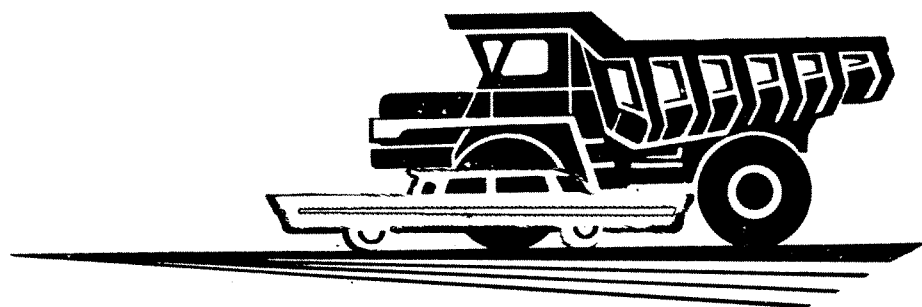


# **А**ВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1973

10



# СОДЕРЖАНИЕ

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

Н. Ф. Китаев, А. Д. Назаров, Б. Ф. Нормухамедов, П. Э. Сыркин, И. М. Цой — Влияние конструкции поршневого компрессионного кольца на некоторые показатели двигателя ЗМЗ-24 . . . . .	1
О. П. Пономарев — Метод косвенного определения коэффициента избытка воздуха в двухтактных дизелях . . . . .	4
А. Н. Нарбут, Н. Н. Никитин, А. Л. Сергеев, М. Н. Дзядык, И. Г. Новоселецкий — Формирование нагрузок при торможении двигателем автомобиля с гидротрансформатором . . . . .	5
И. А. Смирнова, Э. Г. Ямпольская, М. И. Ершова, М. М. Дижур, А. Б. Гжельский, В. Л. Купершмидт — Работоспособность аккумуляторных батарей в разрядных режимах при низких температурах . . . . .	8
Я. И. Несвитский, О. Д. Марков, Г. П. Мамчур — Техничко-экономическая эффективность применения моторного тормоза-замедлителя на автомобиле КраЗ-256Б . . . . .	10
М. Б. Школьников, Л. Г. Ласевич, Н. И. Беляков — Об основной системе для расчета кузова автобуса на кручение . . . . .	12
Л. М. Зисман, Л. Л. Гинцбург — Методика аналитического определения взаимного положения прицепного звена и тягача на поворотах . . . . .	15
Ю. Л. Мариенбах, Е. Е. Черейский — Исследование устойчивости движения автомобиля по прямолинейной траектории . . . . .	16
В. С. Василенко — Пути увеличения долговечности карданных валов . . . . .	19
Н. Г. Владыкин, Ф. Р. Геккер, Д. Н. Спицына, Б. В. Югов — Влияние параметров амортизационных узлов на динамическую нагруженность несущей системы грузового автомобиля . . . . .	19
Д. Т. Гапоян, А. С. Кичжи, Л. С. Гаронин — Исследование потерь в трансмиссии, вызываемых тормозами-замедлителями . . . . .	22
Ю. И. Кузнецов — К расчету конструктивных параметров, обеспечивающих устойчивую работу резино-кордного упругого элемента . . . . .	25
Н. Ф. Глухарев, Н. Н. Савченко — Имитация подъемов и спусков при стендовых испытаниях автомобилей . . . . .	27

## ТЕХНОЛОГИЯ

А. В. Воронин, Б. В. Шандров, И. К. Герасимов — Поведение конических подшипников и качество сборки редукторов ведущих мостов автомобилей . . . . .	28
Ю. Д. Яшин, Е. А. Лунев — Исследование обрабатываемости стали марки 18ХНМФА . . . . .	31
В. Н. Александров — Определение долговечности и работоспособности упрощенных шарикоподшипников . . . . .	33
М. А. Козловский, А. А. Козловский, А. Г. Петренко — Гидроабразивная центробежная очистка внутренних поверхностей трубчатых заготовок . . . . .	35
Г. И. Корниенко, В. В. Саклинский, Р. Ш. Нерсисян — Порошковые титановые шатуны . . . . .	36

## ИНФОРМАЦИЯ

В. В. Лукин — Сети автоматизированных систем управления фирм за рубежом . . . . .	36
Д. И. Чарный — Механизм досылания и насадки пластин радиаторов . . . . .	39
М. В. Суханов — Новые установки для травления ленты в рулонах за рубежом . . . . .	40
Б. И. Шпитальников, С. Е. Рыскин, А. Е. Коробов, В. А. Ламбеа — Установка для ультразвуковой очистки коленчатых валов . . . . .	42
Е. А. Виноградова — Холодное накатывание зубчатых колес . . . . .	43
А. И. Гальперин — Современные уплотняющие материалы, применяемые в автомобилестроении за рубежом . . . . .	44
Т. В. Рогожина — Сварка трением в автомобилестроении . . . . .	45
Новости в технологии машиностроения за рубежом . . . . .	46
Рефераты статей . . . . .	47

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Д. А. Антонов, К. М. Атоян, Н. А. Бухарин, И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. С. Евсеев, Ю. А. Ечистов, К. П. Иванов, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, Ю. А. Купеев, В. А. Карпов, И. С. Лунев, Д. В. Лялин, Д. Д. Мельман, Н. А. Матвеев, Б. Н. Морозов, А. Н. Низов, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирнин, И. К. Чарноцкий, С. Б. Чистозвонов, Б. Е. Юсуфович, Н. Н. Яценко

Адрес редакции:

103051 Москва, К-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 230  
Тел. 226-63-14 и 226-61-49

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор А. А. Снастина

Сдано в набор 23.VIII.1973 г. Подписано в печать 19.IX.1973 г. Т-14097  
Печ. л. 6,0 Бум. л. 3,0 Уч.-изд. л. 9,25 Тираж 11337 Формат 60×90<sup>1</sup>/<sub>16</sub> Зак. 2922

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

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

10  
ОКТАБРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА  
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

1973

Год издания XXXIX

## КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

УДК 621.43—242.2

### Влияние конструкции поршневого компрессионного кольца на некоторые показатели двигателя ЗМЗ-24

Н. Ф. КИТАЕВ, А. Д. НАЗАРОВ, Б. Ф. НОРМУХАМЕДОВ, П. Э. СЫРКИН, канд. техн. наук И. М. ЦОЙ  
Заволжский моторный завод имени 50-летия СССР

**НАДЕЖНОСТЬ** работы поршневых колец зависит от большого числа конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов [1—4].

В настоящей работе исследовано влияние наличия внутренних фасок на верхних компрессионных кольцах (рис. 1, а) и величины неперпендикулярности<sup>1</sup> образующих торцовых поверхностей канавок поршневых колец к оси юбки поршня (рис. 1, б—д) на отдельные показатели самих колец, а также двигателя в целом. Показатели, способы и средства их измерений приведены в табл. 1. Исследования проводились на двигателях ЗМЗ-24 со степенью сжатия 8,2 при работе на бензине АИ-93 и масле АС-8. Температура масла в картере и воды в рубашке головки цилиндров поддерживалась соответственно в пределах 75—80 и 80—85°C. При всех вариантах исследований канавки под второе компрессионное и маслосъемное кольца и сами кольца, а также зазоры в сопряжениях деталей поршневой группы и клапанного механизма находились в пределах ТУ.

Показатели 1—6 (табл. 1) измерялись по вариантам, перечисленным в табл. 2.

Сопоставление результатов измерений, полученных по внешней скоростной характеристике двигателя, показывает, что при варианте II, где верхние компрессионные кольца имеют внутренние фаски (0,2—0,3) × 45° (кривые 2 и 4), в сравнении с вариантом I, где фаски отсутствуют (кривые 1 и 3), наблюдается снижение величин  $Q$  и  $h$  (рис. 2). При измерениях по нагрузочным характеристикам двигателя при 2000 и 3000 об/мин полу-

чены также аналогичные результаты ( $Q$  и  $h$  для варианта II меньше соответственно на 1,5—2 л/мин и 1,2—2 мм вод. ст. по сравнению с вариантом I). При всех значениях  $n$  величины  $Q$  и  $h$  по внешней характеристике двигателя при варианте IV также меньше, чем при варианте III, соответственно на 1,7—2,0 л/мин и 3,8—4,1 мм. вод. ст. По нагрузочным характеристикам при различных  $n$  также наблюдается уменьшение  $Q$  и  $h$  при варианте IV в сравнении с вариантом III.

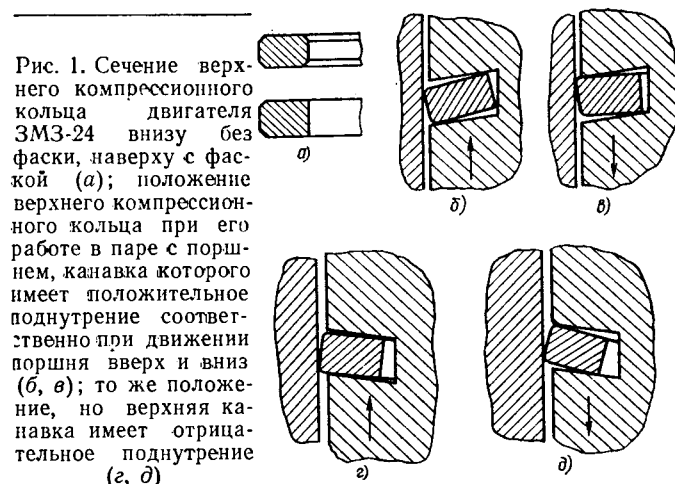


Рис. 1. Сечение верхнего компрессионного кольца двигателя ЗМЗ-24 внизу без фаски, наверху с фаской (а); положение верхнего компрессионного кольца при его работе в паре с поршнем, канавка которого имеет положительное поднутрение соответственно при движении поршня вверх и вниз (б, в); то же положение, но верхняя канавка имеет отрицательное поднутрение (г, д)

<sup>1</sup> В дальнейшем величину неперпендикулярности образующих торцовых поверхностей канавок поршневых колец к оси юбки поршня будем называть поднутрением.

Таблица 1

Показатели	Способ измерения	Точность измерения
1. Пропуск газов в картер $Q$ в л/мин	Газосчетчик типа ГСБ-400 (ГОСТ 6463-53)	—
2. Давление газов в картере $h$ в мм вод. ст.	Водяные пьезометры с ценой деления 1 мм	—
3. Расход масла на угар $Q_m$ в г/ч	100 ч испытания по заводским ТУ, взвешивание	$\pm 5$ г
4. Износ гильз цилиндров $I_{ср}$ в мкм	100 ч испытания по заводским ТУ, микрометрич. по ГОСТ 14846-69	$\pm 5$ мкм
5. Эффективная мощность и крутящий момент двигателя соответственно в л. с. и кгс·м	Электробалансирная машина типа GPFb 13 h	$\pm 50$ г
6. Приработка рабочих поверхностей колец и гильз цилиндров	Визуально	—
7. Упругость колец в г	Специальные весы типа СЦГ-10	$\pm 2$ г
8. Эпюра давлений колец на стенку гильз цилиндров	Эпюромер конструкции ГАЗ	—

Таблица 2

Вариант	Наличие внутренних фасок на кольце	Величина и знак поднутрения* (на длине 15 мм)
I	Отсутствуют	В пределах допуска, $+15 \div -20$ мкм
II	Имеются	$+15 \div -20$ мкм
III	Отсутствуют	$+15 \div -100$ мкм
IV	Имеются	$+15 \div -100$ мкм
V	Отсутствуют	$+105 \div +270$ мкм
VI	Имеются	$+105 \div +270$ мкм
VII	Отсутствуют	$+270 \div +485$ мкм

\* Допуск на поднутрение составляет  $+15 \div -100$  мкм, положительное поднутрение — по рис. 1 б, в, отрицательное — по рис. 1 г, д.

Эффективная мощность и крутящий момент двигателя при вариантах II и IV на 1,5—2,5% выше, чем при вариантах I и III.

В табл. 3 приведены результаты измерений после 100 ч стендовых испытаний расхода масла на угар  $Q_m$  в г/ч и величин износов гильз цилиндров и поднутрения канавки поршня под верхнее компрессионное кольцо в виде соотношений исследованных вариантов.

Таблица 3

Показатели	Отношение показателей, полученных при разных вариантах испытаний			
	I II	III IV	V VI	VII I
Средний износ гильз цилиндров $I_{ср}$ . . . . .	1,47	1,80	6,9	—
Расход масла на угар $Q_m$ . . . . .	1,88	2,30	3,80	5,90
Изменение величины поднутрения канавки поршня . . . . .	1,21	1,40	1,80	—

С увеличением величины поднутрения канавки поршня наблюдается возрастание среднего износа гильз цилиндров, расхода масла на угар и самой величины поднутрения в результате износа.

Внешний осмотр гильз цилиндров, колец и поршней после 100-часовых стендовых испытаний двигателей по вариантам II, IV и VI показал, что они имеют хорошую приработку, не имеют следов задира, а для варианта I в некоторых случаях наблюдается задиры гильз цилиндров и колец, а при варианте V, компрессионных колец.

После 100-часовых стендовых испытаний по варианту III наблюдается задиры гильз цилиндров и колец, а при варианте V, кроме того, наблюдается отрыв частиц хрома с кромки кольца.

На двигателе, собранном по варианту VII, в конце 100-часовых испытаний произошла поломка верхнего компрессионного кольца.

Полученные результаты экспериментальных исследований объясняются следующим.

Нормально работающее кольцо положительно нагружается результирующим давлением газов в осевом направлении сверху и в радиальном изнутри, т. е. кольцо уплотняется по нижнему торцу и по рабочей поверхности [3]. При микро- и макро-

отклонениях гильзы цилиндров, поршня и кольца, превышающих допуск, кольцо уплотняется недостаточно.

При механической обработке поршневые канавки могут иметь как положительное — вершина конуса направлена вверх (рис. 1, б и в), так и отрицательное — вершина конуса направлена вниз (рис. 1, г и д) — поднутрение.

При движении поршня вверх или вниз и наличии положительного поднутрения и отсутствия внутренних фасок на кольце, последнее занимает положения, приведенные на рис. 1, б и в, т. е. кольцо прилегает к гильзе цилиндров не по всей высоте.

При этом на верхней внешней кромке кольца появляются большие удельные давления и силы трения (при движении поршня вверх), увеличивающиеся с увеличением поднутрения, они приводят к большому износу и задиру гильз цилиндров и скалыванию частиц хрома с кромки кольца и, как следствие, к повышенному расходу масла на угар и пропуску газов в картер. Это объясняется тем, что при движении поршня вверх (рис. 1, б) верхняя кромка кольца снимает смазку с поверхности гильзы цилиндра, ухудшая условия ее смазки и нижних колец, а это отрицательно влияет на процесс сгорания из-за попадания масла в камеру сгорания.

При движении поршня вниз (рис. 1, в) образуется масляный клин, где давление может иметь значительную величину [2], и при определенных скоростных и нагрузочных режимах кольцо может отжиматься от поверхности гильзы, создавая интенсивное прокачивание масла в камеру сгорания. Это способствует также увеличению пропуска и давления газов в картере.

При движении поршня вниз кольцо прилегает к нижней торцевой поверхности поршневой канавки не всей нижней плоскостью. В случае увеличенного пропуска газов этим кольцом происходит выравнивание давлений между первой и второй канавками поршня и кольцо может оторваться от нижней торцевой поверхности канавки и находиться некоторое время в свободном или безпорном положении, что способствует появлению вибраций кольца и создает этим опасность его поломки [4].

По-видимому, этим объясняется поломка кольца, наблюдаемая в процессе 100-часовых стендовых испытаний двигателя ЗМЗ-24, канавки поршней которого имели поднутрения до 270—485 мкм. Вибрация кольца приводит к увеличенному пропуску газов в картер и уменьшению эффективной мощности и крутящего момента. Вероятно, резкое увеличение пропуска газов при  $n=3500$  об/мин (рис. 2, кривые 1 и 2) объясняется повышенной вибрацией кольца.

При наличии внутренних фасок опорные поверхности кольца смещаются к его внешнему торцу и кольцо поворачивается относительно его верхней плоскости. Это приводит к увеличению площади прилегания кольца к гильзе по высоте и к нижней торцевой поверхности канавки поршня. В результате уменьшаются: удельное давление и сила трения, количество масла, снимаемого кольцом с поверхности гильзы, пропуск и давление газов в картере, износ гильз и канавок поршня. Кроме того, устраняется возможность задиры гильз цилиндров, колец и поломки последних, так как при наличии внутренних фасок уменьшаются вибрации колец, о чем свидетельствует заметное уменьшение пропуска газов в картер и давления газов в картере (рис. 2, кривые 3 и 4).

Аналогичная картина наблюдается при движении поршня вниз.

Таким образом, при наличии фасок на кольце и положительном поднутрении уменьшаются потери на трение, пропуск газов в картер и расход масла на угар, которые приводят к увеличению эффективной мощности двигателя.

При отрицательном поднутрении канавки поршня и установке на него кольца без фасок поршень работает следующим образом. Если поршень движется вверх (рис. 1, г), то между поверхностями гильзы цилиндров и кольца образуется масляный клин и масло проходит в картер. При обратном движении поршня кольцо нижней наружной кромкой (рис. 1, д) снимает масло с поверхности гильзы, которое также попадает в кар-

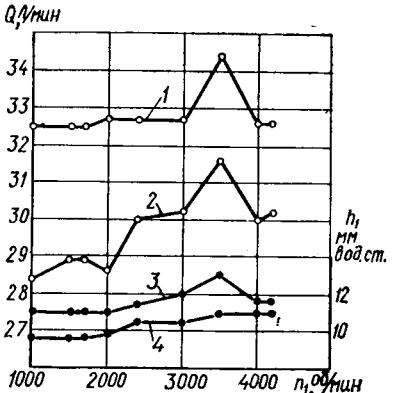


Рис. 2. Пропуск  $Q$  газов и давление  $h$  газов в картере двигателя ЗМЗ-24 по внешней характеристике

тер. При наличии внутренних фасок во время движения поршня вверх величина клина увеличивается. Это приводит к повышению количества снимаемого с поверхности гильзы масла. Во время движения поршня вниз кольцо по-прежнему снимает масло с поверхности гильзы цилиндра. Очевидно, что в этом случае улучшаются условия смазки гильзы цилиндров и второго компрессионного и маслосъемного колец, что приводит к лучшей приработке последних. В этом случае снимаются излишки масла с поверхности гильзы цилиндра при движении поршня вниз.

Это обстоятельство приводит к уменьшению износа этих деталей, расхода масла на угар и пропуска газов в картер.

Проведенные экспериментальные работы и анализ их результатов показывают, что надежность поршневых колец и показатели двигателя, связанные с работой поршневых колец, заметно повышаются при введении фасок на кольцах. Это подтверждается также следующими теоретическими соображениями.

Известно, что работоспособность колец существенно зависит от их приспособляемости, которая характеризуется коэффициентом [5]

$$\delta = \frac{P_T}{G}, \quad (1)$$

или

$$\delta = \frac{9\pi P_T r^2}{E b t^3}, \quad (2)$$

где  $P_T$  — тангенциальное усилие, которое нужно приложить к концам кольца, чтобы сжать его в рабочее состояние;

$G$  — жесткость кольца на изгиб;

$t$  — радиальная толщина кольца;

$b$  — высота кольца;

$r$  — радиус средней линии кольца, вставленного в цилиндр;

$E$  — условный модуль упругости кольца.

Как видно из выражения (2), при постоянных значениях  $r$ ,  $b$  и  $t$  приспособляемость кольца определяется отношением  $\frac{P_T}{E}$ .

Жесткость при изгибе определяется произведением условного модуля упругости материала  $E$  на осевой момент инерции сечения  $J$  [6].

Условный модуль упругости определяется [7] так:

$$E = 5,4 \frac{P_T}{b f \psi} \left( \frac{D}{t} - 1 \right)^3, \quad (3)$$

где  $f$  — разность между зазором кольца в замке в свободном состоянии и зазором сжатого кольца в мм;

$\psi = \frac{J_0}{J}$  — коэффициент приведения моментов инерции;

$J_0$  — момент инерции сечения кольца с внутренними фасками относительно нейтральной оси в мм;

$J$  — момент инерции сечения кольца без внутренних фасок в мм.

Внутренние фаски влияют на упругость кольца  $P_T$  (в г) следующим образом:

Кольца без фасок	Кольца с фасками
2140	2105
1915	1860
1850	1810
1955	1920
1945	1915
1970	1940
1880	1835
1870	1835
1890	1850
1940	1905

Снятие внутренних фасок приводит к уменьшению упругости колец на 30—45 г и, следовательно, к уменьшению его приспособляемости [2 и 5].

Снятие внутренних фасок уменьшает момент инерции сечения кольца, который характеризуется коэффициентом  $\psi$ . Средняя величина коэффициента  $\psi$  в пределах допуска на размеры поперечного сечения кольца и на фаски для верхнего компрессионного кольца двигателя ЗМЗ-24, определенные по методам работы [6], составляет 0,98.

Из выражений (2) и (3) видно, что приспособляемость кольца зависит при постоянных значениях  $b$ ,  $t$ ,  $D$  и  $f$  от величин  $P_T$ ,  $\psi$  и  $r$ .

В случае снятия внутренних фасок упругость кольца уменьшается на 30—45 г, а значение  $\psi$  составляет 0,98.

Измерения исследуемых колец на световом калибре для проверки поршневых колец по наружному диаметру показали, что снятие внутренних фасок приводит к уменьшению просвета колец на 5—10°.

Отношение условного модуля упругости кольца без фасок  $E$  и с фасками  $E_0$  в предположении постоянства величин  $b$ ,  $f$ ,  $D$  и  $t$  [3] составляет 0,998, т. е. снятие внутренних фасок практически не влияет на условный модуль упругости. Определим

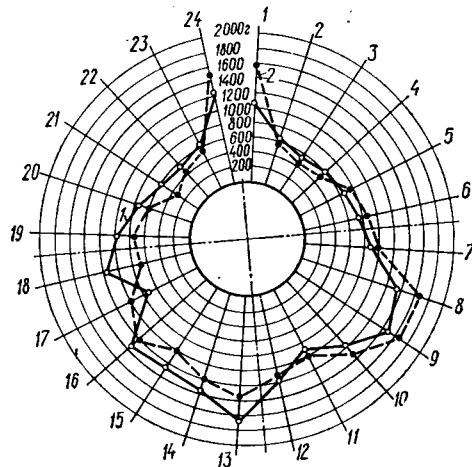


Рис. 3. Эпюры распределения радиальных давлений верхнего компрессионного кольца двигателя ЗМЗ-24 на стенку гильзы цилиндра при отсутствии (кривая 1) и наличии (кривая 2) внутренних фасок

отношение жесткости кольца без фасок  $G$  и с внутренними

$$\text{фасками } G_0: \frac{G}{G_0} = \frac{EJ}{E_0 J_0}.$$

После преобразований и подстановки численных величин по-

лучаем  $\frac{G}{G_0} = 1,020$ , т. е. жесткость кольца с внутренними

фасками на 2,0% меньше, чем жесткость кольца без фасок. Определим отношение приспособляемости кольца без фасок  $\delta$  и с внутренними фасками  $\delta_0$  (т. е. совместное влияние  $E$  и  $G$ ):

$$\frac{\delta}{\delta_0} = \frac{P_T G_0}{G P_{T0}},$$

или

$$\frac{\delta}{\delta_0} = 1,0$$

Следовательно, приспособляемость кольца с фасками практически не отличается от приспособляемости кольца без фасок.

Во всех расчетах радиус средней линии кольца  $r$  принимался постоянным. Однако снятие внутренних фасок приводит к уменьшению поперечного сечения кольца, а это вызывает смещение центра тяжести сечения кольца к наружному торцу [8]. Средняя линия кольца, вставленного в цилиндр, является геометрическим местом центров тяжести поперечных сечений кольца, и смещение центра тяжести сечения кольца к наружному торцу означает увеличение величины  $r$ .

Расчеты по методам [8] показывают, что снятие внутренних фасок приводит к некоторому возрастанию величины  $P_T$ , а это вызывает увеличение приспособляемости кольца.

Таким образом, расчеты показывают, что снятие внутренних фасок способствует некоторому увеличению приспособляемости кольца.

Влияние внутренних фасок на эпюру распределения радиальных давлений кольца на стенку гильзы цилиндра показано на рис. 3, где видно, что характер распределения давлений в обоих вариантах практически одинаков. Некоторые отличия в эпюрах следует объяснить в основном погрешностью измерения, уменьшением жесткости и увеличением упругости кольца с внутренними фасками.

Снятие внутренних фасок приводит к уменьшению веса кольца, а это приводит к уменьшению его вибрации [9].

Результаты исследований показывают, что с введением внутренних фасок на верхних компрессионных кольцах двигателя ЗМЗ-24 уменьшаются случаи задигов гильз цилиндров и колец, величины расхода масла на угар, пропуска газов в картер, давления газов в картере, износа гильз цилиндров и канавки поршня под поршневое кольцо, а также улучшаются приработка сопряжения поршень — кольцо — гильза и мощностные показатели двигателя.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Архангельский В. М. и др. Автомобильные двигатели. М., Изд-во «Машиностроение», 1967.

2. Энгелиш К. Поршневые кольца, т. 2. М., Машгиз, 1962.
3. Энгелиш К. Поршневые кольца, т. 1. М., Машгиз, 1962.
4. Hirt Dieter, Steingenberger Richard. «MTZ», 1971, 32, № 11.
5. Коган Ю. А. — «Автомобильная промышленность», 1960, № 10.
6. Дарков А. В., Шпиро Г. С. Сопротивление материалов. М., «Высшая школа», 1969.
7. ГОСТ 7295-63. Методика механических испытаний колец.
8. Яблонский А. А., Никифорова В. М. Курс теоретической механики, часть 1. М., «Высшая школа», 1963.
9. Иссинский Ю. Г. — «Вестник машиностроения», 1972, № 4.

УДК 621.43.01:629.113

## Метод косвенного определения коэффициента избытка воздуха в двухтактных дизелях

Канд. техн. наук О. П. ПОНОМАРЕВ

**ЗАДАЧА** определения истинных значений коэффициента избытка воздуха может быть решена косвенным путем с помощью эмпирической обобщенной зависимости индикаторного к. п. д.  $\eta_i$  от величин  $\alpha$  с точностью, удовлетворительной для практических целей.

На рис. 1 приведена, построенная по экспериментальным данным, обобщенная зависимость относительного индикаторного к. п. д.  $\bar{\eta}_i$  от относительного часового расхода топлива  $G_T \left( \frac{1}{\alpha} \right)$  по нагрузочным характеристикам. За  $G_{T0}$  принят часовой расход топлива, соответствующий экономическому режиму работы на данной нагрузочной характеристике, т. е. с максимальным значением индикаторного к. п. д.

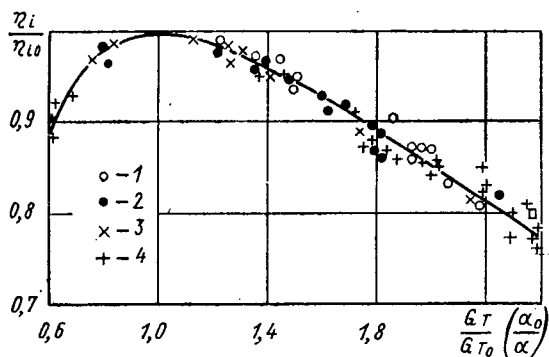


Рис. 1. Зависимость относительного индикаторного к. п. д.  $\bar{\eta}_i$  от относительного часового расхода топлива  $G_T \left( \frac{1}{\alpha} \right)$  в дизелях:  
1 — АМ-41; 2 — «Урал-640»; 3 — СМД; 4 — ЯМЗ-236

Для построения характеристики использовались данные экспериментального исследования дизеля ЯМЗ-236<sup>1</sup>, а также АМ-41 (по размерности и рабочему процессу аналогичного семейства четырехтактных дизелей ЯМЗ), тракторных дизелей СМД-14 и автомобильного дизеля «Урал-640». Положение точек на графике, по которым была построена зависимость, свидетельствует о ее надежности для всех типов дизелей с непосредственным впрыском.

Исследования дизеля ЯМЗ-236 в условиях переменной плотности воздуха, а также данные НАМИ по исследованию семейства четырехтактных дизелей ЯМЗ с турбонаддувом, позволяют утверждать, что в дизелях с непосредственным впрыском универсальное экономическое значение коэффициента избытка воздуха  $\alpha_y$  (соответствующие максимуму  $\eta_i$ ) по всем нагрузочным характеристикам, в том числе и при различной плотности воздушного заряда, равно  $2,7 \pm 0,1$ .

Исходным материалом для определения истинного значения  $\alpha$  в двухтактного дизеля служат нагрузочные характеристики.

На рис. 2 приведена нагрузочная характеристика дизеля ЯАЗ-М204А при 1000 об/мин коленчатого вала. Эта характеристика показывает, что экономическому режиму (при минимальном удельном индикаторном расходе топлива  $g_i = 145$  г/и.л.с.) соответствуют  $G_T = 4,4$  кг/ч и  $\alpha_{сум} = 6,2$ . Найдя при этом режиме отправную точку с универсальным значением  $\alpha_y = 2,7$ , можно построить всю характеристику  $\alpha$  с помощью обобщенной зависимости, приведенной на рис. 1.

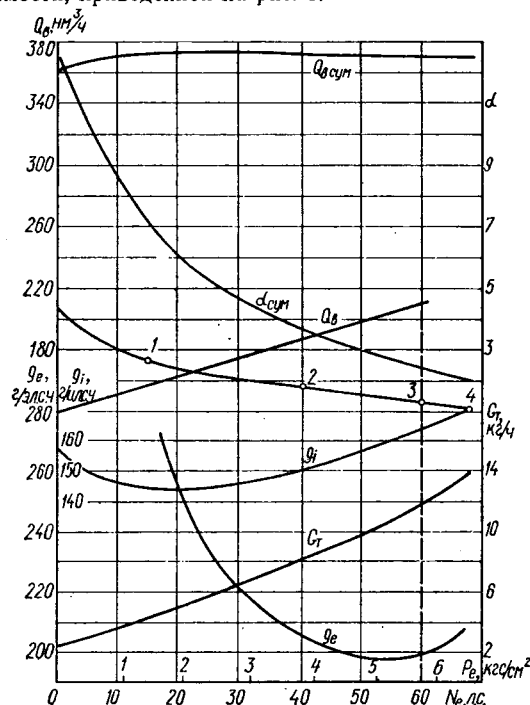


Рис. 2. Нагрузочная характеристика дизеля ЯАЗ-М204А при 1000 об/мин

Возьмем, например, нагрузочный режим, соответствующий мощности 40 л. с. На этом режиме  $g_i = 150$  г/и.л.с. Величина относительного индикаторного коэффициента избытка воздуха

$$\bar{\eta}_i = \frac{\eta_i}{\eta_{i0}} = \frac{g_{i0}}{g_i} = \frac{145}{150} = 0,97.$$

Такой величине  $\bar{\eta}_i$  на рис. 1 соответствует  $\bar{G}_T = 1,35$ . Деля исходное значение  $\alpha_y = 2,7$  на эту величину, находим значение  $\alpha$  в точке 2, равное 2,0.

Аналогичным образом для нагрузочных режимов 60 л. с. ( $g_i = 164$  г/и.л.с.) и 68 л. с. ( $g_i = 172$  г/и.л.с.) получим значения  $\bar{\eta}_i$ , равные соответственно 0,875 и 0,84, и величины  $\bar{G}_T$ , равные 1,95 и 2,1. Тогда искомые значения величин  $\alpha$  в точках 3 и 4 будут составлять 1,38 и 1,28.

Величина  $G_T$ , соответствующая холостому ходу, находится на левой ветви обобщенной характеристики и равна 0,65

$\left(\frac{g_{i0}}{g_i} = \frac{145}{158} = 0,92\right)$ . Следовательно, значение  $\alpha$  на оси ординат равно  $\frac{2,7}{0,65} = 4,15$ .

Аналогично были построены зависимости коэффициентов избытка воздуха от нагрузки на скоростных режимах 1500 и 2000 об/мин.

Величины значений коэффициента избытка воздуха, полученные предложенным методом, на ограничительных (внешних) точках нагрузочных характеристик 1000; 1500 и 2000 об/мин, оказались равными соответственно 1,28; 1,55 и 1,75. Это свидетельствует о том, что если на режиме 1000 об/мин нагрузка дизеля находится у предела дымления, то на больших скоростях воздух, очевидно, используется не полностью.

В 1950 г. Ярославским моторным заводом проводились расчеты по определению истинных значений коэффициента избытка воздуха в дизеле ЯАЗ-204 при установке насос-форсунок серий 60, 80 и 100. Подсчитанные по параметрам воздушного заряда в момент перекрытия продувочных окон (без учета количества и температуры остаточных газов) значения  $\alpha$  при работе с насос-форсункой серии 60 оказались соответственно равными 1,3; 1,5 и 1,85, совпадая с полученными значениями на режимах 1000 и 1500 об/мин и несколько отличающаяся в большую сторону на режиме 2000 об/мин. Последнее может быть объяснено именно пренебрежением влияния остаточных газов, которое оказывается заметным на высоких числах оборотов в связи с ухудшением очистки цилиндров.

Следовательно, если задаться пределом нагружения дизеля на всех скоростных режимах в виде предельного значения коэффициента избытка воздуха, равного 1,35—1,4 (эту цифру следует считать оптимальной для дизеля с непосредственным впрыском), то максимальная мощность дизеля ЯАЗ-М204А может быть существенно увеличена без ухудшения параметров рабочего процесса и дымности выпуска.

На рис. 2 вертикальной штриховой линией показан предел ограничения нагрузки до  $\alpha_{lim} = 1,35 \div 1,4$ . При ограничении подачи топлива до величины, соответствующей  $\alpha_{lim}$  на режиме 2000 об/мин (максимальная мощность дизеля может быть увеличена примерно до 150 л. с. при среднем эффективном давлении  $p_e = 7,8$  кгс/см<sup>2</sup> вместо мощности 120—130 л. с., снимаемой в настоящее время. На режиме 1500 об/мин нагрузка может быть увеличена незначительно, а на режиме 1000 об/мин, как видно из рис. 2, должна быть даже уменьшена примерно на одну единицу среднего эффективного давления.

Используя полученные значения  $\alpha$ , можно определить величины изменения коэффициента продувки  $\varphi$  по нагрузочным характеристикам.

Из выражения

$$\alpha = \frac{Q_v \tau}{G_T L_0}$$

определяется количество воздуха, используемое на сгорание:

$$Q_v = \frac{\alpha G_T L_0}{\gamma_v} \text{ м}^3/\text{ч},$$

где  $L_0 = 14,5$  кг/кг — теоретически необходимое количество воздуха;

$\gamma_v = 1,29$  кг/м<sup>3</sup> — плотность воздуха.

Полученные графики зависимости  $\varphi = \frac{Q_{в, сум}}{Q_v}$  от нагрузки

при трех скоростных режимах дизеля ЯАЗ-М204А приведены на рис. 3. По ним можно сделать следующие выводы. На режиме 1000 об/мин коэффициент продувки уменьшается при увеличении нагрузки от холостого хода до номинальной примерно на 30%. Это можно объяснить тем, что увеличение количества продуктов сгорания в цилиндре препятствует равно-

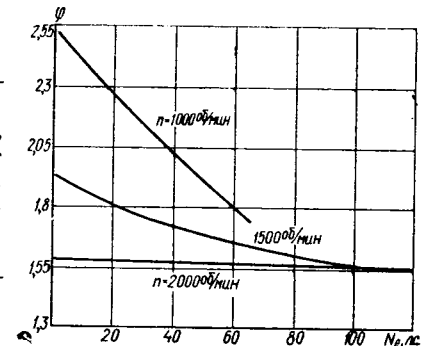


Рис. 3. Зависимость коэффициента  $\varphi$  от нагрузки при трех скоростных режимах дизеля ЯАЗ-М204А

ценному процессу его очистки по мере нагружения, учитывая, что давление  $p_k$  продувочного воздуха на этом режиме составляет всего около 50 мм рт. ст. По мере увеличения скорости дизеля и тем самым давления  $p_k$ , разница в значениях  $\varphi$  при изменении нагрузки будет естественно уменьшаться, что и наблюдается на режиме 1500 об/мин, где давление  $p_k$  составляет уже около 200 мм рт. ст. В то же время коэффициент продувки уменьшается с увеличением скорости в связи с уменьшением располагаемого для газообмена времени.

На режиме 2000 об/мин достаточно высокое давление  $p_k$  (около 330 мм рт. ст.) обеспечивает одинаковое качество продувки во всем нагрузочном диапазоне, а некоторое уменьшение  $\varphi$  с ростом нагрузки определяется незначительным падением суммарного расхода воздуха.

Предлагаемый метод позволяет достаточно надежно определять порядок значений коэффициента избытка воздуха и коэффициента продувки двухтактных дизелей по нагрузочным характеристикам индикаторного расхода топлива.

Нахождение значений  $\alpha$  дает возможность определить оптимальные границы нагружения дизеля.

УДК 629.113—592.64

## Формирование нагрузок при торможении двигателем автомобиля с гидротрансформатором

Канд. техн. наук А. Н. НАРБУТ, канд. техн. наук Н. Н. НИКИТИН, А. Л. СЕРГЕЕВ, М. Н. ДЗЯДЫК, И. Г. НОВОСЕЛЕЦКИЙ

Московский автомобильно-дорожный институт, Львовский политехнический институт

В ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ коробках передач автомобилей наиболее распространены комплексные гидротрансформаторы, у которых практически отсутствуют обгонные тормозные режимы [1]. Поэтому при отпуске педали акселератора (закрытие дроссельной заслонки карбюраторного двигателя) такие гидротрансформаторы переходят на обратимые режимы,

если их передаточное отношение  $i = \frac{\omega_2}{\omega_1}$  становится больше единицы, или остается на тяговых режимах, если передаточное отношение остается меньше единицы.

Коэффициент трансформации  $K = \frac{M_T}{M_H}$  у комплексных гидротрансформаторов равен единице при  $0,85 < i < 2$ , т. е. в диапазоне, который обычно используется во время торможения двигателем. Тормозные свойства автомобиля при этом виде торможения можно оценить с помощью зависимостей, приведенных в работе [2], где характеристики комплексных гидро-

трансформаторов во время торможения двигателем оценены как обладающие средней жесткостью.

Гидротрансформатор разделяет трансмиссию автомобиля на две части: ведущую (для ее параметров примем индекс 1) и ведомую (индекс 2). Уравнения движения этих частей для торможения двигателем, как и для разгонов [3], следующие:

$$\begin{aligned} J_1 \dot{\omega}_1 &= M_d - M_H; \\ J_2 \dot{\omega}_2 &= K M_H - M_c, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $J$  — момент инерции;

$M$  — крутящий момент;

$\dot{\omega}$  — угловое ускорение (замедление);

$K$  — коэффициент трансформации;

индексы Н — насосное колесо; д — двигатель; с — сопротивление.

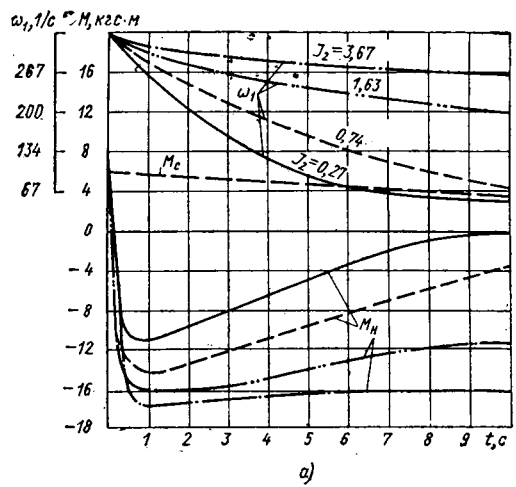


Рис. 1

В уравнениях (1) на режимах торможения знак при угловых замедлениях будет отрицательным. В случае закрытия дроссельной заслонки двигатель переходит в тормозные режимы и знак его момента становится отрицательным. Моменты на насосном и турбинном колесах могут иметь как положительный, так и отрицательный знак в зависимости от соотношения моментов инерции ведущей и ведомой частей и величины момента сопротивления.

Экспериментально режимы торможения двигателем исследовались на универсальном инерционном стенде Львовского политехнического института с использованием двигателя ЗИЛ-130 и гидромеханической коробки передач ЛАЗ-НАМИ-035 с принудительно зафиксированной передачей и с разблокированным гидротрансформатором. Условия проведения испытаний и измерительная аппаратура — те же, что и при исследовании разгонных качеств [3].

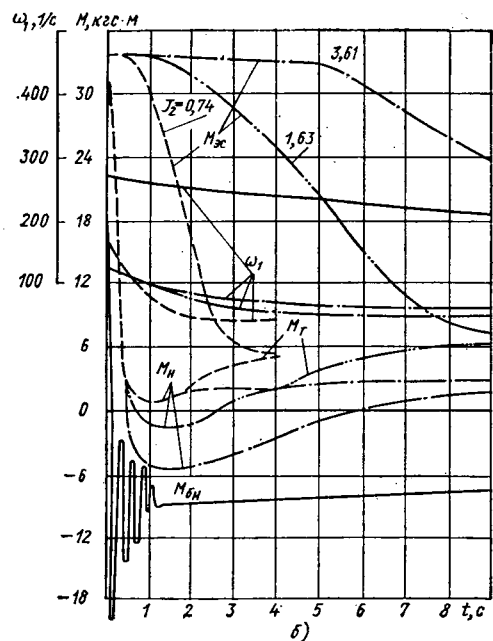
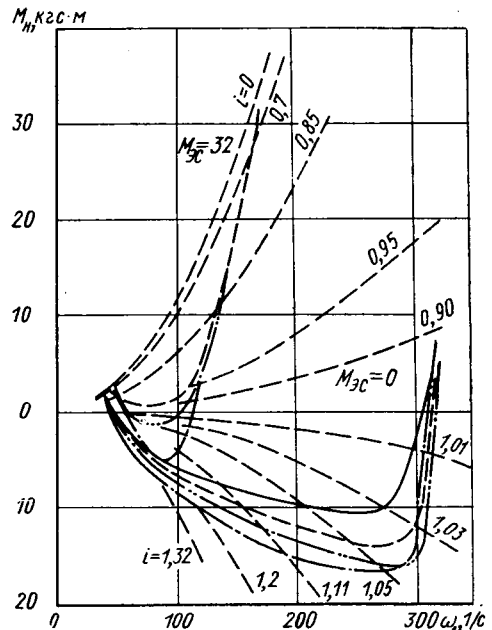


Рис. 2



Характеристики определялись при следующих значениях приведенного к валу турбины момента инерции  $J_2 = 0.27; 0.74; 1.63; 3.61$  кг·м/с<sup>2</sup> и моментах сопротивления, обеспечиваемых электромашинной постоянной тока,  $M_{ac} = 0; 16; 32$  кг·м. Полный момент сопротивления  $M_c$  был на 2—5 кг·м выше из-за потерь в коробке передач и в опорах стенда. В результате обработки осциллограмм были получены в зависимости от времени  $t$  графики  $\omega_1, \omega_2, M_H, M_T, \dot{\omega}_1, \dot{\omega}_2$  при  $M_{ac} = 0$  (рис. 1, а) и при  $M_{ac} = 32$  кг·м (рис. 1, б).

Из-за увеличенного отбора мощности на привод вспомогательного оборудования эффективный момент двигателя был уменьшен на 3—5 кг·м по внешней скоростной характеристике.

обратной прозрачности темп изменения момента может быть выше. Во время тормозных испытаний момент на насосном колесе уменьшается быстрее, чем по параболической зависимости от угловой скорости. Это хорошо видно на рис. 2 для  $M_{ac} = 32$  кг·м.

Уменьшение момента на насосном колесе не может происходить при постоянстве его угловой скорости, так как это соответствовало бы увеличению  $i$ , а значит, и угловой скорости турбинного колеса при уменьшении момента на нем. Следовательно, наибольшее значение темпа изменения момента будет определяться условием постоянства угловой скорости турбинного колеса. Результаты испытаний показывают, что действительные характеристики близки к этому условию в начальной фазе торможения.

Для диапазона  $0.85 < i < 2$  можно принять [2] линейной зависимости коэффициента момента насосного колеса от передаточного отношения, т. е.

$$\lambda_H = \frac{d\lambda_H}{di} (i - 1).$$

Тогда

$$M_H = \frac{d\lambda_H}{di} \rho D^5 (-\omega_1^2 + \omega_1 \omega_2); \quad (2)$$

$$\frac{dM_H}{d\omega_1} = \frac{d\lambda_H}{di} \rho D^5 \left( -2 + i + \frac{d\omega_2}{d\omega_1} \right) \omega_1. \quad (3)$$

Сравнивая начальные условия торможения при  $\frac{d\omega_2}{d\omega_1} = 0$  для  $M_{ac} = 0$  и 32 кг·м, получим в первом случае  $\omega_1 = 320$  1/с и  $i = 0.98$ , а во втором  $\omega_1 = 175$  1/с и  $i \approx 0.7$ . Разница в начальной угловой скорости велика, но различие в производной момента в этих случаях определялось в основном разницей производной коэффициента момента по  $i$ .

На рис. 3 показано изменение угловых замедлений для  $M_{ac} = 0$  кг·м (а) и  $M_{ac} = 32$  кг·м (б).

Весь процесс торможения автомобиля двигателем через гидротрансформатор при резком закрытии дроссельной заслонки можно считать состоящим из трех этапов.

1. Выход на режим торможения. На этом этапе при относительно быстром изменении угловой скорости  $\omega_1$  ведущей части ведомая часть сохраняет почти постоянную угловую скорость.
2. Неупорядоченное торможение. На этом этапе уменьшение угловых скоростей ведущей и ведомой частей происходит при существенном различии их угловых замедлений.
3. Упорядоченное торможение. На этом этапе угловые замедления приблизительно равны, т. е.  $\dot{\omega}_1 \approx \dot{\omega}_2$ .

На третьем этапе уменьшение угловых скоростей может происходить сначала с увеличением передаточного отношения, а

ке. Соответственно был увеличенным тормозной момент двигателя. Кроме того, величина  $M_{ac}$  уменьшалась при снижении угловой скорости электромашин (рис. 1, б).

Обращает на себя внимание (рис. 1) темп изменения, приблизительно в 3 раза больший момента на насосном колесе  $\frac{dM_H}{dt} \approx$

$\approx 75$  кгс·м/с в начальной фазе при торможении, по сравнению с разгонными испытаниями [3]. Это объясняется тем, что при разгонных испытаниях нарастание момента на насосном колесе сдерживается нагружающими свойствами гидротрансформатора. Момент может увеличиваться не быстрее, чем в квадрате от угловой скорости, т. е. по параболе. Это справедливо для гидротрансформаторов с прозрачностью  $\Pi \gg 1$ , при



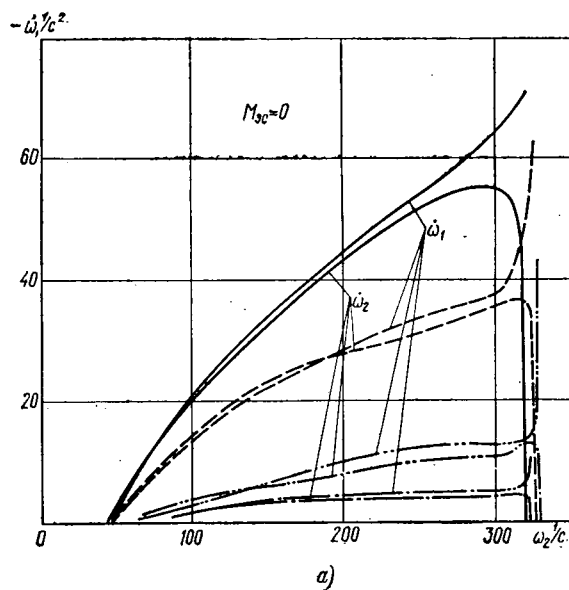


Рис. 3

затем с уменьшением его. Если  $M_c > 0$ , то торможение должно закончиться возвращением гидротрансформатора на тяговые режимы работы (с уменьшением передаточного отношения до нуля, если  $M_c \geq M_{н.х.х} K_0$ , где  $M_{н.х.х}$  — момент, соответствующий угловой скорости режима холостого хода двигателя).

При испытаниях время закрытия дроссельной заслонки (изменение  $\alpha$  от 100 до 0%) составляло 0,08—0,1 с. За начало торможения был принят момент времени, когда дроссельная заслонка полностью закрывалась. В течение еще приблизительно 0,1 с угловая скорость двигателя оставалась неизменной. В цилиндрах были пропуски вспышек — рабочая смесь не сгорала. Это явление было исследовано ранее [4]. Затем наступал первый этап торможения. Используя первое уравнение системы (1), можно определить предельное значение максимального замедления вала двигателя для процесса торможения, пренебрегая временем изменения момента двигателя и его переходными процессами:

$$\dot{\omega}_1 \max = \frac{M_d - M_H}{J_1}, \quad (4)$$

где  $M_d = M_{тор.д} < 0$  — тормозной момент двигателя при  $\alpha = 0\%$ , соответствующий начальной угловой скорости  $\omega_1 \text{ нач}$ ;

$M_H = \frac{M_{эс}}{K}$  — момент на насосном колесе в начале торможения.

Согласно уравнению (4) при  $M_{эс} = 32 \text{ кгс} \cdot \text{м}$  и  $J_1 = 0,09 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{с}^2$  получим  $\dot{\omega}_1 \max$  около  $450 \text{ 1/с}^2$ . Однако по ре-

зультатам испытаний получено  $\dot{\omega}_1 \max \approx 130 \text{ 1/с}^2$ . Это объяс-

няется в основном тем, что момент двигателя изменяется не мгновенно во время резкого закрытия дроссельной заслонки, причем в среднем темп изменения составляет приблизительно

$\frac{dM_d}{dt} = 120 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{с}$ . Поэтому и время первого этапа опреде-

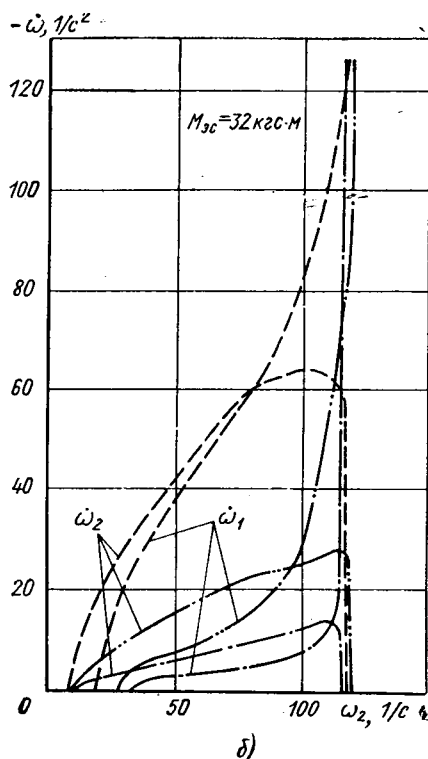
ляется в основном переходными процессами двигателя. Приближенно его можно определить по начальному и конечному для этого этапа значениям момента двигателя

$$t_1 = \frac{M_{д.нач} - M_{д.кон}}{\frac{dM_d}{dt}} + \Delta t_1, \quad (5)$$

где  $\Delta t_1 \approx 0,1 \text{ с}$  — запаздывание в начале изменения угловой скорости вала двигателя.

В проведенных исследованиях  $t_1 \approx 0,2 \div 0,5 \text{ с}$ .

Испытания были проведены и с заблокированным гидротрансформатором. Результаты представлены на рис. 1, б для  $J_2 = 3,61 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{с}^2$ ,  $M_{эс} = 10 \text{ кгс} \cdot \text{м}$ ,  $\omega_1 \text{ нач} = 270 \text{ 1/с}$ . Темп изме-



б)

равны. Это позволяет с учетом того, что коэффициент трансформации равен единице, преобразовать систему (1), сложив левые и правые части уравнений:

$$\dot{\omega}_1 = \frac{M_d - M_c}{J_1 + J_2}, \quad (6)$$

или, разделив их друг на друга,

$$M_H = \frac{M_d + M_c \frac{J_1}{J_2}}{1 + \frac{J_1}{J_2}}. \quad (7)$$

Решение уравнения (6) при  $M_c = \text{const}$  и  $M_d = a + b \omega_1 + c \omega_1^2$

имеет вид

$$\omega_1 = \omega_{х.х} \left[ \frac{A e^{at} - \beta}{A e^{at} - 1} \right], \quad (8)$$

где  $A = \left[ \frac{2c \omega_{нач} + b - \sqrt{\Delta}}{2c \omega_{нач} + b + \sqrt{\Delta}} \right]$ ;  $\beta = \frac{b - \sqrt{\Delta}}{b + \sqrt{\Delta}}$ ;

$$\Delta = b^2 - 4c(a - M_c); \quad a = \frac{\sqrt{\Delta}}{J_1 + J_2};$$

$\omega_{х.х}$  — угловая скорость коленчатого вала двигателя на холостом ходу.

Время третьего этапа

$$T_3 = \frac{J_2 + J_1}{\sqrt{\Delta}} \left( \ln \frac{2c \omega_1 + b - \sqrt{\Delta}}{2c \omega_1 + b + \sqrt{\Delta}} - \ln A \right). \quad (9)$$

Для третьего этапа была произведена расчетная оценка значений коэффициента  $\sigma$  учета изменения момента двигателя при торможении. Расчет проводился для угловых замедлений от 4 до  $100 \text{ 1/с}^2$  по первому уравнению системы (1), которое было представлено в виде

$$\sigma = \frac{M_d - M_H}{\dot{\omega}_1} - J_d, \quad (10)$$

где  $J_d = 0,09 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{с}^2$  — момент инерции вращающихся частей вала двигателя и жестко соединенных с ним деталей.

В результате расчетов получено  $\sigma = 0,03 \div 0,05 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{с}^2$ .

Для испытаний с начальным значением сопротивления электромашин  $32 \text{ кгс} \cdot \text{м}$  получены на третьем этапе значительные

нения момента  $\frac{dM_{6H}}{dt} =$

$$= \frac{dM_{6T}}{dt} \approx 200 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{с} \text{ ока-}$$

зался почти в 3 раза выше, чем при разблокированном гидротрансформаторе. Кроме того, наблюдались колебания момента с максимальной амплитудой до  $11 \text{ кгс} \cdot \text{м}$  (при разблокированном гидротрансформаторе — до  $2 \text{ кгс} \cdot \text{м}$ ).

На втором этапе замедление турбинного колеса быстро достигает экстремального значения, затем его абсолютная величина начинает постепенно уменьшаться. Замедление насосного колеса быстро уменьшается по абсолютной величине, приближаясь к замедлению турбинного колеса. Момент на насосном колесе достигает минимального значения через  $0,5\text{—}1 \text{ с}$  от начала второго этапа.

На третьем этапе замедления насосного и турбинного колес приблизительно

расхождения в замедлениях насосного и турбинного валов. Это объясняется тем, что при уменьшении угловой скорости турбинного вала уменьшался момент сопротивления (рис. 1, б) электромашины. Из уравнения (7) следует, что при прочих равных условиях уменьшение момента сопротивления должно приводить к уменьшению моментов на насосном и турбинном валах. Это приводит к более заметному снижению углового замедления турбинного вала по сравнению с насосным, особенно при больших моментах инерции  $J_2$ .

Таким образом, изменяющийся момент сопротивления при  $K=1$  и относительно медленном изменении  $M_H$  препятствует организации упорядоченного торможения системы с  $\omega_2 \approx \omega_1$ . То же самое наблюдалось и при разгонах [3], когда изменяющийся коэффициент трансформации при  $M_c = \text{const}$  и относительно малом изменении  $M_H$  препятствовал организации упорядоченного разгона системы с  $\omega_1 \approx i\omega_2$ .

В общем случае систему (1) можно решить численным интегрированием, например методом Рунге-Кутты с использованием ЭЦВМ, как это было сделано для расчета разгонов [5]. Однако, учитывая особенности процесса торможения, можно предложить метод упрощенного расчета, считая, что весь процесс состоит только из первого и третьего этапов. При  $M_c = \text{const}$  результаты расчета отличаются от точного решения несущественно.

Строим графики  $M_H = f(\omega_1)$  для первого этапа по уравнению (2), для третьего этапа — по уравнению (7). Пересечение этих кривых даст значение  $\omega_1 \text{ нач } 3$ .

Время первого этапа определяем по уравнению (5), третье — по уравнению (9). Изменение угловой скорости вала двигателя для первого этапа можно принять приблизительно линейным от  $\omega_1 \text{ нач } 1$  до  $\omega_1 \text{ нач } 3$ , для третьего этапа — определить по уравнению (8). Затем, используя график  $M_H = f(\omega_1)$ , можно определить  $\omega_2 = i\omega_1$ . Минимальное значение момента на насосном колесе располагается на режиме  $\omega_1 \text{ нач } 3$  и несущественно отличается от действительного.

На рис. 4 приведены кинематические характеристики, т. е.  $\omega_1 = f(\omega_2)$  для торможения двигателем особая (а), соответствующая точкам пересечения парабол  $M_H = f(\omega_1)$ , с тормозной характеристикой двигателя, и действительные (б) по результатам испытаний. Исследования показали, что расчет процесса торможения на третьем этапе можно вести с использованием особой кинематической характеристики для  $J_2 : J_1 > 5$  при относительно высоких моментах сопротивления

$m_c = \frac{M_c}{M_N} > 0,5$ . При  $m_c \leq 0$  особую кинематическую характеристику можно использовать для  $J_2 : J_1 = 2$ . Уменьшение  $m_c$  и увеличение  $J_2 : J_1$  способствует (рис. 2) приближению кривой

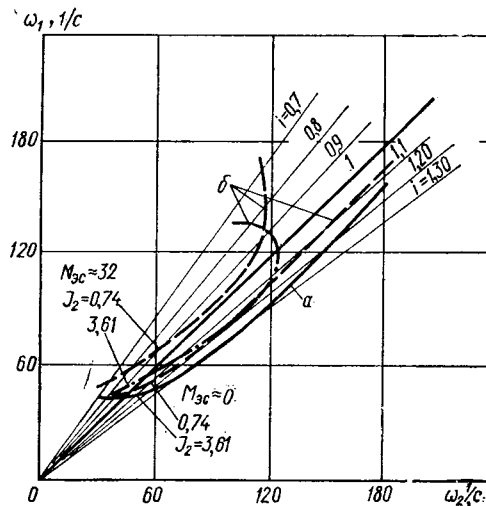


Рис. 4

$M_H$  к тормозной характеристике двигателя во время торможений. При разгонах приближению кривой  $M_H$  к кривой  $M_d$  способствует увеличение как  $J_2 : J_1$ , так и  $m_c$ .

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Нарбут А. Н. Гидротрансформаторы. М. Изд-во «Машиностроение», 1966.
2. Нарбут А. Н. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 9.
3. Нарбут А. Н. и др. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 4.
4. Петров М. А., Горнушкин Ю. Г. — «Автомобильная промышленность», 1961, № 3.
5. Нарбут А. Н. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 1.

УДК 621.43.044.7

## Работоспособность аккумуляторных батарей в разрядных режимах при низких температурах

И. А. СМЕРНОВА, канд. хим. наук Э. Г. ЯМПОЛЬСКАЯ, М. И. ЕРШОВА, канд. техн. наук М. М. ДИЖУР, А. Б. ГЖЕЛЬСКИЙ, канд. техн. наук В. Л. КУПЕРШМИДТ

Научно-исследовательский, проектно-конструкторский и технологический институт стартерных аккумуляторов, НАТИ

**НАДЕЖНЫЙ** пуск двигателей в условиях низких температур существенно зависит от работоспособности аккумуляторных батарей в стартерных режимах разряда. Известно, что емкость аккумуляторной батареи на стартерном режиме разряда при низких температурах ограничивается емкостью отрицательного электрода, а положительный электрод при этом обладает некоторым запасом емкости.

Чтобы увеличить емкость отрицательного электрода на стартерном режиме разряда, при его изготовлении в активную массу добавляют эффективный расширитель типа дубителя № 4 или БНФ вместе с серноокислым барьером. Такой расширитель препятствует спеканию активной массы в процессе работы электрода, способствует повышению коэффициента использования активной массы и, следовательно, повышению емкости аккумулятора. Однако проведенные ранее работы показали, что, используя только эффективные расширители для отрицательных электродов, невозможно решить проблему создания свинцового аккумулятора, способного работать в условиях низких температур. Необходимо комплексное решение проблемы.

Для снижения сопротивления и, следовательно, повышения начального разрядного напряжения батарей во время разряда при низких температурах ранее предлагалось использовать межэлементные соединения с медными вкладышами.

Чтобы повысить емкость батарей за счет лучшего использования электролита, применяют моноблоки, конструкция которых позволяет увеличить количество электролита как над пластинами, так и по бокам блоков в элементе, а количество электролита между пластинами увеличивается за счет применения высокопористых сепараторов.

Для увеличения разрядной мощности батарей при сохранении габаритных размеров были применены более совершенные сепараторы и более тонкие электроды, что позволило увеличить их рабочую поверхность. Как уже отмечалось, положительные электроды обладают некоторым запасом емкости, поэтому они тоже могут быть сделаны более тонкими, а их количество в блоке — увеличено.

Чтобы срок службы батарей с тонкими положительными пластинами не уменьшился по сравнению с батареями, имеющими пластины обычной толщины, в сплав решеток тонких положительных пластин добавляют мышьяк.

Результаты испытаний батарей типа 6СТ-68 с высокопористыми сепараторами мипор или пластинопор и с увеличенным количеством более тонких по сравнению с серийными батареями положительных и отрицательных электродов показали, что характеристики опытных аккумуляторных батарей значительно выше, чем серийных. Так, энергия, отдаваемая опытными бата-

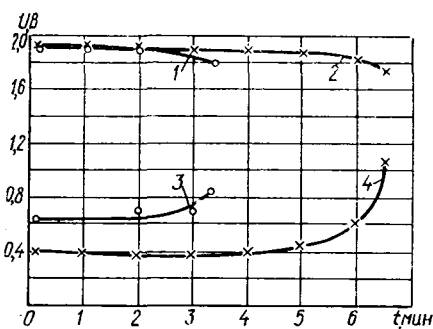


Рис. 1

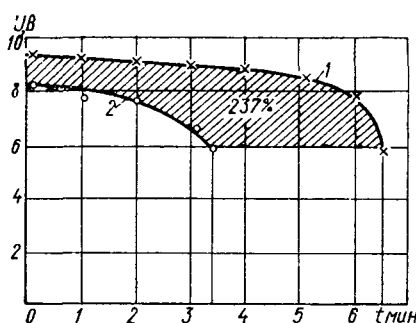


Рис. 2

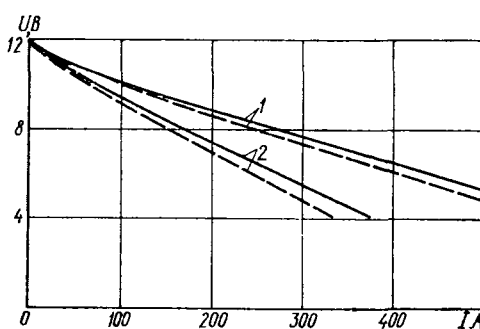


Рис. 3

реями на стартерном режиме разряда при температуре электролита  $-18^{\circ}\text{C}$  и разрядном токе  $I=3C_{10}=205\text{ A}$ , выше на 40%, чем у серийных.

В настоящее время разработана опытная аккумуляторная батарея, соответствующая по габаритным размерам батарее 6ТСТ-165 для автомобиля МАЗ-512С, усовершенствована батарея 6СТ-68 и разрабатываются батареи для автомобилей, работающих в суровых климатических условиях.

Аккумуляторные батареи 5ТСТ-165 при стартерном разряде током  $I=3C_{10}=495\text{ A}$  и температуре электролита  $-18^{\circ}\text{C}$  имеют емкость, выраженную в длительности разряда 5,3—6,5 мин, и начальное разрядное напряжение 9,1—9,2 В через 5 с после начала разряда, в то время как серийные батареи при этом режиме разряда имеют емкость 3,7—4,8 мин и начальное разрядное напряжение 7,9—8,4 В.

На стартерном режиме разряда при  $I=3C_{10}=495\text{ A}$  и температуре электролита  $-30^{\circ}\text{C}$  опытные батареи имеют емкость 2,00—2,08 мин и начальное разрядное напряжение 7,5 В, в то время как серийные батареи на этом режиме разряда практически неработоспособны, поскольку их начальное разрядное напряжение ниже 6 В.

Таким образом, энергия опытных батарей на стартерном режиме разряда при температуре электролита  $-18^{\circ}\text{C}$  и токе  $I=3C_{10}=495\text{ A}$  возросла на 80% по сравнению с серийными батареями. Во время стартерного разряда при температуре электролита  $-30^{\circ}\text{C}$  энергия опытных батарей составила 180 Втч.

Батареи работали на автомобилях в течение 30 месяцев при пробеге последних 99—167 тыс. км, хотя по новому ГОСТ 959.0—71 гарантируется срок службы батарей 18 месяцев при пробеге автомобиля не более 60 тыс. км.

На рис. 1 показано изменение потенциалов положительных и отрицательных электродов серийных и опытных батарей на стартерном режиме разряда при  $I=3C_{10}=225\text{ A}$  и температуре электролита  $-18^{\circ}\text{C}$ . Потенциал положительных электродов как серийных (кривая 1), так и опытных (кривая 2) батарей изменяется во время разряда незначительно, а потенциал отрицательных электродов серийных (кривая 3) и опытных (кривая 4) батарей в конце разряда резко возрастает, становится более положительным и, следовательно, ограничивает емкость батарей.

Из рис. 1 видно также, что длительность разряда опытных батарей в 2 раза больше, чем серийных. Кроме того, кривая изменения потенциала отрицательных электродов опытных батарей находится примерно на 0,2 В ниже, чем серийных, т. е. отрицательные электроды опытных батарей в начале разряда имеют более отрицательное значение потенциала. Это, в свою очередь, способствует повышению начального разрядного напряжения и, следовательно, повышению энергии батарей.

На рис. 2 показано увеличение энергии опытной батареи (кривая 1) с сепарацией мипор по сравнению с серийной батареей 6СТ-68ЭМС (кривая 2), в которой применена двойная сепарация из мипласта и стекловолокна, в стартерном режиме разряда  $I=3C_{20}=225\text{ A}$  и температуре электролита  $-18^{\circ}\text{C}$ . Из рис. 2 следует, что энергия опытной батареи на 237% выше, чем серийной.

Вольт-амперные характеристики аккумуляторных опытных (рис. 3, кривые 1) и серийных (кривые 2) батарей получены при начальной температуре электролита  $-25^{\circ}\text{C}$ . Степень заряженности батарей перед началом опытов составляла 75%. На рис. 3 приведены характеристики, полученные на пятой секунде первого (сплошные линии) и шестого (штриховые линии) прокручивания, из которых следует, что у опытных батарей они выше, чем у серийных, как на первом, так и на шестом прокручивании.

Поскольку основное назначение стартерных аккумуляторных батарей заключается в обеспечении пуска двигателей, окончательная оценка их различных модификаций должна даваться на основе сопоставления выходных характеристик всей системы пуска двигателя электрическим стартером. Такими выходными характеристиками являются скорости вращения коленчатого вала двигателя в установившемся режиме прокручивания в зависимости от числа попыток прокручивания и от температуры при прочих равных условиях.

Соответствующие экспериментальные данные, полученные при испытании двигателя автомобиля ГАЗ-53 в камере холода, показаны на рис. 4. Условия и методика проведения эксперимента выбирались с учетом требований нормалю ОН 025 273—65 «Двигатели автомобильные. Технические требования к пусковым качествам».

Температура двигателя и батарей перед каждой серией прокручиваний отличалась не более чем на  $2^{\circ}\text{C}$ . Степень заряженности аккумуляторных батарей перед началом прокручиваний составляла 25% номинальной емкости батареи 6СТ-68. Двигатель был заправлен маслом АСЗп-16.

Безотносительно к оценке минимальных пусковых чисел оборотов двигателя, которые зависят от ряда факторов, не связанных с системой электрического пуска, из рис. 4 можно заключить, что опытные аккумуляторные батареи (сплошные линии) обеспечивают существенное увеличение числа прокручиваний (1—28) при большем числе оборотов, чем серийные (штриховые линии).

Так, при температуре  $-25^{\circ}\text{C}$  опытная батарея на первых пяти прокручиваниях сообщила коленчатому валу двигателя около 70—75 об/мин, а серийная — менее 45 об/мин.

Практически можно считать серийную батарею, разряженную на 25%, при температуре  $-25^{\circ}\text{C}$  и ниже неработоспособной в стартерном режиме, в то время как опытная батарея обеспечила 17 прокручиваний с числом оборотов в минуту выше 50. Кроме того, при более низкой температуре ( $-30^{\circ}\text{C}$ ) опытная батарея обеспечила восемь прокручиваний двигателя с числом оборотов 50 в минуту и выше.

Таким образом, по энергетическим возможностям опытные аккумуляторные батареи значительно превосходят серийные, что очень важно для обеспечения надежного пуска автомобильных двигателей стартером при низких температурах.

Опытные аккумуляторные батареи, предназначенные для работы при низких температурах, также были изготовлены с тонкими восемью положительными, девятью отрицательными

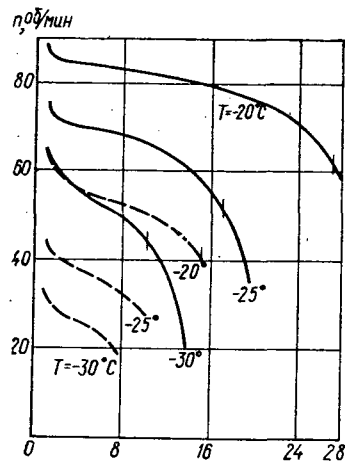


Рис. 4

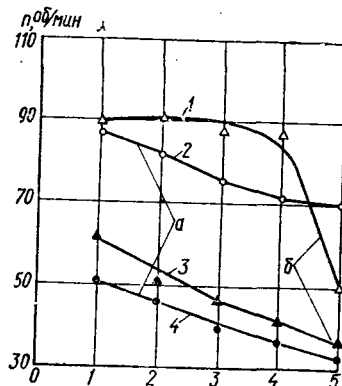


Рис. 5

ми электродами и сепараторами мипор, в то время как в серийных батареях используются шесть положительных и семь отрицательных электродов с двойной сепарацией из мипласта и стекловолокна.

Электрические характеристики опытных батарей значительно превосходят требования нового ГОСТ 959.0—71. Срок их службы при перезарядке составил 387 циклов при требуемых 200 циклах по ГОСТ 959.0—71.

На рис. 5 показано изменение скорости прокручивания двигателя Д-240 от опытных (кривые 1 и 2) и серийных ЗСТ-195 (кривые 3 и 4) батарей при температуре электролита —30°C

(а) и —25°C (б). Опытные свинцово-кислотные аккумуляторные батареи по сравнению с серийными обеспечили значительно более высокие скорости прокручивания двигателя Д-240 как при полной зарядке (а), так и предварительном разряде на 25% (б).

Таким образом, использование эффективных расширителей, увеличенное количество тонких пластин и микропористых сепараторов позволяет значительно повысить электрические характеристики и увеличить энергию батарей на стартерных режимах разряда при низких температурах.

УДК 629.113-592.6

## Технико-экономическая эффективность применения моторного тормоза-замедлителя на автомобиле КраЗ-256Б

Д-р техн. наук Я. И. НЕСВИТСКИЙ, О. Д. МАРКОВ, Г. П. МАМЧУР

Киевский автомобильно-дорожный институт, Кременчугский автозавод

**С** УВЕЛИЧЕНИЕМ скорости движения, грузоподъемности автомобилей, интенсивности транспортных потоков значительно возрастает напряженность работы колесных тормозов. Необходимы меры, обеспечивающие их разгрузку. Одной из них можно считать установку на автомобилях тормозов-замедлителей. Их применение регламентируется международными соглашениями, в частности предписаниями Европейской экономической комиссии ООН. Во многих странах мира (Франции, ФРГ, Японии, Югославии) это упорядочение приобрело силу закона, что привело к широкому применению тормозов-замедлителей. В СССР получили распространение моторные тормоза-замедлители, которые устанавливаются на автомобилях Кременчугского автозавода и на автомобилях некоторых модификаций Минского автозавода. В связи с этим представляет интерес количественная оценка эффективности их применения.

Для количественной оценки экономической эффективности необходимо установить величину затрат производства и эксплуатации.

Кафедрой экономики и эксплуатации автомобильного транспорта Киевского автомобильно-дорожного института совместно с конструкторско-экспериментальным отделом Кременчугского автозавода проведены исследования технико-экономической эффективности применения на автомобиле моторного тормоза-замедлителя.

Чтобы установить влияние моторного тормоза-замедлителя на эксплуатационные свойства автомобиля и определить экономическую эффективность его применения, были проведены сравнительные испытания автомобиля-самосвала при работе с моторным тормозом и без него в наиболее характерных условиях эксплуатации. Такими условиями принято считать карьеры, строительные площадки и город.

Методика эксперимента основывалась на следующих теоретических предпосылках: при торможении колесными тормозами вся избыточная кинетическая энергия поглощается их трением шинами. Известно, что в режиме тормоза-замедлителя двигатель создает тормозной момент, величина которого достигает 80—85% его крутящего момента на тяговом режиме работы двигателя, что значительно выше тормозного момента, создаваемого двигателем на принудительном холостом ходу. Это дает возможность тормозить замедлителем при служебных торможениях малой интенсивности и создавать необходимое замедление при движении на высших передачах. Поэтому замедлитель позволяет разгрузить колесные тормоза и двигаться в тех же условиях на более высокой передаче.

Разгрузка колесных тормозов приводит к улучшению их температурного режима и уменьшению износа. По этой же причине улучшаются условия работы и снижается износ шин. При работе двигателя в режиме замедлителя выключается подача топлива, поэтому топливная экономичность автомобиля повышается. В связи с этим экспериментально определялось влияние замедлителя на режим движения и торможение автомобиля, а также на его топливную экономичность.

Для сравнительной оценки работы автомобиля с моторным тормозом и без него регистрировались количество включений, путь и время работы на каждой передаче, интенсивность торможения и температура тормозных накладок, расход топлива, скорость движения, количество включений сцепления, давление в тормозных камерах и другие параметры.

Для проведения экспериментальных исследований автомобиль был оборудован специально разработанным и созданным

режимоммером, тензометрической установкой и расходомером топлива.

Исследования проводились в объеме, достаточном для статистической обработки результатов эксперимента. Полученные экспериментальные данные дают возможность количественно оценить влияние моторного тормоза на износ тормозных накладок и шин, среднюю скорость движения и топливную экономичность.

Износ фрикционных накладок колесных тормозов при работе с замедлителем снижается за счет уменьшения пути и времени их работы. По данным эксперимента, средний в условиях города, карьеров и строительных площадок путь торможения колесными тормозами на 1 км пути при работе без замедлителя равен 71,9 м, а с ним — 22,9 м. Учитывая, что износ холодных тормозных накладок линейно зависит от пути торможения и что в указанных условиях температура тормозов в обоих случаях находилась в допустимых пределах, когда принято считать тормоза холодными, можно в первом приближении износ трущихся пар принять пропорциональным пути торможения, а все остальные факторы (скорость скольжения, удельную работу трения, материал трущихся пар и т. д.) с достаточной для практического расчета точностью — одинаковыми [1].

Чтобы оценить величину износа, измеряли фрикционные накладки тормозов при их установке на автомобиль и замене. При отнесении средней величины износа к среднему пробегу автомобилей (по 18 выбранным автомобилям) получали износ накладок на единицу пробега. Для автомобиля без замедлителя он равен 0,322 мм/1000 км при дисперсии 0,0726, среднеквадратичном отклонении 0,27 и коэффициенте вариации 0,084, а с замедлителем — 0,103 мм/1000 км, т. е. износ накладок уменьшается в 3,16 раза. Средний пробег накладок до замены при работе без замедлителя в указанных условиях равен 31 тыс. км, а при работе с замедлителем — 98 тыс. км.

Удельная работа сил трения между колесом и дорогой может служить одной из основных характеристик износа шин. В случае, когда к колесу подводится тормозной момент, величина которого меньше максимального, величина износа шин определяется из выражения [2]

$$\epsilon = \frac{\xi P_T L}{8\pi G_K \rho' \sqrt{r} \sqrt{r_0^3}}, \quad (1)$$

где  $\xi$  — коэффициент пропорциональности;  $P_T$  — тормозная сила;  $L$  — путь, проходимый колесом;  $r_0$  — радиус колеса в свободном состоянии;  $r$  — радиус кривизны протектора;  $\rho'$  — давление в камере колеса;  $G_K$  — нагрузка на колесо.

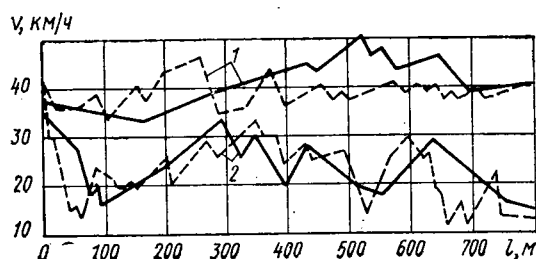
Износ шин пропорционален квадрату тормозной силы и пути торможения этой силы. Если учесть, что все остальные величины, входящие в выражение, меняются незначительно, то можно считать, что износ в основном зависит от тормозной силы и пути торможения. При работе с замедлителем увеличивается общий путь торможения (с учетом торможения замедлителем) и уменьшается средняя величина прилагаемой к колесу тормозной силы. Исходя из выражения (1), относительное изменение износа на пути торможения в сравниваемых вариантах определим по зависимости

$$\eta = \frac{\epsilon'}{\epsilon''} = \frac{P_{T1}^2 L_1}{P_{T2}^2 L_2}. \quad (2)$$

Условия движения	Распределение пути в % с тормозом-замедлителем				Распределение пути в % без тормоза-замедлителя				Распределение времени в % с тормозом-замедлителем				Распределение времени в % без тормоза-замедлителя			
	II	III	IV	V	II	III	IV	V	II	III	IV	V	II	III	IV	V
Спуск ( $l=6$ км, $i=6,19\%$ )	10	0	84	16	0	0	95	3	0	0	83	14	0	0	94	6
Горные условия	25	10	58	8	28	20	40	6	46	14	36	3	44	22	32	4
Карьеры средней сложности	20	16	46	16	26	22	32	14	40	19	42	10	55	28	20	8
Строительные площадки	8	28	62	0	14	36	54	0	30	36	36	0	24	40	38	0
Городские условия	6	24	50	18	3	28	48	14	16	32	42	14	10	36	45	12

По данным исследований, средняя величина тормозной силы с учетом торможения моторных тормозов равна 969,3 кгс, а без него — 1786,8 кгс. Путь торможения на 1 км в первом случае (с учетом торможения моторным тормозом) равен 150 м, а без замедлителя 71,9 м. Подставляя в выражение (2) эти значения и принимая одинаковым износ шин на всем пути, кроме пути торможения, получим уменьшение износа шин при работе с замедлителем 4,9%.

При работе с замедлителем средняя скорость движения увеличивается за счет перераспределения пути в сторону увеличения его на высших передачах (см. таблицу), а также за счет изменения характера движения его (см. рисунок).



Характер изменения скорости при движении с замедлителем (сплошная линия) и без него (штриховая линия): 1 — на спуске с асфальтовым покрытием; 2 — в карьере по грунтовой дороге

По экспериментальным данным, увеличение скорости движения при работе с замедлителем в указанных условиях составляет в среднем 5,3%. За счет выключения подачи топлива при работе с замедлителем снижается его расход. В указанных условиях, по экспериментальным данным, это уменьшение составляет 11,2%.

Все перечисленные факторы оказывают влияние на эффективность использования автомобиля, в частности производительность и себестоимость транспортной работы. Производительность автомобиля определяется по известному выражению [3]:

$$W = \frac{g \gamma v_t \beta D_k \alpha l_{гр} T_n}{l_{гр} + v_t \beta t_{пр}}, \quad (3)$$

где  $g$  — грузоподъемность автомобиля;  $\gamma$  — коэффициент использования грузоподъемности;  $v_t$  — техническая скорость;  $\beta$  — коэффициент использования пробега;  $T_n$  — время автомобиля в наряде;  $D_k$  — календарные дни;  $\alpha$  — коэффициент выпуска парка;  $l_{гр}$  — длина ездки груженого автомобиля;  $t_{пр}$  — время простоя под погрузкой-разгрузкой.

Замедлитель оказывает влияние на величины  $v_t$  и  $\alpha$ , так как последний зависит от коэффициента технической готовности  $\alpha_t$ :

$$\alpha = \alpha_t (1 - \alpha_{нд}), \quad (4)$$

где  $\alpha_t = \frac{T_p}{T_p + T_{пр}}$  — коэффициент технической готовности;

$T_p$ ,  $T_{пр}$  — соответственно время работы и время простоя автомобиля по техническим причинам;

$$\alpha_{нд} = \frac{AD_{пр}}{AD_k},$$

$AD_{пр}$  — простой в автомобиле-днях;

$AD_k$  — использование в хозяйстве в автомобиле-днях.

Исходные эксплуатационные показатели, принятые по фактическим данным автотранспортного предприятия, следующие:

	С замедлителем	Без замедлителя
$v_t$ в км/ч	26,8	25,8
$T_n$ в ч	13,7	13,7

$\beta$ в ч	0,13	0,15
$\beta$	0,477	0,477
$g$ в тс	12	12
$l_{гр}$ в км	5,9	5,9
$D_k$	305	305
$\alpha$	0,691	0,687

При работе с замедлителем коэффициент  $\alpha$  рассчитан по данным, которые приводятся ниже:

	Без замедлителя	С замедлителем
Годовой пробег автомобиля в км	58 257	58 802
Пробег тормозных накладок до замены в км	31 000	98 000
Износ тормозных накладок на 1000 км пробега в мм	0,322	0,103
Допустимый зазор в трущихся парах тормозов в мм	0,2—0,9	0,2—0,9
Трудоемкость регулировки тормозов в человеко-часах	0,75	0,75
Пробег автомобиля до регулировки тормозов в км	3000	7000
Годовые затраты труда на регулировку тормозов в человеко-часах	14,6	6,3
Трудоемкость замены тормозных накладок в человеко-часах	10,75	10,75
Годовые затраты труда на замену тормозных накладок в человеко-часах	20,2	6,4
Трудоемкость замены и ремонта тормозных колодок в человеко-часах	14,55	14,55
Годовые затраты труда на замену и ремонт тормозных колодок в человеко-часах	27,4	8,27
Периодичность ТО-2 в человеко-часах	6100	6100
Трудоемкость ТО-2 в человеко-часах	32,45	32,45
Затраты труда на ТО-2 с учетом снижения их на регулировку тормозов в человеко-часах	309,9	301,6
Трудоемкость текущего ремонта на 1000 км пробега в человеко-часах	30	30
Годовые затраты труда на текущий ремонт с учетом снижения их на замену тормозных колодок в человеко-часах	174,8	161
Годовые затраты труда на текущий ремонт с учетом снижения их на замену и ремонт тормозных колодок в человеко-часах	174,8	157,8
Суммарная годовая трудоемкость ТО-2 и технического ремонта в человеко-часах	484,7	459,6
Средний разряд работы	3,2	3,2
Затраты на заработную плату ремонтных рабочих на ТО-2 и текущем ремонте в руб.	225,09	213,52
Норма затрат на техническое обслуживание и ремонт на 1000 км пробега в руб.	55,70	55,70
Годовой расход тормозных накладок в шт:		
передних	15	4,8
задних	30	9,5
Цена накладок:		
передней	0—26	0—26
задней	0—68	0—68
Годовые затраты на тормозные накладки в руб.	24,3	7,78
Годовые затраты на техническое обслуживание и ремонт в руб.	3245,64	3247,2
Количество часов работы автомобиля за год	2881	2881
Количество часов простоя автомобиля за год в ТО-2 и текущем ремонте	121,2	115,1
Коэффициент технической готовности	0,959	0,963
Годовая производительность автомобиля:		
в т	56 526	57 059
в км	333 503	336 645
Затраты на техническое обслуживание и ремонт в коп/ткм	0,976	0,965
Фактический расход топлива на 100 км пробега в л	50,46	45,8
Затраты на топливо в коп/ткм	0,463	0,407
Затраты на шины в коп/ткм	0,29	0,276
Амортизационные отчисления в коп/ткм	1,018	1,023
Накладные расходы в коп/ткм	0,309	0,306
Заработная плата водителей в коп/ткм	1,20	1,20
Себестоимость единицы транспортной работы в коп/10 ткм	42,53	41,77

Из приведенных данных видно, что применение тормоза-замедлителя оказывает положительное влияние на эффективность использования автомобиля.

При расчете трудоемкость регулировки, замены и ремонта тормозных накладок принята по фактическим данным, трудоемкость ТО-2, текущего ремонта, а также затраты на техническое обслуживание и ремонт приняты нормативные. Периодичность ТО-2 скорректирована по среднесуточному пробегу. Для упрощения расчета годовые затраты труда на регулировку тормозов в обоих случаях отнесены к работам по ТО-2. Го-

довые затраты труда на текущий ремонт с учетом снижения затрат на замену тормозных накладок приведены с целью определения времени простоя автомобиля при текущем ремонте, а с учетом их замены и ремонта — с целью определения затрат на текущий ремонт. Количество часов простоя автомобиля рассчитано из условия выполнения ТО-2 и текущего ремонта бригадой из четырех человек. Производительность автомобиля рассчитана по выражению (3) на основании фактических данных автотранспортного предприятия.

Затраты на топливо определены, исходя из полученного фактического расхода топлива при исследовании и нормативного расхода топлива на один транспортный цикл, равного 0,3 л. Количество циклов рассчитано из годовой производительности автомобиля. Затраты на шины установлены, исходя из норм отчислений, годового пробега и уменьшения их износа при работе с замедлителем.

Удельная величина амортизационных отчислений и накладных расходов уменьшается с увеличением производительности автомобиля. Амортизационные отчисления рассчитаны с учетом норм отчислений, стоимости автомобиля, его пробега и производительности.

Удельные накладные расходы рассчитаны из условия, что их годовая величина на один автомобиль равна 1030 руб. [4]. Таким образом, себестоимость единицы транспортной работы при работе с замедлителем уменьшается.

Экономическая эффективность в сравниваемых вариантах рассчитывается по выражению

$$\mathcal{E}_r = E_n [(S_1 - S_2) + E_n (K_{n1} - K_{n2})] + [(S_{\text{эк1}} - S_{\text{эк2}}) + E_n (K_{\text{эк1}} - K_{\text{эк2}})], \quad (5)$$

где  $E_n = 0,12$  — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений;  $S_1, S_2$  — себестоимость изготовления автомобиля в первом и во втором варианте ( $S_1 - S_2 = -52$  р.);  $K_{n1}, K_{n2}$  — удельные капитальные вложения в сравниваемых вариантах ( $K_{n1} - K_{n2} = -3,42$  р.);  $S_{\text{эк1}} = C_1 W_1$  и  $S_{\text{эк2}} = C_2 W_2$  — годовые эксплуатационные затраты в сравниваемых вариантах;  $C_1, C_2, W_1, W_2$  — соответственно себестоимость транспортной работы и производительность автомобиля в сравниваемых вариантах;  $K_{\text{эк1}}, K_{\text{эк2}}$  — капитальные вложения в сфере эксплуатации ( $K_{\text{эк1}} - K_{\text{эк2}} = -52$  р.).

Выполнив расчет по выражению (5), получим экономический эффект от применения замедлителя 109,2 р. на один автомобиль в год.

Приведенные расчеты позволяют сделать выводы об экономической целесообразности применения на грузовых автомобилях моторного тормоза-замедлителя при работе его в различных условиях эксплуатации.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей. Л.—М., Машгиз, 1950.
2. Великанов Д. П. Эффективность автомобиля. Изд-во «Транспорт», 1969.
3. Несвитский Я. И. Техническая эксплуатация автомобилей. Киев, изд-во «Техніка», 1971.
4. Справочные и нормативные материалы. Киев, КАДИ, 1970.
5. Типовая методика определения экономической эффективности капитальных вложений и новой техники в народном хозяйстве СССР. М., Госполитиздат, 1960.

УДК 629.113.011.5

# Об основной системе для расчета кузова автобуса на кручение

Канд. техн. наук М. Б. ШКОЛЬНИКОВ, канд. техн. наук Л. Г. ЛАСЕВИЧ, Н. И. БЕЛЯКОВ

НАМИ

КУЗОВ современного автобуса представляет собой сложную пространственную конструкцию, построение метода расчета на кручение которой во многом определяется выбором рациональной основной системы. Последняя определяется на основании того, с помощью каких гипотез и степени идеализации построена расчетная схема.

В работе [1] рассмотрены некоторые предпосылки к построению расчетной схемы и основной системы кузова автобуса при его кручении.

Из этой работы следует, что расчетную схему автобусного несущего кузова целесообразно представить в виде комбинированной оболочечно-стержневой конструкции, состоящей из двух оболочек (верхней и нижней), соединенных стержнями. Оболочечными частями кузова считаются крыша и основание. Под основанием в данном случае подразумевается вся нижняя часть кузова вниз от подоконного пояса. Стержневой частью кузова считаются оконные и дверные стойки, расположенные между подоконным и надоконным поясами.

Анализ конструкций кузовов автобусов показал, что расчетная схема автобуса должна учитывать ряд важных особенностей конструкции современных автобусных кузовов. В расчетной схеме сечения оболочечных (особенно для основания) частей должны быть не постоянными по длине автобуса, а изменяться в каждом пролете между стойками окон и дверей, т. е. иметь в этих пролетах разные геометрические характеристики. В расчетной схеме необходимо учитывать, что поперечные сечения крыши и основания, как правило, являются оболочками открытого профиля, усиленными замкнутым профилем вдоль образующих. Необходимо учитывать также и то, что стойки окон и дверей могут быть не вертикальны, а с наклоном к поперечной и продольной вертикальным плоскостям.

Для расчетной схемы кузова, учитывающей эти особенности конструкции, основная система [1] приводит к достаточно громоздким вычислениям и не обеспечивает получение точных матриц системы канонических уравнений, которые позволяют рационально использовать память ЭЦВМ при решении систем уравнений большого порядка.

С целью построения более рациональной и универсальной основной системы рассмотрим особенности вычисления перемещений, которые необходимо учитывать и для основной системы [1].

Особенностью вычисления перемещений, связанных с деформацией оболочечных частей кузова для случаев, когда их изгибно-крутильная характеристика мала, является использование формул, полученных на базе допущения, что  $k \rightarrow 0$ . Принято отождествлять это допущение с допущением о равенстве нулю жесткости оболочки при чистом кручении, т. е. считать  $GJ_d = 0$ . Последнее допущение, в случае использования в качестве расчетной схемы консольных стержней-оболочек, приводит основную систему к геометрически изменяемой конструкции. Однако моменты инерции сечений оболочечных частей кузова автобуса имеют хотя малую, но конечную жесткость при чистом кручении, а  $k \rightarrow 0$  определяется тем, что  $J_\omega \gg J_d$ . Таким образом, допущено, что  $k \rightarrow 0$ , следует рассматривать как вычислительный прием, позволяющий избавиться от необходимости применять гиперболические функции малых аргументов, и его не надо отождествлять со способностью оболочки сопротивляться чистому кручению.

Пусть имеется консольный стержень, нагруженный крутящим моментом (рис. 1, а). Для него бимомент и изгибно-крутящий момент на участке (0—1) определяются выражениями

$$B(z) = \frac{M}{2k} \cdot \frac{\text{sh } kz}{\text{ch } ka};$$

$$M_\omega(z) = \frac{M}{2} \cdot \frac{\text{ch } kz}{\text{ch } ka}. \quad (1)$$

Учитывая, что  $M_\omega + M_{kr} = 0$  на этом участке, получим при  $k \rightarrow 0$  следующее значение для севенановского крутящего

момента:  $M_{kr} = -\frac{M}{2} \neq 0$ . Между тем гипотеза о  $J_d$  приводит

к значению  $M_{kr} = GJ_d' = 0$ . Таким образом, для консольных стержней допущение о  $J_d = 0$  приводит к геометрической изменяемости конструкции, а допущение, что  $k \rightarrow 0$ , — к упрощениям вычислительного порядка.

Поэтому и при  $k \rightarrow 0$  для консольных стержней перемещения надо вычислять по двухчленной формуле, как указано Бычко-

вым Д. Б. [2]. Однако, так как при  $k \rightarrow 0$  эпюры спрямляются (рис. 1, б, штриховые линии), подынтегральные функции ли-  
анеризуются и интегралы можно брать по методу перемноже-  
ния эпюр.

В этом случае формула для обобщенного перемещения, ос-  
нованная на интегрировании с помощью метода перемноже-  
ния эпюр (рис. 1, б), получает вид

$$EJ \Delta_{mn} = \lambda_{\omega} \frac{l^3}{6} \left[ 2 (B_n^A B_m^A + B_n^B B_m^B) + \right. \\ \left. + B_n^A B_m^B + B_n^B B_m^A \right] + \\ + \alpha l \left( M_{кр.п} + \frac{B_n^B - B_n^A}{l} \right) \left( M_{кр.м} + \frac{B_m^B - B_m^A}{l} \right); \quad (2) \\ \lambda_{\omega} = \frac{EJ}{EJ_{\omega}}; \quad \alpha = \frac{EJ}{GJ_d}.$$

Она отличается от общеизвестной для перемножения тра-  
пециальных эпюр наличием второго члена (первый член за-

Обобщенная секториальная координата

$$\hat{\omega}_A = \omega_A - \sum_{i=1}^m \left| \frac{1}{s_i} \right| \rho_i, \quad (5)$$

$$\text{где } \rho_i = \frac{1}{\oint \frac{ds_i}{\delta_i}}; \quad q_i = \int_0^{\bar{s}_i} \frac{ds}{\delta_i};$$

$\rho_i = \Omega_i \rho_i q_i$  (остальные обозначения взяты из работы [3]; вертикальная черта означает, что  $\rho_i$  начинает учитываться при  $s > \bar{s}_i$ ).

Обобщенный секториальный момент инерции

$$\hat{J}_{\omega} = \int_F \hat{\omega}_A^2 dF. \quad (6)$$

Обобщенная изгибно-крутильная характеристика

$$\hat{k} = \sqrt{\frac{GJ_d}{EJ_{\omega}}}.$$

Если размеры замкнутых профилей малы по сравнению с размерами сечений оболочки, например для крыши, то при вычислении  $\hat{J}_{\omega}$  и  $\hat{\omega}_A$  приведенные формулы дают результаты, практически совпадающие с приближенными выражениями, полученными для случая, когда профили рассматриваются как сосредоточенные площади. Однако для  $\hat{J}_d$  формула (4) дает большие по величине и более точные значения. Поэтому выражением (4) надо пользоваться всегда. Выражения (5) и (6) взамен обычных формул для секториальных координат и секториального момента инерции дают более точные результаты, если сечение включает большие замкнутые контуры, например, как у сечений оснований, имеющих пространственный каркас.

Необходимость такого учета потребовала модификации основной системы кузова, описанной в работе [1]. Анализ показал, что допустимо строить основную (рис. 3) систему путем поперечных разрезов оболочек в каждом пролете между стойками. Действительно, геометрически изменяемая конструкция в такой основной системе возможна в таком случае, когда у оболочек удалена обобщенная связь, воспринимаяющая севенановские крутящие моменты. Такая связь в оболочечных частях кузова, как уже указывалось, не отбрасывалась.

Рассмотрим последовательно изображенные на рис. 3 тонкостенные биконструкции при действии на них внешней крутящей нагрузки, приложенной к основанию.

Тонкостенная биконструкция включает две оболочки, соединенные между собой стойками, и представляет, исходя из изложенного, расчетную схему кузова. Биконструкция с одной парой стоек (рис. 3, а) по методу сил трижды статически неопределима. В качестве лишних неизвестных, как и в работе [1], примем моменты, возникающие посередине высоты стоек. Причем одно групповое неизвестное  $M_{xc1} = 0$  тождественно по условиям симметрии конструкции. Биконструкция с двумя парами стоек (рис. 3, б) по методу сил 9 раз статически неопределима. Для построения основной системы сделаем поперечные сечения по середине высоты стоек с № 1 и введем пространственные шарниры по середине высоты стоек с № 2.

Далее, от единичных значений лишних неизвестных (три групповые силы и три групповых момента на стойках с № 1 и три групповых момента на стойках с № 2, наименование которых ясно из работы [1]) строятся эпюры моментов и бимоментов. Коэффициенты при неизвестных в канонических уравнениях определяются путем перемножения эпюр, при этом

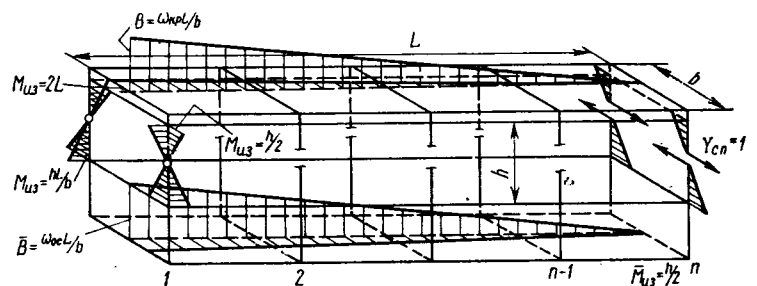


Рис. 2. Эпюры моментов и бимоментов в основной системе от неизвестного  $Y_n = 1$

$$\hat{J}_d = J_d + \sum_{i=1}^m \rho_i \Omega_i^2. \quad (4)$$



для перемножения эпюр бимоментов и крутящих моментов оболочечных частей биконструкции следует пользоваться формулами (2) или (3).

Составив систему из восьми уравнений метода сил и решив ее, получим значения неизвестных. Рассмотрим биконструкцию с тремя парами стоек (рис. 4, а). Основную систему по методу сил для раскрытия ее статической неопределимости целесообразно построить, соединяя основные системы биконструкций с одной или двумя парами стоек (рис. 3, а) с помощью стерженьковой системы по нижним оболочкам. Такая система дает свободу деформаций сопрягаемым сечениям, но ограничивает другие перемещения. Фактически нижние оболочки биконструкций соединены только шарниром от бимоментов. В такой основной системе, кроме описанных выше неизвестных, появятся в смежных сечениях верхней оболочки неизвестные моменты  $M_{x0}$ ,  $M_{z0}$ , поперечная сила  $Y_0$  и бимомент  $B_0^{(1)}$ , а в смежных сечениях нижней оболочки — бимомент  $B_0^{(2)}$ . Таким образом, получим 17 лишних неизвестных, из которых два момента стоек  $M_{xc2}$  и  $M_{xc3}$  равны нулю тождественно по условиям симметрии конструкции и косой симметрии нагрузки. Перемножая в данном случае эпюры и используя формулу (3) для  $k \neq 0$ , составляем систему из 15 неизвестных. Решая ее, получим искомые значения неизвестных и построим суммарную эпюру моментов и бимоментов (рис. 4, а) и далее эпюру напряжений, показанную сплошными линиями на рис. 4, б.

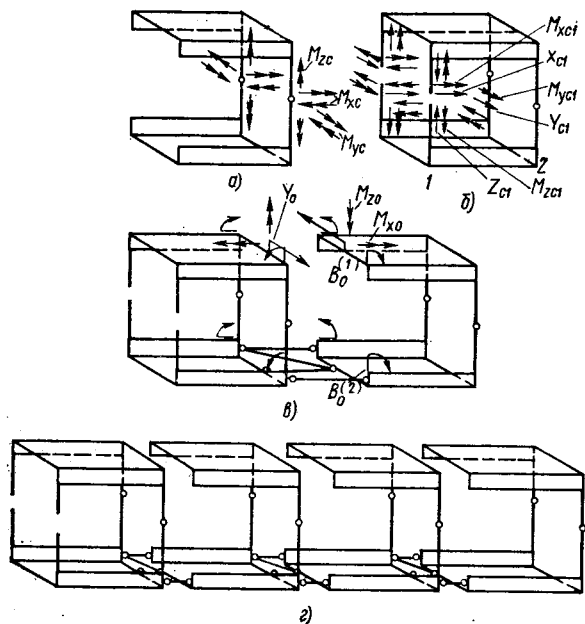


Рис. 3. Основные системы для биконструкций: а — с одной парой стоек; б — с двумя парами стоек; в — с тремя парами стоек; г — с произвольным количеством пар стоек

Добавляя к основной системе, приведенной на рис. 3, в, последовательно биконструкции с одной парой стоек, получим основную систему для биконструкций с любым количеством пар стоек (рис. 3, г), которую и предлагается использовать в качестве основной системы для расчета автобусного кузова на кручение по методу сил. Полученная система справедлива для конструкции автобусов, имеющих переменные по длине, но постоянные в пределах пролета между стойками геометрические характеристики сечений оболочек. Она не накладывает ограничений на величину изгибно-крутильной характеристики  $k$  и может быть использована не только для вертикальных, но и наклонных стоек как в продольной, так и в поперечной плоскостях. Эпюры моментов и бимоментов в основной системе распространяются максимум на два смежных пролета, что дает ленточную слабо заполненную матрицу системы канонических уравнений для раскрытия статической неопределимости исследуемой конструкции. Эта основная система позволяет получить достаточно удобное матричное представление эпюр моментов, бимоментов, перемещений, геометрии конструкции, внешней нагрузки и лишних неизвестных. Благодаря этому можно полностью автоматизировать расчет кузова автобуса на ЭЦВМ, не прибегая каждый раз к построению эпюр в основной системе, вводя незначительный объем исходной информации и получая на выходе окончательные эпюры оболочечных сил и напряжений. Такие матричные выражения получены, но здесь не приводятся.

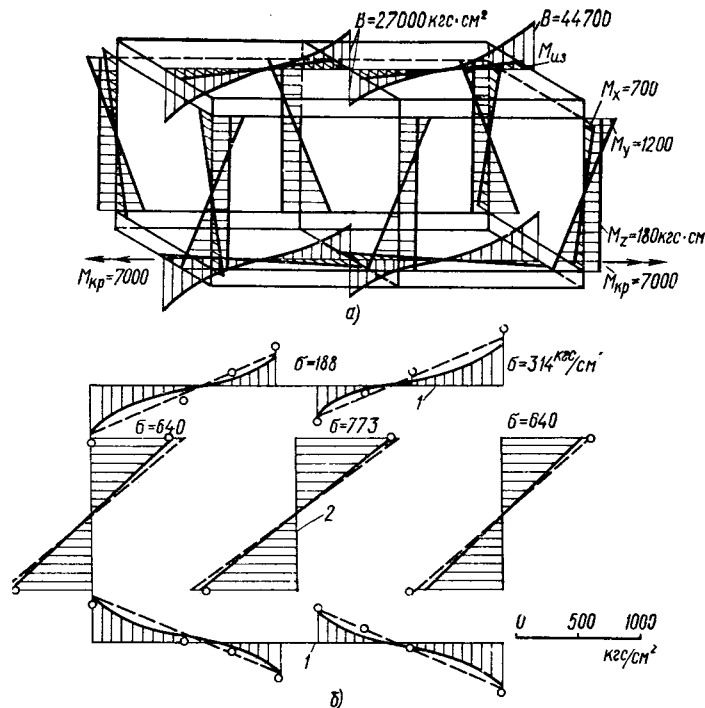


Рис. 4. Эпюры для биконструкций с тремя парами стоек: а — моменты и бимоменты; б — напряжения; 1 — оболочка; 2 — стойка (сплошные линии — уточненно; штриховые — приближенно, точки — эксперимент)

ценных сил и напряжений. Такие матричные выражения получены, но здесь не приводятся.

При необходимости основная система, приведенная на рис. 3, г, позволяет разбить систему канонических уравнений на несколько систем меньшего порядка. Например, если предварительно построить суммарные эпюры моментов и бимоментов для биконструкций с одной (рис. 3, а) парой стоек, сначала раскрыв их статическую неопределимость, а далее соединить стерженьковой системой биконструкции без пространственных шарниров стоек, то получаемая таким образом статически неопределимая основная система кузова будет содержать на  $2(n-1)$  ( $n$  — число пар стоек автобуса) меньше неизвестных, чем описанная ранее.

С целью экспериментальной проверки правомерности предлагаемой основной системы была изготовлена биконструкция с тремя парами стоек и подвергнута подробному тензометрированию. Экспериментальные значения измеренных напряжений, нанесенные на рис. 4, б, дают хорошее совпадение с расчетными данными.

Эпюры напряжений, приведенные на рис. 4, б, характерны для всех автобусных кузовов, подвергавшихся экспериментальным исследованиям.

В связи с этим эпюры моментов и бимоментов автобусных кузовов при кручении приобретают следующие характерные особенности:

1. Оконные и дверные стойки нагружены изгибающими моментами в двух плоскостях и крутящими моментами.
2. Эпюры изгибающих моментов  $M_x$  в поперечной плоскости для обеих стоек направлены в одну сторону.
3. Эпюры изгибающих моментов в продольной плоскости  $M_y$  и крутящих моментов  $M_z$  для стоек одной стороны (правой или левой) также направлены в одну сторону.
4. Оболочки нагружены бимоментами  $B$  и изгибающими моментами  $M_{из}$  в горизонтальной плоскости и крутящими моментами.

5. Эпюры бимоментов и изгибающих моментов в каждом пролете между стойками имеют нулевую ординату. При этом ординаты эпюры слева и справа от стойки имеют разные знаки.

Изложенное в данной работе позволяет построить приближенные методы расчета на кручение автобусного кузова. В качестве примера рассмотрим принцип построения приближенного метода расчета, основанного на пренебрежении величинами ряда неизвестных и принятии не равными нулю лишь неизвестных  $X_{ck}$ ,  $k=1, 2, \dots, n-1$ ;  $Y_{cn}$ . В данном случае целесообразно принять комбинацию из основных систем, пользуясь работой [1] и данной работой. Так, для неизвестных  $X_{ck}$  принимаются основные системы, приведенные на рис. 3, а, из работы [1]. Для неизвестного  $Y_{cn}$  примем основную систему, изображенную на рис. 2, а для внешней нагрузки — основную систему согласно рис. 3, г данной работы.



Тогда система канонических уравнений для раскрытия статической неопределенности кузова получает вид

$$\begin{cases} X_{c,k-1} \delta_{k-1,k}^{(x)} + X_{ck} \delta_{kk}^{(x)} + X_{c,k+1} \delta_{k,k+1}^{(x)} + Y_{cn} \delta_{nk}^{(xy)} = 0, \\ k = 1, 2, \dots, n-1; \\ Y_{c,n} \delta_{n1}^{(y)} + X_{c1} \delta_{n1}^{(xy)} + \dots + X_{c,n-1} \delta_{n,n-1}^{(xy)} + \Delta_{np}^{(y)} = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Эти  $n$  уравнений, из которых первые  $n-1$  — четырехчленные, а последнее  $n$  — одночленное, по своей структуре очень близки к системе уравнений смешанного метода строительной механики, полученной Е. Н. Никольским [4] для расчета на кручение кузовов вагонов. В системе его уравнений имеется еще одна группа независимых уравнений реакций наложенных связей, из которых определяется  $Y_{cn}$ , и таким образом уже на первом этапе расчета его система превращается в трехчленную. Это указывает на определенные преимущества данного метода [4] в вычислительном отношении. Однако пример интересен тем, что в нем получено аналогичное с работой [4] решение на базе основной системы, которую, исходя из работы [4], где приняты допущения, что  $GJ_d = 0$  и  $k \rightarrow 0$ , необходимо признать геометрически изменяемой.

На рис. 4, б штриховой линией показаны расчетные эпюры напряжений, полученные при расчете биконструкции с использованием системы уравнений (7). В данном случае приближен-

ные и уточненные эпюры очень близки между собой, что объясняется малым значением изгибно-крутильной характеристики сечения оболочек испытывавшихся биконструкций. Это экспериментально подтверждает правомерность предложенных способа вычисления перемещений при малом  $k$  и принципа построения приближенного метода расчета на кручение.

Таким образом, основная система, предложенная в работе [1], с учетом дополнения в данной статье о способе вычисления перемещений позволяет построить достаточно простые приемы расчета кузова автобуса на кручение с решением сравнительно простой системы канонических уравнений с порядком, равным числу пар оконных и дверных стоек.

Основная система, рассмотренная в статье, более универсальна и применима к большему количеству типов автобусных кузовов.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Школьников М. Б. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 6.
2. Бычков Д. Б. Строительная механика стержневых тонкостенных конструкций. М., Госстройиздат, М., 1962.
3. Школьников М. Б., Багров Г. М. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 12.
4. Никольский Е. Н. Оболочки с вырезами типа вагонных кузовов. М., Машгиз, 1963.

УДК 629.113.075

# Методика аналитического определения взаимного положения прицепного звена и тягача на поворотах

Л. М. ЗИСМАН, канд. техн. наук Л. Л. ГИНЦБУРГ  
НАМИ

**В ПРАКТИКЕ** проектирования дорог, подъездных участков и участков съездов для автопоездов, а также при выборе метода управления колесами прицепных звеньев при заданной ширине дорожного полотна часто бывает необходимо определять траекторию прицепного звена по имеющейся траектории головного звена.

Применяемый в некоторых случаях графический метод определения траектории прицепного звена, предложенный Я. Х. Зайкиным, имеет в общем небольшую точность из-за набегания погрешности в процессе построений.

Для выведения формул аналитического определения траектории прицепного звена рассмотрим движение простейшего прицепного звена — полуприцепа с неуправляемыми колесами (рис. 1).

Несколько упрощая действительность, примем, что вертикальная ось сцепного устройства совпадает с основной траекторией головного звена, а также примем допущение, что боковое скольжение и увод шин отсутствуют.

Условимся, что стержень  $A'A$  является мысленным продолжением вертикальной оси шкворня, движущегося по основной траектории (кривая  $AC$ ) головного звена, парамет-

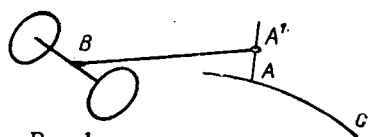


Рис. 1

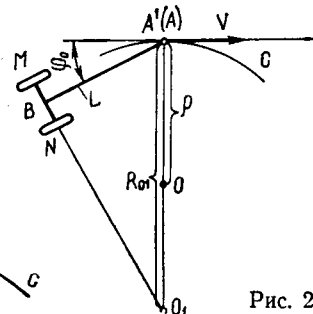


Рис. 2

ры которой известны. В первоначальном положении проекция продольной оси прицепного звена  $A'B$  и касательная к траектории головного звена в точке  $A$  составляют некоторый начальный угол  $\varphi_0$  (рис. 2). Длину  $A'B$  прицепного звена обозначим через  $L$ .

Пользуясь теоремой сложения угловых скоростей при плоскопараллельном движении, запишем

$$\bar{\omega}_{a6} = \bar{\omega}_{\Pi} + \bar{\omega}_{от}, \quad (1)$$

где  $\bar{\omega}_{a6}$  — абсолютная угловая скорость звена  $A'B$  относительно неподвижной системы координат;

$\bar{\omega}_{\Pi}$  — переносная угловая скорость звена  $A'B$ , т. е. скорость движения звена  $A'B$  вместе со стержнем  $A'A$  по кривой  $AC$ ;

$\bar{\omega}_{от}$  — относительная угловая скорость звена  $A'B$ , т. е. скорость изменения углового положения оси  $A'B$  прицепного звена относительно стержня  $AA'$  (в дифференциальном виде эта величина  $\frac{d\varphi}{dt}$ ).

Воспользуемся известным положением, что всякое плоскопараллельное движение в каждый момент времени можно рассматривать как вращательное движение вокруг мгновенного центра скоростей. Тогда абсолютная угловая скорость звена  $A'B$

$$\omega_{a6} = \frac{v}{R_{01}} = \frac{v \sin \varphi}{L}, \quad (2)$$

где  $v$  — линейная скорость движения точки  $A$ ;

$R_{01}$  — мгновенный радиус вращения звена  $A'B$  относительно мгновенного центра вращения  $O_1$ .

Положение мгновенного центра вращения  $O_1$  на плоскости в каждый момент времени определяется из следующих соотношений: а) мгновенный центр вращения лежит на продолжении проекции оси  $MN$ , так как в противном случае произойдет боковое скольжение или увод колес; б) мгновенный центр вращения лежит на перпендикуляре к касательной кривой  $AC$  в точке  $A$ . Величина мгновенной угловой переносной скорости

$$\omega_{\Pi} = \frac{v}{\rho}, \quad (3)$$

где  $\rho$  — радиус кривизны кривой  $AC$  в точке  $A$ .

Теперь уравнение (1) в случае движения прицепного звена по кривой с увеличивающейся кривизной (характерно для участков входа в поворот) можно записать так:

$$\frac{v \sin \varphi}{L} = v \frac{1}{\rho} + \frac{d\varphi}{dt}. \quad (4)$$

В случае движения по кривой с уменьшающейся кривизной (характерно для участков выхода из поворота) уравнение (1) примет вид

$$\frac{v \sin \varphi}{L_{\text{вн}}} = v \frac{1}{\rho} - \frac{d\varphi}{dt}. \quad (5)$$

Разделив все члены уравнений (4) и (5) на  $v$ , получим

$$\frac{\sin \varphi}{L} = \frac{1}{\rho} + \frac{d\varphi}{ds}; \quad (6)$$

$$\frac{\sin \varphi}{L} = \frac{1}{\rho} - \frac{d\varphi}{ds}. \quad (7)$$

Для участков траектории с переменной кривизной дифференциальные уравнения (6) и (7) могут быть решены только численными методами или приближенно.

При значениях  $\rho = \text{const}$  и  $\rho = \infty$  выражения (6) и (7) превращаются в уравнения с разделяющимися переменными и могут быть решены вполне точно.

Таким образом, если заменить истинную траекторию головного звена автопоезда несколькими дугами окружностей, то, решив уравнения (6) и (7), возможно аналитически определить положение прицепного звена относительно головного звена автопоезда, а значит, и траекторию прицепного звена.

Для первого участка входа в поворот начальными условиями решения уравнения (6) следует принять: при  $s=0$ , что  $\varphi=0$ , т. е. в начальный момент угол складывания автопоезда равен нулю.

Для всех последующих участков при решении уравнений (6) и (7) следует принимать, что угол складывания  $\varphi$  в начале участка равен углу складывания автопоезда в конце предыдущего участка.

Для первого участка входа в поворот после решения уравнения (6) получим

$$\tan \frac{\varphi}{2} = \frac{L}{R + \sqrt{R^2 - L^2} \operatorname{cth} \frac{s}{2} \sqrt{\frac{1}{L^2} - \frac{1}{R^2}}}, \quad (8)$$

где  $R$  — радиус дуги первого участка на входе в поворот.

Для последующих участков, исключая прямолинейный участок выхода из поворота, уравнения (6) и (7) после решения примут вид

$$\tan \frac{\varphi}{2} = \frac{L + \sqrt{R^2 - L^2} \operatorname{cth} \frac{s}{2} \sqrt{\frac{1}{L^2} - \frac{1}{R^2}} \tan \frac{\varphi_0}{2} - R \tan \frac{\varphi_0}{2}}{R + \sqrt{R^2 - L^2} \operatorname{cth} \frac{s}{2} \sqrt{\frac{1}{L^2} - \frac{1}{R^2}} - L \tan \frac{\varphi_0}{2}}. \quad (9)$$

Для участка выхода из поворота при прямолинейном движении головного звена уравнение (7) запишется:

$$\frac{\sin \varphi}{L} = - \frac{d\varphi}{ds}. \quad (10)$$

После его решения определится аналитическое выражение, связывающее угол складывания с длиной пути, проходимого головным звеном на последнем участке поворота:

$$\tan \frac{\varphi}{2} = e^{-\frac{s}{L}} \tan \frac{\varphi_0}{2}. \quad (11)$$

Дальнейшие действия по определению траектории прицепного звена не представляют труда.

Экспериментальная проверка, проведенная на макетах, показала четкое совпадение траекторий, рассчитанных по предлагаемой методике, с траекториями, полученными в опытах.

Указанную методику можно применить для прицепов с передней поворотной тележкой, определяя сначала траекторию поворотной тележки, а затем траекторию середины задней оси прицепа.

Для аналитического определения взаимного положения головного звена и прицепа с передними управляемыми колесами при движении на повороте необходимо учесть, что в формулах (8), (9) и (11) величина  $L$  должна быть заменена выражением

$$l - L_1(i-1),$$

где  $l$  — длина дышла;

$L_1$  — расстояние от точки крепления дышла до оси неуправляемых колес;

$i$  — угловое передаточное число рулевого привода.

Остальные допущения принимаются такими же, как при определении взаимного положения на повороте головного звена и прицепа с неуправляемыми колесами.

На рис. 3 изображена схема поворота прицепа с передними управляемыми колесами, принятая для расчета, где точка крепления дышла совпадает с осью управляемых колес [2]. Части длины  $l_1$  и  $l_2$  дышла, разделенного перпендикуляром к нему из мгновенного центра вращения  $O_1$ , находятся в таких геометрических

соотношениях:

$$l_1 = l - l_2; \quad (12)$$

$$l_2 = R_k \sin(\gamma_d - \gamma_k), \quad (13)$$

где  $\gamma_k$  — угол поворота передних колес относительно прицепа;

$\gamma_d$  — угол поворота дышла.

Мгновенный радиус поворота середины передней оси прицепа

$$R_k = \frac{L_1}{\sin \gamma_k}, \quad (14)$$

где  $L_1$  — база прицепа.  
Тогда

$$l_1 = l - L_1 \frac{\sin(\gamma_d - \gamma_k)}{\sin \gamma_k}. \quad (15)$$

Расчеты показывают, что при замене отношения синусов отношением аргументов в исследуемом интервале значений углов поворота колес и дышла (до  $30^\circ$ ) ошибка не превышает 4,5%. Отсюда

$$l_1 = l - L_1(i-1). \quad (16)$$

Получив величину  $l_1$ , далее рассматриваем движение прицепного звена по формулам (1) — (7).

Приведенная методика может быть распространена на исследования траекторий прицепных звеньев со всеми управляемыми колесами, прицепов с управляемыми поворотными тележками и др.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Закин Я. Х. Прикладная теория движения автопоезда. Изд-во «Транспорт», 1966.
2. Torges G. — «Kraftfahrzeug technik», 1963, № 10.

УДК 629.113.073

# Исследование устойчивости движения автомобиля по прямолинейной траектории

Канд. техн. наук Ю. Л. МАРИЕНБАХ, Е. Е. ЧЕРЕЙСКИЙ

Московский автомобильно-дорожный институт

автомобиль—водитель, находящуюся под непрерывным воздействием случайных возмущений. Характеристики, описывающие движение такой системы (характеристики движения), представляют собой случайные функции времени или пройденного автомобилем пути.

При исследовании движения по прямолинейной траектории такими характеристиками являются: поперечное смещение  $y(t)$  определенной точки автомобиля относительно неподвижной

**А**ВТОМОБИЛЬ, движущийся по дороге и управляемый водителем, находится под постоянным воздействием внешних возмущений случайного характера. Водитель вынужден реагировать на изменения траектории, вызванные возмущениями, и с помощью поворота управляемых колес возвращать автомобиль на заданную траекторию.

Это позволяет рассматривать автомобиль, управляемый водителем, как следящую систему автоматического управления

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

прямой, параллельной заданной траектории; угол поворота продольной оси кузова  $\beta(t)$  относительно направления заданной траектории (курсовой угол) и угол поворота рулевого колеса  $\theta(t)$  или угол поворота управляемых колес  $\alpha(t)$ .

Если каждый заезд автомобиля по заданной траектории представляет собой одну реализацию случайных функций характеристик движения, то серия заездов, проведенных при постоянстве факторов, влияющих на протекание характеристик движения, дает семейство случайных функций. Оценивая величины отклонений характеристик движения от их среднестатистических значений в сериях заездов, можно судить об устойчивости прямолинейного движения автомобиля. Чем больше уровень этих отклонений, тем хуже устойчивость.

Уровень случайных отклонений и, следовательно, устойчивость управляемого движения автомобиля измеряют с помощью среднеквадратичных отклонений текущих значений характеристик движения от их среднестатистических значений по заездам [1]. Можно использовать и другие измерители, например так называемые среднеинтегральные отклонения [2]. Для семейства случайных функций, полученных в одной серии заездов, среднеквадратичное отклонение вычисляется по формуле

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m (x_{ij} - \bar{m}_{xi})^2}{n(m-1)}},$$

где  $x$  — символ характеристики движения, среднеквадратичное отклонение которой определяется;

$n$  — число заездов в серии;

$m$  — число измерений значений характеристики движения в заезде;

$\bar{m}_{xi}$  — среднестатистическое значение характеристики движения в  $i$ -м заезде серии, определяемое по формуле

$$\bar{m}_{xi} = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m x_{ij};$$

$i$  — порядковый номер заезда в серии ( $i=1, 2, \dots, n$ );

$j$  — порядковый номер измерения значения характеристики движения в заезде ( $j=1, 2, \dots, m$ ).

Такой подход позволяет количественно исследовать влияние различных факторов на устойчивость движения автомобиля. В экспериментальных исследованиях было прослежено влияние следующих факторов: способа задания траектории движения, скорости движения, вертикальной нагрузки на заднюю ось, типа шин, а также водителя.

Первые два фактора относятся к условиям эксплуатации, следующие два участвуют в формировании потенциальных свойств автомобиля, а все они — в формировании управляемости автомобиля, критерием оценки которой служит устойчивость движения управляемого автомобиля [3].

В качестве объекта экспериментальных исследований был взят серийный бортовой автомобиль ЗИЛ-130, в кузове которого установили фургон со специально созданной измерительной аппаратурой, позволяющей определять названные выше характеристики движения, и источниками питания.

Угол поворота продольной оси кузова определялся при помощи гироскопического датчика, угол поворота рулевого колеса — многооборотным потенциометром, а угол поворота управляемых колес — сельсинной передачей.

Для измерения поперечных смещений автомобиля была спроектирована и изготовлена оригинальная телеметрическая аппаратура, состоящая из задающего генератора с усилителем, кабеля, проложенного по поверхности дороги вдоль участка испытательной трассы, приемной антенны и усилительно-го устройства, расположенных на автомобиле.

При прохождении тока переменной частоты по кабелю вокруг него создается магнитное поле. В антенне, помещенной в это магнитное поле, наводится э. д. с., соответствующая расстоянию от антенны до кабеля. Сигнал с антенны, пройдя через усилитель, поступает на шлейф осциллографа К12-21, на котором записывались все измеряемые показатели.

Основной испытательной трассой был прямолинейный участок шоссе длиной 500 м с асфальтовым покрытием, вдоль которого в прямом и обратном направлении по нивелиру был проложен кабель телеметрической аппаратуры. Отдельные серии заездов проводились на специальной контрольно-измерительной трассе.

При испытаниях применялись два способа вождения автомобиля: движение «по линии», когда водитель стремится зри-

тельно совместить выбранную им точку на машине с линией, нанесенной на дорожное покрытие, и движение «по коридору», когда водитель стремится по возможности прямолинейно вести автомобиль в пределах заданного коридора движения.

Расположение коридора и направляющей линии по отношению к кабелю было выбрано так, чтобы расстояние между кабелем и проекцией приемной антенны на поверхность дороги в процессе испытаний находилось в диапазоне 0,8—1,4 м. В этом случае даже при минимальном значении расстояния и максимальном размахе вертикальных колебаний антенны 150 мм отклонения в показаниях аппаратуры, регистрирующей боковые отклонения автомобиля, не превышают 4%.

Для получения семейств реализаций случайных функций характеристик движения три водителя делали по 10 заездов на мерном участке испытательной трассы при скоростях движения автомобиля 42, 55 и 80 км/ч на шинах трех типов: модели И-202 с диагональным расположением нитей корда и моделей И-Н26А и И-Н139 с радиальным их расположением, при нагрузке на переднюю ось 2350 кгс для вариантов А, Б, В и Г. Нагрузка на заднюю ось по вариантам А, Б, В и Г составляла соответственно 3840, 6640, 7840 и 9840 кгс.

Всего было проделано более 1000 испытательных заездов. Обработка результатов испытаний проводилась на ЭЦВМ.

В результате исследований были выявлены общие закономерности рассмотренного процесса движения: закон распределения случайных величин характеристик движения, стационарность и эргодичность процесса, его колебательность.

С помощью критериев согласия определено, что закон распределения исследуемых показателей близок к нормальному, так как гистограммы, полученные экспериментально, показывают хорошее совпадение с теоретическими кривыми нормального распределения (рис. 1). В качестве критериев согласия были взяты величины асимметрии  $S_k$  и эксцесса  $e_x$  экспериментально полученного распределения [4]. Для более точной проверки гипотезы нормальности был использован критерий Пирсона [1 и 4].

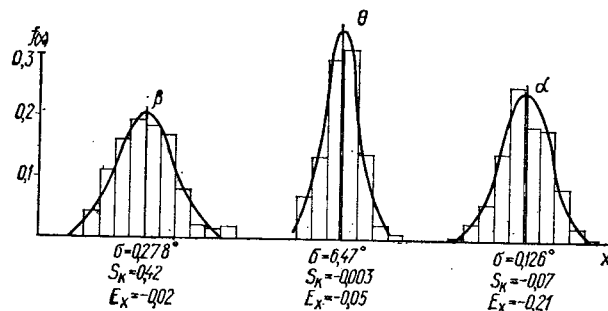


Рис. 1

Предположение о стационарности и эргодичности процесса движения подтвердилось хорошей плотностью среднеквадратичных отклонений исследуемых показателей, полученных в заездах каждой серии (разброс не превышал 8%). Для дополнительного подтверждения стационарности процесса движения были проведены заезды длиной 2 км. При этом вычислялись среднеквадратичные отклонения для всей длины и для каждого из четырех последовательных отрезков длиной 500 м. Числовые значения среднеквадратичных отклонений были практически равными. Это означает, что вероятностные характеристики исследуемых функций не зависят от времени (от пройденного пути).

Сравнение способов задания траектории движения автомобиля «по коридору» и «по линии» показало, что направленность влияния отдельных факторов на устойчивость движения одинакова для обоих способов, однако значения измерителей устойчивости — среднеквадратичных отклонений характеристик движения — более чувствительны к изменениям этих факторов при движении «по линии».

На колебательный характер процесса движения автомобиля указывает внешний вид осциллограмм записи характеристик движения. Неслучайность колебательного процесса подтверждается колебательным характером автокорреляционных функций характеристик движения. Анализ полученных результатов показывает, что основной период колебаний системы автомобиль—водитель уменьшается с увеличением скорости движения (рис. 2).

С увеличением скорости движения среднеквадратичные отклонения характеристик движения увеличиваются в диапазоне

скоростей 55—80 км/ч. В диапазоне 42,5—55 км/ч в ряде случаев наблюдается уменьшение их значений (рис. 3—5). Такой характер зависимостей, по-видимому, объясняется тем, что на малых скоростях движения водитель может «позволить себе» неточности в ориентировании реальной траектории автомобиля относительно заданной. С увеличением скорости движения

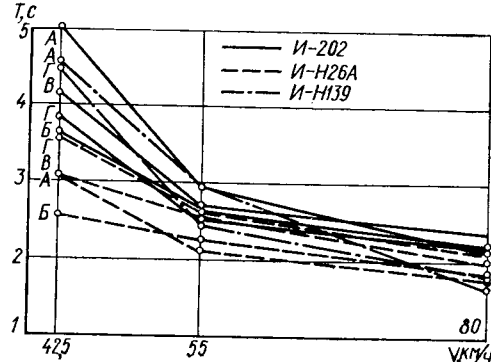


Рис. 2

его внимательность и точность корректирующих воздействий увеличиваются, что приводит к улучшению устойчивости системы автомобиль—водитель при переходе от малых к средним скоростям движения. Дальнейшее увеличение скорости движения связано с существенным усилением возмущающих воздействий и скорости отклонений от заданной траектории. Это ухудшает устойчивость автомобиля при переходе от средних к высоким скоростям движения.

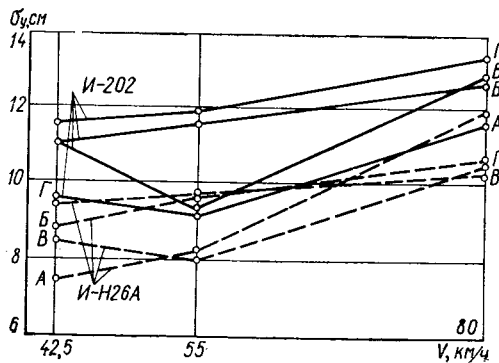


Рис. 3

Использование трех измерителей для оценки устойчивости движения представляет определенные неудобства, поэтому для возможного уменьшения числа измерителей был проведен анализ их взаимосвязи, которая определялась отношением среднеквадратичных отклонений исследуемых характеристик движения в каждой серии заездов. Так, коэффициент взаимо-

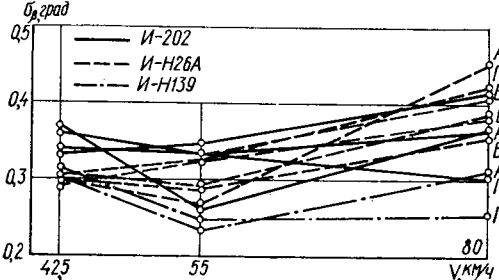


Рис. 4

связи углов поворота управляемых колес и рулевого колеса серии из  $n$  заездов определяли по формуле

$$K_{\alpha}^{\beta} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{\sigma_{\theta i}}{\sigma_{\alpha i}}$$

Аналогично находили коэффициенты взаимосвязи угла поворота управляемых колес и курсового угла  $K_{\alpha}^{\beta}$  и взаимосвязи курсового угла и боковых отклонений  $K_{\beta}^{\gamma}$ .

Используя эти данные, можно построить зависимости коэффициентов взаимосвязи от различных факторов, влияющих на устойчивость движения.

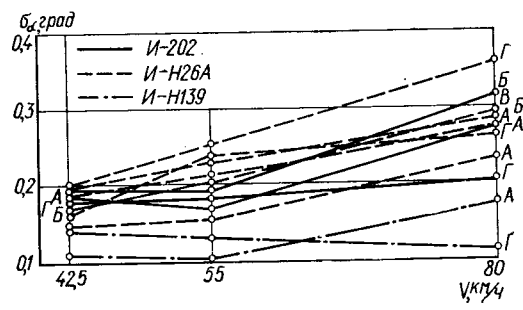


Рис. 5

Предположительно коэффициент взаимосвязи  $K_{\alpha}^{\beta}$  должен соответствовать передаточному отношению  $i=23$  рулевого привода автомобиля ЗИЛ-130. Однако измеренные в различных сериях заездов значения  $K_{\alpha}^{\beta}$  (см. совокупность точек на рис. 6) находятся в области  $K_{\alpha}^{\beta} \approx 50 \div 80$ . Это можно объяснить тем, что в диапазоне малых углов поворота рулевого колеса и управляемых колес при движении по прямолинейной траектории на величину  $K_{\alpha}^{\beta}$  существенно влияют люфты в рулевом приводе.

Коэффициент  $K_{\alpha}^{\beta}$  показывает, в какой мере автомобиль реагирует на поворот управляемых колес, т. е. является показателем чувствительности автомобиля к управлению. Чем больше  $K_{\alpha}^{\beta}$ , тем чувствительнее автомобиль.

Этот коэффициент зависит от скорости движения, типа шин, нагрузки на заднюю ось и частоты колебательного процесса.

Значения коэффициента взаимосвязи поперечного смещения и курсового угла  $K_{\beta}^{\gamma}$  показали его зависимость от типа шин и малую зависимость от изменения нагрузки на заднюю ось и скорости движения. Следовательно, при выяснении влияния каких-либо факторов на устойчивость движения одного и того же автомобиля при неизменности типа шин можно отказаться от измерения поперечного смещения автомобиля и исследовать устойчивость движения автомобиля по двум характеристикам: углу поворота управляемых колес  $\alpha$  и курсовому углу  $\beta$ , для записи текущих значений которых используется доступная и хорошо отработанная аппаратура.

При дальнейших исследованиях желательно изучить возможность оценки устойчивости движения автомобиля каким-либо одним измерителем, что значительно упростит практическое применение рассмотренной методики.

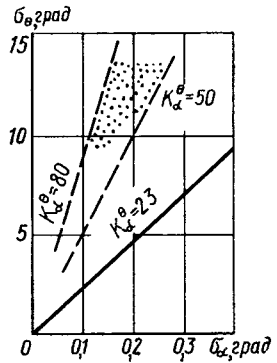


Рис. 6

### ЛИТЕРАТУРА

1. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. М., Изд-во «Наука», 1964.
2. Автомобили. Оценочные параметры управляемости. Методы определения. Отраслевая норма автомобилестроения ОН 025 319—68. М., 1968.
3. Островцев А. Н. — «Автомобильный транспорт», 1970, № 11.
4. Пустыльник Е. И. Статистические методы анализа и обработки наблюдений. М., Изд-во «Наука», 1968.

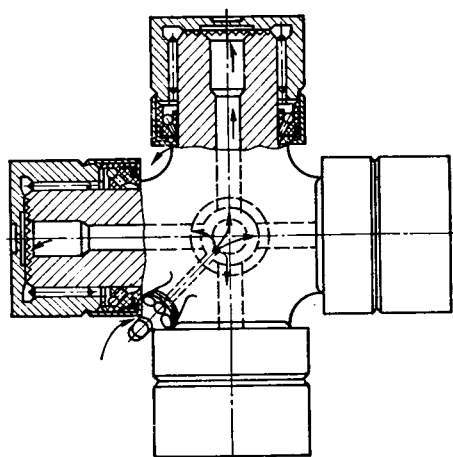
## Пути увеличения долговечности карданных валов

В. С. ВАСИЛЕНКО

Гродненский завод карданных валов

**ПРОТОЧНАЯ** система смазки шарниров карданных валов появилась в промышленности сравнительно недавно. Она применяется на карданных передачах Горьковского автозавода, в шарнирах которых устанавливаются игольчатые подшипники с однокромочным сальником перевернутого типа. Кроме того, эта система принята для карданных передач, выпускаемых заводом Гевес (г. Штадтильм, ГДР). Однако переход на новое уплотнение типа ГАЗ или Гевес требует длительной подготовки производства, так как нужны новые сложные пресс-формы, дополнительные мощности по освоению выпуска сальника измененной конструкции, дополнительные средства.

Гродненский завод карданных валов предложил свою бесклапанную проточную систему смазки шарниров. Для этого на крестовине удалили предохранительный клапан (отверстие под него не сверлится), а между двумя кромками сальника игольчатого подшипника делают два отверстия диаметром 2 мм (см. рисунок). Это позволило при заправке крестовины



смазкой избежать воздушных пробок. Смазка перемещается по всем каналам, свободно поступает к иглам подшипников и через проделанные отверстия заполняет пространство между двумя кромками. При увеличении давления в полости крестовины до 7 атм смазка открывает наружную кромку сальника подшипника и ее избыток выбрасывается в атмосферу. Появление смазки из-под кромок сальника означает, что полость крестовины, подшипников и пространство между двумя кромками сальника заполнены смазкой.

Проточная бесклапанная система проходила дорожные испытания в автохозяйствах страны на автомобилях ЗИЛ-150, ЗИЛ-157, МАЗ-500 и КраЗ. Результаты испытаний, которые проводились до полного износа шарниров, показали, что работоспособность узла увеличилась более чем в 2 раза. Сис-

тема позволила в эксплуатационных условиях при очередных пополнениях шарниров смазкой удалять загрязненную и окисленную смазку, а на ее место подавать свежую. Смазка не выбрасывается через предохранительный клапан, так как она не выбрасывается из-под сальника подшипника, поскольку для его открытия требуется давление 7—10 атм, а центробежной силой при  $n=1500$  об/мин в полости крестовины автомобиля ЗИЛ-150 развивается давление 1,6 атм.

Карданные валы с бесклапанной проточной системой смазки изготавливаются заводом для автомобилей ЗИЛ-150, ЗИЛ-157 и автобусов ЛАЗ-695, причем гарантийный срок службы карданных валов увеличен в 2 раза.

Исследования, проводимые Белорусским политехническим институтом, подтвердили, что резервом увеличения долговечности карданных валов является также улучшение качества самих игольчатых подшипников.

Комплексными показателями геометрических параметров в карданном подшипнике являются суммарный межигольный и радиальный зазоры и разноразмерность игл в одном подшипнике. С увеличением радиального зазора количество игл, воспринимающих нагрузку, уменьшается, повышаются удельные давления на них, появляется возможность заклинивания крестовины иглами, а при уменьшении радиального зазора — тепловое заклинивание игл или их засорение и последующее заклинивание подшипника.

Величины зазоров, зависящие от действительных размеров игл и колец, при существующей технологии контроля и сборки карданных подшипников составляют: радиальный 9—95 мкм, а межигольный 20—675 мкм.

При радиальной нагрузке на подшипник  $P=15 \cdot 10^3$  Н, соответствующей первой передаче автомобиля МАЗ-500 и мощности двигателя 150 л. с., относительная долговечность карданных подшипников с изменением радиального зазора от 95 до 9 мкм увеличивается от 0,16 до 0,75. Это влияет на работу подшипников таким образом, что рассеивание срока их службы уменьшается более чем в 5 раз.

Если уменьшить радиальный зазор, оставив его в пределах 30—60 мкм, то коэффициент относительной долговечности изменится от 0,28 до 0,5, а рассеивание срока службы карданных подшипников уменьшится в 3 раза. Чтобы повысить равнопрочность игольчатых подшипников для карданных валов, необходимо применить селективную сборку. При этом разноразмерность игл в одном подшипнике должна быть не более 2—3 мкм. При селективной сборке коэффициент запаса точности увеличится с 1,3 до 1,6, что позволит повысить общий срок службы подшипников.

Хотя проточная система смазки игольчатых подшипников позволяет увеличить долговечность карданных валов в 2 раза, ее применение является временным решением. Оно целесообразно лишь до поставки на производство новых комплексных радиально-торцовых уплотнений, которые позволят исключить проникновение пыли и грязи под рабочую кромку сальника подшипника и тем самым увеличить работоспособность и долговечность карданного вала в 3—4 раза.

## Влияние параметров амортизационных узлов на динамическую нагруженность несущей системы грузового автомобиля

Канд. техн. наук Н. Г. ВЛАДЫКИН, канд. техн. наук Ф. Р. ГЕККЕР, канд. техн. наук Д. Н. СПИЦЫНА, Б. В. ЮГОВ

МВТУ имени Баумана

**ДЛЯ ТАКОЙ** конструкции исследуется влияние характеристик амортизационных узлов на плавность хода и напряжения, возникающие в раме трехосного автомобиля при движении по неровной дороге. Рассматриваемые амортизационные узлы представляют собой резиновые или резинометаллические элементы, которые обладают значительно большей жесткостью в поперечном направлении, чем в продольном. Амортизационные узлы прикрепляются к лонжеронам рамы шасси

таким образом, что усилия, возникающие в амортизаторах, проходят через оси центров изгиба лонжеронов и поэтому не вызывают их закручивания.

Для исследования пространственных колебаний принята расчетная схема (рис. 1), которая имеет 13 степеней свободы. В этой схеме рама шасси принимается жесткой на изгиб и податливой на кручение, а кузов является жестким как на изгиб, так и на кручение.

Характеристики пяти пар амортизационных узлов, которые закрепляются кузов на раме шасси, — линейные.

Обобщенными координатами расчетной схемы (рис. 1) являются: вертикальные перемещения центров тяжести мостов  $y_1, y_2, y_3$ ; вертикальное и продольно-угловое перемещение шасси  $y_a, \theta_a$ ; вертикальное и продольно-угловое перемещение кузова  $y_k, \theta_k$ ; угловые перемещения мостов относительно продольной оси автомобиля  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ ; угловое перемещение кузова относительно продольной оси автомобиля  $\varphi_k$ ; угловые перемещения передней и задней части рамы шасси относительно продольной оси  $\varphi_4, \varphi_5$ .

Пренебрежение незначительной асимметрией автомобиля

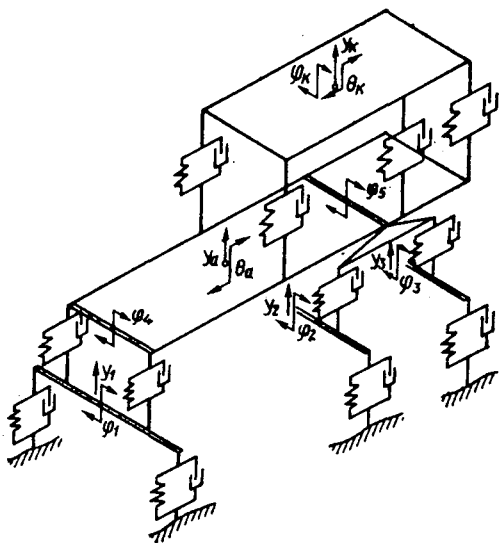


Рис. 1. Расчетная схема трехосного автомобиля с кузовом, закрепленным на раме шасси посредством амортизационных узлов

относительно продольной вертикальной плоскости приводит к двум независимым системам уравнений, описывающих его колебания [1]. Первая система семи уравнений ( $j=1$ ) описывает продольно-вертикальные колебания, вторая система шести уравнений ( $j=2$ ) — поперечно-угловые. В векторной форме они имеют вид

$$M_j \ddot{z}_j + A_j \dot{z}_j + B_j z_j = \bar{u}_j, \quad (1)$$

где  $M_j$  — диагональные матрицы инерционных коэффициентов;

$A_j$  — матрицы коэффициентов линейного трения в системе;

$B_j$  — матрицы коэффициентов жесткости системы.

При этом векторы обобщенных координат

$$\bar{z}_1 = (y_1, y_2, y_3, y_a, \theta_a, y_k, \theta_k);$$

$$\bar{z}_2 = (\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_k),$$

а векторы-столбцы, характеризующие дорожное воздействие,

$$\bar{u}_1 = (u_{11}, u_{12}, u_{13}, 0, 0, 0, 0);$$

$$\bar{u}_2 = (u_{21}, u_{22}, u_{23}, 0, 0, 0),$$

где  $u_{1i} = 2C_{ш} q_i + 2\alpha_{ш} \dot{q}_i$

$$u_{2i} = 2C_{ш} b \psi_i + 2\alpha_{ш} b \dot{\psi}_i;$$

$$q_i = \frac{h_{iл} + h_{iп}}{2}; \quad \psi_i = \frac{h_{iл} - h_{iп}}{2b};$$

$h_{iл}, h_{iп}$  ( $i=1, 2, 3$ ) — высота микропрофиля под левой и правой группами колес;

$b$  — ширина колеи;

$C_{ш}$  и  $\alpha_{ш}$  — жесткость и коэффициент вязкого трения шин.

Если ограничиться исследованием колебаний автомобиля при движении по однородным участкам дорог с постоянными скоростями, то возмущения, испытываемые им, можно охарактеризовать как случайный стационарный процесс [2]. Это позволяет использовать спектральный метод [3] для определения статистических характеристик плавности хода и нагрузки несущей системы.

В большинстве работ [1, 3 и 4] для решения уравнений типа (1) используется преобразование Лапласа. Учитывая возможности современной вычислительной техники, уравнения (1) решали методом комплексных амплитуд, изложенным в работах [5 и 6]. При получении частотных характеристик по этому методу система, состоящая из  $n$  дифференциальных уравнений второго порядка, приводится к системе  $2n$  алгебраических уравнений, которая решается совместно на ЭЦВМ с использованием стандартной программы.

Решение уравнения (1) при использовании метода комплексных амплитуд находится в форме

$$\bar{z}_j = \bar{Z}_j e^{i\omega t}, \quad (2)$$

где  $\bar{Z}_j = \bar{X}_j + i\bar{Y}_j$  — вектор комплексных амплитуд;

$\omega$  — круговая частота возмущения.

Компоненты вектора комплексных амплитуд, соответствующие обобщенным координатам системы, определяются из алгебраических уравнений, которые в векторной форме имеют вид

$$(B_j - \omega^2 M_j) \bar{X}_j - \omega A_j \bar{Y}_j = \bar{V}_j(\omega);$$

$$\omega A_j \bar{X}_j + (B_j - \omega^2 M_j) \bar{Y}_j = \bar{W}_j(\omega) \quad (3)$$

где  $\bar{U}_j(\omega) = \bar{V}_j(\omega) + i\bar{W}_j(\omega)$ .

Для уравнений, описывающих колебания в продольно-вертикальной плоскости,

$$\bar{V}_1(\omega) = \begin{pmatrix} 2C_{ш} \\ 2C_{ш} \cos \omega \tau_1 + 2\alpha_{ш} \omega \sin \omega \tau_1 \\ 2C_{ш} \cos \omega \tau_2 + 2\alpha_{ш} \omega \sin \omega \tau_2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (4)$$

$$\bar{W}_1(\omega) = \begin{pmatrix} 2\alpha_{ш} \omega \\ 2\alpha_{ш} \omega \cos \omega \tau_1 - 2C_{ш} \sin \omega \tau_1 \\ 2\alpha_{ш} \omega \cos \omega \tau_2 - 2C_{ш} \sin \omega \tau_2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (5)$$

При этом время запаздывания воздействий на задние колеса по отношению к переднему колесу

$$\tau_1 = \frac{L-l}{v}; \quad \tau_2 = \frac{L+l}{v},$$

где  $v$  — скорость движения автомобиля;

$L$  — база автомобиля;

$l$  — расстояние между задними колесами.

Аналогичные выражения могут быть получены для векторов  $\bar{V}_2(\omega)$  и  $\bar{W}_2(\omega)$ .

Система уравнений (3) для решения ЭЦВМ представляется в виде расширенного матричного уравнения.

Решение этих уравнений обычно ведется методом Гаусса, при этом параметр  $\omega$  (частота воздействия) варьируется в пределах  $0 < \omega < \omega_{\max}$  с некоторым шагом  $\Delta\omega$ .

Вероятностные характеристики плавности хода и нагруженность элементов конструкции  $S_p(\omega)$  вычисляются спектральным методом [7]:

$$S_p(\omega) = |P_1(\omega)|^2 S_h(\omega) + |P_2(\omega)|^2 S_\psi(\omega) + [P_1(\omega) P_2^*(\omega) + P_1^*(\omega) P_2(\omega)] S_{h\psi}(\omega); \quad (6)$$

где  $S_h(\omega)$  и  $S_\psi(\omega)$  — спектральная плотность продольного и поперечного микропрофиля дороги;

$S_{h\psi}(\omega)$  — взаимная спектральная плотность микропрофиля дороги;

$P_1(\omega)$  и  $P_1^*(\omega)$ ;  $P_2(\omega)$  и  $P_2^*(\omega)$  — взаимосопряженные ча-

стотные комплексные коэффициенты передачи выхода системы, которые определяются через компоненты вектора комплексных амплитуд обобщенных координат  $Z_{1*}$  и  $Z_{2*}$ ;

$$P_1(\omega) = \sum_{k=1}^n l_{1v}(\omega) Z_{1v}(\omega); \quad (7)$$

$$P_2(\omega) = \sum_{k=1}^m l_{2v}(\omega) Z_{2v}(\omega);$$

$l_{1v}, l_{2v}$  — коэффициенты линейной связи;  
 $n, m$  — порядок систем уравнений (3).

По известной спектральной плотности  $S_p(\omega)$  определяется стандарт исследуемой величины

$$\langle p \rangle^2 = \int_0^{\omega_{\max}} S_p(\omega) d\omega. \quad (8)$$

Верхний предел интеграла в равенстве (8)  $\omega_{\max}$  выбирается из условий сходимости интегральной суммы.

В результате решения были получены в зависимости от скорости  $v$  движения автомобиля «Урал-375» кривые изменений стандарта вертикальных ускорений центра тяжести кузова  $\langle \ddot{y}_k \rangle$  (рис. 2) и стандарта напряжений в сечении лонжерона рамы шасси  $\langle \sigma \rangle$ , расположенном между кабиной и передним амортизационным узлом закрепления кузова.

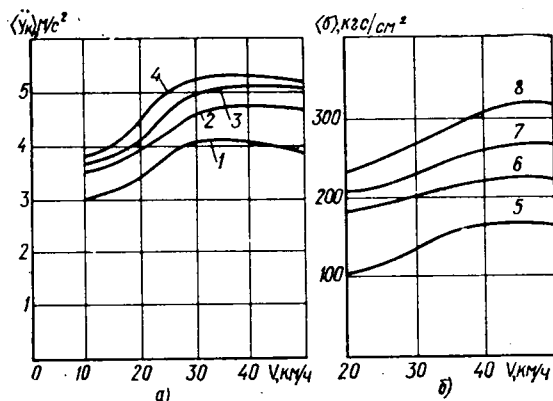


Рис. 2. Изменение показателей плавности хода и нагруженности рамы от скорости  $v$  движения автомобиля:

$a$  — стандарты вертикальных ускорений в центре тяжести кузова  $\langle \ddot{y}_k \rangle$ ;  $b$  — стандарты нормального напряжения в сечении лонжерона рамы шасси  $\langle \sigma \rangle$ ; 1 —  $C_n = 200$  кгс/см,  $\alpha_n = 10$  кгс·с/см; 2 —  $C_n = 500$  кгс/см,  $\alpha_n = 10$  кгс·с/см; 3 —  $C_n = 1500$  кгс/см,  $\alpha_n = 10$  кгс·с/см; 4 —  $C_n = 500$  кгс/см,  $\alpha_n = 5$  кгс·с/см; 5 —  $C_n = 500$  кгс/см,  $\alpha_n = 20$  кгс·с/см; 6 —  $C_n = 500$  кгс/см,  $\alpha_n = 10$  кгс·с/см; 7 —  $C_n = 500$  кгс/см,  $\alpha_n = 5$  кгс·с/см; 8 —  $C_n = 1000$  кгс/см,  $\alpha_n = 10$  кгс·с/см

Для определения напряжений в лонжеронах рамы рассматривались статически неопределимые системы, где учитывалась совместная работа рамы шасси, амортизационных узлов, основания и каркаса кузова, нагружаемых инерционными силами, зависящими от вертикального ускорения центра тяжести кузова, угловых ускорений кузова в продольной вертикальной и поперечной вертикальной плоскости и угла закручивания рамы шасси

$$\sigma = \alpha_1 \ddot{y}_k + \beta_1 \dot{\varphi}_k + \alpha_2 \ddot{\varphi}_k + \beta_2 (\varphi_4 - \varphi_5), \quad (9)$$

где  $\alpha_1, \beta_1, \alpha_2, \beta_2$  — коэффициенты линейной связи, полученные при нагружении системы соответствующими силами и моментами.

Выражения комплексных коэффициентов передачи в равенстве (7) приводятся к виду

$$P_1(\omega) = \alpha_1 \omega^2 (X_{15} + iY_{15}) + \beta_1 \omega^2 (X_{16} + iY_{16});$$

$$P_2(\omega) = \alpha_2 \omega^2 (X_{26} + iY_{26}) + \beta_2 [(X_{24} - X_{25}) + i(Y_{24} - Y_{25})]. \quad (10)$$

Исследование велось для движения автомобиля по разбитому булыжному шоссе, имеющему следующие спектральные характеристики продольного и поперечного микропрофиля:

$$S_h(\omega) = 0,193 \frac{\omega^2 + 2,09}{(\omega^2 - 2,09)^2 + 0,184\omega^2} + \frac{29}{\omega^2 + 13}; \quad (11)$$

$$S_\psi(\omega) = 4,1 \cdot 10^{-5} \frac{\omega^2 + 4,13}{(\omega^2 - 4,13)^2 + 1,16\omega^2} + \frac{7,2 \cdot 10^{-4}}{\omega^2 + 16}. \quad (12)$$

Кривые (рис. 2) получены при различных значениях жесткости амортизационного узла  $C_n = 500 \div 1500$  кгс/см и различных значениях коэффициента вязкого трения  $\alpha_n = 5 \div 20$  кгс/см. Эти кривые показывают, что уменьшение коэффициента жесткости  $C_n$  и увеличение коэффициента демпфирования  $\alpha_n$  приводит к существенному снижению напряжений в раме шасси, что соответствует их основному назначению. На величину ускорений в кузове изменение коэффициента демпфирования  $\alpha_n$  сказывается существеннее, чем изменение жесткости  $C_n$ . Увеличение коэффициента демпфирования  $\alpha_n$  приводит к некоторому снижению уровня ускорений.

В таблице приведены значения стандартов ускорений в центре тяжести кузова  $\langle \ddot{y}_k \rangle$ , напряжений в раме шасси  $\langle \sigma \rangle$  и перемещений переднего амортизационного узла  $\langle \delta \rangle$ , полученные для движения автомобиля со скоростью  $v = 36$  км/ч, соответствующей наибольшим значениям  $\langle \ddot{y}_k \rangle$  и  $\langle \sigma \rangle$  (рис. 2). Эти стандарты получены при различных значениях параметров амортизационных узлов  $\alpha_n$  и  $C_n$ .

Параметры амортизаторов		Стандарт		
$C$ в кгс/см	$\alpha$ в кгс·с/см	ускорений $\langle \ddot{y}_k \rangle$ в м/с²	напряжений $\langle \sigma \rangle$ в кгс/см²	перемещений $\langle \delta \rangle$ в см
500	5	5,22	270	0,85
500	10	4,31	210	0,75
500	20	4,10	160	0,57
200	10	4,05	—	1,30
500	10	4,31	210	0,75
1000	10	—	310	0,53
1500	10	4,95	—	0,42

Из таблицы следует, что снижение жесткости  $C_n$  приводит к недопустимо большим ходам кузова относительно рамы шасси  $\delta$ . Это может привести к нежелательным пробоям амортизационных узлов.

Величина перемещения кузова относительно рамы обычно лимитируется, поэтому на ход амортизационных узлов накладываются ограничения. Данные таблицы показывают, что на ход амортизационного узла  $\delta$  более существенно влияет жесткость  $C_n$ , чем демпфирование  $\alpha_n$ . Таким образом, для получения допустимых характеристик прочности несущей системы и показателей плавности хода эффективнее изменять коэффициент демпфирования  $\alpha_n$ , чем жесткость  $C_n$ .

Зная величину допускаемого хода амортизационного узла и предполагая, что процесс его деформирования подчиняется нормальному закону распределения, при известной величине стандарта хода можно определить вероятность его пробоа [7]

$$Вер = 2 \left[ 1 - \Phi \left( \frac{\delta_n}{\langle \delta \rangle} \right) \right], \quad (13)$$

где  $\Phi$  — функция нормального распределения.

Например, если задано ограничение хода амортизационного узла  $\delta = 2$  см и вероятность отсутствия у него пробоа  $Вер = 0,05\%$ , то для исследуемой выше системы (см. рис. 1) из выражения (13) можно определить допустимый стандарт хода амортизатора  $\langle \delta \rangle = 2 : 3,5 = 0,57$  см.

Из таблицы следует, что для обеспечения минимума напряжений в лонжероне рамы и ускорений центра тяжести кузова стандарту допустимого значения хода  $\langle \delta \rangle = 0,57$  соответствуют значения параметров амортизационных узлов  $C_n = 500$  кгс/см;  $\alpha_n = 20$  кгс·с/см.

Таким образом, введение амортизационных узлов между кузовом и рамой позволяет при выбранных определенным образом параметрах  $\alpha_n$  и  $C_n$  снизить напряжения в несущих элементах конструкции при заданных величинах их ходов, не ухудшая плавность хода автомобиля.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. Машгиз, 1960.
2. Певзнер Я. М., Тихонов А. А. — «Автомобильная промышленность», 1964, № 10.
3. Силаев А. А. Спектральная теория подрессоривания транспортных машин. Машгиз, 1963.
4. Яценко Н. Н., Пруткин О. К. Плавность хода грузовых автомобилей. М., Изд-во «Машиностроение», 1969.
5. Стрелков С. П. Введение в теорию колебаний. Изд-во «Наука», 1964.
6. Владыкин Н. Г. и др. — «Известия вузов. Машиностроение», 1971, № 11.
7. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. Физматгиз, 1963.



# Исследование потерь в трансмиссии, вызываемых тормозами-замедлителями

Канд. техн. наук Д. Т. ГАПОЯН, А. С. КИЧЖИ, Л. С. ГАРОНИН  
НАМИ

**ПРИМЕНЯЮТСЯ** в основном три типа тормозов-замедлителей: моторный, электродинамический и гидродинамический. Практический интерес представляет исследование потерь мощности, вызываемых различными типами тормозов-замедлителей на тяговом режиме движения автомобиля. Для количественного определения влияния замедлителей на увеличение потерь мощности в трансмиссии автомобилей были проведены исследования. Как известно, при использовании моторного тормоза-замедлителя, как правило, отключается подача топлива во время торможения, что экономит топливо в эксплуатации. На тяговом режиме движения автомобиля моторный тормоз не ухудшает его динамические свойства, если конструкция позволяет избегать дросселирования потока отработавших газов и усиления пружин выпускных клапанов двигателя. Поэтому наибольший интерес представляет исследование потерь мощности в электро- и гидрозамедлителях [1], установленных в трансмиссии автомобиля.

При использовании на автомобиле электро- или гидрозамедлителей увеличение момента инерции вращающихся частей трансмиссии и повышение веса автомобиля ухудшают его разгон.

Увеличение веса автомобиля, вызываемое установкой замедлителя, можно оценить коэффициентом

$$K_G = 1 + \frac{G_a}{G_a}, \quad (1)$$

где  $G_a$  — вес тормоза-замедлителя в кг;

$G_a$  — полный вес автомобиля без замедлителя в кг.

Вес автомобиля при установке замедлителя увеличивается незначительно.

Увеличение момента инерции вращающихся частей трансмиссии при установке замедлителя можно выразить формулой

$$K_\delta = \frac{\delta_2}{\delta_1} \quad (2)$$

при

$$\delta_2 = \delta_1 + \frac{J_a i_{пр}^2 \eta_{пр}^2 g}{r_d^2 G_a},$$

где  $\delta_1$  — коэффициент, учитывающий влияние инерции вращающихся частей автомобиля без замедлителя;

$\delta_2$  — коэффициент, учитывающий влияние инерции вращающихся частей автомобиля с замедлителем;

$J_a$  — момент инерции вращающихся частей (якорей или ротора) замедлителя в кгс·м·с<sup>2</sup>;

$i_{пр}$  — передаточное отношение привода якоря или ротора замедлителя от колес автомобиля;

$\eta_{пр}$  — к.п.д. привода замедлителя;

$g$  — ускорение свободного падения;

$r_d$  — динамический радиус колеса.

Для вычисления коэффициента  $K_\delta$  необходимо определить моменты инерции якорей и ротора гидрозамедлителя. Момент инерции якорей опытного электрозамедлителя, например, достигает существенной величины  $J_a = 1,54 \cdot 10^{-2}$  кгс·м·с<sup>2</sup> [1]. В этом случае (на прямой передаче в коробке передач)  $K_\delta \approx 1,085$ .

Ротор гидрозамедлителя, как правило, выполняется из алюминия с незначительным моментом инерции и поэтому не может существенно влиять на динамику разгона автомобиля (например, расчетный момент инерции ротора опытного гидрозамедлителя, разработанного для того же автомобиля, равен  $J_a = 0,06 \cdot 10^{-2}$  кгс·м·с<sup>2</sup>, т. е. приблизительно в 25 раз меньше момента инерции якорей электрозамедлителя).

Влияние замедлителя на разгон автомобиля можно оценить величиной  $K_j$ , равной отношению ускорения автомобиля без замедлителя  $j_1$  к ускорению  $j_2$  с замедлителем:

$$K_j = \frac{j_1}{j_2} = \frac{P_{к1} - P_c}{P_{к2} - P_c} K_G K_\delta, \quad (3)$$

где  $P_{к1}$  и  $P_{к2}$  — тяговое усилие на ведущих колесах автомобиля без замедлителя и с замедлителем;

$P_c$  — сила суммарного сопротивления движению автомобиля.

Если при рассмотрении влияния электрозамедлителя на динамику разгона автомобиля принять  $P_{к1} = P_{к2}$ , то выражение (3) примет вид

$$K_j = \frac{j_1}{j_2} = K_G K_\delta. \quad (4)$$

Расчетное соотношение ускорений автомобиля с опытным электрозамедлителем [1] и без него, определенное по выражению (4), приближенно составляет  $K_j = \frac{j_1}{j_2} = 1,1$ . Следова-

тельно, не нужно пренебрегать моментом инерции якорей электрозамедлителя во время рассмотрения разгона автомобиля.

При установке на автомобиле тормоза-замедлителя снижается также к. п. д. трансмиссии из-за постоянных потерь в нем. Эти потери складываются: из трения в подшипниках и уплотнениях; из остаточного магнетизма в якорях электрозамедлителей; из затрат мощности на привод дополнительных агрегатов системы управления тормозом-замедлителем; из вентиляционных потерь якорей электрозамедлителя или ротора гидрозамедлителя. Рассмотрим отдельно каждую составляющую потерь в трансмиссии, вызываемых тормозом-замедлителем.

Трение в подшипниках и уплотнениях, как правило, мало, и его можно не учитывать. Так, например, при установке тормоза-замедлителя вместо промежуточной опоры карданного вала трущиеся детали замедлителя и промежуточной опоры находятся примерно в одинаковых условиях смазки.

Вследствие значительного нагрева материала якорей электрозамедлителя при торможении, а также вибрации, возникающей при движении автомобиля, остаточный магнетизм в мягкой стали якорей очень мал и им можно пренебречь.

Такие факторы, как вентиляционные потери и потери на привод дополнительных агрегатов системы управления тормозом-замедлителем, действуют постоянно и зависят от скорости движения автомобиля. Учесть их можно введением в уравнение движения автомобиля к. п. д. трансмиссии с замедлителем:

$$\eta_{тр.з} = \eta_{тр} K_\eta, \quad (5)$$

где  $\eta_{тр.з}$  и  $\eta_{тр}$  — к. п. д. трансмиссии с замедлителем и без него;

$$K_\eta = 1 - \frac{N_\eta}{N_b} = 1 - \frac{M_\eta}{M_b} \quad \text{— коэффициент потерь в замедлителе;}$$

$N_b$  и  $M_b$  — мощность и крутящий момент на основном валу трансмиссии, снабженной замедлителем;

$N_\eta$  и  $M_\eta$  — мощность и крутящий момент потерь в замедлителе.

Потери на привод масляного насоса системы управления гидрозамедлителя зависят от производительности насоса, давления на выходе, а также механического и объемного к. п. д. [2]. Так, например, для опытного гидрозамедлителя с максимальным тормозным моментом 80 кгс·м расчетный момент привода масляного насоса  $M_{пр} = 0,05$  кгс·м.

При проектировании электрозамедлителя для питания его обмотки возбуждения стремятся, как правило, использовать стандартные источники энергии автомобиля. Поэтому из постоянно действующих потерь следует учитывать только потери в вентиляторе охлаждения электрозамедлителя.

Мощность, потребляемая вентилируемым якорем электрозамедлителя, приближенно можно определить по эмпирической формуле, рекомендуемой для центробежных вентиляторов электрических машин [3]:

$$N_\eta = \frac{1,5 Q v^3}{3675} \text{ л. с.}, \quad (6)$$

где  $Q$  — производительность вентилятора в м<sup>3</sup>/с;

$v$  — окружная скорость периферийной части якоря в м/с.



Экспериментальным измерением расхода воздуха  $Q$  и подсчетом по формуле (6) определено, что вентиляционные потери в якорях опытного электрозамедлителя с радиальными лопатками [1] составляют 0,035 л. с., при скорости автомобиля 30 км/ч и 0,062 л. с. при 40 км/ч.

Следует учитывать, что потери в вентиляторе электрозамедлителя зависят от формы лопаток. Наименьшие потери вызывают центробежные вентиляторы с лопатками, загнутыми назад [3].

На тяговом режиме в рабочей полости гидрозамедлителя происходит циркуляция воздуха или воздушно-масляной эмульсии. С целью уменьшения вентиляционных потерь мощности в некоторых конструкциях гидрозамедлителей, например «Фойт» (ФРГ), применяют управляемые шиберные заслонки, устанавливаемые между ротором и статором [4]. Однако подобные устройства усложняют конструкцию замедлителя.

Для обоснования использования шиберного устройства необходимо уже на стадии проектирования замедлителя и выбора тормозной эффективности оценить величину вентиляционных потерь мощности в нем. Тормозной момент включенного гидродинамического тормоза-замедлителя

$$M_T = \lambda_T \gamma_{ж} D^5 n_p^2 \text{ кгс} \cdot \text{м}, \quad (7)$$

где  $\lambda_T$  — коэффициент тормозного момента гидрозамедлителя в  $\text{мин}^2/\text{м} \cdot \text{об}^2$ ;

$\gamma_{ж}$  — плотность рабочей жидкости в  $\text{кг}/\text{м}^3$  (для масла при  $90^\circ\text{C}$   $\gamma_{ж} = 840 \text{ кг}/\text{м}^3$ );

$D$  — активный диаметр рабочей полости гидрозамедлителя в м;

$n_p$  — число оборотов ротора в минуту.

Считая, что рабочая полость выключенного гидрозамедлителя заполнена только воздухом, из теории подобия можно момент потерь  $M_{п.}$ , вызываемый вращением ротора замедлителя, определить по выражению, подобному формуле (7):

$$M_{п.} = \lambda_{п.} \gamma_{в} D^5 n_p^2 \text{ кгс} \cdot \text{м}, \quad (8)$$

где  $\lambda_{п.}$  — коэффициент пропорциональности в  $\text{мин}^2/\text{м} \cdot \text{об}^2$ ;

$\gamma_{в} = 1,2 \text{ кгс}/\text{м}^3$  — плотность воздуха.

Если величину вентиляционных потерь выключенного гидрозамедлителя выразить коэффициентом  $K_{п.}$ , равным отношению тормозных моментов с включенным и выключенным гидрозамедлителем (при заполненной жидкостью и опорожненной его рабочей полости), то для одного и того же гидрозамедлителя при одной и той же скорости вращения ротора из выражений (7) и (8) получим

$$K_{п.} = \frac{M_T}{M_{п.}} = \frac{\lambda_T \gamma_{ж}}{\lambda_{п.} \gamma_{в}}. \quad (9)$$

Полагаем, что при установившейся скорости вращения ротора замедлителя перемещение отдельных струек жидкости и воздуха будет аналогичным. Тогда можно предположить также, что коэффициенты тормозного момента включенного (полностью заполненного жидкостью) и выключенного (заполненного только воздухом) гидрозамедлителя будут примерно одинаковы. При таком допущении ( $\lambda_T = \lambda_{п.}$ ) определяем

$$K_{п.} = \frac{M_T}{M_{п.}} = \frac{\gamma_{ж}}{\gamma_{в}} = \frac{840}{1,2} = 700. \quad (10)$$

Отсюда следует, что в случае сделанного допущения тормозной момент выключенного, т. е. заполненного воздухом, гидрозамедлителя примерно в 700 раз меньше значения тормозного момента того же гидрозамедлителя, но полностью заполненного рабочей жидкостью (маслом) при равных скоростях вращения ротора. Из этого можно заключить, что основная часть потерь в гидрозамедлителе на тяговом режиме приходится на долю вентиляционных потерь в рабочей полости даже при допущении ее идеального опорожнения. В действительности в рабочей полости выключенного гидрозамедлителя находится не воздух, а масляная эмульсия, поэтому вентиляционные потери в рабочей полости будут выше, чем при подсчете по формуле (8).

Для экспериментального определения потерь мощности в гидрозамедлителе проведены испытания гидропередачи с встроенным гидрозамедлителем на стенде. В качестве рабочей жидкости использовалось масло марки А для гидропередач. Температура масла во время испытания поддерживалась постоянной  $90 \pm 1^\circ\text{C}$ . Тормозной момент изменялся в диапазоне оборотов от минимально устойчивых (300 в минуту) до соответствующих максимальной мощности (3000 в минуту).

Для привода использовалась балансирная электромашинка постоянного тока, вал которой был присоединен к корпусу насосного колеса гидротрансформатора. Выходной вал коробки передач вращался свободно.

Величина момента потерь в гидропередаче с гидрозамедлителем оценивалась по показаниям весового устройства, с помощью которого измерялся крутящий момент балансирной машины. Число оборотов балансирной машины определялось по показаниям индуктивного датчика оборотов. Температура рабочей жидкости измерялась термометрами, подключенными к мультиметру. Регулировка редукционного клапана гидропередачи соответствовала номинальному давлению масла в главной магистрали — 6—7  $\text{кгс}/\text{см}^2$ . Относительная погрешность измерений момента потерь на указанном стенде не превышала 1,5%.

Испытания проводились при заблокированном гидротрансформаторе на первой и второй ступенях в коробке передач. Число оборотов вала ротора на первой передаче было равно числу оборотов вала двигателя, а на второй передаче — в 1,79 раза выше (передаточное число понижающей ступени гидропередачи).

Момент потерь гидропередачи измерялся для установленных в гидрозамедлителе двух различных комплектов колес, имеющих следующие значения углов наклона лопаток ротора  $\beta_p$  и статора  $\beta_{ст}$  по отношению к плоскости вращения ротора: 1)  $\beta_{ст} = 45^\circ$ ;  $\beta_p = 45^\circ$ ; 2)  $\beta_{ст} = 45^\circ$ ;  $\beta_p = 90^\circ$ . Активный диаметр замедлителя  $D = 0,226$  м. Для первого комплекта колес коэффициент пропорциональности тормозного момента составляет примерно  $\lambda_T = 60 \cdot 10^{-6} \text{ мин}^2/\text{м} \cdot \text{об}^2$ , для второго комплекта —  $\lambda_T = 26 \cdot 10^{-6} \text{ мин}^2/\text{м} \cdot \text{об}^2$ .

Для выделения момента потерь  $M_{п.}$  в гидрозамедлителе, вызываемых вращением ротора, из общих потерь в гидропередаче с гидрозамедлителем проводились измерения на первой и второй передачах в гидромеханической коробке при снятом роторе гидрозамедлителя.

Момент потерь в выключенном гидрозамедлителе определялся как разность между моментом потерь в гидропередаче с установленным в ней ротором замедлителя и моментом потерь в гидропередаче без ротора.

Результаты испытаний показали, что в случае установки комплекта колес с углами наклона лопаток  $\beta_p = 90^\circ$  и  $\beta_{ст} = 45^\circ$  момент потерь  $M_{п.}$  в гидрозамедлителе при включенной первой передаче в коробке передач имеет практически такие же значения, как и момент потерь в гидропередаче без ротора гидрозамедлителя. Во время включения в коробке передач второй передачи момент потерь за счет ускоренного вращения ротора при скорости вращения первичного вала коробки передач 3000 об/мин увеличивается на 0,5  $\text{кгс} \cdot \text{м}$ , или примерно на 1% от крутящего момента двигателя при этих оборотах.

В случае установки в гидрозамедлителе комплекта колес с углами наклона лопаток  $\beta_{ст} = 45^\circ$  и  $\beta_p = 45^\circ$  момент потерь в гидромеханической передаче за счет замедлителя (при скорости вращения первичного вала коробки передач 3000 об/мин) на первой передаче увеличивается на 0,2  $\text{кгс} \cdot \text{м}$  (или на 0,4% от крутящего момента двигателя при тех же оборотах). На второй передаче момент потерь в гидромеханической передаче за счет гидрозамедлителя увеличивается примерно на 1  $\text{кгс} \cdot \text{м}$  при той же скорости вращения первичного вала коробки передач (около 2,5% от крутящего момента двигателя при 3000 об/мин).

На рис. 1 показаны зависимости потерь крутящего момента в выключенном гидрозамедлителе, вмонтированном в гидропередачу (кривые 1 и 2), от числа оборотов ротора. Для сравнения на графике приведены аналогичные зависимости (кривые 3 и 4), полученные при испытаниях на стенде в НАМИ гидрозамедлителей с меньшей эффективностью тормозного действия.

На рис. 2 приведен график, характеризующий изменение коэффициента пропорциональности  $\lambda_{п.}$  в выключенном гидрозамедлителе при различной эффективности его тормозного дей-

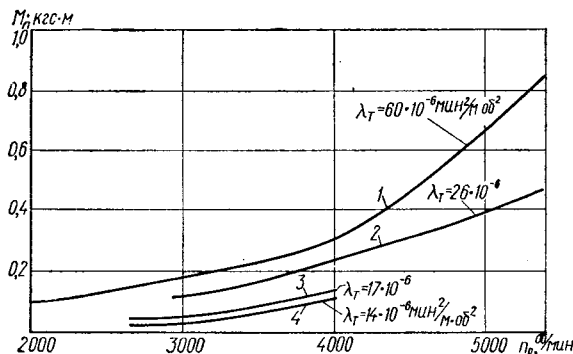


Рис. 1

ствия, т. е. при различных значениях  $\lambda_T$ . Коэффициент  $\lambda_M$  определяется из формулы (8) при  $\gamma_B = 1,2 \text{ кгс/м}^3$ .

Значение момента потерь  $M_{\Pi}$  задавалось на основе экспериментальных данных. Две нижние кривые (рис. 2) построены по результатам испытаний гидрозамедлителя на стенде, а две верхние — по данным испытаний гидропередачи с гидрозамедлителем. Повышенный разброс значений коэффициентов потерь  $\lambda_{\Pi}$  ( $\lambda_T = 60$  и  $\lambda_T = 26$ ) можно объяснить характером изменения потерь мощности в гидропередаче при относительно малой величине потерь мощности в гидрозамедлителе.

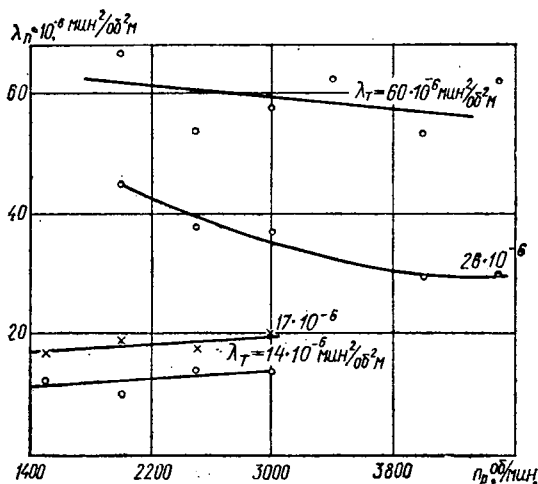


Рис. 2

Приведенные на рис. 2 результаты расчетов показывают, что сделанное предположение о равенстве  $\lambda_T \approx \lambda_{\Pi}$  верно. Следовательно, для приближенного определения момента потерь  $M_{\Pi}$  выключенного замедлителя можно пользоваться формулой (8), принимая  $\lambda_T \approx \lambda_{\Pi}$ , или выражением (10).

Таким образом, при рассмотрении потерь мощности в гидрозамедлителе приемлем принцип подобия, используемый во время расчетов гидромашин. Отсюда следует, что повышение эффективности тормозного действия гидрозамедлителя приводит к пропорциональному увеличению потерь мощности в выключенном замедлителе, что может снизить к. п. д. трансмиссии автомобиля на тяговом режиме движения примерно на 2,5%.

Снижения потерь мощности в гидрозамедлителе можно достигнуть путем рационального выбора емкости поддона, уменьшением рабочего давления в масляной магистрали насоса, а при необходимости и с помощью специального шиберного устройства, размещенного в его рабочей полости и перекрывающего ее на тяговом режиме движения автомобиля.

Для определения влияния шиберного устройства на снижение потерь мощности в гидрозамедлителе проведены стендовые испытания гидрозамедлителя с разработанным в НАМИ шиберным устройством. Гидрозамедлитель был установлен на испытанной гидропередаче. Шиберные заслонки удерживались пружиной в положении, при котором они перекрывают рабочую полость, и убирались во время включения замедлителя путем подачи давления воздуха в цилиндр управления.

На рис. 3 приведены зависимости момента внутренних потерь опытной гидропередачи (на прямой передаче) с гидрозамедлителем, снабженным шиберным устройством (кривая 1), и без него (кривая 2) для комплекта рабочих колес с активным диаметром  $D = 0,2 \text{ м}$  и углами наклона лопаток  $\beta_{ст} = \beta_B = 45^\circ$ . На этот же график нанесены результаты испытаний гидропередачи со снятым ротором (кривая 3) гидрозамедлителя. Разница между кривой момента потерь с шиберными заслонками в гидрозамедлителе и кривой момента потерь со снятым ротором гидрозамедлителя незначительна и соответствует точности измерений.

В данном случае шиберные заслонки позволили снизить внутренние потери в гидропередаче с гидрозамедлителем приблизительно на 9%. Следовательно, для устанавливаемых в трансмиссии автомобиля высокоэффективных гидрозамедлителей можно рекомендовать применение шиберных устройств, которые практически полностью устраняют потери, возникающие в рабочей полости выключенного гидрозамедлителя.

Однако для технико-экономического обоснования установки шиберных заслонок, усложняющего конструкции гидрозамедлителя, необходимо уже на стадии проектирования проводить тягово-экономический расчет автомобиля с замедлителем, принимая во внимание зависимости (5) и (10).

Таким образом, при оценке влияния электрозамедлителя на динамику фазы автомобиля необходимо учитывать момент инерции якорей электрозамедлителя.

Постоянно действующие потери в электрозамедлителе на установившемся режиме движения автомобиля невелики и ими можно пренебречь.

Потери мощности в гидрозамедлителе возникают в основном из-за наличия в рабочей полости выключенного тормоза-замедлителя воздушно-масляной эмульсии, а также из-за необходимости привода масляного насоса на тяговом режиме.

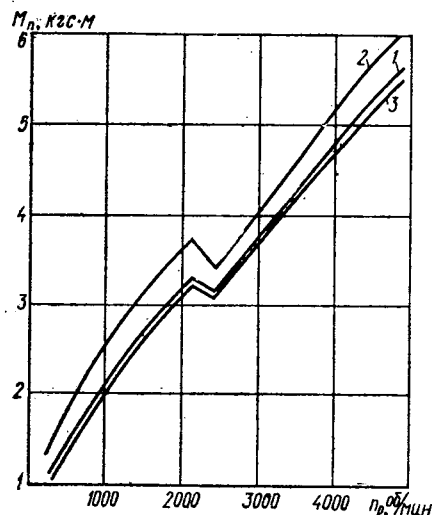


Рис. 3

Для приближенного расчетного определения момента потерь  $M_{\Pi}$  в гидрозамедлителе можно принимать коэффициент пропорциональности  $\lambda_{\Pi}$  момента потерь равным коэффициенту пропорциональности  $\lambda_T$  тормозного момента.

Стендовые испытания показали, что повышение эффективности тормозного действия гидрозамедлителя приводит к пропорциональному увеличению потерь мощности на вращении ротора в выключенном замедлителе. Поэтому следует выбирать оптимальные размеры замедлителя, избегая неоправданного увеличения его эффективности.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Илев П. Б., Гапоян Д. Т., Есеновский-Лашков Ю. К. Электродинамический тормоз-замедлитель для автобуса малой вместимости. В сб. НИИНавтопрома «Автомобилестроение», 1970, № 3.
2. Башта Т. М. Самолетные гидравлические привода и агрегаты. М., Оборонгиз, 1951.
3. Иоффе А. Б. Тяговые электрические машины. Изд-во «Энергия», 1965.
4. Гапоян Д. Т., Дьячков Н. К. Автомобильные лопастные гидрозамедлители. НИИНавтопром, М., 1968.

# К расчету конструктивных параметров, обеспечивающих устойчивую работу резино-кордного упругого элемента

Ю. И. КУЗНЕЦОВ

НИКТИ шинной промышленности

**РЕЗИНО-КОРДНЫЕ** упругие элементы все более широко применяются для пневматического подвешивания автомобильного транспорта, железнодорожного подвижного состава и различных устройств, испытывающих вибрационные нагрузки. Возможность получения широкого диапазона нелинейных нагрузочных характеристик и осуществления автоматического регулирования уровня кузова относительно дороги независимо от величины статической нагрузки, уменьшение величины неподдрессоренной массы в сочетании с повышением плавности хода автомобиля определяют значительный экономический эффект от применения резино-кордных упругих элементов вместо стальных [1 и 2].

Решая вопрос об установке резино-кордного упругого элемента в системе подвески автомобиля или виброустройства, можно либо использовать существующие, опробованные на практике упругие элементы, либо начать разработку новых. При этом часто приходится решать задачу определения оптимальных конструктивных параметров резино-кордного упругого элемента, которые обеспечивают заданную динамическую нагрузочную характеристику, выраженную в виде некоторой гладкой или кусочно-гладкой функции

$$Q = Q(x),$$

где  $Q(x)$  — текущая грузоподъемность упругого элемента;  
 $x$  — прогиб упругого элемента.

Как известно, нагрузочная характеристика резино-кордного упругого элемента определяется конфигурацией направляющих арматур, а также начальным избыточным давлением и объемом воздуха (газа), находящегося в элементе [3]:

$$Q(x) = S_9(x) \cdot p_n(x); \quad (1)$$

$$p_n(x) = [p_n(0) + p_a] \left[ \frac{V(0)}{V(x)} \right]^n - p_a; \quad (2)$$

$$\frac{dV(x)}{dx} = -S_9(x), \quad (3)$$

где  $p_n(x)$  — избыточное давление воздуха (газа);

$p_a$  — атмосферное давление;

$S_9(x)$  — эффективная площадь;

$V(x)$  — объем воздуха (газа);

$n$  — показатель политропы процесса сжатия воздуха (газа).

В работе [4] было показано, что по заданной нагрузочной характеристике резино-кордного упругого элемента можно определить закон изменения избыточного давления воздуха (газа) при прогибе элемента. Для этого уравнения (1) — (3) преобразуем следующим образом:

$$V(x) = V(0) \left[ \frac{p_n(0) + p_a}{p_n(x) + p_a} \right]^{1/n}; \quad (4)$$

$$Q(x) = - \frac{dV(x)}{dx} p_n(x); \quad (5)$$

$$\frac{dV(x)}{dx} = - \frac{V(0) [p_n(0) + p_a]^{1/n}}{n [p_n(x) + p_a]^{(n+1)/n}} \cdot \frac{dp_n(x)}{dx}. \quad (6)$$

Подставив уравнения (4) и (6) в выражение (5) и проинтегрировав полученное соотношение, найдем:

при  $n \neq 1$

$$\Phi_n [p_n(x)] = \Phi_n [p_n(0)] \left\{ 1 + \frac{(n-1) \int_0^x Q(x) dx}{V(0) [p_n(0) + np_a]} \right\}; \quad (7)$$

при  $n = 1$

$$\Phi_1 [p_n(x)] = \Phi_1 [p_n(0)] + \frac{\int_0^x Q(x) dx}{V(0) [p_n(0) + p_a]}, \quad (8)$$

где

$$\Phi_n [p_n(x)] = \frac{p_n(x) + np_a}{[p_n(x) + p_a]^{1/n}}; \quad (9)$$

$$\Phi_1 [p_n(x)] = \ln [p_n(x) + p_a] + \frac{p_a}{p_n(x) + p_a}. \quad (10)$$

Из уравнений (7) и (8) видно, что закон изменения избыточного давления воздуха (газа), а следовательно, и эффективной площади при прогибе упругого элемента с заданной нагрузочной характеристикой полностью определяется начальными величинами  $p_n(0)$  и  $V(0)$ . Обычно величина  $p_n(0)$  выбирается из условия обеспечения заданных габаритов, а  $V(0)$  — из условия получения начальной динамической жесткости упругого элемента [4]. Однако практика проектных расчетов показывает, что в некоторых случаях выбранные таким образом значения  $p_n(0)$  и  $V(0)$  хотя и обеспечивают заданную динамическую характеристику, но при этом упругий элемент может иметь либо недостаточно жесткую статическую характеристику, либо — на отдельных участках рабочего хода — даже отрицательную статическую жесткость (в случае упругого элемента диафрагменного типа), что обуславливает его неустойчивую работу.

Следовательно, начальные избыточное давление и объем воздуха (газа) необходимо выбирать такими, чтобы упругий элемент имел удовлетворительную, по крайней мере положительную, статическую жесткость на всем участке рабочего хода, т. е. чтобы при  $n=1$   $Q(x_i) > Q(x_{i-1})$ .

Далее в случае необходимости динамические параметры упругого элемента будем обозначать индексом дин, а статические — ст.

Определив из уравнений (1), (4) и (7) по заданной динамической нагрузочной характеристике законы изменения величин  $p_n^{дин}(x)$ ,  $S_9(x)$  и  $V(x)$ , нетрудно рассчитать статическую нагрузочную характеристику проектируемого упругого элемента

$$Q_{ст}(x) = S_9(x) p_n^{ст}(x) = \frac{Q_{дин}(x)}{p_n^{дин}(x)} p_n^{ст}(x), \quad (11)$$

где статическое избыточное давление  $p_n^{ст}(x)$  можно выразить через  $p_n^{дин}(x)$  подстановкой уравнения (4) в формулу (2):

$$p_n^{ст}(x) = \frac{[p_n^{дин}(x) + p_a]^{1/n}}{\frac{1}{n} - 1} - p_a. \quad (12)$$

Меняя величины  $p_n(0)$  и  $V(0)$ , можно получить семейство статических нагрузочных характеристик упругого элемента, имеющего заданную динамическую нагрузочную характеристику, которое дает возможность установить оптимальные начальные избыточное давление и объем воздуха (газа).

Для инженерных расчетов при  $p_a \approx 1$  кгс/см<sup>2</sup> полезно получить приближенную аналитическую зависимость статической нагрузочной характеристики резино-кордного упругого элемента от динамической. Для этого функции  $\Phi_n [p_n(x)]$  и  $\Phi_1 [p_n(x)]$  нужно заменить такими аппроксимирующими функциями  $\Phi'_n [p_n(x)]$  и  $\Phi'_1 [p_n(x)]$ , из которых можно получить аналитические выражения для  $p_n(x)$ . Довольно грубая аппроксимация функций  $\Phi_n [p_n(x)]$  и  $\Phi_1 [p_n(x)]$  достигается, если заменить числитель  $p_n(x) + np_a$  в уравнении (9) выражением  $p_n(x) + p_a$  и отбросить второе слагаемое в уравнении (10), т. е. принять

$$\frac{p_a}{p_n(x) + p_a} \approx 0.$$

Чтобы компенсировать некоторое уменьшение значений аппроксимируемых функций при таких заменах, необходимо в эти функции ввести положительные множители  $\lambda_n$  и  $\lambda_1$  при  $p_a$ , т. е.

функции  $\Phi'_n [p_n(x)]$  и  $\Phi'_1 [p_n(x)]$  искать в виде

$$\Phi'_n [p_n(x)] = [p_n(x) + \lambda_n p_a]^{\frac{n-1}{n}}; \quad (13)$$

$$\Phi'_1 [p_n(x)] = \ln [p_n(x) + \lambda_1 p_a]. \quad (14)$$

Расчеты, проведенные автором на ЭЦВМ «Наири» в НИКТИ шинной промышленности (г. Омск) для различных значений показателя политропы  $n$ , показывают, что коэффициент  $\lambda_n$  с достаточной точностью может быть представлен величиной  $\lambda_n = n+1$ , а коэффициент  $\lambda_1 = 2,03$ . Наибольшая погрешность аппроксимирующей функции  $\Phi'_n [p_n(x)]$  достигается при значении  $n=1,4$ , соответствующем адиабатическому процессу сжатия воздуха в упругом элементе. На рис. 1 показаны графики изменения относительных погрешностей  $\delta_n$  и  $\delta_1$  аппроксимирующих функций:

$$\delta_n = \frac{\Phi'_n [p_n(x)] - \Phi_n [p_n(x)]}{\Phi_n [p_n(x)]};$$

$$\delta_1 = \frac{\Phi'_1 [p_n(x)] - \Phi_1 [p_n(x)]}{\Phi_1 [p_n(x)]}.$$

Из графиков, построенных при  $\lambda_n = 2,4$  и  $\lambda_1 = 2,03$ , следует, что при  $p_n(x) > 3$  кгс/см<sup>2</sup> аппроксимирующие и аппроксимируемые функции практически совпадают.

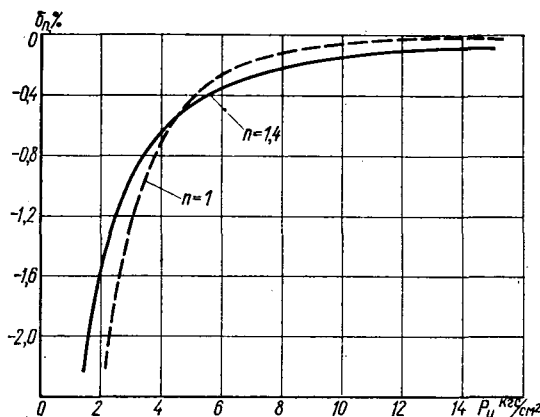


Рис. 1. Относительная погрешность аппроксимирующих функций избыточного давления воздуха (газа) в упругом элементе

Тогда из уравнений (11), (12) и (7), (13) при  $\lambda_n = n+1$  находим

$$Q_{ст}(x) = \frac{Q_{дин}(x)}{p_{ин}^{дин}(x)} \left\{ [p_n(0) + p_a]^{\frac{n-1}{n}} [p_{ин}^{дин}(x) + p_a]^{1/n} - p_a \right\}, \quad (15)$$

где  $p_{ин}^{дин}(x) = [p_n(0) + (n+1)p_a] \times$

$$\times \left\{ 1 + \frac{(n-1) \int_0^x Q_{дин}(x) dx}{V(0)[p_n(0) + np_a]} \right\}^{\frac{n}{n-1}} - (n+1)p_a. \quad (16)$$

Величины  $p_n(0)$  и  $V(0)$  можно связать между собой, если задаться максимально допустимым значением избыточного давления воздуха (газа) при полном сжатии  $x_{max}$  упругого элемента [4]  $p_{ин}^{дин}(x_{max}) = p_{доп}$ , подставив которое в уравнение (7), получим

$$V(0) = \frac{(n-1) \int_0^{x_{max}} Q_{дин}(x) dx}{\left\{ \frac{\Phi_n[p_{доп}]}{\Phi_n[p_n(0)]} - 1 \right\} [p_n(0) + np_a]}. \quad (17)$$

Следовательно, формулы (15)–(17) представляют собой уравнения однопараметрического семейства статических нагрузочных характеристик упругого элемента с заданной динамической нагрузочной характеристикой.

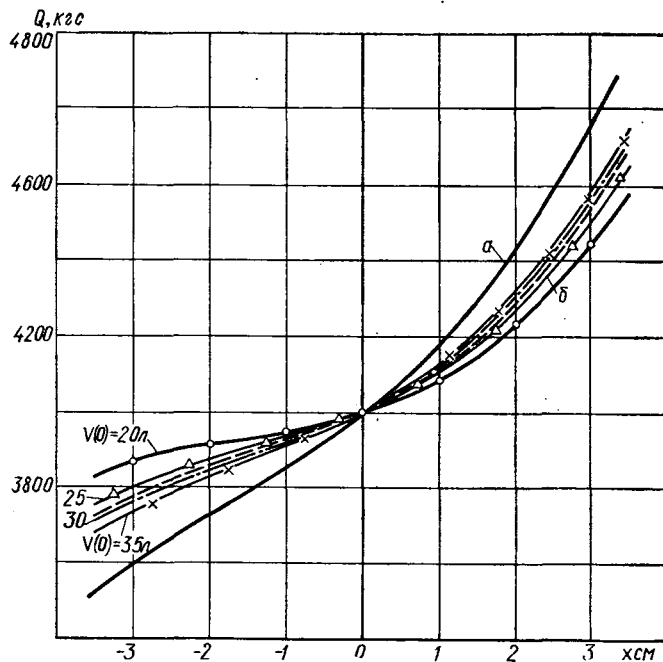


Рис. 2. Семейство статических нагрузочных характеристик резино-кордного упругого элемента грузоподъемностью 4000 кгс:

а — заданная динамическая нагрузочная характеристика; б — предельно допустимая статическая нагрузочная характеристика

При оценке предельно мягкой динамической нагрузочной характеристики, которую может обеспечить резино-кордный упругий элемент заданной грузоподъемности с известной статической нагрузочной характеристикой, из уравнений (1), (2), (4), (8) и (14) получим

$$p_{ин}^{дин}(x) = [p_n(0) + p_a]^{1-n} [p_{ин}^{ст}(x) + p_a]^n - p_a; \quad (18)$$

$$Q_{дин}(x) = Q_{ст}(x) \frac{p_{ин}^{дин}(x)}{p_{ин}^{ст}(x)} =$$

$$= \frac{Q_{ст}(x)}{p_{ин}^{ст}(x)} \left\{ [p_n(0) + p_a]^{1-n} [p_{ин}^{ст}(x) + p_a]^n - p_a \right\}, \quad (19)$$

где  $p_{ин}^{ст}(x) = [p_n(0) + 2,03p_a] \exp \left\{ \frac{\int_0^x Q_{ст}(x) dx}{V(0)[p_n(0) + p_a]} \right\} - 2,03p_a. \quad (20)$

Уравнения (19) и (20) дают возможность построить семейство динамических нагрузочных характеристик при различных значениях  $p_n(0)$  и  $V(0)$  для резино-кордного упругого элемента с заданной статической нагрузочной характеристикой, по которому легко установить подходящие начальные избыточное давление и объем воздуха (газа) в упругом элементе.

Полученные аналитические соотношения (15), (16) и (19), (20) между динамическими и статическими нагрузочными характеристиками резино-кордного упругого элемента позволяют в процессе его проектирования быстро установить оптимальные начальные избыточное давление и объем воздуха (газа).

Например, резино-кордный упругий элемент диафрагменного типа грузоподъемностью 4000 кгс имеет динамическую нагрузочную характеристику  $Q_{дин}(x) = 4000 + 160x + 20x^2 + 4x^3$  на участке рабочего хода  $-3 \leq x \leq 3$  [х измеряется в см,  $Q_{дин}(x)$  — в кгс]. Требуется установить необходимый начальный объем воздуха в упругом элементе, если начальное избыточное давление  $p_n(0) = 4$  кгс/см<sup>2</sup>, а статическая нагрузочная характеристика должна удовлетворять условию  $Q_{ст}(x) \geq 4000 + 90x + 17x^2 + 4x^3$ .

Результаты расчетов по уравнениям (15) и (16) для  $p_a = 1$  кгс/см<sup>2</sup> и  $n=1,4$  приведены на рис. 2. Как видно из графиков, статическая нагрузочная характеристика становится более

жесткой по мере увеличения начального объема воздуха в полости упругого элемента.

Достаточно жесткая статическая нагрузочная характеристика в данном случае обеспечивается при  $V(0) \leq 30\,000 \text{ см}^3 = 30 \text{ л}$ .

Таким образом, при проектировании резино-кордного упругого элемента по заданной динамической нагрузочной характеристике начальные величины избыточного давления и объема воздуха (газа) в нем необходимо выбирать из условия получения достаточно жесткой статической нагрузочной характеристики.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Певзнер Я. М., Горелик А. М. Пневматические и гидропневматические подвески. Машгиз, 1963.
2. Равкин Г. О. Пневматическая подвеска автомобиля. Машгиз, 1962.
3. Бидерман В. Л., Бухин Б. Л. Расчет резино-кордных пневматических амортизаторов. В сб. «Расчеты на прочность», вып. 5, Машгиз, 1960.
4. Бухин Б. Л. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 9.

УДК 629.113.001.45

## Имитация подъемов и спусков при стендовых испытаниях автомобилей

Н. Ф. ГЛУХАРЕВ, Н. Н. САВЧЕНКО

ЦКБ химического машиностроения

**БАРАБАНЫЕ** стенды с имитацией сопротивления движению являются наиболее современным оборудованием для испытания автомобилей [1 и 2]. Момент сопротивления движению автомобиля создается на валу беговых барабанов нагрузочным устройством, которым управляет регулятор момента сопротивления, выполненный в виде специализированной аналоговой вычислительной машины. На вход регулятора момента подается с тахогенератора сигнал текущего значения скорости автомобиля, а с датчика момента — сигнал обратной связи по моменту сопротивления движению автомобиля. Стенды такого типа дают возможность испытывать автомобили как в режиме постоянной скорости, так и в режимах разгона и торможения.

Для расширения возможностей испытаний на стенде имитируются движения автомобилей по дороге с переменным продольным профилем. Дополнительная сила сопротивления, возникающая при движении автомобиля по дороге с переменным профилем,

$$P_a = P_a \sin \alpha, \quad (1)$$

где  $P_a$  — вес автомобиля;  $\alpha$  — угол наклона дороги. При изменении уклона дороги в пределах  $\pm 20\%$  можно с достаточной точностью считать, что

$$\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha. \quad (2)$$

Таким образом, согласно выражениям (1) и (2) для имитации движения автомобиля по дороге с переменным продольным профилем необходимо устройство, вводящее в регулятор

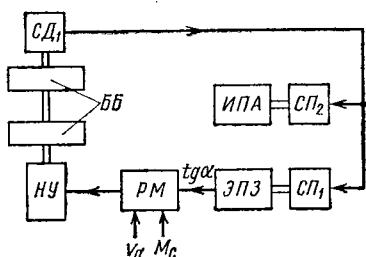


Рис. 1. Система имитации подъемов и спусков автомобиля

момента сигнал, пропорциональный текущему значению уклона дороги. Для этого (рис. 1) применено электронное программное задающее устройство ЭПЗ, состоящее из фотоэлектронной следящей системы, лентопротяжного механизма с приводом и выходного реохорда, с которого снимается сигнал, пропорциональный уклону дороги. В задающее устройство закладывается программа изменения уклона дороги, представляющая собой диаграммную бумажную ленту с нанесенной на нее кривой зависимости уклона дороги от пройденного пути.

Поскольку скорость движения автомобиля является неравномерной, то перемещение программы синхронизировано с условным перемещением автомобиля по дороге. Синхронизация осуществляется за счет сельсинной связи. На валу беговых барабанов ББ установлен сельсин-датчик СД1, электрически связанный с сельсин-приемником СП1, который является приводом лентопротяжного механизма электронного программного задающего устройства. При вращении беговых барабанов стенда синхронно с ними изменяется программа уклона дороги, фотоэлектронная система следит за кривой программы, нанесенной на диаграммной ленте, и с выходного реохорда снимается сигнал, пропорциональный уклону дороги. Этот сигнал поступает на регулятор момента РМ, который

формирует в нагрузочном устройстве НУ стенда момент сопротивления, возникающий при изменении продольного профиля дороги.

При стендовых испытаниях шофер, находящийся в кабине или за пультом дистанционного управления, во время движения автомобиля по «дороге» с переменным продольным профилем должен знать местонахождение автомобиля. Для этой цели служит индикатор положения автомобиля на дороге ИПА, в котором используется фотоленка с записанной на ней зависимостью высоты подъема  $H$  от пройденного пути  $S$ . Индикатор проектирует на экран записанную на пленке кривую, по которой водитель может видеть местоположение автомобиля на дороге и оценить предстоящее изменение ее продольного профиля. Перемещение пленки в индикаторе синхронизировано с перемещением автомобиля и программы уклона дороги. Приводом индикатора является сельсин-приемник СП2, электрически связанный с датчиком СД1.

Программа уклона дороги и кривая  $H=f(S)$ , записанная на фотоленке, являются взаимозависимыми характеристиками дороги. Высота положения автомобиля на дороге

$$H = \int_0^S \sin \alpha dS. \quad (3)$$

Следовательно, для получения кривой  $H=f(S)$  необходимо согласно выражениям (2) и (3) интегрировать программу уклона дороги по пути. Если перемещать программу с постоянной скоростью, соответствующей скорости автомобиля  $v_a = \text{const}$ , и учитывать при этом, что

$$S = v_a t = kt, \quad (4)$$

то интегрирование по пути можно заменить интегрированием по времени с учетом масштабного постоянного коэффициента  $k$ :

$$H = k \int_0^T \sin \alpha dt \quad (5)$$

Постоянство скорости протяжки программной ленты осуществляется за счет синхронной передачи (рис. 2), состоящей из сельсин-датчика СД2 и приемника СП1, связывающих синхронный двигатель ДС с механизмом протяжки программной ленты. Перемещения программы в программном задающем устройстве и фотоленки в осциллографе О также синхронизированы. Приводом фотоленки осциллографа является сельсин-приемник СП3, соединенный с датчиком СД2. Интегратор И выполнен на базе стабильного усилителя постоянного тока. При достижении в процессе интегрирования предельно допустимых по ширине фотоленки значений высоты дороги автоматически сбрасываются показания интегратора на нулевой уровень выходного сигнала, после чего интегрирование продолжается. Для уменьшения погрешности, вызванной длительным интегрированием, периодически вручную сбрасываются показания интегратора.

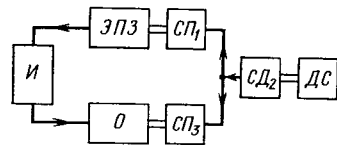


Рис. 2. Схема получения зависимости  $H=f(S)$

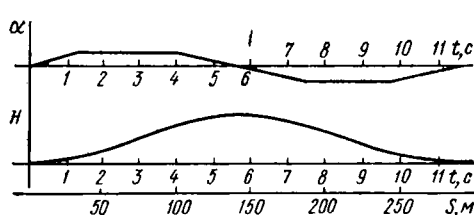


Рис. 3. Осциллограмма  $\alpha=f(t)$  и  $H=f(t)$  при  $v_a=25$  м/с;  $\alpha_{max}=9^\circ$ ;  $H_{max}=19,5$  м

В программном задающем устройстве типа РУ5-02М вместо синхронного двигателя СД-54 лентопротяжного механизма установлен сельсин типа НС-404 с редуктором. В осциллографе типа К-105 в качестве привода были установлены два сельсина типа НС-501. Интегратор построен на базе операционного усилителя постоянного тока типа УПТ-3 системы УБСР.

На рис. 3 приведена осциллограмма с зависимостью  $H=f(t)$  и выходной сигнал, снимаемый с программного задающего устройства при постоянной скорости протяжки. Программное задающее устройство обеспечивает задание уклона дороги длиной 500 км, длина программной ленты составляет при этом 10 м, а фотопленки — 14,5 м.

Комплект аппаратуры разработан для барабанного стенда климатического комплекса КЭО объединения АвтоГАЗ и испытан в лабораторных условиях.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1971, № 25 (авторское свидетельство № 312170).
2. Тараненко П. И. и др. — «Автомобильная промышленность», 1965, № 10.



УДК 621.822.2:629.113

## Поведение конических подшипников и качество сборки редукторов ведущих мостов автомобилей

Канд. техн. наук А. В. ВОРОНИН, Б. В. ШАНДРОВ, И. К. ГЕРАСИМОВ

Московский автомеханический институт, Автозавод имени Ленинского комсомола

**Ш**ЕСТЕРНИ главных передач в автомобилях наиболее часто устанавливаются на конических роликоподшипниках, которые обладают податливостью под действием нагрузки даже после предварительного сжатия тел качения. Величина податливости при передаче крутящего момента в редукторе ведущего моста во многом определяет изменение положения конических шестерен и, следовательно, пятна контакта относительно исходного, установленного в процессе сборки редуктора. Известно, что около 80% осевого смещения ведущей конической шестерни в редукторе приходится на долю осевой податливости конического подшипника [1]. В свою очередь, смещение ведущей шестерни спирально-конических и гипоидных передач в осевом направлении влияет на уровень шума ведущих мостов и на их работоспособность [2].

Чтобы повысить жесткость и точность вращения, конические подшипники в главных передачах автомобилей устанавливаются с предварительным натягом. Пятно контакта и преднатяг подшипников конических шестерен в собранном редукторе ведущего моста являются основными выходными параметрами его изготовления. Заданная точность этих параметров в производстве достигается с помощью регулировочных работ. В основе их выполнения находится технологическое решение размерных цепей с целью получения величины компенсаторов, позволяющих в каждом собираемом редукторе устанавливать конические шестерни относительно друг друга с заданной точностью (рис. 1, цепи А) и создавать требуемый преднатяг подшипников этих шестерен (рис. 1, цепи Б). Как правило, необходимую величину компенсаторов при этом получают путем измерения звеньев технологических размерных цепей редуктора. Различные их размеры зависят от состояния звеньев и условий, при которых производится измерения. В наибольшей степени подвержены влиянию состояния и условий измерения звенья размерных цепей редуктора ведущего моста, которые включают монтажные размеры конических подшипников.

В литературе вопросы, связанные с осевой податливостью конических подшипников, рассматриваются с точки зрения требований к жесткости конструкций агрегатов машин, исходя из условий эксплуатации. Поэтому не представляется возможным установить проявление свойств конических подшипников как комплекса технологических факторов, определяющих обеспечение выходных параметров редуктора ведущего моста при сборке.

В Московском автомеханическом институте были проведены экспериментальные исследования поведения конических подшипников как наиболее податливого звена размерных цепей редукторов ведущих мостов автомобилей. Результаты этих исследований внедрены в процессе сборки редукторов ведущих мостов на Автозаводе им. Ленинского комсомола, что позволило повысить их качество.

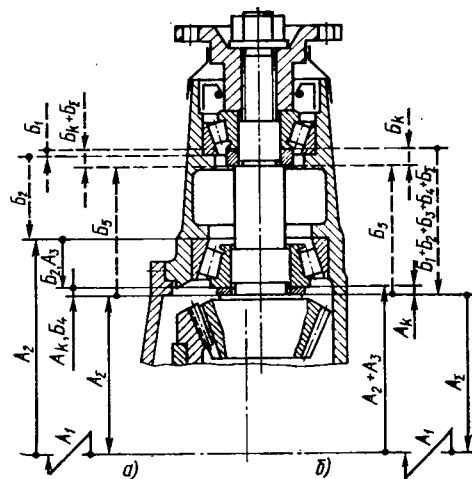


Рис. 1. Схемы конструкторских (а) и технологических (б) размерных цепей на установку ведущей конической шестерни в редукторе ведущего моста автомобиля

Для исследования были выбраны конические подшипники (см. таблицу), широко применяемые в главных передачах легковых и грузовых автомобилей, а для сравнения — подшипники фирм RIV (Италия) и SKF (Швеция).

Исследования проводились на установке (рис. 2), которая позволила с точностью 0,001 мм определить податливость конических подшипников в зависимости от осевой нагрузки, по-

Условное обозначение подшипника	Угол конуса $\varphi$	Ротики			Коэффициент $C$
		Средний диаметр в мм	Рабочая длина в мм	Количество	
30305-SKF	11°	9,5	10	11	3,8
7305УШ	13°30'	9,5	10	13	3,7
7606УШ	12°	10,2	20	12	3,5
32036-SKF	12°	10	18	12	3,3
К-23620-RIV	14°	9	18	16	3,1
7510У1	15°40'	8,9	16,7	19	2,7
57707	20°01'	8,9	15	17	2,3

сделки колец и положения подшипников при измерениях. Осе́вая нагрузка, прикладываемая к коническим подшипникам, регистрировалась с точностью до 1 кгс. Обеспечивалось вращение наружного и внутреннего колец подшипников в любом направлении. Подшипники испытывались при постоянной начальной нагрузке 2,5 кгс, равной весу измерительных оправок. Величина осевой нагрузки принималась на основании расчетов ее средних значений для различных режимов работы автомобилей, в главных передачах которых эти подшипники устанавливаются. В расчете коэффициента использования  $M_{кр\max}$  двигателя принимался равным 0,5 для всех режимов работы автомобилей [3].

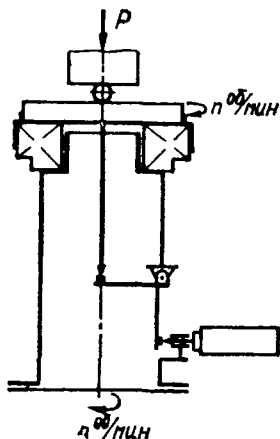


Рис. 2. Схема установки

Собственные деформации элементов установки носили систематический характер и исключались из результатов измерений. В результате было установлено, что податливость конических подшипников в осевом направлении  $\Delta h$  под действием осевой нагрузки  $P$ , прикладываемой к вращающемуся подшипнику, не следует линейному закону (рис. 3): в области нагрузок до 400—500 кгс она увеличивается интенсивнее, чем в области больших нагрузок. Эта нелинейность связана с ростом фактической площади контакта тел качения при увеличении нагрузки. При повторных измерениях отмечалась хорошая сходимость результатов измерений каждого подшипника, но при условии, что подшипник при этом вращался. В противном случае величина по-

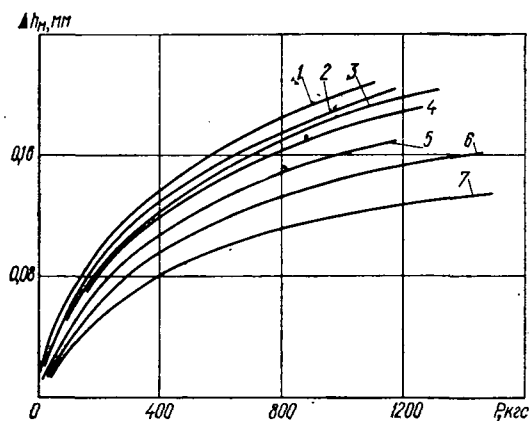


Рис. 3. Осевая податливость под действием осевой нагрузки  $P$  конических подшипников:

1 — 30305-SKF; 2 — 7305УШ; 3 — 7606УШ; 4 — 32036-SKF; 5 — К-23620-RIV; 6 — 7510У1; 7 — 57707

датливости существенно зависит от начальной установки подшипника. Разброс показаний  $\Delta h$  для каждой партии подшипников составил 15—45%, что, по-видимому, связано с качеством их изготовления. Именно это обстоятельство в случаях, когда при нахождении величины компенсаторов осевая податливость конических подшипников учитывается путем постоянных поправок, не позволяет гарантировать высокое качество сборки редукторов ведущих мостов.

Податливость у конических подшипников с малыми углами конуса (кривые 1—4) под действием осевой нагрузки увеличивается наиболее интенсивно и имеет большую величину. Осевая податливость этих подшипников может оставаться значительной даже после установки их в редуктор с предварительным натягом. Конические подшипники с малыми углами конуса применяются в качестве односторонней опоры ведущей конической шестерни, что наиболее характерно для главных передач легковых автомобилей. Такое расположение подшипников в редукторе неблагоприятно с точки зрения распределения рабочей нагрузки между ними по сравнению с другим расположением.

К легковым автомобилям предъявляются повышенные требования по бесшумной работе ведущих мостов. Учитывая это, при регулировке конических подшипников с малыми углами конуса необходимо особенно тщательно подходить к выбору величины их преднатяга, положению ведущей конической шестерни и обеспечению этих величин во время сборки ведущих мостов.

Анализ экспериментальных кривых  $\Delta h = f(P)$  показал, что на всех участках эти кривые могут быть описаны степенной зависимостью с точностью до 5%:

$$y = Cx^{0,425},$$

где  $y = 50\Delta h$  — осевая податливость в мм;

$x = P \cdot 10^{-2}$  — осевая нагрузка в кгс;

$C$  — коэффициент, зависящий от конструктивных особенностей подшипников (см. таблицу).

Для исследованных подшипников  $C = 2,2 \div 3,75$ .

Поскольку подшипники в главных передачах во время эксплуатации испытывают действие комбинированных нагрузок, оценивалось влияние действия радиальной нагрузки на осевую податливость конических подшипников. С этой целью к валу, консольно установленному на двух конических подшипниках, одновременно с осевой прикладывалась и радиальная нагрузка  $R$ . При соотношении нагрузок  $R/P$  до 1,2—1,4, что характерно для опор ведущих конических шестерен в главных передачах автомобилей, влияние нагрузки на осевую податливость конических подшипников не превышает 5% ее величины, полученной под действием только осевой нагрузки.

Скорость вращения подшипников, смещение точки приложения осевой нагрузки в пределах делительного радиуса соответствующих им ведущих конических шестерен и диаметральный натяг колец подшипников не влияли существенно на величину осевой податливости.

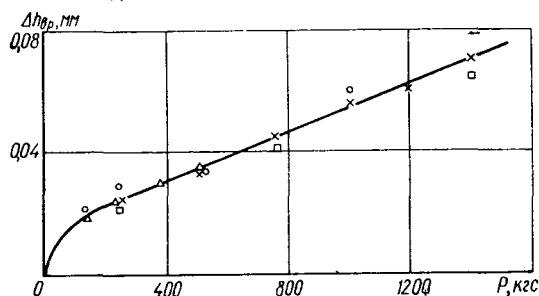


Рис. 4. Влияние фактора вращения на усадку конических подшипников под осевой нагрузкой

Монтажная высота конических подшипников при вращении подшипника под нагрузкой уменьшается значительно, чем под той же нагрузкой без вращения. Абсолютная величина уменьшения  $\Delta h_{вр}$  монтажной высоты различных конических подшипников (усадка) от их вращения под осевой нагрузкой по сравнению с монтажной высотой этих подшипников, полученной под осевой нагрузкой без вращения, для исследованных подшипников в зависимости от величины нагрузки приведена на рис. 4. Относительная величина этого уменьшения составляет 20—40% общей величины усадки, что зависит от конструкции подшипников и величины осевой нагрузки, под которой подшипник вращался.

Независимо от величины осевой нагрузки усадка конических подшипников при вращении происходит в основном во время первой половины первого оборота, достигает полного значения и затем стабилизируется после одного-двух оборотов (рис. 5, а — изменение монтажной высоты конических подшипников по углу поворота). При изменении направления вращения подшипника под осевой нагрузкой отмечалось интенсивное увеличение монтажной высоты (всплеск) с последующим более замедленным его уменьшением до исходной



величины (рис. 5, 6). По-видимому, это связано с изменением ориентации роликов при смене направления вращения подшипников. Величина всплеска различна и зависит от величины нагрузки и конструктивных особенностей подшипников.

В практике сборки ведущих мостов автомобилей монтажные размеры конических подшипников измеряют при различных положениях этих подшипников. Кроме того, встречаются случаи, когда положение подшипников при измерении их монтажных размеров и при регулировках в редукторе различны. В связи с этим необходимо выяснить влияние положения конического подшипника на результат измерения его монтажных размеров.

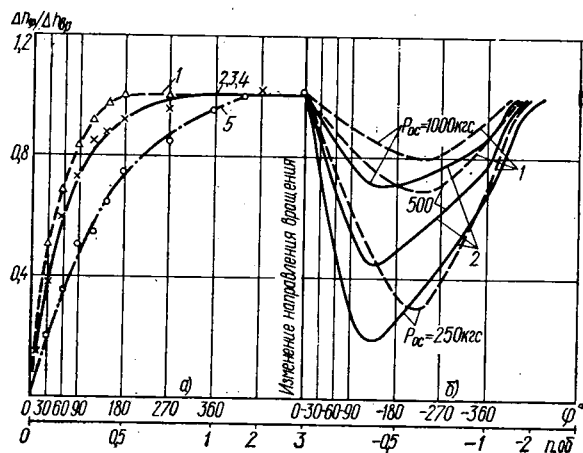


Рис. 5. Относительная величина усадки конических подшипников по углу поворота  $\varphi$ :  
1 — 30305-SKF; 2 — 7606У1Ш; 3 — 32305-SKF; 4 — K-23620-RIV;  
5 — 7510У1

Результаты экспериментальных исследований осевой податливости конических подшипников приведены для положений, соответствующих положению I (рис. 6). При изменении положения подшипника на  $180^\circ$  (положение II), его монтажная высота увеличивается. Для подшипников типа 7606 увеличение в среднем составляет  $\Delta h_{пол} = 0,3$  мм. Это можно объяснить влиянием сепаратора, который препятствует роликам при перевороте подшипника принять положение, бывшее до его переворота. Такое положение роликов сохраняется и после приложения осевой нагрузки, если подшипник при этом не вращался (рис. 6, кривые I' и 2'). По мере приложения осевой нагрузки на вращающийся подшипник, находящийся в переворотом положении II, его монтажная высота резко уменьшается и только при нагрузке  $P \approx 400$  кгс достигает значений монтажной высоты этого подшипника, которые он имел, находясь в положении I (рис. 6, кривые I и 2). При дальнейшем увеличении нагрузки кривые изменения монтажной высоты подшипников независимо от их положения практически совпадают. Следовательно, положение подшипников может существенно влиять на результаты измерений их монтажных размеров и последующую установку конических шестерен в редуктор.

Известные решения контактных задач не дают возможности теоретически оценить осевую податливость конических подшипников и создать модель, позволяющую математически описать механизм их поведения при наложении внешних факторов. Тем не менее результаты экспериментальных исследований, полученные на достаточно большом количестве подшипников с различными конструктивными особенностями и проверенные в производственных условиях, следует принять за основу в технологическом обеспечении сборки ведущих мостов автомобилей, принципы которого рассмотрены в работе [4].

Таким образом, экспериментально установлено, что монтажные размеры конических подшипников изменяются в зависимости от величины прикладываемой к ним нагрузки, вращения подшипников под нагрузкой и ряда других факторов, определяющих технологические условия измерения их монтажных размеров и установки в редуктор при выполнении регулировочных работ. Влияние каждого из этих факторов на величину компенсаторов может превышать заданную точность выходных параметров редуктора. Поэтому от того, в какой степени оно учитывается при выполнении регулировочных работ, во многом зависит качество ведущих мостов автомобилей.

Звенья технологических размерных цепей редуктора ведущего моста автомобиля, включающие монтажные размеры конических подшипников, следует измерять при комплектации деталей редуктора под осевой нагрузкой и при вращении подшипника. Эти условия должны соблюдаться также при установке и закреплении шестерен главной передачи в редукторе

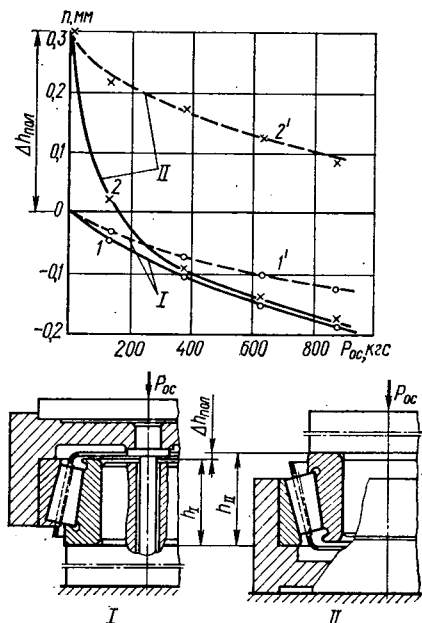


Рис. 6. Влияние положения конического подшипника на измерение его монтажной высоты  $h$  (сплошные линии — вращение)

во время его сборки. Большое значение имеет обоснованный выбор нагрузки, при которой следует измерять монтажную высоту подшипников. При установке ведущей шестерни в редуктор ведущего моста автомобиля «Москвич-412» эта нагрузка составляет 300—350 кгс.

Результаты проведенных исследований во многом облегчают определение технических требований на проектирование измерительной оснастки для сборки ведущих мостов автомобилей с целью обеспечения гарантированного качества.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Кугель Р. В. Подшипники качения автомобилей. М., Машгиз, 1946.
2. Калашников А. С., — «Технология автомобилестроения», 1973, № 3.
3. Гольд Б. В. Конструкция и расчет автомобилей. М., Машгиз, 1963.
4. Воронин А. В., Шандров Б. В., Герасимов И. Г. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 5.



# Исследование обрабатываемости стали марки 18ХНМФА

Ю. Д. ЯШИН, Е. А. ЛУНЕВ  
Ярославский моторный завод

**ОТВЕТСТВЕННЫЕ** детали коробок передач на Ярославском моторном заводе изготавливаются из цементуемой низколегированной стали марки 15ХГНТА. В связи с работами по повышению моторесурса двигателя ЯМЗ и соответственно повышенными требованиями к работоспособности коробок передач возникла необходимость в изыскании новой стали, свойствами которой могли бы соответствовать этим требованиям. Исследованиями установлено, что наилучшим сочетанием свойств обладает сталь хромоникелемолбденованадиевой композиции, которой была присвоена марка 18ХНМФА<sup>1</sup>.

При изготовлении в производственных условиях деталей из стали новой марки по существующим для серийных деталей технологическим процессам было отмечено значительное понижение стойкости режущего инструмента (в среднем в 2,5 раза), производительности труда и ухудшение качества обработанных поверхностей деталей. Наиболее значительно (в 4–6 раз) снизилась стойкость твердосплавных резцов на черновых операциях. В некоторых случаях жесткость системы станок — приспособление — инструмент — деталь (СПИД), удовлетворяющая при обработке деталей из стали марки 15ХГНТА, оказалась недостаточной при обработке деталей из стали новой марки. Возникшие вибрации привели к сколам и выкрашиваниям на режущих кромках инструментов и послужили причиной выхода их из строя.

Все это поставило под сомнение экономическую целесообразность внедрения новой стали и определило программу исследования ее обрабатываемости, чтобы найти оптимальные условия механической обработки. При этом ставилась задача максимального сохранения действующих технологических процессов, установленных для серийных деталей из стали марки 15ХГНТА. Обрабатываемость последней при исследовании была принята за эталон.

При изготовлении опытной партии деталей из стали 18ХНМФА заготовки (штамповки) подвергались нормализации по технологии, принятой для деталей из стали 15ХГНТА, с некоторым увеличением периода толкания в печи и времени охлаждения. Твердость термически обработанных штамповок соответствовала *HV* 179. Микроструктура представляла собой зерна феррита и перлита и отдельные мелкие участки бейнита. Наличие твердой структурной составляющей бейнита явилось одной из причин пониженной обрабатываемости деталей из стали 18ХНМФА, поэтому необходимо было подобрать такой режим первичной термической обработки, который наряду с низкой твердостью *HV* 170–207 обеспечил бы структуру отжига, оптимальную для обработки режущими инструментами.

Исследования проводились на специальных кованых образцах диаметром 250×50 мм, которые подвергались термической обработке на различных режимах. Обрабатываемость оценивалась по величине скорости резания, соответствующей моменту затупления быстро режущего резца при торцовом точении образцов. Режимы термической обработки образцов и соответствующие им показатели обрабатываемости приведены в табл. 1.

<sup>1</sup> Гуляев А. П. и др. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 4.

Из таблицы видно, что лучшие результаты получены на заготовках, подвергавшихся изотермическому отжигу. Дополнительные исследования показали, что при изотермическом отжиге стали 18ХНМФА самая лучшая структура и твердость получаются при температуре изотермической выдержки 675°C. При этом структура представляет собой зерна феррита и перлита с небольшим количеством зернистого перлита (рис. 1), а твердость соответствует *HV* 187. Подобная структура и твердость были получены при полном отжиге со скоростью охлаждения 90° в час.



Рис. 1. Микроструктура заготовки из стали 18ХНМФА при изотермическом отжиге 675°C

Все дальнейшие исследования обрабатываемости проводились на образцах, прошедших изотермический отжиг с выдержкой при температуре 675°. Механические свойства исследуемых образцов приведены в табл. 2.

Таблица 2

Марка стали	Номер образца	Механические свойства				
		$\sigma_B$	$\sigma_S$	$\delta$	$\psi$	$\alpha_K$
15ХГНТА	1	59,2	33,3	32,7	83,0	—
	2	58,9	32,7	30,0	83,5	—
	3	59,3	34,6	30,0	81,4	—
	4	58,5	33,3	31,0	80,7	—
18ХНМФА (образцы сделаны из наружных слоев заготовки)	1	57,2	33,2	28,4	73,0	27,4
	2	64,1	34,6	26,6	74,0	28,8
	3	65,7	34,9	26,6	73,0	19,6
	4	65,5	34,6	26,0	75,0	19,4
18ХНМФА (образцы сделаны из внутренних слоев заготовки)	1	60,6	32,4	26,0	69,0	15,0
	2	65,4	35,2	27,4	72,3	20,7
	3	63,0	32,4	24,4	71,7	19,4

Учитывая характер основных операций при обработке деталей, изготавливаемых из стали 18ХНМФА, проверялась приемлемость твердого сплава двух марок: Т5К10 и Т5К128 и быстрорежущих сталей нормальной теплостойкости четырех марок: Р18, Р12, Р9, Р6М3.

Путем анализа условий работы основных инструментов были выделены пять групп различных сочетаний сечения среза  $t \times S$  и диапазонов скоростей резания  $v$  (табл. 3).

Таблица 1

Марка стали	Твердость <i>HV</i>	Режим термообработки	Микроструктура	Скорость резания, на которой произошло затупление резца, в м/мин
18ХНМФА	187	Нормализация, температура нагрева 920°; отпуск, температура 720°, выдержка при отпуске 2 ч	Феррит и сорбит отпуска	52,8
18ХНМФА	170	Изотермический отжиг, температура нагрева 920°, охлаждение с печью до 700°; выдержка при температуре 700° 2 ч	Феррит, четкообразный и зернистый перлит	67,2
18ХНМФА	187	Нормализация, температура нагрева 930°, период толкания 16 мин	Феррит, сорбит и участки мартенсита	52,1
18ХНМФА	207	Нормализация, температура нагрева 930°, период толкания 10 мин	Феррит, сорбит и участки мартенсита в большем количестве, чем в предыдущем образце	47,1
15ХГНТА	163	Нормализация, температура нагрева 900°, период толкания 8 мин	Феррит, сорбитообразный перлит и участки бейнита	57,5

Таблица 3

Инструментальный материал	Величина среза $L \times S$ в мм <sup>2</sup>	Скорость резания $v$ в м/мин	Размеры резцов в град.				
			$\varphi$	$\varphi_1$	$\gamma$	$\alpha = \alpha_1$	$\lambda$
Твердые сплавы	4,5×0,45 2,3×0,13	20—110 20—110	90 90	10 10	0 0	10 10	0 0
Быстрорежущие стали	6×0,15 3×0,08 0,1×0,08	10—60 3—30	45 45	10 10	10 10	10 10	0 0

ных для черновой обработки определенного периода времени. Исследования проводились при продольном и торцовом точении без охлаждения. Результаты приведены на рис. 3.

Испытания проводились методом торцового точения на токарно-винторезном станке с бесступенчатым регулированием чисел оборотов. Точили заготовки диаметром 230×30 мм.

Числа оборотов шпинделя станка подбирались так, чтобы обеспечить заданный диапазон скоростей в пределах одного-двух проходов. При втором проходе число оборотов пересчитывалось таким образом, чтобы конечная скорость первого прохода соответствовала начальной скорости второго прохода. Работа велась без охлаждения. Критерий оценки — скорость, соответствующая затуплению резцов, —  $v_{\text{за}}$ .

Быстрорежущие резцы доводились до полного износа. Скорости, соответствующие затуплению твердосплавных резцов, приводились к равному износу, который для среза 4,5×0,45 мм<sup>2</sup> принимался равным  $h_3=2$  мм, а для среза 2,5×0,13 мм<sup>2</sup>  $h_3=1,5$  мм. Результаты испытаний твердого сплава приведены в табл. 4.

Таблица 4

Марка сплава	Величина среза в мм <sup>2</sup>	Диаметр, на котором наступило затупление резца, в мм	Скорость резания, на которой наступило затупление резца, в м/мин
T5K10	4,5×0,45 2,5×0,13	230 230+202	137 525
T5K12B	4,5×0,45 2,5×0,13	194 230+192	116 500

Полученные результаты показывают незначительное преимущество сплава T5K10.

На рис. 2 приведены результаты испытаний быстрорежущих сталей. Как видно из графиков, проверяемые стали по режущим свойствам мало отличаются друг от друга. Наиболее близка к стали P18 быстрорежущая сталь P12, которая может быть рекомендована наравне с первой для изготовления всех видов быстрорежущего инструмента.

Определение оптимальной геометрии инструмента сводилось к определению передних углов, наибольшим образом зависящих от свойств обрабатываемых материалов. При обработке опытной партии деталей из стали марки 18ХНМФА наибольшее отклонение стойкости по отношению к серийным деталям отмечалось при работе твердосплавных резцов на черновых операциях. Учитывая это, для твердосплавных резцов с пластинами T5K10 были исследованы зависимости износа по задней грани  $h_3$  от переднего угла. Износ измерялся после отработки резцами в условиях, характер-

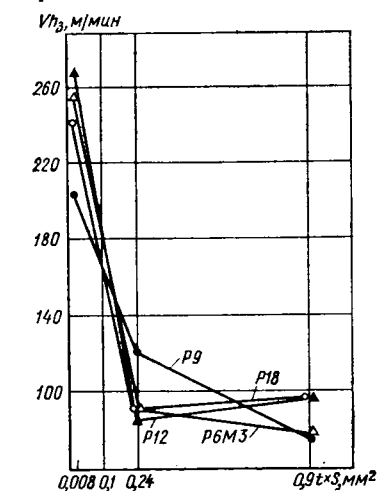


Рис. 2. Испытание режущих свойств быстрорежущих сталей P18, P12, P9, P6M3

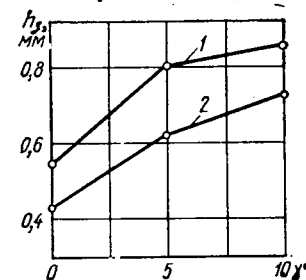


Рис. 3. Зависимость износа по задней грани резца  $h_3$  от переднего угла  $\gamma$ : 1 — торцовое точение ( $v = 76-456$  м/мин;  $t = 2$  мм;  $s = 0,43$  мм/об); 2 — продольное точение ( $v = 50$  м/мин;  $t = 3,5$  мм;  $s = 0,3$  мм/об)

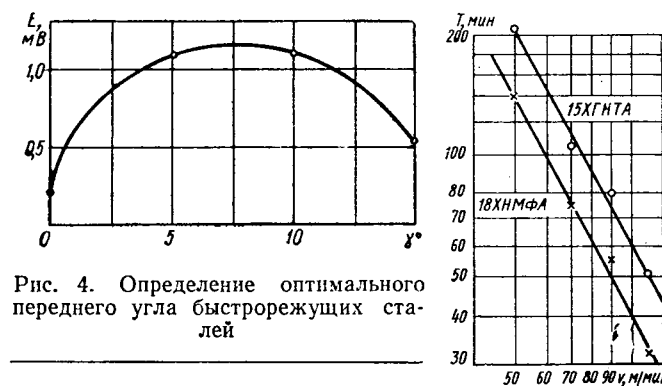


Рис. 4. Определение оптимального переднего угла быстрорежущих сталей

Рис. 5. Зависимость стойкости инструмента из быстрорежущей стали от скорости резания ( $s=0,3$  мм/об;  $t=2$  мм):

1 — сталь 15ХГНТА; 2 — сталь 18ХНМФА

В обоих случаях наименьший износ получен при  $\gamma=0^\circ$ . Это значение переднего угла может быть рекомендовано для черновых твердосплавных резцов при обработке стали 18ХНМФА.

Также был определен оптимальный передний угол для резцов из быстрорежущей стали. Исследования велись при продольном точении цельными быстрорежущими резцами из стали P18. Влияние переднего угла  $\gamma$  оценивалось по величине термической э. д. с., измеренной по методу естественной термопары. Результаты, приведенные на рис. 4, хорошо согласуются с результатами для твердосплавных резцов.

Определение оптимальных режимов резания велось по двум направлениям:

- 1) определение основных стойкостных зависимостей при продольном и поперечном точении;
- 2) исследование зависимости шероховатости обработанных поверхностей от скорости резания и подачи при продольном точении.

Оба этапа работы выполнялись твердосплавными резцами с пластинами T5K10 с размерами:  $\varphi=75^\circ$ ;  $\varphi_1=20^\circ$ ;  $\alpha=\alpha_1=10^\circ$ ;  $\lambda=0^\circ$ ;  $r=1$  мм. Диапазоны исследуемых скоростей резания и подачи выбирались с учетом производственных условий обработки деталей.

На рис. 5 в логарифмических координатах представлены зависимости  $T=f(v)$  при продольном точении образцов из сталей 18ХНМФА и 15ХГНТА. Зависимости были получены путем обработки характеристик протекания износа инструмента во времени при различных скоростях резания. За критерий износа принимался износ по задней грани  $h_3=1$  мм. Исследования показали, что при обработке деталей из обеих сталей стойкость инструмента в зоне скоростей выше 50 м/мин лежит на правой ниспадающей ветви зависимости  $T=f(v)$ . При этом разница в стойкостях резцов при обработке сталей 18ХНМФА и 15ХГНТА во всем исследуемом диапазоне скоростей постоянна и составляет около 30%. Полученные зависимости описываются выражениями, которые могут быть использованы для расчета скоростей резания при продольном точении твердосплавными резцами с пластинами T5K10 при глубине резания до 3 мм и подаче порядка 0,3 мм/об:

$$\text{для стали 18ХНМФА } v = \frac{842}{T^{0,57}};$$

$$\text{для стали 15ХГНТА } v = \frac{998}{T^{0,56}}.$$

Стойкостные зависимости при поперечном точении определялись по общеизвестной методике исследования обрабатываемости методом торцового точения. При глубине резания  $t=1$  мм и подаче  $s=0,3$  мм/об были получены следующие зависимости:

$$\text{для стали 18ХНМФА } v = \frac{465,5}{T^{0,094}};$$

$$\text{для стали 15ХГНТА } v = \frac{416}{T^{0,156}}.$$

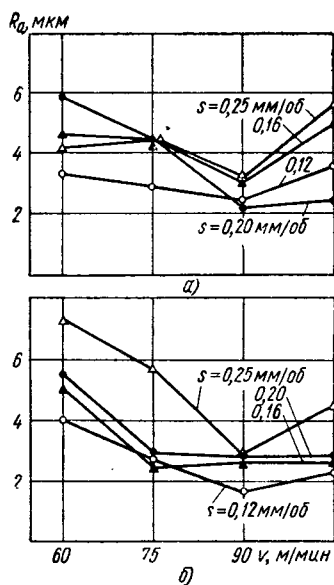


Рис. 6. Зависимость шероховатости обработанной поверхности  $R_a$  от скорости резания для стали 18ХНМФА (а) и стали 15ХГНТА (б)

Исследование зависимости шероховатости обработанных поверхностей от скорости резания и подачи проводилось на специальных образцах. Откованные образцы диаметром 90 мм чисто обтачивались и канавками разделялись на равные участки длиной 70—80 мм. Каждый участок протачивался новым резцом с определенной подачей  $s$  и скоростью резания  $v$ , а затем на профилометре-профилографе фирмы «Апп. ARBOR» измерялось среднеарифметическое отклонение высоты микрогребешков  $R_a$ . Учитывая производственные условия, исследования проводили с применением 3%-ной эмульсии на основе эмульсола марки Э. Глубина резания принималась равной 1 мм. По средним значениям  $R_a$  построены зависимости  $R_a = f(v)$  при различных величинах подач (рис. 6).

На полученных зависимостях наблюдается оптимальная зона наилучшей чистоты обработки для всех рассматриваемых подач, характеризующая скоростью резания 90 м/мин, которая может быть рекомендована для чистовой обработки обеих сталей. При этом, если при обработке стали 15ХГНТА четко просматривается прямая зависимость шероховатости обработанной поверхности от величины подачи во всей исследуемой зоне скоростей, то при обработке стали 18ХНМФА

влияние подачи в пределах рассматриваемых величин не обнаружено.

Полученные результаты были проверены в производственных условиях на партиях деталей, достаточных для надежного суждения. Оценка приемлемости технологического процесса с учетом предложенных в результате исследований рекомендаций выполнялась по технико-экономическим показателям, включающим в себя стойкость инструмента и его расход на 1000 деталей, характер износа инструмента, качество обработанных деталей и фактическое изменение производительности оборудования, связанное с переходом на новый обрабатываемый материал. Оценка возможности оборудования по производительности при определенных режимах резания осуществлялась путем сравнения фактической выработки за смену с условной расчетной производительностью при обработке опытных и серийных деталей на каждой операции. Условная расчетная (сменная) производительность станка определялась по формуле (460 мин — время одной смены)

$$N = \frac{460}{(T_n + T_{см}) 1,05} \text{ шт.},$$

где  $T_n$  — среднее значение фактического цикла обработки одной детали на рассматриваемой операции в мин;  $T_{см}$  — среднее значение фактического времени на смену, наладку и подналадку инструмента, приходящегося на одну деталь, в мин; 1,05 — коэффициент, учитывающий время отдыха, обслуживания рабочего места и т. п.

Величины  $T_n$  и  $T_{см}$  регистрировались на каждой операции путем хронометража.

Наблюдения за обработкой семи шестерен на 52 операциях (до цементации и закалки) показали, что обрабатываемость опытной стали марки 18ХНМФА при учете рекомендаций данного исследования незначительно отличается от обрабатываемости серийной стали 15ХГНТА; стойкость инструмента в среднем понизилась лишь на 10%, при этом на 60% операций никаких изменений не наблюдалось. Отклонение по другим показателям также не обнаружено. Это позволило сделать вывод о приемлемости существующих технологических процессов для обработки деталей коробок передач из стали 18ХНМФА с учетом изложенных рекомендаций.

УДК 621.822:629.113

## Определение долговечности и работоспособности упрощенных шарикоподшипников

В. Н. АЛЕКСАНДРОВ

УНИПТИМАШ

УНИПТИМАШ совместно с Всесоюзным научно-исследовательским институтом подшипниковой промышленности разработал гамму радиально-упорных упрощенных шарикоподшипников для колес напольного транспорта, роликов роликовых конвейеров, кареток подвесных конвейеров и др. [1].

Чтобы определить долговечность и работоспособность упрощенных подшипников, был использован стенд для испытания обрезиненных колес в соответствии с ГОСТ 13524—68. Испытанию подвергались шарикоподшипники № 96705 с глубиной цианирования штампованных колец 0,5; 0,6 и 0,7 мм.

Режимы работы стенда: скорость барабана 36 об/мин, скорость колес 114 об/мин, рабочая температура до 50°C, нагрузка на подшипник 100 кгс. В качестве смазки использовали солидол. Число оборотов колес в минуту соответствовало линейной скорости 7 км/ч.

Критерием работоспособности колец упрощенных шарикоподшипников является усталостное разрушение дорожек качения (рис. 1).

Контактное разрушение рабочих дорожек происходит в результате действия одного из факторов, неблагоприятно влияющих на работоспособность и долговечность упрощенных подшипников. Это ведет к значительному рассеиванию долговечности относительно расчетного числа часов работы подшипника. Например, отсутствие смазки или



Рис. 1

чрезмерное увеличение нагрузки способствует более интенсивному износу колец, т. е. усталостное выкрашивание на рабочей дорожке качения произойдет от влияния одного наиболее неблагоприятного фактора [2].

Число оборотов, которое подшипник проработает до разрушения колец, должно подчиняться закону распределения минимального члена из большого числа случайных независимых величин — количества циклов (оборотов), отвечающих различным влияниям одного или одновременно нескольких неблагоприятных факторов. Следовательно, число циклов нагружений, которое выдержит подшипник до усталостного разрушения колец при постоянной нагрузке, есть убывающая функция неблагоприятного сочетания указанных факторов, причем оно минимально для максимального числа одновременно действующих факторов.

Поскольку число циклов нагружений всегда положительно, то наиболее подходящим асимптотическим законом в таких условиях является распределение третьего типа для крайних членов последовательности независимых величин, обозначаемое  $P_{III,1}(x)$ .

При анализе результатов испытаний колец подшипников на долговечность будем рассматривать дополнительную вероятность  $1 - P_{III,1}(x)$ , т. е. вероятность того, что долговечность кольца превысит  $x = N$  циклов.

Вероятность неразрушения колец при испытаниях в течение  $x = N$  циклов при нагрузке на подшипник  $Q$  обозначим через  $I_Q(N)$ . Если допустить, что долговечность кольца превысит  $x$  циклов, то вероятность неразрушения после  $x$  циклов можно выразить следующим законом распределения [2]:

$$I_Q(N) = e^{-e^y},$$

где  $y = \alpha(x^* - u_Q)$ , так что  $e^{-e^y}$  будет представлять убывающую функцию  $y$ . Таким образом, вероятность  $l_Q(N)$  примет вид закона  $P_{1,1}(x)$  первого типа распределения вероятностей минимального члена вариационного ряда.

Для оценки параметров вероятности и для изображения на графике результатов испытаний подшипников на усталостную прочность используем вместо числа циклов нагружений в миллионах оборотов логарифмы этих чисел. Решение задачи по определению вероятной долговечности подшипников на основании результата стендовых испытаний сводится к определению вероятности неразрушения колец подшипников при заданной нагрузке.

Для примера рассмотрим данные стендовых испытаний 22 внутренних колец шарикоподшипников № 96705 (см. таблицу).

$m$	Число циклов $N \cdot 10^{-7}$	$x_m = \lg N$	$x_m^2$	$P_m$	$y_m$
1	2,9	7,4524	55,6874	0,9565	-3,11283
2	3,3	7,5185	56,5278	0,9130	-2,39668
3	3,8	7,5798	57,4534	0,8696	-1,96813
4	4,4	7,6435	58,4231	0,8261	-1,65528
5	4,8	7,6812	59,0008	0,7826	-1,40596
6	4,9	7,6902	59,1392	0,7391	-1,29626
7	5,3	7,7243	59,6648	0,6957	-1,01380
8	5,9	7,7709	60,3859	0,6522	-0,85003
9	5,9	7,7709	60,3869	0,6087	-0,70032
10	6,0	7,7782	60,5004	0,5652	-0,56111
11	6,1	7,7853	60,6109	0,5217	-0,42976
12	6,4	7,8062	60,9368	0,4783	-0,30447
13	6,6	7,8195	61,1446	0,4348	-0,18288
14	6,8	7,8325	61,3480	0,3913	-0,06376
15	6,9	7,8388	61,4468	0,3478	0,05461
16	7,0	7,8451	61,5456	0,3043	0,17373
17	7,1	7,8513	61,6429	0,2609	0,29536
18	7,7	7,8865	62,1969	0,2174	0,42266
19	7,9	7,8976	62,3721	0,1739	0,55920
20	8,4	7,9243	62,7945	0,1304	0,71156
21	8,6	7,9345	62,9563	0,0870	0,89276
22	9,2	7,9638	63,4221	0,0435	1,26763

$\sum_{m=1}^m x_m = 171,0053$        $\sum_{m=1}^m x_m^2 = 1329,5882$

В таблице указано количество циклов в миллионах оборотов подшипников, проработавших до начала интенсивного разрушения внутреннего кольца, причем все данные расположены в вариационный ряд  $N_1 < N_2 < \dots < N_m$  и вычислены соответствующие этому ряду последовательности логарифмов  $x_m = \lg N$  и  $x_m^2 = (\lg N)^2$ . Каждому члену  $N$  (или  $x_m$ ) этих последовательностей соответствует число

$$1 - \frac{m}{n+1} = P_m,$$

оценивающее отвечающую ему вероятность  $l_Q(N)$ . По числам  $P_m$  определяем значения  $y_m$  [2].

На подготовленной вероятностной бумаге (рис. 2) по горизонтальной оси откладываем числа  $x_m = \lg N$  в натуральном масштабе, по вертикальной оси — значение  $y = y_m$  в натуральном масштабе или отвечающие им вероятности  $l_Q(N)$  в функциональном масштабе. Если принятая гипотеза о формуле распределения числа  $N$  циклов оправдывается, то точки  $x_m, y_m$  будут находиться вблизи прямой

$$y = \alpha_Q (x^* - u_Q) \text{ или } x^* = u_Q + \frac{y}{\alpha_Q}.$$

Для оценки параметров  $\alpha_Q$  и  $u_Q$  вычислим среднеарифметическое значение  $\lg N$  и среднеквадратичное отклонение  $s(\lg N)$  величины  $x = \lg N$ , а затем найдем параметры из соотношений

$$\frac{1}{\alpha_Q} = \frac{s(\lg N)}{\sigma_m}; \quad \hat{u}_Q = \overline{\lg N} + \bar{y}_m \frac{1}{\alpha_Q}.$$

Значения коэффициентов  $\bar{y}_m$  и  $\sigma_m$  находим в работе [2]:

$$\overline{\lg N} = \frac{171,0053}{22} = 7,7730;$$

$$s(\lg N) = \sqrt{\frac{\sum_{m=1}^m x_m^2 - \frac{\left(\sum_{m=1}^m x_m\right)^2}{m}}{m}} =$$

$$= \sqrt{\frac{1329,5882 - \frac{(171,0053)^2}{22}}{22}} = 0,1296.$$

Для  $m = 22$   $\bar{y}_{22} = 0,5268$ ;  $\sigma_{22} = 1,0755$ ;

$$\frac{1}{\alpha_Q} = \frac{0,1296}{1,0755} = 0,1205; \quad \hat{\alpha}_Q = 8,2988;$$

$$\hat{u}_Q = \overline{\lg N} + \bar{y}_m \frac{1}{\alpha_Q} = 7,773 + 0,5268 \cdot 0,1205 = 7,8365;$$

$$y = \alpha_Q (x - u_Q) = 8,2988 (x - 7,8365)$$

или  $8,2988x - 65,0335$  — уравнение прямой линии.

По прямой, построенной на графике, находим, что вероятности 0,9 соответствуют 36 млн. циклов, которые подшипник проработает без усталостного разрушения внутренних колец. Согласно работе [3]

$$n = \frac{N 10^6}{n 60} = \frac{36 \cdot 10^6}{144 \cdot 60} = 4170 \text{ ч.}$$

В работе [4] для шарикоподшипников в зависимости от их назначения предложены различные коэффициенты надежности. Например, для узлов неотвественного назначения (ручные тележки, роликовые неприводные конвейеры и т. д.) предлагается коэффициент надежности, или вероятность невыхода из строя колец шарикоподшипников, равный 0,5—0,7. Для вероятности 0,5—0,7 долговечность испытанных колец подшипников составляет соответственно 60—51,4 млн. циклов, или 7000—6000 ч.

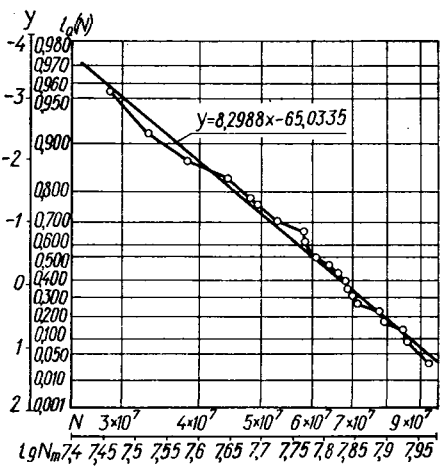


Рис. 2

Испытания упрощенных подшипников № 96705 показали удовлетворительную их работоспособность в колесах ручных тележек при нагрузке до 100 кгс на подшипник и скорости 150 об/мин. Их можно рекомендовать взамен стандартных радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников № 205, применяемых в этих узлах в настоящее время.

Стоимость материала для изготовления 1000 подшипников № 205 составляет 104 р. 90 к., а 1000 подшипников № 96705 — 34 р. 90 к. При потребности 1,5 млн. шт. в год экономическая эффективность от внедрения шарикоподшипников № 96705 составит 105 тыс. руб. Кроме того, внедрение упрощенных шарикоподшипников даст возможность при их изготовлении заменить легированную сталь ШХ15 сталью марки 10.

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров В. Н., Балыков П. С., Чирков Р. В. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 4.
2. Смирнов Н. В., Дунин-Барковский И. В. Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений. М., Изд-во «Наука», 1969.
3. Руководящие технические материалы по методам расчета статической, динамической грузоподъемности и долговечности подшипников качения. М., ВНИИП, 1971.
4. Senigallesi D. — «RfJ», 1965, № 17.

# Гидроабразивная центробежная очистка внутренних поверхностей трубчатых заготовок

Канд. техн. наук М. А. КОЗЛОВСКИЙ, А. А. КОЗЛОВСКИЙ, А. Г. ПЕТРЕНКО

Тернопольский филиал политехнического института

В ТЕРНОПОЛЬСКОМ филиале Львовского политехнического института разработано устройство [1] для одновременной гидроабразивной обработки внутренних поверхностей нескольких трубчатых заготовок автомобильных домкратов с использованием центробежных сил рабочего агента (рис. 1). Устройство содержит пустотелый, погруженный заборной частью в гидроабразив вращающийся ротор 1 с оправками 2 для крепления труб 3.

Круговая подача трубчатых заготовок вокруг своих осей осуществляется с помощью центральной ведущей шестерни 4 и сопрягаемых с ней ведомых шестерен 5, установленных на оправках.

Ротор 1 и вал центральной шестерни 4 соединены со своими приводными валами 6 и 7 пространственными шарнирами 8 и 9 таким образом, что их геометрические центры совпадают с центром тяжести ротора.

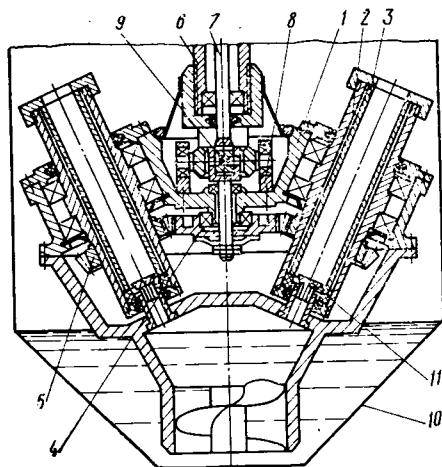


Рис. 1. Устройство для гидроабразивной центробежной очистки внутренних поверхностей трубчатых заготовок

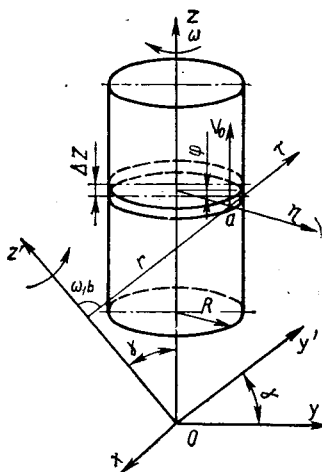


Рис. 2. Расчетная схема способа гидроабразивной центробежной очистки внутренних поверхностей трубчатых заготовок

Перемешиваемая сжатым воздухом гидроабразивная смесь под действием центробежных сил поднимается из емкости 10 вверх, попадает в трубчатые заготовки и, проходя через них, вновь поступает в емкость. При этом абразив, прижимаясь к внутренним поверхностям трубчатых заготовок, производит их обработку. Расход гидроабразива, нагнетаемого внутрь заготовок, регулируется величиной щели между внутренней поверхностью оправки 2 и тарелкой 11.

Чтобы повысить эффективность обработки за счет уменьшения кинетической энергии движущегося в заготовке абразива, угол наклона  $\gamma$  оси заготовки к вертикали выбирается минимальным из условия  $\tan \gamma \geq f$  ( $f$  — коэффициент трения мокрого абразива и обрабатываемой поверхности).

Толщину  $\Delta l$  слоя металла, снимаемого абразивом в произвольном поперечном сечении трубы при установившемся режиме обработки, определяем с учетом работы [2]:

$$\Delta l = \frac{ckp_{\max} vt}{2\pi R}; \quad v = \sqrt{v_0^2 + v_k^2}; \quad (1)$$

где  $c$  — коэффициент пропорциональности, зависящий от свойств абразива и обрабатываемого материала;

$k$  — коэффициент пропорциональности, определяемый формой обрабатываемой поверхности;

$p_{\max}$  — максимальное удельное давление абразива на обрабатываемую поверхность;

$t$  — время обработки;

$v_0$  — относительная скорость движения абразива вдоль образующей трубы;

$v_k = \omega R$  — линейная скорость круговой подачи трубы вокруг своей оси;

$R$  — радиус внутренней поверхности трубы;

$\omega$  — угловая скорость круговой подачи заготовки.

В системах координат  $xyz$  и  $x'y'z'$ , где оси  $z'$  и  $z$  совпадают соответственно с осями вращения ротора и заготовки, рассмотрим произвольный элементарный объем движущегося в трубе абразива толщиной  $\Delta Z$  и максимальной высотой  $h$ , принимаемой намного меньше радиуса трубы  $R$  (рис. 2). Для центра тяжести  $a$  этого объема можно записать:  $z_a = Z$ ;  $x_a = R \sin \varphi$ ;  $y_a = R \cos \varphi$ ;

$$z'_a = Ob = Z \cos \gamma - R \cos \varphi \sin \gamma$$

( $\varphi$  — угловая координата точки  $a$ , измеряемая от оси  $y$ ).

Подсчитаем координаты  $x_b, y_b, z_b$  точки  $b$  как проекции центра тяжести  $a$  на ось  $z'$ :  $x_b = 0$ ;  $y_b = R \sin^2 \gamma \cdot \cos \varphi - Z \sin \gamma \cdot \cos \varphi$ ;  $z_b = Z \cos^2 \gamma - R \sin \gamma \cdot \cos \varphi \cdot \sin \gamma$ . Затем определим проекции на нормальную к поверхности трубы  $\eta$  и тангенциальную к ней ось  $\tau$  радиуса вращения  $r$  точки  $a$  вокруг оси  $z'$ :

$$\eta_r = R + Z \sin \gamma \cos \gamma \cos \varphi - R \sin^2 \gamma \cos^2 \varphi;$$

$$\tau_r = Z \sin \varphi \sin \gamma \cos \gamma - R \sin^2 \gamma \cos^2 \varphi.$$

Нормальную  $F_\eta$  и тангенциальную  $F_\tau$  составляющие центробежных сил, действующих на элементарный объем абразива, представим как

$$F_\eta = \eta_r \omega_1^2 S \Delta Z \rho;$$

$$F_\tau = \tau_r \omega_1^2 S \Delta Z \rho,$$

где  $\omega_1$  — угловая скорость вращения ротора;

$S$  — площадь сегмента как фигуры поперечного сечения слоя движущегося в трубе абразива;

$\rho$  — плотность абразива.

Пренебрегая Кориолисовой силой для режима работы устройства, при котором скорость движения абразива вдоль образующей трубы незначительна, а также подсчитывая

$$p_{\max} h \eta_r \omega_1^2 \rho,$$

в конечном итоге выражение (1) запишем так:

$$\Delta l = \frac{1}{2\pi} ckht \rho \omega_1^2 \left( R + \frac{Z}{2} \sin 2\gamma \cos \varphi - R \sin^2 \gamma \cos^2 \varphi \right) \sqrt{1 + \frac{v_0^2}{\omega^2 + R^2}}. \quad (2)$$

Угол  $\varphi$  можно определить из условия равновесия абразива вдоль оси  $\tau$ ,  $F_\eta f = F_\tau$ , приведенного к виду

$$R(1-f) \sin^2 \gamma \cos^2 \varphi + \frac{Z}{2} f \sin 2\gamma \cos \varphi + fR - \frac{Z}{2} \sin \varphi \sin 2\gamma = 0. \quad (3)$$

При соблюдении условия  $\tan \gamma = f$  можно принять с небольшой долей риска для выражения (2)

$$\varphi = 0; \quad v_0 = 0$$

$$\text{и } \Delta l = \frac{1}{2\pi} ckht \rho \omega_1^2 \left( R + \frac{Z}{2} \sin 2\gamma - R \sin^2 \gamma \right). \quad (4)$$

## ЛИТЕРАТУРА

1. «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1971, № 20 (Авторское свидетельство № 307204).

2. Хрущов М. М., Бабичев М. А. Абразивное изнашивание. М., Изд-во «Наука», 1970.

# Порошковые титановые шатуны

Г. И. КОРНИЕНКО, канд. техн. наук В. В. САКЛИНСКИЙ, Р. Ш. НЕРСИСЯН

НИИТавтопром

**О**СНОВНОЙ тенденцией современного моторостроения является непрерывное увеличение мощности двигателей. Одновременно возрастают требования к их надежности и долговечности, для чего необходимо создание легких, прочных деталей, позволяющих при больших оборотах избегать по возможности высоких инерционных сил.

Использование одного из основных достоинств титана и его сплавов — высокой удельной прочности — позволяет снизить вес деталей кривошипно-шатунного механизма.

Простота технологической схемы производства, возможность автоматизации процессов делает порошковую металлургию перспективным направлением металлургии тугоплавких металлов, в частности титана. Основными ее преимуществами перед методами плавки и последующей обработки полуфабрикатов являются высокая степень использования металла, которая достигает 85—90% по сравнению с 15—25% при получении аналогичных деталей из литых титановых сплавов, упрощение технологии изготовления деталей и снижение трудоемкости производства.

В НИИТавтопроме совместно с Московским институтом сталей и сплавов и НАМИ проведена работа по изысканию новых титановых сплавов, которые по своим механическим свойствам были бы пригодны для изготовления автомобильных деталей, в частности шатунов двигателя автомобиля «Москвич-412».

Из-за низкой прочности технически чистый титан не получил широкого распространения в качестве конструкционного материала, особенно для тяжело нагруженных деталей. Сложное его легирование несколькими элементами оказалось весьма эффективным. Оптимальные механические свойства имели образцы из партии порошка, содержащего 1,65% Al, 0,7% V и 3% Mo.

Для изготовления шатунов прочностные характеристики материала должны быть следующими:

Предел прочности при растяжении в кгс/мм <sup>2</sup> . . . . .	70
Удлинение в % . . . . .	12
Ударная прочность в кгс · м/см <sup>2</sup> . . . . .	10
Усталостная прочность в кгс/мм <sup>2</sup> . . . . .	15

Выбранный титановый сплав обладал указанными прочностными характеристиками.

На основании выполненных исследований был разработан технологический процесс изготовления методом порошковой металлургии титановых шатунов (см. рисунок) для двигателя автомобиля «Москвич-412».

Режим изготовления шатунов следующий: давление прессования при статическом прессовании 9—10 тс/см<sup>2</sup>, температура спекания 1250°C, вакуум-остаточное давление 10<sup>-4</sup> мм. рт. ст., выдержка в течение 4 ч.

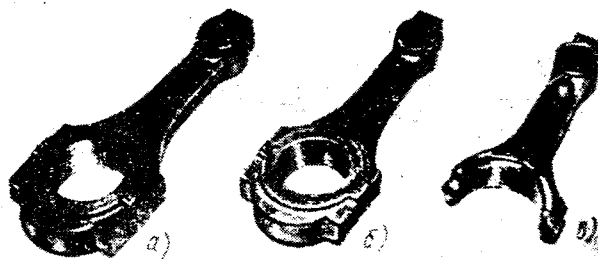
Натурные испытания шатунов проводились в НАМИ на гидропульсационной машине ЦДМ-100 ПУ при асимметричном цикле с коэффициентом асимметрии  $R=1,5$ , что соответствует режиму максимальных оборотов двигателя, наиболее опасному с точки зрения нагруженности шатуна. Эксплуатационные испытания шатуны проходили на автобазе № 4 г. Москвы. Они были поставлены в двигатель автомобиля «Москвич-412»,

который прошел после этого 7 тыс. км и участвовал во Всесоюзных гонках «Золотая осень». Двигатель работал на оборотах от 4 до 7 тыс. и на всех режимах показал устойчивую работу без единого отклонения.

Результаты испытаний титановых шатунов, изготовленных методом порошковой металлургии, показали, что они по пределу выносливости не уступают стальным кованым шатунам.

По расчету, сделанному НАМИ, нагрузки на шатунные подшипники при стальном шатуне составляют 1950 кгс, а при титановом — только 1450 кгс, в результате чего нагрузки уменьшились на 25,7%.

Удельный вес титана меньше удельного веса стали в 1,7 раза. Следовательно, уменьшение массы шатуна у автомобильных двигателей с высоким числом оборотов благоприятно скажется на снижении усталостного выкрашивания антифрикционного материала и уменьшении износа пары подшипник—шейка вала. При определенных условиях это позволит повысить форсирование двигателя по оборотам.



Переходы изготовления шатуна:

а — заготовка; б — шатун, полученный методом порошковой металлургии; в — обработанный шатун

Несмотря на более высокую стоимость титана, по расчету НИИТавтопрома при выпуске 168 тыс. автомобилей общая экономия на программу выпуска, учитывая меньший удельный вес и увеличение коэффициента использования металла, а также уменьшение затрат в эксплуатации, составит 171 тыс. руб. при использовании титановых шатунов, изготовленных методом порошковой металлургии.

При переходе на выпуск титановых шатунов с крышками будет сэкономлено 2563 тыс. т сортового проката, а снижение трудоемкости составит 110 838 нормо-часов, в денежном выражении — 59 682 руб. Расход металла при производстве порошковых титановых шатунов по сравнению с компактным титаном уменьшится на 25%.

Перспективными для изготовления методами порошковой металлургии являются также коромысла клапанов, соединительные тяги, иглы створчатых и выпускных клапанов, эксцентрики тормозов и др.

## ИНФОРМАЦИЯ

УДК 62—503.55:658.56

### СЕТИ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ФИРМ ЗА РУБЕЖОМ

**В** РАЗВИТЫХ капиталистических странах широко применяются автоматизированные системы управления в управлении предприятий и фирм автомобильной и других отраслей промышленности.

Технические усовершенствования в области изготовления ЭВМ, улучшение линий передач информации, терминаль-

ных устройств и появление возможности использовать машины в реальном масштабе времени и в режиме разделения времени привело к тому, что фирмы за рубежом все шире изучают возможности и проводят эксперименты по созданию сетей автоматизированных систем управления. Такие сети, как полагают, будут включать АСУ принадлежащих фирме

предприятий, отделений и дочерних фирм. Полагают, что это значительно повысит возможности фирм и предприятий совершенствовать управление производственно-хозяйственной деятельностью.

Имеется несколько различных направлений построения сетей автоматизированных систем управления. Одной из

наиболее сложных является сеть АРПА, созданная недавно в США (рис. 1). Она представляет собой объединенную систему национального масштаба, предназначенную как для исследований в области разработки и организации вычислительных комплексов, так и для обслуживания фирм и организаций, входящих в состав сети вычислительных центров. Главная цель объединения ЭВМ в

передано к следующему пункту, предыдущий освобождается от какой-либо ответственности за судьбу этих данных. Поскольку часто приходится передавать большие сообщения, то длинные послания дробятся в сети на более мелкие, называемые пакетами. Объем одного пакета составляет около 1000 бит. ЭВМ связи обеспечивают сборку пакетов в исходное послание в пункте назначения.

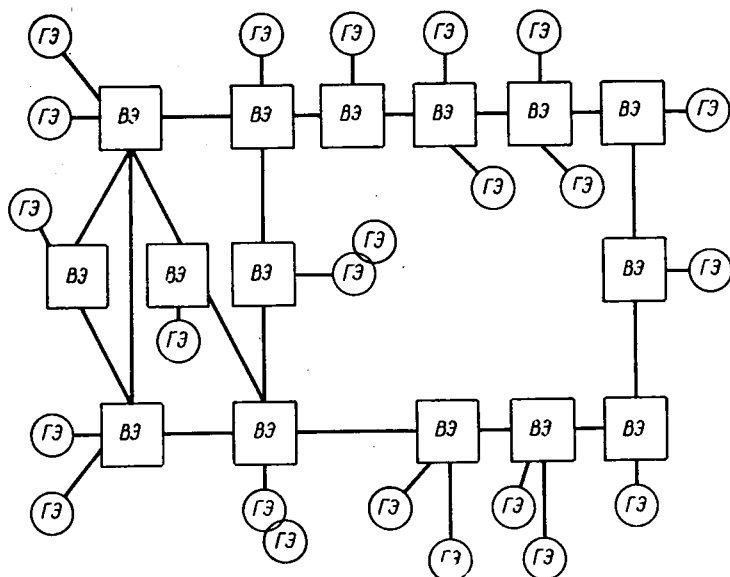


Рис. 1. Принципиальная схема вычислительной сети АРПА

этой сети состоит в предоставлении каждому участнику свободного доступа к программам, хранимой информации и прочим ресурсам, находящимся в любом из вычислительных центров, объединенных в сеть. Такая сеть представляет собой систему распределенного типа, где ЭВМ основных участников (узлов) сети соединяются между собой либо непосредственно, либо косвенно через промежуточные точки (у централизованных сетей соединения осуществляются через один центральный узел). В эту сеть входят ЭВМ различных типов, оснащенные разнообразными системами математического обеспечения.

Входящие в состав сети АРПА оборудование можно разделить на две основные части. Первая из них (ГЭ) включает те ЭВМ, которые используются непосредственно для выполнения вычислений, т. е. главные. Каждая из них оснащается специальной программой, предназначенной для управления сетью. Эта программа обеспечивает стыковку рабочих программ различных ЭВМ и выполняет различные контрольно-управляющие функции при обслуживании пользователей сети.

В состав сети АРПА в настоящее время входят 23 главных ЭВМ. В ближайшее время ожидается подключение еще трех главных вычислительных систем, включая мощную систему ИЛЛИАК-4.

Вторая часть (ВЭ) содержит машины, обеспечивающие связь между узлами сети. Сюда входят однотипные ЭВМ модифицированной модели ДДП-516 производства фирмы Хонейуэл. Они связаны между собой телефонными линиями пропускной способностью 9 или 50 кбит/с. В сети принят поэтапный принцип передачи сообщений. Данные при их передвижении к месту назначения запоминаются в промежуточных пунктах. Каждый раз, когда сообщение безошибочно

Кроме того, эти ЭВМ управляют распределением сообщений по линиям связи с целью обеспечения наиболее рациональной загрузки последних и минимального времени передачи данных.

Такая сеть представляет собой первый и наиболее вероятный прототип объединенной вычислительной сети национального масштаба. В настоящее время на присоединение к этой сети претендуют многие фирмы и организации. Одна часть их стремится подключиться к сети в составе некоторой автономной подсистемы, другая — рассчитывает на полное подключение с возможностью использования больших вычислительных ресурсов и массивов информации, которые особенно увеличатся после подключения к сети вычислительной системы ИЛЛИАК-4. Пока это экспериментальная сеть. Полагают, что в будущем она станет коммерческой и будет обслуживать большое количество фирм.

Интересный тип объединения ЭВМ в единую вычислительную систему представляет собой также сеть САЙБЕРНЕТ. Она является действующей хорошо используемой коммерческой системой, не такой сложной, как АРПА. Система организована с целью объединения вычислительных центров фирмы Контрол дэйт корпорейшн. При этом ожидалось, что сеть принесет следующие выгоды:

- 1) повысит надежность обслуживания пользователей сети, так как при отказе одной из местных ЭВМ ее функции могут выполняться остальными машинами системы;
- 2) повысит производительность благодаря рациональному распределению вычислительных работ между машинами, расположенными в различных узлах системы;
- 3) обеспечит более эффективное использование персонала;

- 4) облегчит доступ к большому объему программных средств и информации;
- 5) предоставит возможность пользователю сети выбирать такие ресурсы, которые в наилучшей степени соответствуют уже поставленной задаче без учета географической близости того или иного вычислительного центра.

Сеть САЙБЕРНЕТ представляет собой распределенную систему, включающую машины фирмы Контрол дэйт корпорейшн различных моделей (в основном КДК-6600 и КДК-3300). Машины связаны между собой широкополосными и обыкновенными телефонными линиями. Входящие в состав сети ЭВМ модели КДК-6600 и другие, обладающие примерно таким же уровнем производительности, рассматриваются как источники основных вычислительных ресурсов и называются центроидами. Машины типа КДК-3300 и им подобные называются концентраторами и используются для предварительной обработки данных, направляемых в центроиды. Эти концентраторы считаются узлами сети. Для выполнения вспомогательных операций, обеспечения связей, взаимодействия, ввода и вывода данных используются терминальные устройства и ЭВМ-спутники.

В организации связи между узлами сети САЙБЕРНЕТ применен широкий ассортимент различного оборудования. Эти связи являются постоянными и система не обладает способностью автоматического изменения своей структуры. В некоторых случаях обеспечивается возможность локального изменения связей в основном между узлами и центроидами, однако в общем случае для такого изменения требуется вмешательство обслуживающего персонала.

Сеть ДКС, также спроектированная в США, имеет ряд своих особенностей (рис. 2). Преимущества заключаются в ее невысокой стоимости, большой надежности, легкости подключения новых потребителей, простоте расширения без больших дополнительных затрат. В первоначальном виде система предназначалась для объединения ЭВМ малой и средней производительности. Структура системы связи в данной сети основана на кольцевой схеме, предназначенной для обмена сообщениями фиксированной длины. ЭВМ подключается к такой кольцевой системе связи (СКС) через специальные довольно сложные адаптирующие устройства. Отличительной осо-

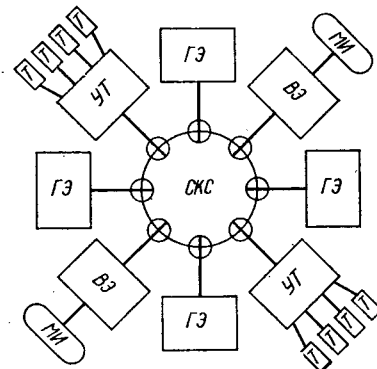


Рис. 2. Принципиальная схема вычислительной сети ДКС:

УТ — машины, управляющие терминальными устройствами; Т — терминальные устройства; МН — массивы информации на магнитных лентах



бенностью принятой в сети организации передачи сообщений является принцип адресации не по расположению, а по наименованию получателя. Таким образом, сообщения могут перемещаться по различным вычислительным центрам, сохраняя присвоенный им адрес.

Применяются три типа кольцевых адаптирующих устройств: для связи с машинами, выполняющими предварительную обработку данных; для подключения к кольцу терминальных устройств; для реализации сети связанных колец. Такие сети в принципе работают так же, как и единичное кольцо. Предназначены они прежде всего для расширения вычислительных возможностей и повышения качества обслуживания пользователей сети. Она является пока экспериментальной.

Представляет также определенный интерес сеть МЕРИТ, созданная в США (рис. 3). Она относится к числу распределенных и содержит три главных узла, каждый из которых является участником сети. Эта сеть содержит три главных ЭВМ: одну типа КДК-6600 и две типа ИБМ-360/67. Каждая главная ЭВМ связана с системой коммуникаций модифицированной вспомогательной машиной

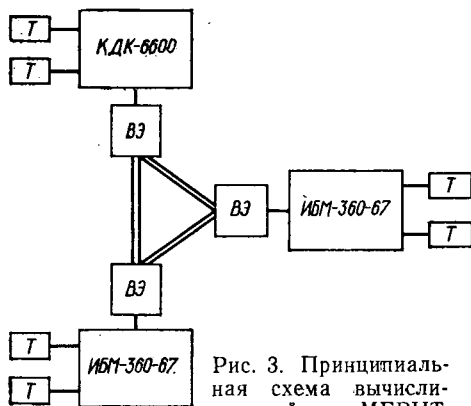


Рис. 3. Принципиальная схема вычислительной сети МЕРИТ

(ВЭ). Пропускная способность телефонных каналов, соединяющих узлы сети, 2000 бит/с. Каждый канал содержит несколько параллельных линий [1]. К главным машинам подключены вспомогательные ЭВМ через специальные устройства, обеспечивающие непосредственный обмен информацией между оперативными запоминающими устройствами вспомогательных и главных ЭВМ и прямой доступ в эти запоминающие устройства по линиям связи. В принципе вспомогательная ЭВМ является для соответствующей главной машины развитым периферийным устройством. Такой подход значительно упрощает программные средства главных ЭВМ и облегчает пользование сетью. Процесс связи организован в данной сети так же, как в сети АРПА, т. е. с промежуточным хранением информации в процессе передачи. Это значительно повышает надежность системы при отказах одной из вспомогательных ЭВМ.

Сеть ТСС создана усилиями фирмы Интернейшнл бизнес машинз (ИБМ) и рядом пользователей ее вычислительных систем ИБМ-360/67. Это относится к числу распределенных систем, в которых используются одинаковые машины. Каждая из главных ЭВМ представляет собой систему ИБМ-360/67, оснащенную операционной системой типа ИБМ ТСС/360. В некоторых узлах сети, помимо главной ЭВМ, имеется также подсеть, состоящая из ЭВМ, такого же ти-

па. Эти подсети, однако, по отношению к основной сети выступают как периферийные устройства.

Система связи в рассматриваемой сети построена на базе коммутирующих телефонных линий. Для подключения этих линий к вычислительным системам ИБМ-360/67 используются адаптирующие устройства ИБМ-2701 или ИБМ-2703, не относящиеся к числу программируемых. Поэтому все программы, включая программы передачи данных с промежуточным хранением, проверки и коррекции ошибок и т. п., постоянно хранятся в главных ЭВМ. Программные средства связи в системе относятся к категории программ пользователей сети. В дальнейшем планируется использовать дополнительную ЭВМ типа ИБМ-370/145 для обеспечения связей и распределения потоков информации в сети. Предполагается смонтировать новые каналы связи с пропускной способностью 50 кбит/с.

Эта сеть является экспериментальной. Поскольку в ней используются машины одного и того же типа, обеспечивается непосредственный обмен программами и данными между различными узлами. Предусмотрена возможность постоянного обращения к массивам информации и группового дистанционного доступа. Важной отличительной особенностью описанной сети является наличие в ней исключительно стандартного оборудования. Поэтому любая фирма может полностью приобрести подобную сеть у компании ИБМ без расходования дополнительных средств на проектирование и разработку вспомогательной аппаратуры и программного обеспечения.

Сеть ТЮКК, эксплуатируемая с 1966 г., представляет собой сравнительно простую систему, полученную путем непосредственного объединения нескольких ЭВМ. По структуре она является централизованной. В ней используются машины одного изготовителя. В каждом из трех ее узлов установлена ЭВМ типа ИБМ-360/40 или ИБМ-360/50. Эти машины, помимо участия в общей сети, производят местную групповую обработку информации. Узлы системы объединяются в общую сеть линией с пропускной способностью 40800 бит/с. Для подключения главных ЭВМ к линиям связи используются адаптирующие устройства ИБМ-2701. Помимо трех основных узлов к сети подключены второстепенные узлы посредством устройства ввода-вывода, обладающего средним или небольшим быстродействием. Система отличается наибольшей простотой среди остальных вычислительных сетей. В ней используется стандартное оборудование и лишь незначительно дополненные основные программные средства, разработанные для оснащения ЭВМ типа ИБМ-360.

В США имеются и другие сети, которые отличаются высокой специализацией [2 и 3]. Ряд объединенных систем создан в Канаде, Англии, Франции, Японии и других странах [3]. Одна из первых экспериментальных систем была разработана в Англии [4]. Однако большинство этих сетей аналогично по структуре и функциям сети АРПА. Кроме того, проявляется определенная тенденция к созданию кольцевых систем подобных ДКС.

Все описанные сети имеют во многих отношениях общие цели и при их разработке и реализации возникают общие проблемы. Имеется несколько аспектов, связанных с общими для всех систем требованиями со стороны их потребителей. Первое требование относит-

ся к такому распределению нагрузки между узлами сети, которое обеспечивает наиболее эффективное использование всех узлов, входящих в состав сети ЭВМ. Такое свойство присуще сетям САЙБЕРНЕТ, ДКС и ТСС, однако не проявляется в полной мере в таких системах, как АРПА, МЕРИТ или ТЮКК. В любой описанной системе такое свойство может быть реализовано с определенными ограничениями. Предусматривается та или иная форма использования общих программ. Следовательно, данные всегда можно направить к тому узлу, где хранится требуемая программа. В этом случае, однако, возникает серьезная проблема, присущая всем гетерогенным сетям. Если программы, написанные для машин одного типа, не могут без изменений передаваться другим машинам, то нельзя ожидать, что данные, полученные в одной машине, смогут передаваться и восприниматься программой, написанной для машины, находящейся в другом узле сети. В общем случае для решения этой проблемы требуется тщательная разработка форматов и организации передачи данных. Кроме того, в случае использования общих массивов информации необходимо применять оборудование для преобразования форматов при обмене между различными ЭВМ.

Одно из преимуществ объединенных систем ЭВМ связано с возможностью разделения данных. Если в одном узле сети имеется большой массив информации, требующей обработки, а в другом — программа обработки, то иногда более экономично пересылать программу к данным, а не наоборот. Это свойство в той или иной степени присуще всем описанным выше сетям.

Сети дают возможность постоянно обращаться к любым массивам данных. Это свойство заключается в том, что программа обращается к расположенным в другом узле массивам данных так же, как если бы эти данные находились в одном узле с ее программой. Благодаря этому можно использовать значительно более простые программные средства. В полной мере это присуще сети ДКС, однако постоянное обращение может быть реализовано также в системах МЕРИТ и ТСС.

Организация связи является общей для всех сетей проблемой, в частности, для правил передачи, формирования сообщений, процедур обнаружения и коррекции ошибок. На решение этой проблемы затрачивается значительная часть времени при проектировании сетей. Для большинства сетей требуется, чтобы в каждом узле формировался массив данных стандартного формата независимо от типа соответствующей ЭВМ. Иными словами — все машины используют для связи один и тот же язык. Иная ситуация наблюдается в кольцевой сети типа ДКС, где для широкого обмена программами и данными допускается применять различные форматы. Степень неизменяемости и сложности форматов обмена данными значительно влияет на величину затрат, связанных с объединением узлов в общую сеть.

Крупнейшей из описанных систем является сеть АРПА, которая, однако, отличается и наибольшей стоимостью. Сети, построенные на базе использования ЭВМ типа ИБМ-360, более просты и обладают меньшими возможностями, но в них использовано в основном стандартное оборудование. Такие системы, как ДКС и ТСС, являются скорее экспери-



ментальными, и их следует рассматривать как возможные прототипы будущих сетей. Во всех случаях экономическая оценка различных сетей связана со значительными трудностями и пока еще не решена.

Хотя сети АРПА и некоторые другие значительно различаются по своим принципам построений и действию, разработка сетей обоих типов включает четыре общих основных момента: проектирование специализированных ЭВМ — концентраторов, называемых узлами; топологическое проектирование с целью определения пропускной способности и размещения каждой цепи связи в сети; разработку технического проекта, отвечающего требованиям пользователей; системное моделирование для определения производительности сети.

Методы проектирования больших сетей находятся в стадии разработок. Считают, что наиболее перспективным подходом является проектирование большой сети путем объединения ряда районных сетей. При таком построении сети необходимо решать ряд проблем укрупнения. Объединение узлов в районы преследует разные цели: укрупнение информации для использования в различных процессах принятия решений в действующей сети; построение иерархических структур из районов с медленными, быстрыми и средними каналами связи; использование декомпозиции как метода топологического проектирования большой сети: определения мест расположения концентраторов.

Проблеме укрупнения уже посвящено много работ, но они разрознены и в них нет готовых решений для случая создания сетей ЭВМ. Для решения задачи использования известных методов укрупнения для сетей ЭВМ требуется ввести соответствующие «растяжения» в сети, учитывающие стоимость, пропускные способности, интенсивность потоков, задержки и надежность. Серьезных теоретических исследований по этому вопросу пока нет.

Существенной чертой любого хорошего проекта сети является то, что она незначительно ухудшает свои характеристики при выходе из строя нескольких ее элементов. При современной технологии узлы и каналы связи имеют ограниченную надежность. Поэтому проект сети обычно предусматривает эффективные резервные пути, удовлетворяющие интенсивности потока и временным ограничениям. Надежность в системе АРПА обеспечивается за счет децентрализованного управления многочисленными независимыми путями между каждой парой узлов. Для больших сетей надежность является доминирующим фактором.

Во второй половине семидесятых годов в ряде капиталистических стран намечено создать крупные банковские национальные сети. Они будут взаимодействовать непосредственно с АСУ своих клиентов или с сетями, в которые войдут. Будет также создана разветвленная многонациональная сеть, взаимодействующая с отраслевыми и другими сетями. Безналичные расчеты за свершенные хо-

зяйственные операции будут осуществляться тут же с помощью разветвленной банковской системы, работающей в реальном масштабе времени.

В середине восьмидесятых годов небольшие фирмы и предприятия будут пользоваться всеми преимуществами больших сетей, подключаясь к ним с помощью терминальных устройств. Это подтверждается увеличением количества терминальных устройств. В США к 1980 г. число их по сравнению с 1972 г. увеличится с 280 тыс. до 2,8 млн. [5]. В Англии в 1973 г. предполагается использовать 51 тыс. терминальных устройств, в 1978 г. — 234 тыс., а в 1983 г. — до 434 тыс. шт. [4].

Полагают, что в дальней перспективе все отдельные сети АСУ фирм будут объединены в единую национальную систему, которая соединится с подобными системами в других странах.

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Datamation*, vol. 18, 4, 1972, с. 36—39.
2. *IEEE Transactions Communications*, vol. 20, 3, Part 2, 1972, с. 557—564.
3. *Proceedings of the 5th Hawaiian Conference on Systems Science*, Honolulu, Hollywood, 1972, с. 335—337.
4. *Computer Weekly*, January, 14, 1971, с. 10.
5. *Journal of Systems Management* vol. 23, 5, 1972, с. 12—16.

Канд. экон. наук В. В. ЛУКИН

УДК 621.43.714:629.113

## МЕХАНИЗМ ДОСЫЛАНИЯ И НАСАДКИ ПЛАСТИН РАДИАТОРОВ

**СБОРКА** сердцевин радиаторов двигателей внутреннего сгорания является наиболее трудоемкой операцией и, по данным оренбургского завода «Радиатор», составляет более 27% общих затрат на производство сердцевин.

Горьковским автозаводом [1 и 2], Московским автозаводом имени Лихачева, Ворошиловградским тепловозостроительным заводом [3], оренбургским заводом «Радиатор» [4 и 5] разработаны автоматические линии для сборки сердцевин радиаторов. Внедрение этих линий облегчило труд, повысило его производительность, снизило расход дорогостоящего цветного проката, улучшило качество и товарный вид выпускаемых изделий.

Механизм 1 досылания и насадки пластин (рис. 1), являющийся основным рабочим органом сборочного станка автоматической линии [4 и 5], монтируется на направляющих колоннах 2, установленных на раме 3 автомата сборки.

Привод механизма осуществляется от пневматического цилиндра 4. Пластины на трубки насаживаются с помощью плоской матрицы, в которой имеются отверстия для прохода трубок. Эти трубки набираются на шомполы съемной кассеты, фиксируемой в рабочем положении штырями механизма фиксации.

Известны механизмы досылания и насадки пластин на трубки сердцевин радиаторов с одной или двумя направляющими лопастями, для закрывания и открывания которых используются копии [3]. Однако применение одной направ-

ляющей гребенки приводит к значительному холостому пробегу досылателя, а использование двух гребенок, замыкаемых и размыкаемых от индивидуальных

та за счет установки дополнительных копиров.

Механизм досылания и насадки пластин (рис. 2), используемый на орен-

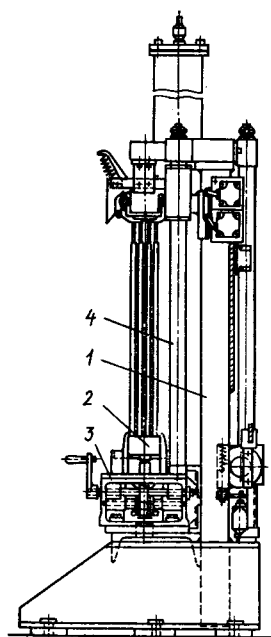


Рис. 1

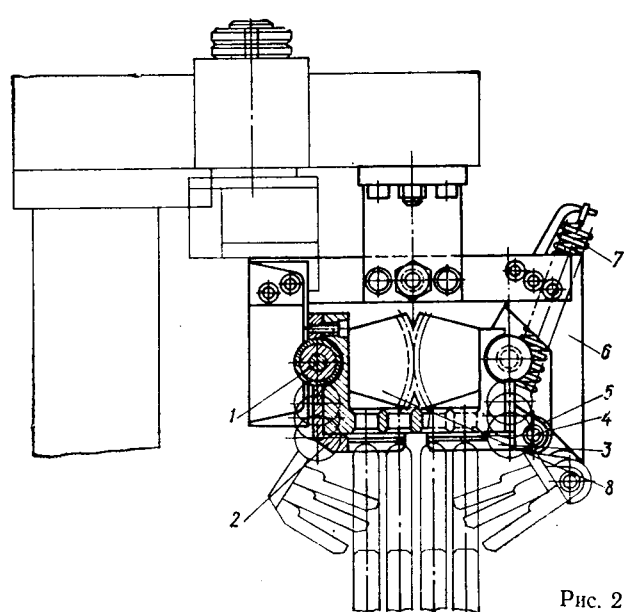


Рис. 2

копиров, не позволяет при износе получить их синхронное взаимодействие и увеличивает размеры сборочного агрегата

бургском заводе «Радиатор», позволяет получить минимальный холостой ход досылателя и синхронизировать движение направляющих гребенок.

На матрице 1 с отверстиями для прохода трубок на осях, установленных в подшипниках скольжения, закреплены направляющие гребенки 2 и 3 с пазами для прохода трубок и удержания шомполов кассеты сборочного станка. На оси 4 правой направляющей гребенки установлен ролик 5, катящийся при движении всего механизма по копиру 6. Правая направляющая гребенка 3 опирается на пружину 7.

На осях направляющих гребенок на шпонках посажены зубчатые секторы 8. При перемещении механизма вниз ролик 5, прокатываясь по копиру 6, попадают на выем копира и под действием натяжения пружины 7 вместе с гребенкой 3 начинают отходить в сторону. При этом синхронно с гребенкой под действием находящихся в зацеплении зубчатых секторов поворачивается на своей

оси гребенка 2, освобождая зону сборки.

При движении механизма назад ролик 5 набегает на выступ копира и, преодолевая сопротивление пружины 7, закрывает гребенки 2 и 3, которые фиксируют шомполы кассеты сборочного станка и образуют направление для очередной охлаждающей пластины. С левой стороны матрицы устанавливается нож, которым во время насадки на трубки отрезаются пластины, после чего они транспортируются по трубкам с определенным шагом между собой.

Опыт эксплуатации досылателей этой конструкции на оренбургском заводе «Радиатор» позволяет рекомендовать их к применению на автоматических линиях сборки сердцевин радиаторов, имеющих трубчато-пластинчатую конструкцию.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Бабичев В. З. Производство автомобильных радиаторов. М., Машгиз, 1958.
2. Бабичев В. З. Автомобильные радиаторы. М., Машгиз, 1951.
3. Цепляк А. В. Автомат для штамповки ленты и сборки секций радиаторов теплового ТЭ-3. Научно-технический сборник «Машиностроение», № 5, Киев, 1961.
4. Фурер С. В., Чарный Д. И. Автоматическая линия для изготовления сердцевин радиатора. Сб. «Наука и производство», вып. 3. Оренбург, Южно-Уральское книжное изд-во, 1967.
5. Фурер С. В., Чарный Д. И., Луковенко А. М. — «Механизация и автоматизация производства», 1969, № 2.

Д. И. ЧАРНЫЙ

Оренбургский завод «Радиатор»

УДК 621.785.5

## НОВЫЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ ТРАВЛЕНИЯ ЛЕНТЫ В РУЛОНАХ ЗА РУБЕЖОМ

ФИРМЫ РУТНЕР (Австрия) и Дж. Томпсон (Дэдли), Лтд (Англия) разработали новые компактные установки для травления ленты в рулонах, что обеспечивает значительную экономию производственной площади, сокращение обслуживающего персонала и снижение производственных затрат.

В настоящее время установки этих фирм работают более чем на 200 предприятиях разных стран.

Показанная на рис. 1 травильная установка фирмы Рутнер имеет четыре ванны 1—4: соответственно масляную, для нейтрализации травильного раствора, остающегося на ленте после травления, для промывки ленты горячей и холодной водой, для травильного раствора. Общая длина установки 12 м.

Рулон ленты загружается в травильный барабан 5, подвешенный на валу 6 с помощью приводных ремней 7, выполненных из нержавеющей стали или из кислотоупорной резины с металлическим сердечником. Барабан 5 сделан также из специальной стали, что обеспечивает

продолжительность эксплуатации около 15 месяцев без ремонта.

На концах вала 6 имеются шестерни 8, которые входят в зацепление с соответствующими шестернями привода 9 при опускании барабана в ванны 1—4.

Чал 6 подведен на траверсе 10 крана, который перемещается по направляющим шинам 11.

Травильный барабан 5 с рулоном ленты транспортируется краном поочередно из ванны в ванну с определенными выдержками.

При включении привода 9 вращается вал 6, сообщая вращение барабану 5 через приводные ремни 7.

При вращении барабана 5 в сторону, противоположную намотке витков рулона, лента рулона разматывается. Наоборот, при вращении барабана 5 в сторону первоначальной намотки витков рулона — лента сматывается. Ванны 1—4 оборудованы спрейерными устройствами.

Производительность установки 8000 т в месяц при ширине ленты 1000 мм и толщине 2 мм.

На рис. 2 показана другая установка этой фирмы, в которой барабан 1 перемещается в специальном подъемнике 2, передвигающемся вдоль ванн 3—6 по направляющим рельсам 7.

На подъемнике 2 смонтирован пульт управления 8, с помощью которого осуществляются перемещения подъемника 2 и барабана 1.

Рулоны ленты 9 загружаются в барабан 1 при помощи мостового крана. Этим же краном осуществляется выгрузка протравленных рулонов ленты из барабана 1, которые затем транспортируются на склад готовой продукции автопогрузчиком.

Травление ленты осуществляется в ванне 6, а промывание (холодное и горячее) — в ванне 5, нейтрализация оставшегося травильного раствора на поверхности ленты — в ванне 4, смазка — в ванне 3. Все ванны 3—6 оборудованы также специальными спрейерными устройствами.

Травильный раствор полностью заменяется в течение 30 мин с помощью насосной станции. Травление осуществляется либо методом погружения в циркулирующий поток травильного раствора, либо спрейерным методом.

Установка обладает высокой производительностью — 10 тыс. т в месяц при ширине ленты 1500 и толщине 2 мм. Обслуживают ее два человека.

Конструкция данной установки является модернизацией установки, изображенной на рис. 1, и имеет следующие преимущества:

- 1) отпадает необходимость создавать привод при каждой ванне для сообщения вращения травильному барабану;
- 2) увеличивается срок эксплуатации;
- 3) повышается надежность обслуживания;
- 4) сокращаются простои при перемещении травильного барабана из ванны в ванну;
- 5) увеличивается производительность.

На рис. 3 показана травильная установка напольного типа фирмы Рутнер.

Мостовой кран 1 перемещается от ванны к ванне по двум кран-балкам 2.

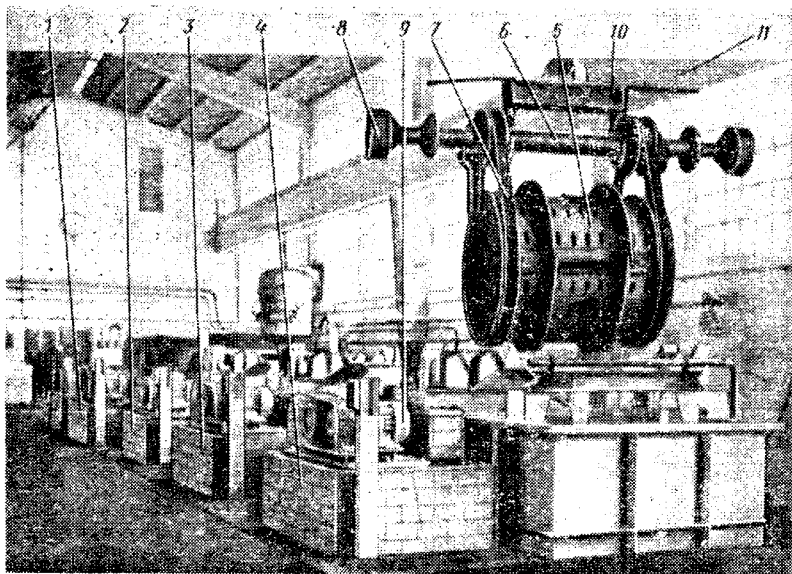


Рис. 1

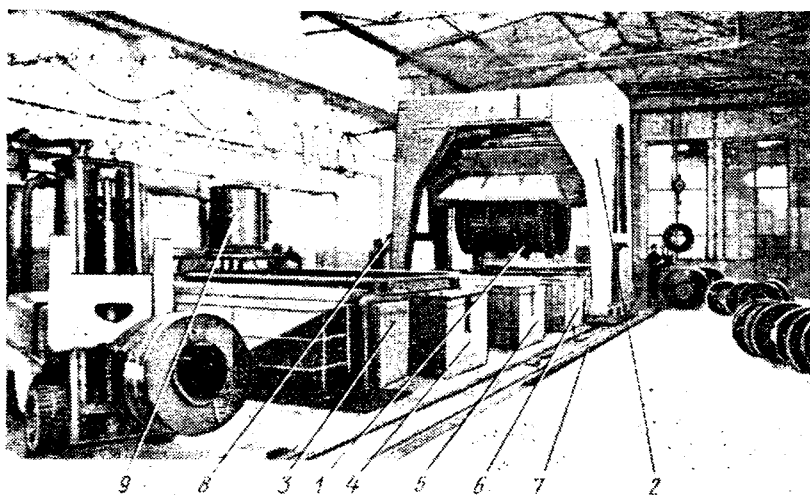


Рис. 2

Травильный барабан 3 смонтирован в проеме мостовой подвески 4, внутри которой имеется специальный привод для сообщения вращения барабану. Мостовая подвеска оборудована двумя специальными клинообразными упорами-фиксаторами 5, которые при опускании барабана 3 в ванны 6—8 входят в клинообразные отверстия 9, что обеспечивает надежную фиксацию барабана в ваннах при разматывании и сматывании ленты.

Эта установка, как и рассмотренные выше, имеет четыре ванны: для травления, промывания холодной и горячей водой, нейтрализации протравленной ленты, для смазки (на рисунке не показана). Общая длина установки 12 м. Растворы в ваннах 6—8 нагреваются с помощью специальных трубчатых нагревателей 12.

Управление всей установкой осуществляется с подвешенного пульта управления 11.

Травление может выполняться как методом погружения, так и методом обрызгивания (спрейерным методом).

При погружении барабана 3 в ванну лента в барабане 3 полностью разматывается для достижения наиболее полного эффекта травления. При этом циркуляция травильного раствора осуществляется специальной насосной станцией в направлении, противоположном направлению разматывания ленты.

Когда лента находится в разматанном состоянии, выполняются процессы промывания и нейтрализации. При промасливании ленты она одновременно сматывается.

Производительность установки составляет 10 тыс. т в месяц при ширине 1500 мм, толщине 2 мм и фонде рабочего времени 500 ч в месяц. Установку обслуживают два человека. В установках напольного типа значительно сокращаются время для перемещения барабана из ванны и тепловые потери, что определяет их экономичность.

Каждая ванна оборудована специальными вытяжными устройствами 12, что совершенно исключает выделение вредных испарений.

На рис. 4 показана схема установки для травления ленты в рулонах фирмы Дж. Томпсон (Дэдли), Лтд. Длина травильного агрегата составляет 25 м. Процесс перемещения протравленного рулона на исходную позицию показан схематично.

Установка состоит из тележки 1 подъемника, кислотоупорного эксгаустера 2, вытяжного трубопровода 3, тельфера 4, опоры 5 вытяжного зонта, кислотного

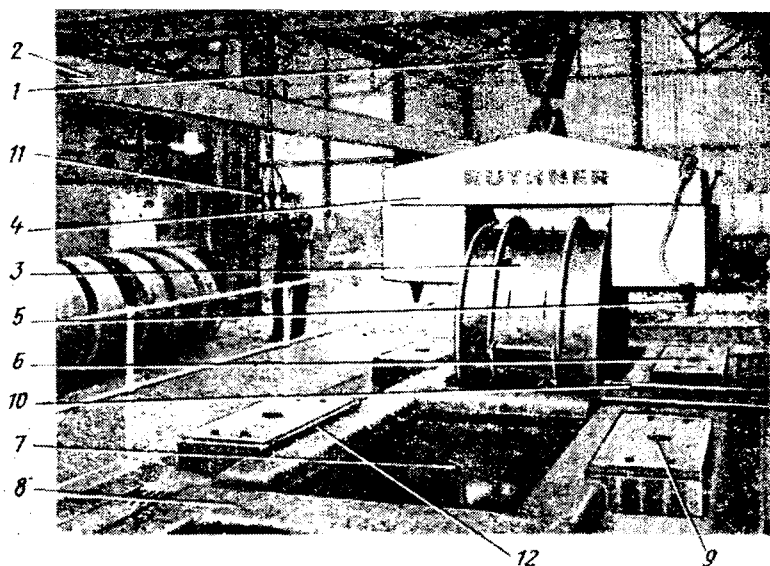


Рис. 3

резервуара 6, трубопровода 7 для подачи воды, травильного барабана 8, опоры 9 для протравленных рулонов,

правление циркулирующего потока всегда противоположно направлению перемещения ленты в барабане.

Производительность данной установки составляет 8000 т в месяц при ширине ленты 1000 мм и толщине 2 мм, 1500 т в месяц при ширине ленты 100 мм, тол-

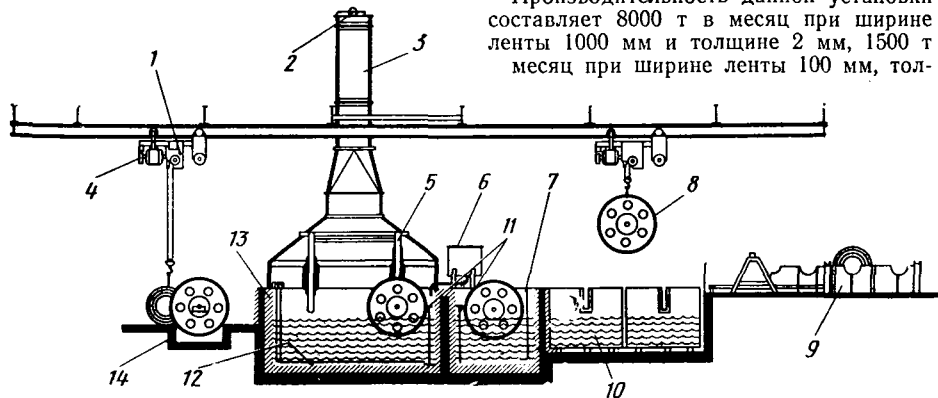


Рис. 4

масляной ванны 10, сливных трубопроводов 11, змеевика 12 для нагрева ванн паром, травильной ванны 13, армированной бетоном с кислотоупорной футеровкой и резиной, опоры 14 для барабана при загрузке его рулоном ленты.

щине 1,5 мм и одновременном травлении шести рулонов с данной шириной. Фонд рабочего времени составляет 500 ч в месяц. Диаметр отдельных рулонов составляет 1000 мм.

М. В. СУХАНОВ

# УСТАНОВКА ДЛЯ УЛЬТРАЗВУКОВОЙ ОЧИСТКИ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

**В** ПРОЦЕССЕ механической обработки на поверхности шеек коленчатых валов, а также в отверстиях для смазки в щеках и шейках накапливаются абразивные зерна и мелкие стружки. Если эти загрязнения удалены недостаточно тщательно, при пробной обкатке двигателей на испытательных стендах, а затем в процессе эксплуатации поток масла выносит их на трущиеся поверхности, вследствие чего увеличивается износ подшипниковых вкладышей и шеек.

рация — ультразвуковое обезжиривание в ванне 1 со слабым щелочным раствором при температуре 50—60°C. В этой позиции вал охватывается полукольцевыми ультразвуковыми преобразователями 2.

В щелочном растворе под воздействием ультразвуковых колебаний загрязнения отделяются от поверхности шеек и стенок смазочных отверстий. Ультразвуковые преобразователи получают питание от ультразвукового генератора УЗГ1-25/16 мощностью 25 кВт и частотой 16 кГц.

лодками 4, через которые в смазочные отверстия вала насосом подается щелочной раствор с температурой 70—80°C при давлении 2,5—3 атм для удаления отделившихся в предыдущей позиции загрязнений.

Третья ванна 5 используется для охлаждения валов щелочным пассивирующим раствором, так как температура валов при сборке не должна превышать 30°C.

В последней ванне 6 шейки вала также охватываются полукольцевыми колдками, через которые в смазочные отверстия подается сжатый воздух под давлением 3—4 атм. При этом влага удаляется из внутренних полостей вала и они частично высушиваются. Весь процесс очистки осуществляется автоматически. Валы из ванны в ванну переносятся шаговым транспортом, состоящим из двух цепей 7, перемещающихся по направляющим 8 и звездочкам 9.

Валы, подлежащие очистке, укладываются на загрузочный шаговый магазин-накопитель 10. Нижний вал, находящийся на накопителе, поднимается ковшовой подвеской, укрепленной на цепях транспортера, и переносится в ванну для ультразвукового обезжиривания и далее при каждом шаговом перемещении транспортера последовательно во все остальные ванны. Из последней ванны вал переносится на разгрузочный магазин-накопитель 11, откуда все валы поступают на сборку.

Пустые подвески 12 возвращаются транспортером к загрузочному магазину-накопителю. При снятии нижнего вала

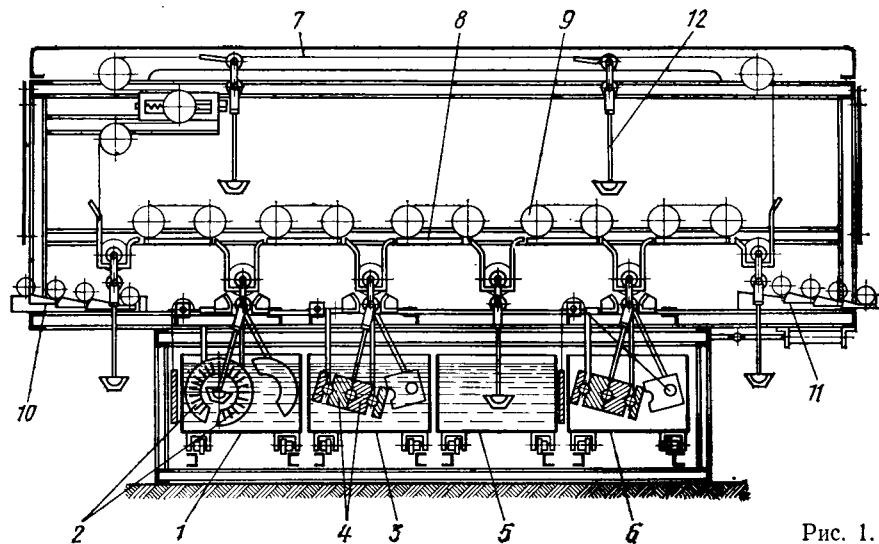


Рис. 1.

Для удаления загрязнений коленчатые валы после окончания механической обработки промываются струями холодной или горячей воды и дополнительно продуваются сжатым воздухом. Однако такой метод не обеспечивает достаточно надежного удаления абразивных материалов и стружки, он трудоемок и малопроизводителен.

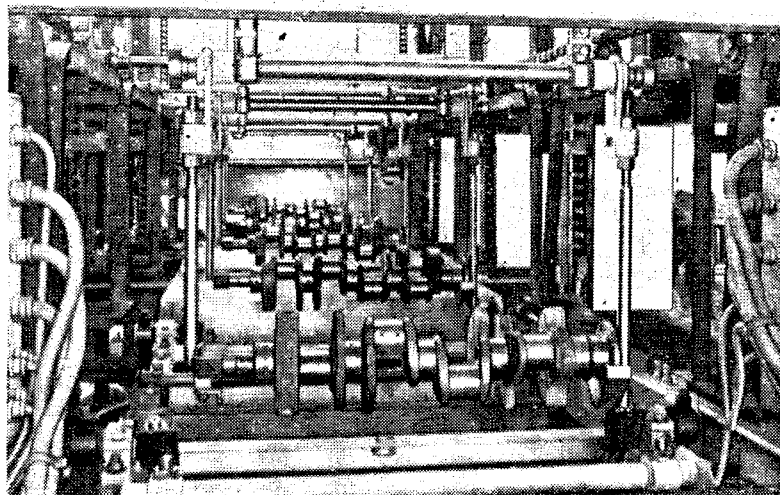
Для улучшения качества очистки коленчатых валов и автоматизации этого процесса во ВНИИ т.в.ч. им. В. П. Вологодина по заданию Заволжского моторного завода была разработана и изготовлена установка (рис. 1 и 2) для ультразвуковой очистки коленчатого вала двигателя автомобиля ГАЗ-66.

Техническая характеристика установки следующая:

Производительность в шт/ч	65
Потребляемая мощность в кВА	60
Расход в м³/ч:	
воды	3
пара	40
сжатого воздуха	6
Давление сжатого воздуха в кгс/см²	3—4
Габариты в мм:	
в плане	8000×2000
высота	3000

Процесс очистки состоит из четырех технологических операций, которые осуществляются в четырех ваннах, установленных одна за другой. Первая опе-

Рис. 2.



Генератор состоит из удвоителя частоты, работающего в комплекте с серийными преобразователями частоты типа ВЧП 30/8000 мощностью 30 кВт, частотой 8 кГц.

В следующей ванне 3 каждая шейка вала охватывается полукольцевыми ко-

с магазина-накопителя все валы, находящиеся на нем, опускаются на один шаг.

Опытно-промышленная эксплуатация установки на Заволжском моторном заводе показала, что предложенный метод обеспечивает достаточно высокое качество очистки.

**Б. И. ШПИТАЛЬНИКОВ, С. Е. РЫСКИН, А. Е. КОРОБОВ, В. А. ЛАМБЕХА**

ВНИИ т. в. ч. им. В. П. Вологодина

## ХОЛОДНОЕ НАКАТЫВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

В ПОСЛЕДНИЕ годы увеличивается число фирм, приобретающих станки для холодного накатывания зубчатых колес. Станки изготавливаются с одним, двумя или тремя накатниками.

В США фирмой Лэндис Тэшн Ко создан станок с двумя накатниками. Линия состоит из 44 станков: восьми токарных для обточки заготовок, восьми расточных, 25 зубофрезерных и трех калибровочных.

Накатный станок имеет Т-образную форму: две шпиндельные бабки, в которых закрепляются накатные ролики, расположенные одна против другой. Каждый шпиндель приводится во вращение гидравлическим двигателем. Оба двигателя электронно синхронизированы. Между бабками установлена четырехпозиционная револьверная головка с горизонтальной осью и четырьмя свободно вращающимися короткими оправками для установки заготовок зубчатых колес. Последние устанавливаются и снимаются автоматически. Одно ведущее спиральное зубчатое колесо калибруется за 7 с (шевингование происходит за 20 с).

Для облегчения образования зубьев при накатывании заготовка поступает на станок с заранее протянутыми мелкими шлицами. Окончательной операцией является снятие наплавов с вершин зубьев и фасок.

Перед началом накатывания заготовке сообщается скорость, приблизительно равная скорости накатников. Затем накатные ролики гидравлическим приводом подаются для врезания в заготовку. Накатывание продолжается не до полной глубины. Когда остается накатать еще 0,25 мм, накатники переключаются на обратное вращение и процесс накатывания возобновляется до достижения полной глубины зуба. Таким образом достигается равномерность формообразования. Реверс гидравлического двигателя осуществляется мгновенно и бесступенчато. Каждый шпиндель накатника и механизма подачи соединен непосредственно с гидравлическим двигателем, что обеспечивает высокую жесткость. Техническая характеристика процесса накатывания следующая:

Максимальное усилие при накатывании в тс	20
Диаметр накатника в мм	215—330
Ширина накатника в мм	75
Скорость накатника в об/мин	50—300
Максимальный крутящий момент накатника в кгс·м	400

Обрабатываемое зубчатое колесо для автоматической трансмиссии имеет такие параметры:

Наружный диаметр в мм	30
Число зубьев	19
Ширина венца в мм	18
Диаметр делительной окружности в мм	26
Угол подъема винта в град.	21
Угол давления в град.	20
Модуль $m$ в мм	1,316

После окончательного накатывания выдерживаются следующие допуски в мкм:

	По чертежу	На практике
Общая накопленная погрешность	75	20
Погрешность:		
по эвольвенте	$\pm 12,5$	7,5
по наружному диаметру	15	12,5
Накопленная погрешность по шагу	$\pm 25$	15

У основания зуба образуется идеальное скругление. Шероховатость поверхности составляет 0,05—0,8 мкм. Накатники изготавливаются фирмой БЭСКО. Срок их службы 1 250 000 зубчатых колес до переточки (при шевинговании срок службы шевера до переточки — 20 000, а общий срок шевера — 80 000 колес), в год они накатывают 4 000 000 колес.

Фирма Форд создала линию для калибрования зубчатых колес на полную глубину. На 25 станках линии изготавливаются 25 200 зубчатых колес в день для выпуска 4200 автоматических трансмиссий.

Заготовку зубчатого колеса получают холодной высадкой из прутка стали SAE 4027H на автомате фирмы Вотэбери Ферэл. Производительность автомата 2230 заготовок в час.

Автомат заменяет восемь многшпиндельных токарных автоматов и, кроме своей основной работы, выполняет 50% работ для завода в Шаронвилле. Экономия материала для мелких шестерен составляет 41,3, а для крупных — 47,8%. На шестой позиции автомата может осуществляться штамповка направляющих шлицев.

Токарная обработка поверхности отожженной заготовки происходит на трехшпиндельном станке с поворотом инструмента, оснащенного твердым сплавом.

Наружный диаметр у одного торца заготовки увеличен для того, чтобы после накатывания не было завала.

Протягивание мелких шлицев глубиной 1,2 мм (в случае неэкономичности их штамповки) осуществляют на двух протяжных станках производительностью 1800 заготовок в час.

Предварительное накатывание зубьев осуществляется на четырех станках. Заготовка, установленная на оправке в шпинделе станка, дополнительно центрируется оправкой, закрепленной в задней бабке, получающей вращение от шпинделя. Время накатывания колеса с косыми зубьями  $t < 10$  с. Избыток материала на поверхности зуба удаляется протягиванием наружного диаметра, при этом на зубьях снимаются фаски.

Окончательная расточка, торцевание и снятие фасок в отверстиях осуществляются на трехшпиндельном горизонтальном станке. Окончательное накатывание осуществляется перед термообработкой на трех станках по режиму:  $P=19$  тс,  $D_n=219$  мм;  $B=38,1$  мм;  $z=140$ ;  $v=55$  об/мин; усилие при калибровании 3,175 тс;  $t=5$  с (вместо 22 с при шевинговании).

Материал накатного ролика — быстрорежущая сталь (HRC 62—64). Опыты показали, что с уменьшением твердости накатника можно увеличить его стойкость. В результате применения сплава «Взсколой М. Эй» для накатника удалось снизить твердость до HRC 58—60 и накатать 1 000 000 зубчатых колес, причем геометрия первой и последней накатанных деталей была одинакова.

Новая линия накатывания зубчатых колес на полную глубину зуба оснащена системой управляемой ЭВМ, которая перерабатывает информацию, поступающую со станков, следит за их техническим состоянием, учитывает работу.

Трансмиссионные солнечные шестерни калибруются после зубофрезерования на станке «Микро-Фло» фирмы Мичиган Тул Ко. Производительность станка 500 шт/ч. Он заменяет четыре шевинговальных станка. Развиваемое станком гидравлическое усилие 13,6 тс достаточно для накатывания на полную глубину.

Для калибрования требуется усилие 2,27 тс. На шести станках «Микро-Фло» калибруются блоки шестерен трансмиссии. Станки в линии установлены так, что на каждом накатывается одно зубчатое колесо.

Станок «Рэд-Ринг—Р.Ж.Эй.Геарол» фирмы Нэйшонэл Броуч для окончательного накатывания зубчатых колес после фрезерования значительно отличается от станков других фирм. Он предназначен для калибрования зубчатых колес диаметром до 150 мм и модулем до 5,01 мм. Производительность станка при изготовлении предварительно отфрезерованных колес с косыми зубьями равна 720 шт/ч. Колеса изготавливаются из стали, содержащей 0,3% С, они имеют следующие параметры: средний диаметр зубчатого колеса 27 мм;  $z=19$ ;  $B=18$  мм;  $m=1,316$  мм.

Шпиндели накатных роликов и оправка детали расположены друг над другом в одной вертикальной плоскости в отличие от предыдущих моделей, где шпиндели и оправки детали располагались в горизонтальной плоскости. Давление на зубчатое колесо создается гидравлическим поршнем через нижний шпиндель. Усилие 20 тс развивается при давлении поршня 70 кгс/см<sup>2</sup>, что значительно превышает давление, необходимое для калибрования. Предусматривается накатывание на полную глубину зуба после предварительного протягивания шлицев.

Салазки оправки установлены на роликовых направляющих с пневматическим уравновешиванием.

Стойкость накатника до заточки 1 250 000 деталей. Холодное накатывание зубчатых колес рекомендуется в случае выпуска более 1 000 000 зубчатых колес.

## ЛИТЕРАТУРА

1. „Machinery“, 1970, т. 117, № 3026, стр. 774—778.
2. „Machinery“, 1969, т. 114, № 2935, стр. 248—253.
3. „Machine Moderne“, 1963, № 651, стр. 33—39.
4. „Machinery“, 1971, т. 119, № 3074, стр. 543—550.
5. „Iron Age“, 1968, т. 202, № 7, стр. 88—89.
6. „Metalworking Production“, 1969, № 14, стр. 41—49.
7. „Machinery“, 1970, т. 117, № 3016, стр. 381—382.
8. „Metalworking Production“, 1969, № 4, стр. 34.
9. „Tooling and Production“, 1970, т. 35, № 10, стр. 55—58.
10. „Machine Design“, 1969, т. 41, № 9, стр. 233—238.

Е. А. ВИНОГРАДОВА



## СОВРЕМЕННЫЕ УПЛОТНЯЮЩИЕ МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ ЗА РУБЕЖОМ

В современных автомобилях важное значение имеет герметичность конструкции агрегатов, особенно в тех случаях, где применяются резьбовые и гладкие соединения. Для этих целей во многих странах мира систематически появляются на промышленном рынке разные уплотнители, с помощью которых надежно обеспечивается герметичность конструкций.

В последние годы за рубежом стали применять жидкообразную пасту (как ее называют, «жидкую прокладку») взамен твердой.

«Жидкая прокладка» получила свое название по состоянию материала в момент нанесения на поверхность обрабатываемого изделия. Она изготавливается из синтетического каучука и полиамидной синтетической смолы с добавлением наполнителей, пластификаторов и других вспомогательных веществ.

В Японском стандарте JIS K6820 Fluid sealants «жидкая прокладка» определяется как вязкое вещество, имеющее текучесть при обычной температуре, а после нанесения на соприкасающиеся поверхности она высыхает в течение определенного времени, образуя эластичную, или вязкую, или вязко-эластичную тонкую снимаемую пленку. Эта пленка не прилипает, не отверждается, имеет стойкость к веществам, с которыми пленка (или тонкий слой) соприкасается, не корродирует поверхность металла, обеспечивает масло-, водо- и воздухопроницаемость частей соединения и имеет способность сопротивляться давлению.

Этот новый вид уплотнителя, являющийся эластичным и износостойким материалом и обладающий возможностью сопротивляться атмосферным воздействиям, стали применять некоторые автомобильные фирмы Японии (Тойота, Хонда, Мицубиси и др.) в качестве надежной защиты от утечки воды, масла, бензина и другой токсичной жидкости через зазоры в соединениях.

В соответствии со стандартом Японии фирма Три-Бонд выпускает новые уплотняющие жидкообразные пасты, используемые как уплотнитель в зазорах между движущимися частями в резьбовых и гладких соединениях (рис. 1) и в качестве «жидкой прокладки» в неподвижных соединениях типа фланец (рис. 2).

Фирма Три-Бонд поставляет жидкообразные пасты трех видов: невысыхающую, полувывсыхающую и высыхающую, которые по свойствам классифицируются на вязкую и вязко-эластичную.

Невысыхающие пасты выполняются с содержанием растворителя и жидкими без растворителя. Пасты обоих видов при нанесении на обработанную поверхность изделия образуют тонкий слой. Этот слой пасты остается липким и сохраняет свою вязкость по истечении определенного времени.

Полувывсыхающие пасты, наносимые тонким слоем на плоскость обработанной поверхности, образуют резинообразную пленку, которая после высыхания сохраняет свою вязкость и эластичность.

Высыхающие пасты поставляются в жидком состоянии, но после нанесения на обработанную поверхность изделия и высыхания образуют пленку, которую можно свободно снять в зависимости от ее состояния на уплотняемой поверхности.

Новые жидкообразные пасты плотно заполняют шероховатую плоскость обработанной поверхности и при этом не прилипают.

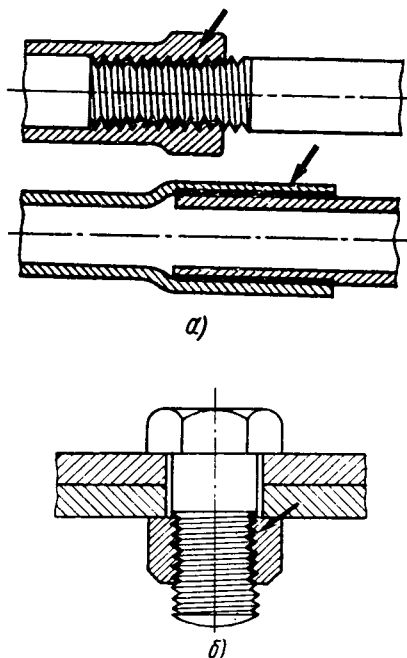


Рис. 1. Уплотнители для гладких и резьбовых соединений (а) и для предохранения от самопроизвольного отвинчивания болтов и гаек (б)

Для автомобильной промышленности в качестве «жидкой прокладки» для неподвижных соединений рекомендуются пасты «Три-Бонд» № 2 (невысыхающая) и № 4 (полувывсыхающая). «Жидкие прокладки» используются между головкой блока и блоком цилиндров, между крышкой и картером коробки передач и в других агрегатах, где имеются стяжные болты в зоне уплотнения.

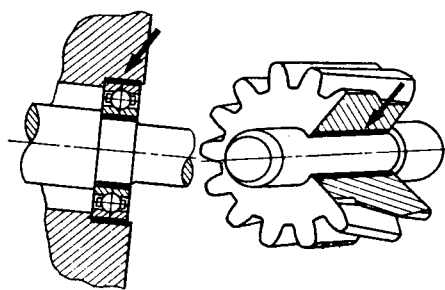


Рис. 2. Уплотнитель для установки шкивов вентилятора, зубчатых колес и др.

В резьбовых и гладких соединениях в качестве уплотнителя рекомендуется паста «Недзи-Лок-Супер» № 20CQ и

№ 10Q без растворителя. Эта паста применяется главным образом для фиксирования болтов как надежное средство от самопроизвольного их отвертывания, при этом исключается необходимость в применении стопорных шайб, контргаек и шплинтов.

В случае применения этой пасты в гладких отверстиях отпадает необходимость в шпонках, стопорных винтах и т. п. Это бывает, например, при ввертывании шпилек в картерах, ступицах колес, креплении болтами картера дифференциала к картеру заднего моста, ведомого спирально-конического зубчатого колеса заднего моста к чашке дифференциала и т. п.

Такие пасты нашли применение и в условиях ремонта автомобиля. Для этой цели фирма поставляет пасту в специальной упаковке весом 100 и 200 г.

Рекомендуемые жидкообразные пасты застывают при комнатной температуре, их первоначальный объем при этом не теряется, они не боятся вибраций и толчков, периодических резких перепадов температур, не оказывают коррозионного воздействия на металл, не разъедаются маслом и химикатами, т. е. практически эти пасты могут найти применение всюду, так как они постоянно сохраняют свои первоначальные свойства.

По данным фирмы Три-Бонд, для герметизации подвижных и неподвижных соединений поверхности сопрягаемых деталей подвергают предварительно обезжириванию.

В тех случаях, когда указанные пасты применяются в качестве уплотнений, неплоскостность и шероховатость поверхностей обрабатываемых изделий находятся в пределах 0,08—0,1 мм, а величина зазора в резьбовых соединениях 0,1—0,3 мм. Эти требования не так жестки, как при применении твердых прокладок.

Однако, несмотря на очевидные преимущества новых жидкообразных паст в качестве уплотнения, они пока не нашли широкого применения, так как метод их нанесения на поверхности изделия весьма примитивен. Паста наносится вручную при помощи кисти, а в некоторых случаях пульверизатором.

Для эффективного использования новых уплотняющих материалов должна быть проведена определенная работа:

1) выявление номенклатуры узлов и агрегатов автомобилей, где целесообразно рекомендовать новые жидкообразные пасты в качестве уплотнителя и «жидкой прокладки»;

2) разработка условий нанесения жидкообразных паст и необходимых технических требований к обрабатываемым поверхностям по неплоскостности, шероховатости, кривизне, биению и т. п., по установлению зазоров в резьбовых и гладких соединениях, обеспечивающих надежную работу агрегата автомобиля.

А. И. ГАЛЬПЕРИН

# СВАРКА ТРЕНИЕМ В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ

**С ПОМОЩЬЮ** сварки трением соединяются разнообразие детали — от миниатюрных штоков клапанов до заготовок из алюминия размером  $115 \times 120 \times 2440$  мм, а также детали из различных материалов — быстрорежущей стали и конструкционной и углеродистой, нержавеющей стали и углеродистой и жаропрочной, а также изделия из разнородных металлов, например меди и алюминия, стали и тантала, карбида вольфрама со сталью и спеченными металлическими порошками. Удалось соединить также изделия из алюминия с керамическими. Соединения, выполненные сваркой трением, не имеют пор и инородных включений.

Обычно сварка трением применяется в автомобильной промышленности для изготовления осей прицепов, валов сложной формы, состоящих из частей, выполненных из разнородных материалов, блока шестерен, для соединения головок клапанов со штоками, S-образных кулачков роторов насосов, фланцев и др.

Оборудование для сварки трением в Англии изготавливается фирмами Джон Томсон Лимитед, Блэк Фрикшн Уэлдинг и Лейстолл Энджиниринг, которые выпускают машины с осевым усилием сжатия 12—100 тс для сварки стержней диаметром 12,7—92,0 мм и трубы диаметром до 178 мм. В автомобильной промышленности эти машины используются для сварки фланцев из ковanej стали с трубами диаметром 62,5 мм и толщиной стенок 3,2 мм. Производительность машин 102—120 операций в час. Из выполненных 2 млн. сварных соединений ни одного случая брака не наблюдалось.

Фирмой Джон Томсон выполнена также универсальная машина для сварки трением с осевым усилием сжатия до 12 тс. Она оборудована устройством для управления и регистрации в процессе сварки крутящего момента, осевого усилия, скорости вращения, величины осадки. Другая машина той же фирмы предназначена для приварки чулок полуосей к картеру заднего моста.

В ФРГ разработаны шесть различных типов машин для сварки трением, нашедшие наиболее широкое применение в многосерийном производстве. Преимущество этого метода сварки особенно проявились при производстве выпускных клапанов для двигателей внутреннего сгорания. В качестве примера прецизионной сварки трением может служить также соединение втулок с трубой карданного вала. Сварочная машина имеет два синхронно вращающихся шпинделя, в которых закреплены втулки, а труба укреплена в установке неподвижно.

На заводах фирмы Ситроен (Франция) для изготовления цилиндров пневматической подвески автомобиля также применяется сварка трением с использованием двух автоматов, спроектированных и построенных фирмой Грехэм Энджиниринг Корпорейшн. Цилиндры сваривают из трубы и двух холоднокованых колец, которые поочередно приваривают к концам трубы на каждом автомате. Сварочные автоматы оборудованы нагрузочным устройством и прецизионными захватами, которые снимают заготовки с конвейеров и устанавливают

их в автомат. Автомат обслуживается одним оператором, каждая деталь сваривается за 10 с.

Фирма Рено (Франция) использует сварку трением при изготовлении клапанов из двух различных стальных заготовок диаметром 6 мм.

В Японии запатентован способ сварки трением при производстве деталей муфт сцепления автомобилей. Лист с трубкой или лист со стержнем поддерживают с обратной стороны с помощью опоры, имеющей формующее отверстие вогнутой формы, так что зона сварки свариваемых материалов располагается в формирующем отверстии. Сварка по этому способу происходит одновременно с формовкой.

При сварке трением массивных стальных изделий большого сечения, например ведущих осей, необходимо прикладывать высокое осевое давление. Кроме этого, во время притирки свариваемых поверхностей возникает значительные ударные и радиальные нагрузки. Опорный узел сварочной машины, выполненный обычным образом, могущий противостоять этим нагрузкам, был бы слишком громоздким. Для машин сварки трением, имеющих две вращающиеся головки для приварки одновременно двух цапф к неподвижному валу, фирма Рокуэлл Стандарт Компани (США) предложила конструкцию гидравлического подшипника, играющего роль смягчающей подушки. Особенность такой машины в том, что гидравлическая жидкость подается одновременно как в гидравлический подшипник, так и в гидрофицированный зажимной патрон цапгового типа, но лишь после того, как обеспечен гидравлический подпор во всех частях гидравлического подшипника.

Эта же фирма предложила зажимные устройства для закрепления и центрирования неповоротной части изделия, в частности кожуха заднего моста автомобиля, при сварке трением. Средний плавающий зажим состоит из двух призм, перемещаемых горизонтально двумя рычагами, верхние плечи которых соединены с призмами и с гидроцилиндром. Каждый крайний зажим состоит из пары призм с ручным винтовым центрированием по вертикали и резьбового вала с правой и левой резьбой, осуществляющего зажим изделия и одновременное перемещение призм в противоположных направлениях. Устройство обеспечивает быстрое закрепление изделия и снижение радиальных нагрузок на конструкцию станка в результате повышения точности центрирования.

Разновидностью сварки трением является инерционная сварка—метод соединения металлических деталей в твердом состоянии за счет использования кинетической энергии массивного маховика. При этом часть кинетической энергии затрачивается на разогрев, а часть — на деформацию соединяемых деталей, необходимую для осуществления сварки. Фирма Катерпиллар Трактор Компани (США) широко применила этот процесс в серийном производстве деталей двигателя, для чего были разработаны специальные сварочные установки. Разработанная фирмой технология инерционной сварки трением тонкой стеллитовой на-

кладки с седлом выпускных клапанов двигателей внутреннего сгорания значительно повышает производительность труда и упрощает технологический процесс по сравнению с существующим способом соединения. Стеллитовый диск закрепляют в приспособлении, установленном в неподвижном, а клапан — во вращающемся патронах. Если седло изготовлено из сплава силхром, сварку ведут по следующему режиму: скорость на поверхности 180—450 м/мин, осевое давление 31,5—52,5 кгс/мм<sup>2</sup>, подводимая удельная энергия 5,38—13,9 кгм/мм<sup>2</sup>.

Фирма Фрихауф Корпорейшн Делхос (США) применяет инерционную сварку для изготовления S-образных эксцентриков тормозной системы автомобиля. При объеме производства 200 тыс. изделий в год переход от единой поковки к сварному изделию, состоящему из ковanej S-образной головки и точеного стержня, приводит к сокращению стоимости каждого изделия на 0,73 долл. Сварка осуществляется на машине Катерпиллар 250 Инерция Уэлдер. Для улучшения обрабатываемости стержень выполняют из стали 1040, а эксцентрик — из стали 1045. Качество сварного соединения проверяется визуально. Разброс величин осадки не превышает  $\pm 5\%$  номинальной величины. По величине осадки судят о правильности заданного режима сварки, а также об отклонениях в качестве материала.

Недостатком приведенных методов сварки трением является неравномерность выделения тепла по сечению стыка, что приводит к образованию зон теплового влияния неодинаковой протяженности. Кроме того, невозможно сваривать детали некруглого сечения. По новому способу сварки трением оси двух свариваемых компонентов смещены относительно друг друга. Детали разогреваются при вращении равномерно с той же скоростью, что и при обычной сварке. После разогрева стыка автоматический устраняется эксцентриситет и происходит обычный процесс сварки. Проведенные опыты показали, что сварное соединение имеет хорошие механические свойства.

При орбитальном движении одной из деталей область применения сварки трением расширяется: она применяется для изготовления деталей из уголкового и полосового проката или деталей таврового и двутаврового сечения. В процессе сварки одна из заготовок, не вращающаяся вокруг собственной оси, движется по орбите радиуса, который в момент остановки детали и приложения опрессовывающего давления должен быть сведен к нулю.

Преимущества сварки трением при орбитальном движении следующие: поперечное сечение заготовки может быть любым при условии, что оно обеспечивает достаточную жесткость заготовки на стадии притирки; одновременно могут свариваться несколько пар деталей; так как относительное перемещение свариваемых поверхностей одинаково во всех точках контакта, то нагрев по поверхности и глубина зон теплового влияния везде одинаковы.

Особенности процесса вызвали необходимость разработки специального сварочного оборудования. Основные труд-



ности возникают при разработке зажимной головки, которая должна совершать орбитальное движение и испытывать значительные центробежные нагрузки. Фирмой Фрикшен Уэлдинг Ко, Лимитед (Англия) разработаны два типа машин. В машине первого типа одна деталь остается неподвижной, а другая вращается по окружности небольшого радиуса, порядка нескольких миллиметров, не вращаясь вокруг собственной оси. Одна зажимная головка обеспечивает орбитальное движение, другая — осевое сжатие. В машине второго типа вра-

щаются обе детали, но их оси смещены относительно друг друга. Сварка стержней из углеродистой стали на этой машине дала хорошие результаты.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. „Automobile Engineer“, 1971, т. 61, № 2, с. 57.
2. „Usina belge“, 1971, т. 48, № 2239, с. 8—10.
3. „Praktiker“, 1971, т. 23, № 5, с. 104—106.
4. „Contemporary Physics“, 1971, т. 12, № 6, с. 559—574.

5. Патент США № 3478411 Caterpillar Tractor Co.
6. Патент США № 3544120 Rockwell-Standard Co.
7. Патент США № 3580459 Rockwell-Standard Co.
8. „Design Engineering“ (Gr. Britain), 1971, сентябрь, с. 48—50.
9. „Engineering Digest“, 1971, т. 32, № 8, с. 33—36.
10. „Iron Age“, 1971, т. 207, № 3, с. 39—41.

Т. В. РОГОЖИНА

УДК 621.74:65.011.56

## НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

### Обрезной полуавтоматический станок для обрезки литников отливок

Для обрезки литников отливок литья под давлением и кокильного литья фирмой Technische Werkstätten Dansbrüggen GmbH (ФРГ) создан полуавтоматический обрезной станок. На этот станок можно одновременно укладывать две или четыре отливки. Они нарезаются и затем снимаются. Производительность нового станка-полуавтомата 600 отливок в час. «Giesserei», май 1973, т. 60, № 9, Gk. 18.

### Процесс Акирад

В США фирмой General Motors разработан и внедрен новый способ литья под давлением — Aciрад, — предназначенный для изготовления плотных отливок. Этот способ обеспечивает направленное охлаждение формы, предусматривающее направленное охлаждение жидкого металла от наружной полости рабочей части формы в направлении литника, большое литниковое сечение, низкую скорость заливки, а также систему двойного прессующего поршня. Благодаря большому сечению литника форму можно заполнять медленно, в результате чего устраняется турбулентность и включение воздуха. Этому способствует система двойного прессующего поршня, состоящего из цилиндрического внутреннего поршня и трубообразного наружного поршня. Этот наружный поршень концентрично окаймляет внутренний. Оба поршня при заполнении формы вместе начинают перемещаться и медленно выпрессовывать жидкий металл из камеры прессования через большое сечение литника. В данном случае исключена турбулентность воздуха. Попадающий воздух выходит через поверхности разреза, а также через вентиляцию формы. После того как форма заполнится, металл начинает отверждаться на стенках формы, затем по краям — более интенсивно в направлении литника. Скорость затвердевания компенсируется. Отливки, полученные описанным способом, обладают хорошими качествами — плотные и беспористые. Данный способ используется главным образом для алюминиевого литья.

«Giesserei—Praxis», май 1973, № 9, с. 166.

### Вакуумное литье под давлением

Способ вакуумного литья под давлением разработан фирмой Glen Morton. В основу способа положено поддержание вакуума в форме после откачки из нее воздуха, что необходимо для устранения воздушных и газовых включений. С этой целью применялась система вакуума в сочетании с вертикальной машиной Vertacast для литья под давлением. Благодаря вертикальной запирающей плите плоскость разреза формы располагается горизонтально и жидкий металл запрессовывается в форму вертикально (снизу вверх). Поэтому рабочие полости формы находятся в одной горизонтальной плоскости разреза. Они заполняются равномерно и одновременно. Камера прессования загружается жидким металлом с помощью вакуумного устройства. В том случае, если воздух устранен из полости формы и прессующей камеры, жидкий металл извлекается из печи при помощи созданного избыточного давления. При этом необходимо загрузочное отверстие камеры прессования соединить металлопроводом с ванной плавки в печи. Действующее на поверхности ванны давление воздуха поднимает жидкий металл в камеру прессования и там образуется вакуум. Окислы плавки ни в коем случае не должны попадать в форму. При рассмотренном способе литья давление ниже, чем при обычном, что обеспечивает незначительную механическую обработку формы и увеличивает ее долговечность. Подобные машины изготавливают в США и в Европе.

«Giesserei Praxis», май 1973, № 9, с. 166—167.

### Десятипозиционный передаточный пресс

Фирмой VS Baird's создан передаточный десятипозиционный пресс модели «4-37». С помощью этого преса производится автомобильные детали двух вариантов для системы зажигания. Производительность станка 140 деталей в минуту при выдержке прямолинейности в пределах  $\pm 0,025$  мм. Ход плунжера преса 6,35 см, а ход передаточного механизма 14,4 мм. Этот пресс снабжен автоматической системой смазки, а также вибрационной роликовой пода-

чей. Для изготовления деталей используется стальная лента толщиной 0,61 см и шириной 134,9 мм. На первом этапе ленту нарезают и получают заготовки диаметром 69,8 мм. На следующем этапе осуществляют полную вытяжку, а затем изготавливают ребра. На седьмой позиции прошивают отверстия.

«Machinery», март 1973, т. 79, № 3, с. 18.

### Электроды из карбидовольфрамового порошка

Путем выдавливания из смеси карбидовольфрамового порошка и воска, который затем удаляется при спекании, изготавливают карбидовольфрамовые электроды (фирма Production Tool alloy Co Ltd). Производят детали круглого сечения с внешним диаметром 0,22 мм и более. Процесс происходит следующим образом. Сначала из смеси прессуют заготовки для подачи к прессу. Когда получена необходимая форма, деталь подвергают спеканию при температуре 900°C в течение 36 ч с целью удаления из нее воска. Для очистки атмосферы печь продувают инертным газом, причем температура во время цикла постепенно поднимается. При конструировании штампа преса для выдавливания необходимо учитывать степень усадки детали после спекания и получения достаточно эластичной смеси порошка после спекания.

«Machinery and Production Engineering», май 1973, т. 122, № 3155, с. 618—620.

### Ультразвуковая обезжиривающая установка, очищающая детали паром

Для очистки деталей от растворимых загрязнений фирмой Westinghouse Electric Corp. создана новая установка. Очистке подвергаются детали из металла, стекла, керамики и пластмассы. Для автоматического режима работы применяется лифт, перемещающийся вертикально через секцию очистки. Разгружается и загружается он вручную. Очищаемые детали помещают в специальный лоток (330×559 мм). Рабочий цикл может регулироваться для получения эффективной очистки при помощи реле времени. Реле времени обслуживаются: загрузка, разгрузка, очистка паром и ультразвуковая очистка. Уста-

новка, у которой мощность ультразвуковой энергии 2000 В, оборудована специальным устройством для охлаждения системы. Кроме того, она обеспечивает циркуляцию и фильтрацию обезжиривающего растворителя. Используемый грязеотстойник имеет габариты (406×610×355 мм). «American Machinist», май 1973, т. 117, № 7, с. 85—86.

#### Сварка картеров гидротрансформатора

На американских автомобильных заводах картеры гидротрансформатора сваривают автоматически. У машин для автоматической сварки предусмотрены две позиции сварки, что позволяет оператору загружать один комплект деталей во время сварочного цикла на другой позиции. Головка механизма подачи проволоки для загрузочно-разгрузочных операций отводится, детали гидротрансформатора устанавливаются сами. К этим деталям относятся: половина картера рабочего колеса гидротрансформатора, представляющая собой стальную штамповку толщиной 6,35 мм, и втулка рабочего колеса, представляющая

собой трубу из упороченной стали толщиной 5,08 мм. Втулка сваривается с половинкой картера в смеси 75% аргона и 25% CO<sub>2</sub> плавящимся электродом типа E70 S-6 диаметром 1,14 мм при 250А и 26В в течение 17 с. С целью экономии места источник энергии находится в верхней части сварочного оборудования. Брызгообразование минимальное. Затем сваренные половинки гидротрансформатора свариваются вместе и испытываются на внутреннее давление 17,57 кгс/см<sup>2</sup>.

«Welding Journal», март 1973, т. 52, № 3, с. 159.

#### Сушка защитных и декоративных покрытий ультрафиолетовыми лучами

Американской фирмой General Electric Co. применяется сушка покрытий ультрафиолетовыми лучами, не вызывающими загрязнений воздуха. Такая сушка используется для специальной смолы без растворителей. Смола наносится на поверхность изделия подобно обычным лакокрасочным материалам. Затем покрытые изделия подвергаются под действием

интенсивных ультрафиолетовых лучей химическим реакциям, которые приводят к получению сухих и твердых покрытий менее чем за 3 мин. При этом в воздух уходит только два весовых процента покрытия. Обычные краски, содержащие смолу в растворе, требуют значительного времени сушки. В течение сушки в воздух испаряется до 65 весовых процента состава, нанесенного на поверхность. Кроме снижения загрязнения воздуха, ультрафиолетовая сушка отличается значительной экономичностью: она производится при комнатной температуре в течение нескольких минут, оборудование ультрафиолетовой сушилки не требует больших площадей, отличается простотой, легко может быть приспособлено для изделий различной формы и для легкоплавких материалов. В стадии разработки находятся материалы для ультрафиолетовой сушилки, которые отличаются недорогим составом и имеют цвета от прозрачного до различных цветовых оттенков.

«Product Finishing», март 1973, т. 26, № 3, с. 29—30.

## РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 621.43—242.2

Влияние конструкции поршневого компрессионного кольца на некоторые показатели двигателя ЗМЗ-24. Китаев Н. Ф., Назаров А. Д., Нормухамедов В. Ф., Сыркин П. Э., Цой И. М. «Автомобильная промышленность», 1973, № 10.

Приведены результаты исследования влияния конструкции поршневого компрессионного кольца на некоторые показатели двигателя ЗМЗ-24. Установлено, что введение внутренних фасок на кольцо приводит к улучшению показателей работы самого кольца, а также двигателя в целом. Табл. 3. Рис. 3. Библиограф. 9.

УДК 629.113.01:629.113

Метод косвенного определения коэффициента избытка воздуха в двухтактных двигателях. Пономарев О. П. «Автомобильная промышленность», 1973, № 10.

Предложен метод косвенного определения коэффициента избытка воздуха в двухтактных двигателях с помощью универсального экономического значения коэффициента избытка воздуха и эмпирической обобщенной зависимости индикаторного к.п.д. от величины коэффициента избытка воздуха. Рис. 3.

УДК 629.113-592.64

Формирование нагрузок при торможении двигателем автомобиля с гидротрансформатором. Нарбут А. Н., Никитин Н. Н., Сергеев А. Л., Дзядык М. Н., Новоселцкий И. Г. «Автомобильная промышленность», 1973, № 10.

Процесс торможения автомобиля двигателем через комплексный гидротрансформатор разделен на три этапа. Приведен анализ этапов процесса торможения с использованием экспериментальных и аналитических зависимостей. Рис. 4. Библиограф. 5.

УДК 621.43.044.7

Работоспособность аккумуляторных батарей в разрядных режимах при низких температурах. Смирнова И. А., Ямпольская Э. Г., Ершова М. И., Дижур М. М., Гжельский А. Б., Купершmidt В. Л. «Автомобильная промышленность», 1973, № 10.

Рассматриваются вопросы, связанные с возможностью создания работоспособных при низких температурах аккумуляторных батарей. Рис. 5.

УДК 629.113—592.6

Технико-экономическая эффективность применения моторного тормоза-замедлителя на автомобиле КраЗ-256Б. Несвитский Я. И., Миарков О. Д., Мамчур Г. П. «Автомобильная промышленность», 1973, № 10.

Дана количественная оценка влияния моторного тормоза-замедлителя на эксплуатационные свойства автомобиля при работе его в различных условиях эксплуатации. Дан расчет экономической эффективности его применения. Табл. 1. Рис. 1. Библиограф. 5.

УДК 629.113.011.5

Об основной системе для расчета кузова автобуса на кручение. Школьников М. В., Ласевич Л. Г., Веляков Н. И. «Автомобильная промышленность», 1973, № 10.

Рассмотрены вопросы, связанные с определением перемещений при расчете кузова автобуса на кручение и проведен анализ различных основных систем, учитывающих характерные особенности конструкции автобусных кузовов. Приводится упрощенный метод расчета на кручение кузова автобуса. Рис. 4. Библиограф. 4.

УДК 629.113.075

Методика аналитического определения взаимного положения прицепного звена и тягача на поворотах. Зисман Л. М., Гинцбург Л. Л. «Автомобильная промышленность», 1973, № 10.

Изложены методика и результаты расчета траектории прицепного звена, выполнена экспериментальная проверка расчета на макете. Рис. 3. Библиограф. 1.

УДК 629.113.073

Исследование устойчивости движения автомобиля по прямой траектории. Мариенбах Ю. Л., Черейский Е. Е. «Автомобильная промышленность», 1973, № 10.

Приведена методика исследования устойчивости движения автомобиля в зависимости от конструкторских, эксплуатационных факторов и их влияние на водителя. Рис. 6. Библиограф. 4.

УДК 629.113—585.862

Пути увеличения долговечности карданных валов. Василенко В. С. «Автомобильная промышленность», 1973, № 10.

Предлагается усовершенствованная конструкция крестовины карданного вала с проточной системой смазки. Рис. 1.

УДК 629.113.011.5

Влияние параметров амортизационных узлов на динамическую нагрузку несущей системы грузового автомобиля. Владыкин Н. Г., Геккер Ф. Р., Спицына Д. Н., Югов Б. В. «Автомобильная промышленность», 1973, № 10.

Рассмотрено влияние коэффициента демпфирования и жесткости амортизационных узлов на прочность несущей системы и плавность хода автомобиля. В результате исследования многомассовой линейной динамической системы, эквивалентной автомобилю, движущемуся по неровной дороге, выбраны параметры амортизационных узлов. Табл. 1. Рис. 2. Библиограф. 7.

УДК 629.113—592.6

Исследование потерь в трансмиссии, вызываемых тормозами-замедлителями. Гапоян Д. Т., Кичжи А. С., Гаронин Л. С. «Автомобильная промышленность», 1973, № 10.

Анализируются причины, вызывающие потери в гидро- и электрозамедлителях, даются рекомендации по их уменьшению. Рис. 3. Библиограф. 4.

## УВАЖАЕМЫЙ ТОВАРИЩ!

Не забудь своевременно оформить подписку на журнал

«АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»

на 1974 год

Журнал можно приобрести только по подписке.

**НОВЫЕ КНИГИ**  
**по**  
**станционным и транспортным двигателям**  
**выпустит издательство «Машиностроение» в 1974 г.**

**Неустановившиеся режимы поршневых и газотурбинных двигателей автотракторного типа.** 15 л. 1 р. 70 к. Авт.: Н. С. Ждановский, А. И. Ковригин, А. В. Сомич и др.

В монографии приведены результаты исследований работы карбюраторных двигателей, дизелей и газотурбинных двигателей автотракторного типа в неустановившихся режимах. Рассмотрены методика исследований, применяемая аппаратура, средства автоматического управления экспериментов. Рассмотрено влияние неустановившихся режимов на показатели рабочего цикла, топливную экономичность, износостойкость и надежность. Изложены теоретические основы и результаты экспериментальных исследований диагностики двигателей в неустановившихся режимах.

Монография предназначена для научных работников. Она также может быть широко использована инженерно-техническими работниками, занимающимися вопросами расчета и производства тракторных и автомобильных двигателей.

П л а н 1974 г., № 142.

**СЕГАЛЬ В. Ф. Динамические расчеты двигателей внутреннего сгорания.** 15 л. 1 р. 70 к.

Монография содержит теоретические обоснования методов динамических расчетов двигателей внутреннего сгорания (ДВС). В ней изложены вопросы динамики и кинематики ДВС, их внешняя и внутренняя уравновешенность, неравномерности крутящего момента и вращения вала. Рассмотрены двигатели внутреннего сгорания однорядных, V-образных, с расходящимися поршнями, W-образных и звездообразных. Все зависимости, необходимые для расчетов, выполнены с помощью безразмерных параметров.

Книга предназначена для научных работников, занимающихся вопросами исследований и расчета ДВС; она может быть использована инженерно-техническими работниками дизелестроительных заводов.

П л а н 1974 г., № 143.

**ДЕРЯБИН А. А. Смазка и износ дизелей.** 15 л. 95 к.

В книге рассмотрено влияние отдельных свойств смазочных масел на износ, нагарообразование и надежность работы дизеля. Изложены результаты испытаний новых и перспективных смазочных масел на форсированных дизелях и в лабораторных условиях.

Приведены методы оценки эффективности смазки дизелей.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, испытанием, эксплуатацией дизелей, а также разработкой и изготовлением моторных масел.

П л а н 1974 г., № 139.

**Теория двигателей внутреннего сгорания. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания».** Изд. 2-е, перераб. и доп. Под ред. проф. Н. Х. Дьяченко. 35 л. 1 р. 55 к. Авт.: Н. Х. Дьяченко, А. П. Костин, Б. П. Пугачев и др.

В учебнике рассмотрены идеальные, теоретические и реальные циклы двигателей всех типов, а также процессы в двухтактных двигателях. Большое внимание уделено вопросам топливоотдачи и подготовки смеси к воспламенению. Приведены основы теории сгорания, теплообмена и теплонапряженности деталей.

Отличительной особенностью учебника является комплексный анализ проблем обеспечения высоких эксплуатационных показателей двигателей различных назначений. Приведены примеры расчетов с применением ЭВМ и методов моделирования.

Учебник может быть использован инженерно-техническими работниками двигателестроения.

П л а н 1974 г., № 145.

**ФАЙНЛЕЙБ Б. Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей.** Справочник. 20 л. 1 р. 30 к.

В справочнике приведены методы расчета и выбора основных параметров, испытаний и исследований топливной аппаратуры автотракторных дизелей.

Рассмотрены оптимальные условия организации процессов смесеобразования и сгорания, физико-химические и технико-эксплуатационные характеристики применяемых топлив. Описаны схемы топливной аппаратуры, способы дозирования топлива, конструкция отечественных и зарубежных многоплунжерных рядных насосов и насосов распределительного типа, форсунок, фильтров. Изложены методы оценки качества узлов топливной аппаратуры в условиях серийного производства. Рассмотрены приборы и стенды для исследований процесса топливоотдачи.

Справочник предназначен для инженерно-технических работников, занимающихся разработкой и модернизацией топливной аппаратуры автотракторных дизелей. Он может быть широко использован работниками ремонтных и эксплуатирующих организаций.

П л а н 1974 г., № 146.

**ХРУЛЬКЕВИЧ О. А. Двигатели для эксплуатации в тропиках.** 12 л. 80 к.

В книге изложены особенности эксплуатации машин в Индии, Арабской Республике Египет и в субтропиках СССР. Показано влияние окружающей среды тропиков и субтропиков на технико-экономические характеристики двигателей (мощность, крутящий момент, коэффициент избытка воздуха и коэффициент наполнения), на работу системы смазки и охлаждения, на качество хранения и обслуживания. Даны рекомендации по стабилизации технических показателей двигателей, применению пластмасс и лакокрасочных покрытий, хранению, консервации и упаковке двигателей, хранению и применению эксплуатационных материалов.

Книга предназначена для инженеров и техников конструкторских бюро и двигателестроительных заводов, разрабатывающих и поставляющих продукцию на экспорт и в районы субтропиков СССР.

П л а н 1974 г., № 147.

**УВАЖАЕМЫЕ ТОВАРИЩИ!**

На книги, публикуемые в данном объявлении, все книжные магазины,  
распространяющие техническую литературу,

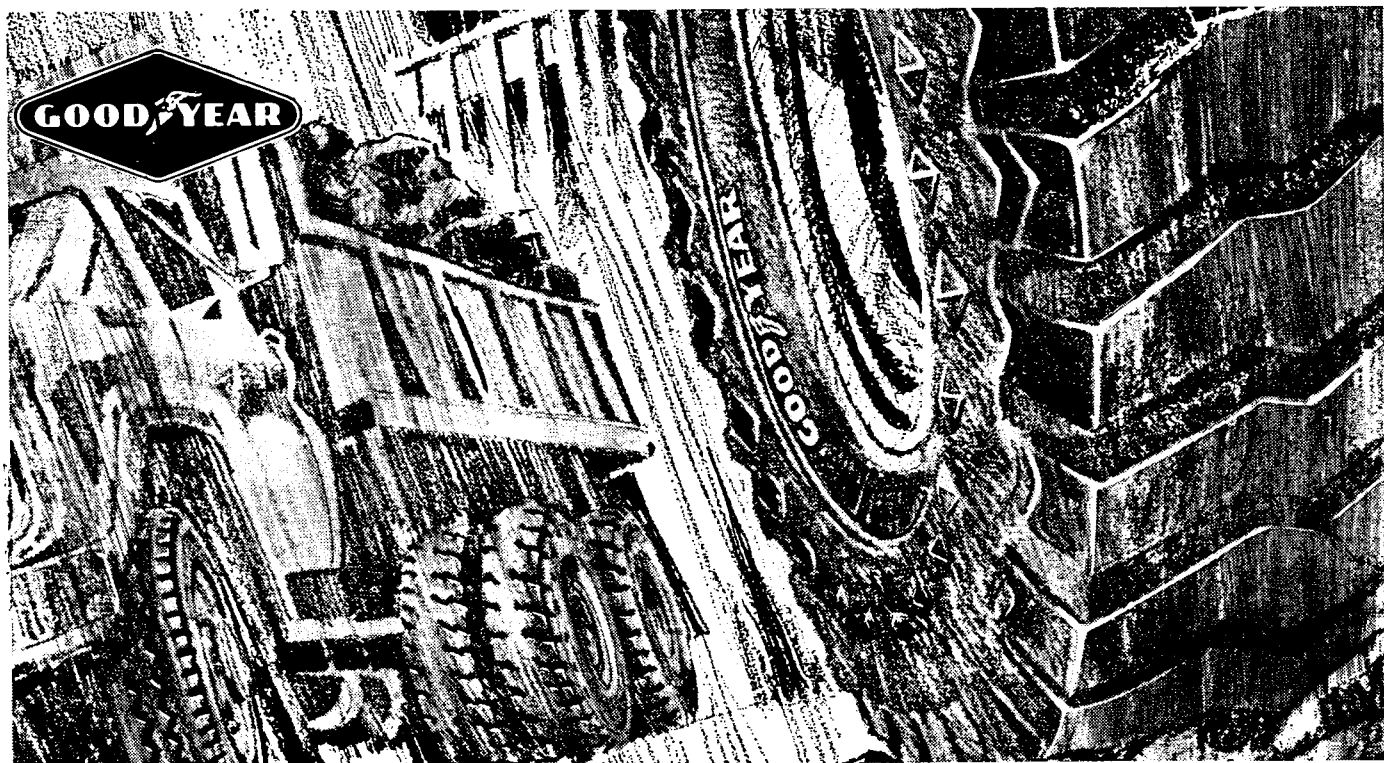
**ПРИНИМАЮТ ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ ЗАКАЗЫ.**

**Предварительные заказы экономят время  
и гарантируют приобретение книг  
в первые дни их продажи!**

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

«СОЮЗКНИГА»

# ВИТРАКТОР СООБЩАЕТ



## Шины GOODYEAR

### — для автомобилей-самосвалов большой грузоподъемности

Горная промышленность для перемещения больших грузов пользуется автомобилями-самосвалами большой грузоподъемности. Шины относятся к наиболее дорогим элементам самосвала. Их стоимость иногда составляет 20% от стоимости самого автомобиля, а при эксплуатации в абразивных горных условиях — 30% от общих эксплуатационных расходов. Поэтому важным экономическим фактором является правильный выбор шин.

Фирма GOODYEAR одной из первых начала производство шин. Главной целью этой фирмы является достижение высокой работоспособности и длительного срока службы выпускаемых шин. При этом важную роль играет эффективная деятельность фирмы по исследованию и развитию своего производства.

Особое внимание фирма GOODYEAR уделяет развитию устойчивых шин для автомобилей, работающих на скальных грунтах.

Наилучший результат этой деятельности — шины типа HARD ROCK LUG XT-8, для автомобилей-самосвалов грузоподъемностью 200 т. Наибольший размер этих шин — 36,00×51,58 слоев.

К преимуществам шин HARD ROCK LUG XT-8 относятся:

#### ВЫНОСЛИВОСТЬ ПРИ БОЛЬШИХ НАГРУЗКАХ

Благодаря конструкции «XTRA TRED» исключаются при больших нагрузках трение и сдвигивание протектора.

#### ОТЛИЧНАЯ МАНЕВРЕННОСТЬ НА НЕРОВНОЙ ПОЧВЕ

Конструкция «XTRA TRED» обеспечивает надежное сцепление шин во всех дорожных условиях, повышает их манев-

ренность и стабильность. Все это выводит их на передовое место в своем классе.

#### УСТОЙЧИВОСТЬ ПРОТИВ ПРОКОЛОВ


Стальной сетчатый панцырь протектора предохраняет кордную прослойку от прорезей и разрывов, благодаря чему исключаются простои и повышается производительность автомобиля-самосвала.

#### ВЫСОКИЙ ПРОБЕГ

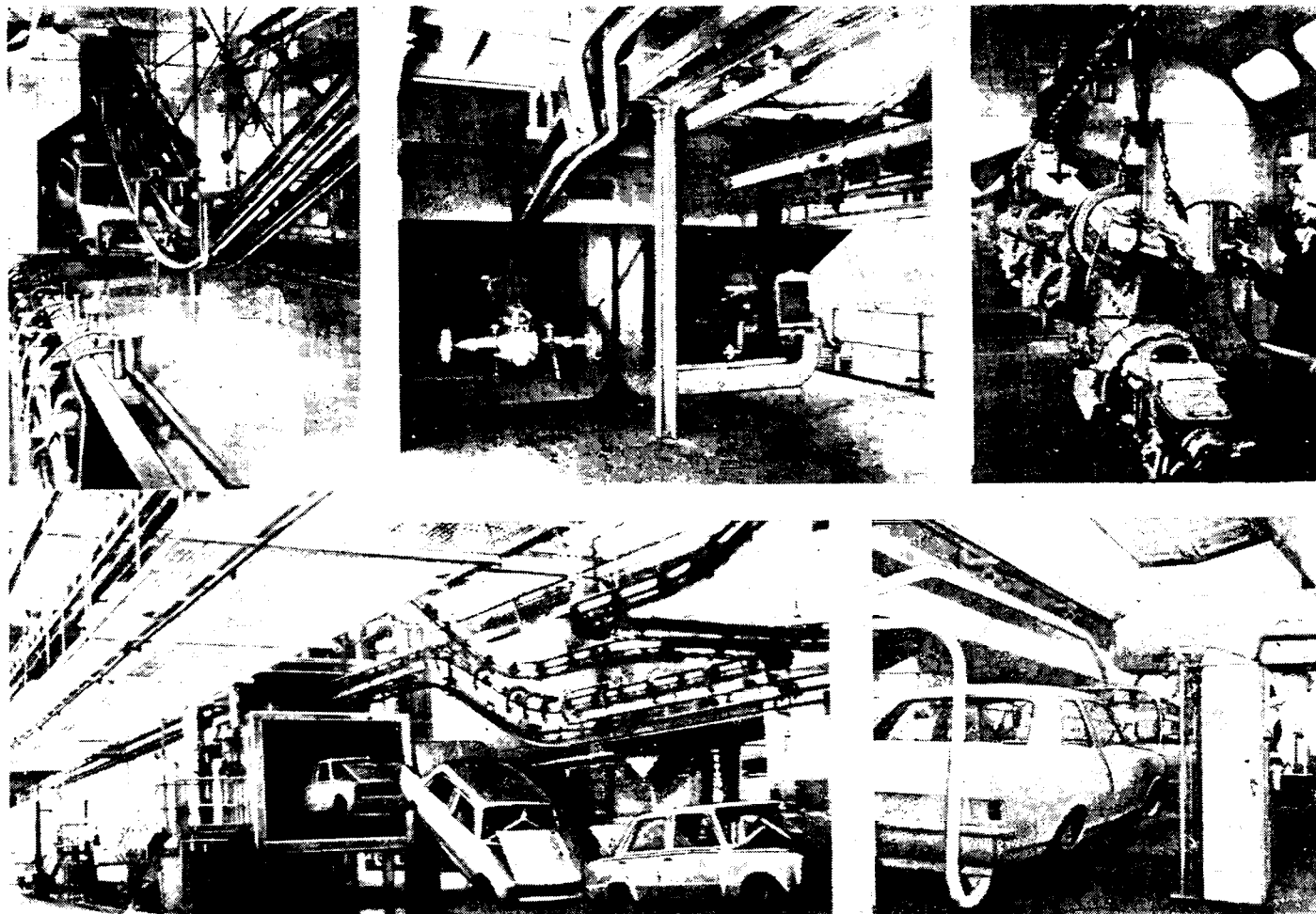
Нейлоновый корд «3Т» предотвращает нагрев шины, благодаря чему удлиняется срок ее службы.

Полномочным представителем фирмы GOODYEAR является финская фирма А/О ВИХУРИ-ЮХТЮМЯ ВИТРАКТОР

WIHURI-YHTYMÄ OY  
**WITRAKTOR**  
HELSINKI - FINLAND

Caterpillar, Cat, Traxcavator и  являются зарегистрированными товарными марками Caterpillar Tractor Co.

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). Заявки на приобретение товаров иностранного производства направляются организациями министерствам и ведомствам, в ведении которых они находятся. В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»



## Установки для окраски металлических поверхностей

Фирма ДРАЙСИС — международная организация, специализирующаяся в разработке и установке комплексного оборудования для предварительной отделки и окончательной окраски металлических поверхностей всех видов автомобильного транспорта, сельскохозяйственных машин и других металлических изделий типа холодильников. Фирма ДРАЙСИС поставляет свои установки во многие страны мира. Крупнейшие потребители этих установок — заводы фирм ФИАТ, Форд, Джeneral Моторс, Рено, Бритиш Лейланд, Джон Дир, Крайслер, а также Горьковский автозавод. Красильные установки фирмы ДРАЙСИС эксплуатируются более чем в 30 странах, в том числе в СССР, Великобритании, США, Польше, Франции, Италии, Швеции, Югославии, Южной Африке, Испании и ГДР.

Благодаря такому широкому использованию установок ДРАЙСИС совершенствуются конструкции их отделочных установок и оборудования. Фирма ДРАЙСИС предлагает Вам самые последние технические достижения в области автоматической предварительной обработки, электрофорезной и программиро-

ванной автоматической окраски, порошкового покрытия, конструкции камер для окраски распылением, методик вулканизации и мер против загрязнения окружающей среды.

Фирма ДРАЙСИС может помочь Вам повысить производительность и качество продукции.

**DRYSYS EQUIPMENT (INTERNATIONAL) LIMITED**  
Carrier House, Warwick Row, London SW1E 5EL  
England. Telex 23581.  
Cables Drysys London SW1

# drysys



London, Paris, Bruxelles, Milano,  
Augsburg, Madrid, Port Elizabeth,  
Detroit, Sydney

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)  
Заявки на приобретение товаров иностранного производства направляются организациям министерствам и ведомствам, в ведении которых они находятся.

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru