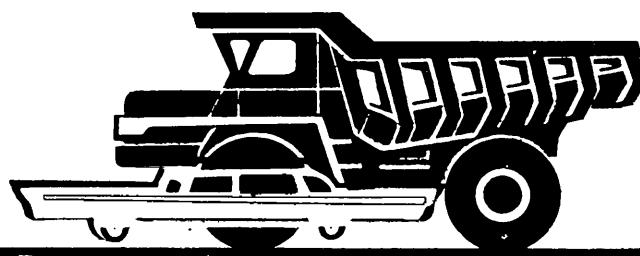


4

автомобильная  
промышленность

1974

9



# СОДЕРЖАНИЕ

<b>ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА</b>	
<b>Б. А. Петухов — Общественная производительность труда — основной показатель эффективности производства . . . . .</b>	<b>1</b>
<b>КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ</b>	
<b>Ю. А. Хоган, П. С. Ермолаев, С. А. Афинеевский, Л. Н. Кожанов — Сравнительные испытания двигателей с двумя и одним компрессионными кольцами на поршне . . . . .</b>	<b>3</b>
<b>Ю. С. Сафаров, И. М. Зверев — Исследование напряженного состояния ротора роторно-поршневого двигателя на плоских моделях . . . . .</b>	<b>5</b>
<b>И. М. Цой, А. Ш. Капба, А. Д. Назаров — Исследование изменения давления масла в двигателях . . . . .</b>	<b>7</b>
<b>Э. Е. Шварцман — О торможении блокировки валов автомобильного газотурбинного двигателя . . . . .</b>	<b>8</b>
<b>В. И. Веневцев, В. И. Почкай, В. Г. Широков, В. Е. Ютт — Исследование комплексных показателей надежности электрооборудования автомобилей . . . . .</b>	<b>9</b>
<b>М. И. Рекитар — Оценка влияния пиковых нагрузок на работоспособность шин городских автобусов . . . . .</b>	<b>11</b>
<b>В. К. Мартынов — Некоторые вопросы теории и расчета клинопременных вариаторов . . . . .</b>	<b>13</b>
<b>Л. А. Румянцев — Исследование устойчивости работы и качества регулирования в автоматических фрикционных сцеплениях . . . . .</b>	<b>15</b>
<b>А. Я. Тарасов, В. Р. Усольцев — Исследование шума и вибраций автомобилей с помощью приборов следящего действия . . . . .</b>	<b>19</b>
<b>Г. Н. Капанадзе, Н. Н. Яценко — Апроксимация поглощающей способности шин . . . . .</b>	<b>20</b>
<b>Г. М. Багров, А. А. Ракша, Б. П. Малышенко — Форма и напряженное состояние силовых элементов кузова легкового автомобиля . . . . .</b>	<b>23</b>
<b>Н. И. Иващенко, В. А. Трикозюк — К методике определения количества запасных частей по данным интенсивности изнашивания деталей автомобилей . . . . .</b>	<b>26</b>
<b>А. М. Петренко — К оценке потерь, обусловленных теплообменом в пневморессорах . . . . .</b>	<b>29</b>
<b>М. И. Шагомяло, В. И. Задорожный, В. Ф. Козырев — Исследование нагруженности донышек подшипников шарниров карданной передачи грузового автомобиля . . . . .</b>	<b>29</b>
<b>ТЕХНОЛОГИЯ</b>	
<b>В. П. Пшенников, К. М. Хазанкина, З. М. Николов — Влияние способа приготовления шихты на свойства спеченных железомедных сплавов . . . . .</b>	<b>31</b>
<b>Б. П. Дмитриев, А. Х. Гендлер, А. А. Резниченко — Технологическая оснастка из полимерных материалов . . . . .</b>	<b>32</b>
<b>С. И. Житницкий, А. И. Гдалевич, В. И. Хрычев, В. В. Назаров, В. А. Обухов, Т. Д. Максимова — Полирование сферической поверхности пальца реактивной штанги автомобиля лепестковыми кругами . . . . .</b>	<b>34</b>
<b>В. И. Тавров — Об автоматизации установки стопорных колец . . . . .</b>	<b>36</b>
<b>В. С. Голубев, В. Г. Дуняшев, А. И. Коновалов, Л. Н. Рабинович — Конструктивные особенности инструмента для резания магниевых сплавов . . . . .</b>	<b>38</b>
<b>Л. А. Брахман, Ю. А. Лопухин, П. Г. Кацев — Коэффициенты вариации стойкости инструментов по результатам производственных испытаний . . . . .</b>	<b>39</b>
<b>ИНФОРМАЦИЯ</b>	
<b>К. С. Каменев — Некоторые особенности производства и экспорта автомобилей ФРГ . . . . .</b>	<b>41</b>
<b>Э. В. Озолинг — Газовое и жидкостное азотирование коленчатых валов по способу фирмы Джениерал Моторс . . . . .</b>	<b>42</b>
<b>Е. С. Лебедев, Б. М. Рабинович — Использование инерционных синхронизаторов в приводах отбора мощности . . . . .</b>	<b>43</b>
<b>А. Н. Хлыстов — Устройство для гальванического наращивания внутренних поверхностей электронатацацией . . . . .</b>	<b>44</b>
<b>И. Т. Пташкин, Р. Х. Жданов — Получение резьбовых отверстий в деталях листовой штамповки с помощью самопробивающей гайки . . . . .</b>	<b>45</b>
<b>В. С. Мараховский — Новый Государственный стандарт . . . . .</b>	<b>46</b>
<b>Новости в технологии машиностроения за рубежом . . . . .</b>	<b>46</b>
<b>КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ</b>	
<b>А. С. Орлин — Рецензия на книгу В. А. Звонова «Токсичность двигателей внутреннего сгорания», М., «Машиностроение», 1973 . . . . .</b>	<b>47</b>
<b>Рефераты статей . . . . .</b>	<b>48</b>

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. Еченистов, 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

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор В. А. Воробьев

Сдано в набор 8/VII 1974 г.	Подписано к печати 20/VIII 1974 г.	T-11992
Усл. печ. л. 6,0	Формат 60×90/8	Тираж 11 738 экз.
Уч.-изд. л. 10,2		Зак. 2480

Издательство «Машиностроение». 107885, Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3.

Типография издательства «Московская правда». Потаповский пер., 3.

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

9

СЕНТЯБРЬ

1974

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА  
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Год издания XL

# Экономика и организация производства

УДК 629.113:658.3.018

## Общественная производительность труда — основной показатель эффективности производства

(В порядке обсуждения)

Б. А. ПЕТУХОВ

Завод-втуз при Московском автозаводе имени И. А. Лихачева

ВАЖНЕЙШЕЙ хозяйственной задачей на современном этапе коммунистического строительства является повышение эффективности общественного производства, что обуславливает особое место изучению проблем, связанных с совершенствованием критерия оценки его эффективности.

Большая работа в этом направлении была проделана коллективом кафедры «Экономика машиностроительных предприятий» завода-втуза под научным руководством д-ра экон. наук Д. С. Львова.

Результатом проведенного исследования явился анализ производственно-хозяйственной деятельности 138 предприятий автомобильной промышленности.

Наиболее полно эффективность производственно-хозяйственной деятельности предприятий можно охарактеризовать показателем роста общественной производительности труда  $K$ , который определяется из отношения народнохозяйственного экономического эффекта  $\mathcal{E}_{n,x}$  к полным затратам производства  $Z_n$ , т. е.

$$K = \frac{\mathcal{E}_{n,x}}{Z_n} \cdot 100\%. \quad (1)$$

Под полными затратами производства в данном случае понимается сумма полной себестоимости и платы за предоставлен-

ные предприятию ресурсы (в частном случае, платы за производственные фонды).

Народнохозяйственный экономический эффект представляет собой сумму экономического эффекта в сфере производства и экономического эффекта в сфере использования продукции.

Показатель роста общественной производительности труда показывает, насколько фактические издержки, связанные с производством данной продукции, ниже (выше) максимально допустимых с народнохозяйственной точки зрения. По своему экономическому содержанию предложенный показатель характеризует вклад данного предприятия в повышение эффективности общественного производства.

Рассмотрим применение предложенного метода для оценки производственно-хозяйственной деятельности ряда автозаводов.

Расчету обычно предшествует подразделение продукции на основную и прочую. Под основной понимается продукция, по которой можно рассчитать экономический эффект как в сфере производства, так и в сфере ее использования. Вся остальная продукция предприятия (эффект в сфере использования которой условно принимался равным нулю) в расчетах выделена как прочая. Полные затраты производства  $Z_n$  определялись в целом по заводу, по основной и прочей продукции по формуле

$$Z_n^t = C + E_n \Phi, \quad (2)$$

где  $C$  — себестоимость производства продукции в тыс. руб.;  
 $E_n$  — нормативный коэффициент экономической эффективности;  
 $\Phi$  — промышленно-производственные фонды предприятия в тыс. руб.

Полные затраты производства по заводу в целом могут быть определены иначе: суммой полных затрат производства, связанных с выпуском основной  $Z'_n$  и прочей  $Z''_n$  продукции, т. е

$$Z_n = Z'_n + Z''_n. \quad (3)$$

При определении полных затрат производства основной продукции фондемкость изделий определялась косвенным путем — пропорционально полной себестоимости.

Полные затраты, связанные с выпуском прочей продукции, определялись как разница между полными затратами на всю продукцию в целом и на производство основной продукции.

Расчет народнохозяйственного экономического эффекта от производства основной продукции проводился применительно к методике определения народнохозяйственного экономического эффекта, получаемого в результате внедрения новой техники, разработанной ЦЭМИ АН СССР.

В соответствии с этой методикой народнохозяйственный экономический эффект  $\mathcal{E}_{\text{осн}}^t$  представляет собой разность между результатом производства, выраженным в виде объема изготовленной продукции в ценах верхнего предела  $U_b$ , и полными затратами, связанными с выпуском данной продукции  $Z'_n$ .

Верхний предел цены единицы выпускаемой продукции определяется по формуле

$$U_b = U_b \alpha_{\text{зд}} + \Delta C', \quad (4)$$

где  $U_b$  — цена единицы базисной продукции в руб.;  
 $\alpha_{\text{зд}}$  — коэффициент эквивалентной замены базисной продукции продукцией, выпускаемой в настоящее время;  
 $\alpha_{\text{д}}$  — коэффициент учета изменения срока службы;  
 $\Delta C'$  — экономическая выгода потребителя от использования данной продукции за весь срок ее службы в руб.

Цена базисной продукции определяется по соответствующим прейскурантам с учетом существующих условий производства и реализации или приведенными затратами, которые могли бы быть на расчетный год производства.

Коэффициент эквивалентной замены

$$\alpha_{\text{зд}} = \frac{W_n}{W_b}, \quad (5)$$

где  $W_n$  и  $W_b$  — среднегодовой объем работ, производимый единицей соответственно новой и базисной продукции в натуральных единицах (в данном случае производительность автомобилей в ткм/год).

Годовая производительность автомобилей определяется по формуле

$$W = Z q \beta \gamma, \quad (6)$$

где  $Z$  — годовой пробег автомобиля в км;  
 $q$  — грузоподъемность автомобиля в т;  
 $\beta$  и  $\gamma$  — соответственно коэффициенты использования пробега и грузоподъемности.

Коэффициент учета изменения срока службы

$$\alpha_{\text{д}} = \frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n}, \quad (7)$$

где  $E_n$  — нормативный коэффициент экономической эффективности;  
 $P_1$  и  $P_2$  — норма амортизационных (реконструкционных) отчислений на полное восстановление базисной и новой продукции.

Величина  $P$  определяется по формуле

$$P = \frac{E_n}{(1 + E_n)^T c - 1},$$

где  $T_c$  — срок службы продукции в годах.

В первом приближении норму отчислений на реконструкцию можно принять как величину, обратную сроку службы продукции:

$$P \approx \frac{1}{T_c}.$$

В автомобилестроении экономическая выгода от использования единицы новой продукции определяется по формуле

$$\Delta C' = \frac{W_n (U_b - U_n) - E_n (K'_n - K'_b)}{P_2 + E_n}, \quad (8)$$

где

$W_n$  — годовая производительность нового автомобиля в ткм;  
 $U_b$  — себестоимость 1 ткм (транспортной работы) заменяемого автомобиля (без учета амортизации) в руб.;  
 $U_n$  — себестоимость 1 ткм (транспортной работы) заменяющего автомобиля (без учета амортизации) в руб.;  
 $P_2$  — норма амортизационных отчислений на реконструкцию новой продукции;

$(K'_n - K'_b) = \Delta K'$  — дополнительные капитальные вложения потребителя в руб., которые необходимы для обеспечения нормальной работы единицы продукции, выпускаемой в настоящее время.

Годовая производительность автомобиля и другие эксплуатационные характеристики автомобилей в расчетах принимались по данным экономических служб заводов и НАМИ, поэтому подробно не рассматриваются.

При определении народнохозяйственного экономического эффекта от выпуска продукции, являющейся объектом конечного непроизводственного потребления, результат производства определялся объемом изготовленной продукции в различных ценах. Иными словами, розничная цена понимается здесь как эквивалент цены верхнего уровня.

Экономический эффект от производства прочей продукции (чистая прибыль предприятия) определялся как разница между соответствующим объемом товарной продукции в действующих оптовых ценах  $U_t^{\text{пр}}$  и полными затратами, связанными с выпуском данного объема товарной продукции  $Z''_n$ .

С учетом изложенного показатель роста общественной производительности труда  $K^t$  определяется по формуле

$$K^t = \frac{\sum_1^m \mathcal{E}_{\text{осн}}^t + \mathcal{E}_{\text{пр}}^t}{Z_n^t} 100\% = \frac{\sum_1^m (U_b - Z'_n) A^t + (U_t^{\text{пр}} - Z''_n)}{Z_n^t} 100\%, \quad (9)$$

где

$K^t$  — рост общественной производительности труда в  $t$ -й год производства в %;  
 $\mathcal{E}_{\text{осн}}^t$  — фактический народнохозяйственный экономический эффект от производства основной продукции в  $t$ -м году в тыс. руб.;  
 $\mathcal{E}_{\text{пр}}^t$  — фактический экономический эффект от производства прочей продукции в  $t$ -м году в тыс. руб.;  
 $Z_n^t = Z'_n + Z''_n$  — полные затраты производства в  $t$ -м году в тыс. руб.;  
 $U_b$  — верхний предел цены единицы основной продукции в руб.;  
 $U_t^{\text{пр}}$  — объем прочей продукции  $t$ -го года производства в действующих оптовых ценах в тыс. руб.;  
 $Z'_n$  — удельные полные затраты  $t$ -го года, связанные с производством единицы основной продукции в руб.

Величина удельных полных затрат на производство единицы основной продукции

$$Z'_n = C'_{\text{осн}} + E_n \Phi'_{\text{осн}},$$

где  $C'_{\text{осн}}$  — себестоимость единицы основной продукции в руб.;

$\Phi'$  — удельная фондемкость основного изделия в руб.;

$Z''_n$  — полные затраты  $t$ -го года, связанные с производством прочей продукции, в тыс. руб.

При этом

$$\mathcal{Z}_n'' = C_{np}'' + E_n \Phi_{np}'' ,$$

где  $C_{np}''$  — себестоимость производства прочей продукции в тыс. руб.;

$\Phi_{np}''$  — промышленно-производственные фонды, необходимые для выпуска прочей продукции, в тыс. руб.;

$A^t$  — выпуск основных видов продукции в  $t$ -м году в шт.;

$m$  — номенклатура основной продукции  $t$ -го года производства в шт.

Формула расчета роста общественной производительности труда для предприятий, выпускающих продукцию конечного непроизводственного потребления, имеет вид

$$K^t = \frac{\sum_{1}^{m} \mathcal{Z}_{osn}^t + \mathcal{Z}_{np}^t}{\mathcal{Z}_n^t} 100 \% = \\ = \frac{\sum_{1}^{m} (\mathcal{U}_p - \mathcal{Z}_n') A^t + (\mathcal{U}_t^p - \mathcal{Z}_n'')}{\mathcal{Z}_n^t} 100 \% , \quad (10)$$

где  $\mathcal{U}_p$  — розничная цена единицы основной продукции в руб.

В случае, когда отношение годового народнохозяйственного экономического эффекта к затратам будет больше нуля, эффективность затрат, направленных на получение данного результата, выше нормативной, равной  $E_n$  (нормативный коэффициент экономической эффективности, равной 0,12).

Когда  $\frac{\mathcal{E}_{nhx}^t}{\mathcal{Z}_n^t} = 0$ , то оно равно нижнему пределу эффективности.

Динамика роста общественной производительности труда, рассчитанная по нескольким автозаводам на основе изложенного метода, показала, что наибольший экономический эффект на каждый рубль затрат на производство грузовых автомобилей выявлен в Производственном объединении ЗИЛ. И хотя показатель роста общественной производительности труда за рассмотренный период несколько снижается, что связано с реконструкцией объединения и вводом в действие большого объема дополнительных производственных мощностей, деятельность предприятия следует признать высокоеффективной.

Как показали расчеты, по различным заводам показатель общественной производительности труда не одинаков, что объясняется не только дифференциацией эффективности осуществляемых затрат на анализируемых заводах по производству грузовых автомобилей, но и разницей в удельных весах основной продукции в общем выпуске. Это имеет важное значение, так как по основной продукции эффект определяется как в сфере производства, так и в сфере эксплуатации.

Использование показателя общественной производительности труда будет стимулировать предприятия-изготовители в повышении экономического эффекта у потребителей, будет способствовать проведению систематической работы по изучению и накоплению информации об использовании автомобильной техники в сфере эксплуатации, определению фактического экономического эффекта от изготовления продукции не только в период постановки модели на производство, но и за весь период ее выпуска. Это обеспечит тем самым народнохозяйственный подход к оценке производственно-хозяйственной деятельности предприятий.

# Конструирование исследования испытания

УДК 621.43.001.4:629.113

## Сравнительные испытания двигателей с двумя и одним компрессионными кольцами на поршне

Канд. техн. наук Ю. А. КОГАН,  
канд. техн. наук П. С. ЕРМОЛАЕВ, С. А. АФИНЕЕВСКИЙ, Л. Н. КОЖАНОВ

НАМИ

В АВТОМОБИЛЬНОМ двигателестроении наблюдается тенденция к уменьшению количества компрессионных колец на поршне вплоть до одного (двигатель автомобиля «Интернационал F-5050»), что обеспечивает уменьшение потерь на трение, сил инерции возвратно-поступательно движущихся деталей, потребности в запасных частях, металлоемкости и габаритов двигателя.

С целью оценки работоспособности и служебных свойств двигателей, укомплектованных поршнями с одним компрессионным кольцом, проводились стендовые испытания карбюраторных двигателей грузового и легкового автомобилей.

Уплотнения оценивались по величине прорыва газов в картер двигателя, расходу моторного масла на угар, температуре поршней и поршневых колец. Кроме того, определялись потери мощности на трение при комплектации поршней двумя и одним верхним компрессионными кольцами.

Прорыв газов через поршневые кольца по внешним скоростным и нагрузочным характеристикам определялся с отключенной системой вентиляции картера. Для измерения прорыва газов использовался фотоэлектрический импульсный счетчик конструкции НАМИ.

На рис. 1 и 2 показаны внешние скоростные характеристики испытуемых двигателей, снятые при различной комплектации

поршней компрессионными кольцами. Из рис. 1 видно, что при работе двигателя I с двумя (штриховые линии) и с одним верхним (сплошные линии) компрессионными кольцами прорыв газов в картер практически не изменяется. Иная картина наблюдается у быстроходного двигателя II (рис. 2). При обычной комплектации этого двигателя двумя компрессионными кольцами на поршне наблюдается резкое (в 2 раза) увеличение утечки газа в картер при 5000 об/мин, что свидетельствует о нарушениях работы колец при этом скоростном режиме. Такого явления не бывает при установке по одному кольцу на поршень.

С целью исследования причин этого явления было измерено давление газов в пространстве позади поршневых колец при одновременном индицировании двигателя. Давление газов за поршневыми кольцами измерялось с помощью тензометрических датчиков (рис. 3), ввернутых в стенку поршня позади первой и второй канавок. Давление газов, воспринимаемое мембранный 1, передается толкателем 2 на цилиндрический упругий элемент 3 с тензопреобразователем 4. Провода от тензодатчиков проходят внутри пронизывающего поршень 5 полого штока, выходящего сквозь головку блока цилиндров через направляющую втулку, и далее подсоединяются к тензоусилителю, соединенному с шлейфовым осциллографом.

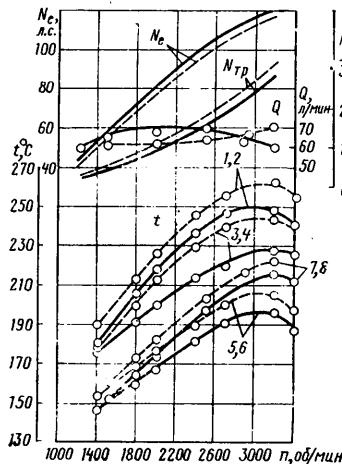


Рис. 1. Внешняя скоростная характеристика двигателя I:  
1, 2 — температура в центрах днищ поршней; 3, 4 — температура в огневых поясах; 5, 6 — температура в перемычках между кольцами первого и шестого поршней соответственно; 7, 8 — температура верхних колец на первом и шестом поршне;  
1, 3, 5 — первый цилиндр; 2, 4, 6 — третий цилиндр

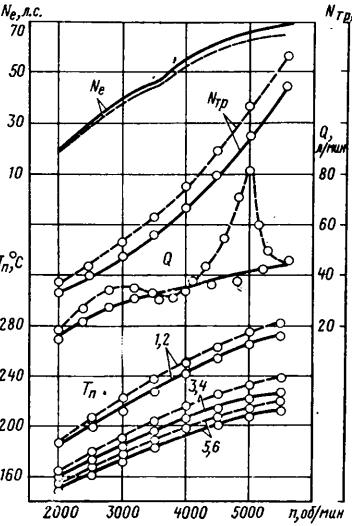


Рис. 2. Внешняя скоростная характеристика двигателя II (обозначения те же, что на рис. 1)

На осциллограмму давлений газов в пространстве за кольцами с помощью индукционного отмечника наносились отметки В.М.Т.

Диаграммы давлений газов в камере сгорания  $p_{\text{ц}}$  позади первого  $p_1$  и второго  $p_2$  компрессионных колец при полном открытии дроссельной заслонки и  $n=2500$  (штриховая линия) и 3200 об/мин (сплошная линия) показаны на рис. 4. Как видим, при определенном значении угла поворота коленчатого вала давление за вторым кольцом становится равным давлению за первым кольцом. Еще ранее этого вблизи В.М.Т., когда разность давлений над первым и вторым кольцами становится меньше суммы сил инерции и трения, верхнее кольцо отделяется от нижнего торца канавки поршня. При этом давление позади кольца падает и под действием давления газов, направленного к центру, верхнее кольцо может деформироваться. Если число рабочих ходов двигателя в минуту совпадает с числом собственных колебаний кольца, то наступает резонанс и амплитуда упомянутых деформаций возрастает.

По-видимому, такое явление и наблюдается у двигателя II при  $n=5000$  об/мин, когда частота собственных колебаний верхнего поршневого кольца и число рабочих ходов в секунду практически совпадают.

Таким образом, при наличии двух (или более) уплотнительных колец на поршне у высокогооборотных двигателей могут возникать резонансные радиальные колебания верхнего поршневого кольца. В то же время относительно малое среднее давление в пространстве за вторым компрессионным кольцом по сравнению с первым определяет худшую способность второго кольца прилегать к макронеровностям цилиндра. Разница давлений за первым и вторым кольцами с повышением оборотов увеличивается: соотношение давлений  $p_1/p_2$  в В.М.Т. изменяется от 3,3 при  $n=1500$  об/мин до 7,4 при  $n=3200$  об/мин. Следовательно, с повышением оборотности двигателя роль второго компрессионного кольца в работе уплотнения уменьшается и оно не может исправить неудовлетворительную работу первого кольца. Этим и объясняется резкое увеличение прорыва газов в картер на резонансном режиме у двигателя II при работе с двумя компрессионными кольцами на поршне.

Расход моторного масла на угар у двигателей I и II определялся весовым способом при включенной системе вентиляции картера. На каждом режиме испытаний двигатель работал три цикла по 5 ч, за результат измерений принималось среднее значение расхода масла, исчисленное по трем циклам. При установке на поршень по одному компрессионному кольцу расход масла сохранялся на уровне расхода двигателем серийной комплектации при условии повышения на 15—20% упругости маслосъемных колец. Таблица показывает, что расход масла на угар у обоих двигателей при работе с одним компрессионным кольцом на поршне на 20—25% ниже, чем с двумя кольцами, что объясняется несколько повышенной упругостью маслосъемных колец.

Температура поршней и поршневых колец измерялась компенсационным методом. Поршневая группа была preparedана таким образом, что при подходе поршня к П.М.Т. контакты токосъемного устройства замыкаются и термопары поступают в компенсационный прибор. В нем смонтированы потенциометр и повышающий трансформатор, вторичная обмотка которого подключена к осциллографу. Если э.д.с. термопары не равна напряжению на потенциометре, то в первичной обмотке трансформатора протекает ток, а во вторичной обмотке индуктируется напряжение, отклоняющее электронный луч осциллографа. Для измерения температуры изменяют э.д.с., снимаемую с потенциометра, до полного устранения отклонений электронного луча. Величина необходимой для этого э.д.с., равная термоэлектродвижущей силе термопары, регистрируется милливольтметром, шкала которого градуирована в градусах. Термопары размещались: у двигателя I — на поршнях третьего и шестого цилиндров, у двигателя II — на поршнях первого и третьего цилиндров. Головки термопар заделывались на глубине 0,4—0,6 мм от поверхности поршня.

Поршневые кольца с установленными в них термопарами фиксировались от проворачивания во избежание обрыва проводов. Температура поршней и колец измерялась при работе двигателей по внешней скоростной, нагрузочной и регулировочных характеристикам: по составу рабочей смеси и углу опережения зажигания. Максимальная температура наблюдалась в центре днищ поршней. В этой точке при комплектации поршней одним компрессионным кольцом температура у двигателей I оказалась на 10—15°, а у двигателя II — на 8—10° ниже, чем при комплек-

Число оборотов двигателя в минуту	Угар масла в г/ч при нагрузке 50%		Число оборотов двигателя в минуту	Угар масла в г/ч при нагрузке 50%	
	Двигатель I	Двигатель II		Двигатель I	Двигатель II
2000	27*124**	7/5	3700	—	22*14,8**
2500	86*178***	—	5000	—	30/23
3200	162*150***	—			

\* Серийный комплект колец.

\*\* Снято второе кольцо.

тации поршней двумя кольцами. Аналогичное снижение температур наблюдается и у перемычек между канавками поршня. Кажущееся на первый взгляд неожиданным некоторое снижение температур головки поршня при его работе с одним уплотнительным кольцом объясняется устранением аккумуляции горячих газов, которая имеется в пространстве между компрессионными кольцами во время рабочего и насосных ходов поршня.

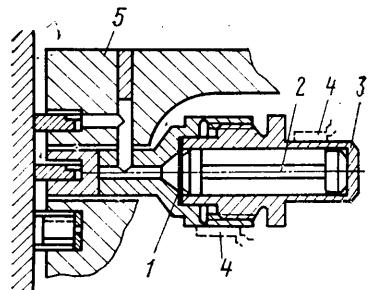
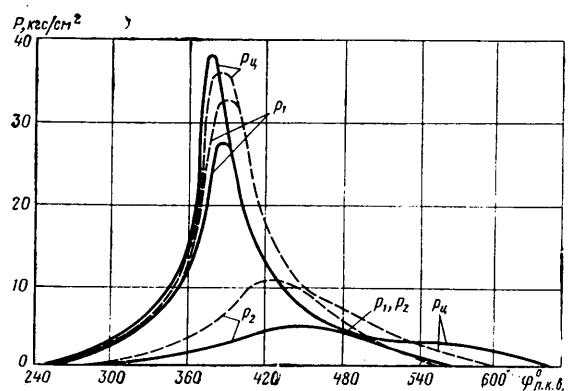


Рис. 3. Схема датчика для измерения давлений за поршневыми кольцами

Рис. 4. Диаграмма давлений газов в цилиндре и за поршневыми кольцами (двигатель I, полный дроссель)



Температура верхних поршневых колец при обоих вариантах комплектации поршней кольцами практически одинакова. При измерениях по нагрузочным характеристикам зависимость температуры поршней и колец от нагрузки двигателей линейна. Здесь также наблюдались меньшие температуры поршней во всех точках измерения при варианте с одним уплотнительным кольцом.

Существенным преимуществом двигателя, имеющего по одному компрессионному кольцу, является снижение потерь мощности на трение  $N_{tr}$ , что видно уже из сравнения кривых  $N_e$ . Для подтверждения выполнялось сравнительное определение мощностей, затрачиваемых на прокручивание двигателей при обоих вариантах комплектации.

Испытания проводились на тормозном стенде с электрической балансирной машиной при полностью открытой дроссельной заслонке, выключенным зажигании и без подачи топлива.

На переходах между скоростными режимами двигатель прогревался до нормального уровня температур охлаждающей воды и моторного масла.

Результаты испытаний показали, что затраты мощности на прокручивание у двигателей, укомплектованных двумя уплотнительными кольцами на поршне, на 5—10% выше, чем у двигателей, укомплектованных одним уплотнительным кольцом (кривые  $N_{tr}$  на рис. 1 и 2).

Таким образом, проведенные испытания показали возможность обеспечить надежное газомаслоуплотнение цилиндров автомобильного карбюраторного двигателя при помощи хорошо прилегающих к цилиндуру компрессионного маслосбрасывающего поршневых колец. При такой конструкции кольцевого уплотнения снижаются потери мощности на трение, а у высокооборотных двигателей на ряде режимов их работы уменьшается прорыв газов в картер двигателя.

УДК 621.437:629.113

## Исследование напряженного состояния ротора роторно-поршневого двигателя на плоских моделях

Канд. техн. наук Ю. С. САФАРОВ, И. М. ЗВЕРЕВ  
ЦНИИМТАШ, Московский автомеханический институт

ПРИ ИСПЫТАНИЯХ отдельных образцов роторно-поршневых двигателей на высоких скоростных и нагрузочных режимах наблюдалось случаи частичного или полного разрушения ротора — одной из основных деталей двигателя. Одной из вероятных причин этого является недостаточная прочность ротора, что и поставило задачу исследования напряженного состояния ротора роторно-поршневого двигателя.

Было проведено исследование поляризационно-оптическим методом напряженного состояния плоских сечений ротора от центробежных сил, созданных вращением ротора вокруг собственной оси с постоянной угловой скоростью. Для исследования выбран неохлаждаемый ротор опытного двигателя. Исследованы модели двух видов: первая имитирует среднее сечение (рис. 1, а), вторая — сечение, не проходящее через камеры сгорания (рис. 1, б). Модели изготавливались из оптически активного материала ЭД-5-МТГФА-58, представляющего собой эпоксидную смолу ЭД-5, отверженную ментатетрагидрофталевым ангидридом в пропорции 100:58 с добавлением 5% дибутилфталата и 0,1% диметиланилина. Этот состав наиболее полно отвечает требованиям поляризационно-оптического метода [1]. Модели изготавливались в масштабе 1:1 из листового материала.

При принятом режиме полимеризации краевой эффект в моделях, измеренный методом компенсации Сенармона, к моменту исследования составил —0,1 полосы и был учтен при обработке результатов эксперимента. Окончательная обработка выполнялась по шаблону, изготовленному из отработавшего ресурса ротора. Изготовленные модели закреплялись на специальном приспособлении и устанавливались в разгонное устройство термостата, служащее для вращения приспособления и вместе с ним моделей с постоянной скоростью вокруг собственной оси.

Для фиксации деформированного состояния применялся метод замораживания, состоящий в том, что термостат с установленным в нем приспособлением разогревался до температуры 130°C. При этом происходит размягчение одной фазы оптически активного материала модели, имеющего при комнатной температуре двухфазную структуру, вторая фаза материала при этой температуре сохраняет упругие свойства. Далее включается разгонное устройство и модель приводится во вращение с постоянной угловой скоростью, при этом в ней создается поле центробежных сил. При дальнейшем понижении температуры в термостате происходит затвердевание раз-

мягченной фазы и, следовательно, замораживание созданного деформированного состояния.

После снижения температуры в термостате до комнатной вал установки останавливается, модель снимается и просвещивается в полярископе для выявления и расшифровки картины полос и получения поля изоклин. Процесс поднятия и снижения температуры в термостате осуществляется автоматически, точность заданного температурного режима обеспечивается специальной системой автоматики, допускающей отклонение не более  $\pm 2,5^\circ\text{C}$ . Скорость нагрева термостата составляет  $10^\circ\text{C}/\text{ч}$ , скорость охлаждения —  $2,5^\circ\text{C}/\text{ч}$  для избежания замораживания температурных деформаций, которые могут возникнуть в модели при более быстром охлаждении. Скорость вращения модели подбиралась экспериментально с тем, чтобы максимальные деформации в наиболее нагруженной зоне не превышали 1%, при этом возникает достаточно густая картина полос при очень малом искажении формы модели, что обеспечивает высокую точность эксперимента.

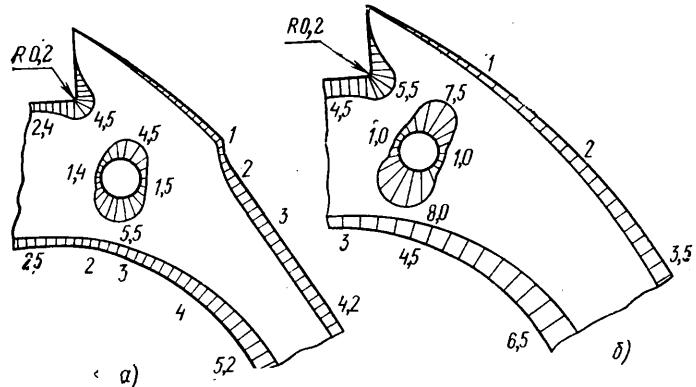


Рис. 2

Точность проверялась путем сравнения теоретического решения для диска с отверстием, нагруженного центробежными силами, с результатами экспериментальных исследований, полученными методом замораживания. Максимальная погрешность эксперимента составила 6,5%. В связи с тем, что незначительные отклонения в составе компаунда, а также в режиме полимеризации при изготовлении заготовок моделей заметно влияют на оптические свойства материала, при проведении каждого эксперимента вместе с моделью в термостат помещалось нагрузочное приспособление с тарировочным диском, изготовленным из оптически активного материала той же партии, что и для основной модели.

Для фотографирования картины полос модели просвещивались в полярископе ФМБ с полем диаметром 350 мм. Поле изоклин строилось по зарисовкам, сделанным на экране полярископа ГПУ-7. Непосредственно по картине полос построены эпюры контурных напряжений в моделях (соответственно рис. 1, а, б) в долях полосы (рис. 2, а, б). Опти-

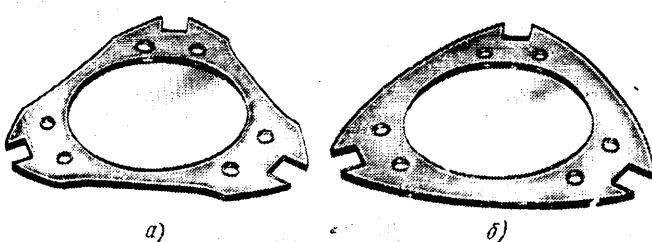


Рис. 1



# Исследование изменения давления масла в двигателях

Канд. техн. наук И. М. ЦОЙ, А. Ш. КАПБА, А. Д. НАЗАРОВ

Заволжский моторный завод имени 50-летия СССР, Горьковский автозавод

**У ВЕЛИЧЕНИЕ** прокачивания масла с возрастанием давления в масляной магистрали при прочих равных условиях способствует повышению вероятности действия абразивных частиц на подшипники и шейки коленчатого и распределительного валов, а также шестерни масляного насоса и, следовательно, интенсификации износа шестерен масляного насоса.

До настоящего времени не установлена закономерность изменения давления масла и абсолютная его величина в зависимости от износа подшипников коленчатого и распределительного валов и масляного насоса в отдельности. Установив этот фактор, можно понять, как уменьшить снижение давления масла.

Давление масла в магистрали для двигателя можно представить функцией

$$p = F\left(n; t_m; t_b; \sum_{i=1}^n \Delta_{p,i}; \sum_{i=1}^m \Delta_h \text{ и т. д.}\right), \quad (1)$$

где  $n$  — число оборотов коленчатого вала в минуту;

$t_m$  — температура масла;

$t_b$  — температура воды в системе охлаждения двигателя;

$\sum_{i=1}^n \Delta_{p,i}$  — суммарное значение зазоров в подшипниках коленчатого и распределительного валов;

$\sum_{i=1}^m \Delta_h$  — суммарное значение зазоров в сопряженных деталях масляного насоса.

Чтобы выявить, как зависит изменение давления масла от суммарного увеличения зазоров в подшипниках валов и масляного насоса, необходимо исключить некоторые переменные параметры в выражении (1). С этой целью давление масла измеряли до испытаний двигателей при одних и тех же температурных и нагрузочных режимах для  $n=2800$  об/мин и после них. Испытания проводились на масле индустриальном 50. Во всех экспериментах применялись одни и те же масляные фильтры.

Давление масла измерялось манометром ТП первого колеса, а температура — термометром ТС-100.

Для корректирования точности показаний приборов давление для каждого числа оборотов двигателя измерялось при различной температуре масла. При этом температура воды на выходе из системы охлаждения для всех экспериментов находилась в пределах 78—80°C, что было достигнуто применением одних и тех же термостата и регулятора температуры.

Вследствие влияния основных технологических факторов (разброс величин зазоров, биение коленчатого вала, несоосность опор под вкладышами в блоке и макротеометрией сопряженных деталей) подшипники автомобильных двигателей подвержены неравномерной интенсивности износа. Поэтому закономерность изменения давления масла в магистрали следует искать в зависимости от суммарной величины конечного зазора в подшипниках коленчатого и распределительного валов и в сопряжениях масляного насоса. Разность показаний манометра до и после испытания двигателей показывает величину изменения давления масла в магистрали вследствие суммарного износа подшипников валов и деталей насоса:

$$\Delta p = p_n - p_k, \quad (2)$$

где  $p_n$  — показание манометра после обкатки до начала стендового испытания двигателя на долговечность;

$p_k$  — показание манометра после стендовых испытаний на долговечность.

Из условия испытаний величины  $n$ ,  $t_m$ ,  $t_b$  постоянны до и после испытания двигателя, поэтому выражение (2) после подстановки в уравнение (1) и преобразований примет вид

$$\Delta p = F \left[ f_1 \left( \sum_{i=1}^n \Delta_{p,i} - \sum_{i=1}^n \Delta_{p,k} \right); f_2 \left( \sum_{i=1}^m \Delta_{h,i} - \sum_{i=1}^m \Delta_{h,k} \right) \right], \quad (3)$$

где  $\sum_{i=1}^n \Delta_{p,i}$  и  $\sum_{i=1}^n \Delta_{p,k}$  — суммарный зазор в подшипниках коленчатого и распределительного валов до и после испытания;

$\sum_{i=1}^m \Delta_{h,i}$  и  $\sum_{i=1}^m \Delta_{h,k}$  — суммарный торцовый и радиальный зазоры в шестернях насоса до и после его испытания.

Разности  $f_1 \left( \sum_{i=1}^n \Delta_{p,i} - \sum_{i=1}^n \Delta_{p,k} \right)$  и  $f_2 \left( \sum_{i=1}^m \Delta_{h,i} - \sum_{i=1}^m \Delta_{h,k} \right)$

имеют отрицательное значение, так как  $\sum_{i=1}^n \Delta_{p,i} < \sum_{i=1}^n \Delta_{p,k}$

и  $\sum_{i=1}^m \Delta_{h,i} < \sum_{i=1}^m \Delta_{h,k}$ . Знак минус показывает величину износа за время испытания. Для определения отдельных составляющих снижения давления масла вследствие износа подшипников валов, а также шестерен насоса был изготовлен специальный регулировочный клапан, который установили на эталонном масляном насосе. Последний перед испытанием был оттюрирован с помощью регулировочного клапана на величину показания давления масла основного насоса двигателя при  $n=2800$  об/мин коленчатого вала и одинаковых температурных условиях.

Хорошей регулировке поддаются насосы, если разность исходного давления между насосами не превышает 1,2 кгс/см<sup>2</sup>. Эталонный насос после тарировки испытаниям на долговечность вместе с двигателем не подвергается.

Разность показаний манометра (при установке эталонного насоса) до и после испытаний двигателей на долговечность показывает величину изменения давления масла от увеличения зазоров в подшипниках валов вследствие износов:

$$\Delta p_n = p_1 - p_2, \quad (4)$$

где  $p_1$  и  $p_2$  — показания манометра при работе с эталонным насосом до и после ускоренных испытаний двигателей.

Так как температурные и нагрузочные режимы при снятии показаний манометра одинаковы, то выражение (4) после подстановки в уравнение (1) и преобразований примет вид

$$\Delta p_n = F \left( \sum_{i=1}^n \Delta_{p,i} - \sum_{i=1}^n \Delta_{p,k} \right) = F \left( \sum_{i=1}^n I_i \right).$$

Выражение в скобках есть величина отрицательная, которая показывает величину суммарного износа подшипников. Вследствие снижения давления масла, которое зависит от износа подшипников коленчатого и распределительного валов, наблюдается увеличение объемного к. п. д. эталонного насоса при измерении давления после испытания двигателей на долговечность. Поэтому величина  $\Delta p_n$  во всех случаях измерения занижена. Учет величины изменения к. п. д. выполнен с помощью характеристики зависимости к. п. д. эталонного насоса от противодавления, снятого при тех же температурных режимах испытания насосов (рис. 1). При этом оценка изменения к. п. д. эталонного насоса с незначительной погрешностью выполнена по формуле

$$\Delta \eta = f(p_1 - p_2), \quad (5)$$

где  $\Delta \eta$  — приращение к. п. д. эталонного насоса за счет изменения противодавления масла от  $p_1$  до  $p_2$ .

Разность выражений (3) и (4) показывает величину изменения давления за счет увеличения зазоров вследствие износа деталей насоса:  $\Delta p_n = \Delta p - \Delta p_n$ . С учетом к. п. д. эталонного насоса  $\Delta p_n = \Delta p - (p_1 - p_2)(1 + \Delta \eta)$ .

Результаты испытаний двигателей, обработанных по изложенной методике, дали возможность определить отдельные составляющие величины изменения давления масла в магистрали за счет износов подшип-

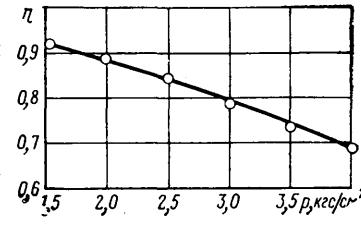


Рис. 1. Изменение к. п. д. масляного насоса  $\eta$  в зависимости от противодавления масла

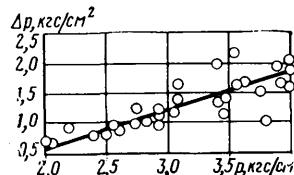


Рис. 2. Зависимость величины снижения давления масла в магистрали  $\Delta p$  от исходных значений  $p$

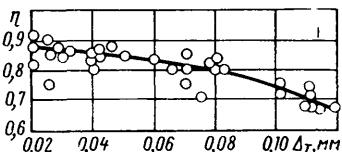


Рис. 3. Зависимость величины снижения к.п.д. насоса  $\eta$  от увеличения торцовых зазоров  $\Delta t$  между его шестернями

ников коленчатого и распределительного валов, а также деталей насоса.

Исследовались двигатели модели ГАЗ-51, конструкция которых позволяет без их разборки заменять масляный насос. В результате исследований двигателей (28 шт.) в условиях стендовых 100-часовых ускоренных испытаний построен график зависимости величины изменения давления масла за счет износа подшипников коленчатого и распределительного валов и деталей масляного насоса (рис. 2), а также определены величины изменения давления за счет износа подшипников и насоса в отдельности (см. таблицу).

Изменение давления масла в магистрали за счет износов подшипников и деталей насоса в большинстве случаев прямо пропорционально величине исходного давления (рис. 2). По мере износа трущихся деталей происходит увеличение зазоров, что приводит к уменьшению к. п. д. и производительности насоса. При этом в первую очередь у масляных насосов двигателей ГАЗ-51 происходит увеличение торцовых зазоров, наиболее влияющих на его к. п. д. (рис. 3).

Параметры	Величина изменения давления	
	Диапазон рассеивания	Среднее значение
Общее изменение давления масла в кгс/см <sup>2</sup> . . .	0,8—2,3	1,2
Составляющие величины изменения давления масла $\Delta p$ в кгс/см <sup>2</sup> :		
$\Delta p_H$ . . . . .	0,08—0,46	0,24
$\Delta p_N$ . . . . .	0,7—2,0	1,3

Из таблицы видно, что величина, на которую снижается давление масла вследствие износа деталей насоса (эквивалентное в среднем 30—35 тыс. км пробега автомобиля в условиях эксплуатации), колеблется в пределах 0,08—0,46 кгс/см<sup>2</sup>, что составляет соответственно от 8 до 20% общей величины снижения давления масла. При этом среднее значение снижения давления за счет износа деталей насоса составляет по абсолютной величине около 0,24 кгс/см<sup>2</sup>.

Строгой зависимости величины снижения, приходящейся на долю масляного насоса, от исходной величины давления масла в магистрали не наблюдается.

Таким образом, предложенная методика позволяет определить величину изменения давления масла в магистрали двигателя вследствие износа подшипников коленчатого и распределительного валов, а также деталей масляного насоса в отдельности.

Методика при соответствующей доработке может быть применена и для диагностики и исследования других моделей двигателей.

## О торможении блокировкой валов автомобильного газотурбинного двигателя

Канд. техн. наук Э. Е. Шварцман  
НАМИ

**В** ОПЫТНЫХ образцах автомобильных газотурбинных двигателей торможение осуществляется двумя способами: с помощью поворотного соплового аппарата тяговой турбины — активное торможение за счет изменения направления струи газа, набегающего на рабочие лопатки; путем блокировки валов тяговой турбины и турбокомпрессора — пассивное торможение за счет поглощения мощности компрессором.

Как известно, первый способ обеспечивает тормозную мощность порядка 60% номинальной полезной мощности двигателя и сопряжен с затратой соответствующего количества топлива (около 20% номинального часового расхода).

Второй способ сам по себе представляется более эффективным, так как может обеспечить значительно большую тормозную мощность, превышающую номинальную полезную, и не требует затраты топлива. Однако в двигателе с теплообменником использование торможения блокировкой валов осложняется влиянием существенной тепловой емкости теплообменника. Проявляется это в том, что в первые секунды после прекращения подачи топлива (полного или частичного) на турбины продолжает поступать газ достаточно высокой температуры за счет съема тепла, аккумулированного матрицей теплообменника. Срабатывание этого тепла на турбинах приводит к уменьшению мощности, поглощаемой блокированным ротором.

На режимах торможения мощность на валу двигателя со блокированным ротором определяется разностью мощностей турбин и компрессора:

$$N_e = \frac{1}{\eta_m} \left( N_{t,k} + N_{t,t} - \frac{N_k}{\eta_{m1}} \right),$$

где  $\eta_m$  — механический к. п. д., учитывающий потери в силовом редукторе;

$\eta_{m1}$  — механический к. п. д., учитывающий потери на блокированном роторе, не вошедшие в к. п. д. собственно турбин и компрессора и условно отнесенные к мощности компрессора.

Очевидно, если сумма в скобках положительна (тяговый режим), то ее надо не делить, а умножать на  $\eta_m$ .

Приведенное к удобной для расчетов форме выражение для тормозной мощности имеет вид

$$N_e = G_{v,pr} \frac{\nu_{vx}}{\eta_m} \cdot \frac{k_1}{k_1 - 1} RT_a \left\{ x \frac{k_2}{k_1} \cdot \frac{k_1 - 1}{k_2 - 1} \cdot \frac{T_3^*}{T_a} \times \right. \\ \left. \times [e_{t,k} \eta_{t,k} + (1 - e_{t,k} \eta_{t,k}) e_{t,t} \eta_{t,t}] - \frac{e_k}{\eta_{m1} \eta_k} \right\},$$

где  $G_{v,pr}$  — расход воздуха, соответствующий данному режиму на универсальной характеристике компрессора;

$\nu_{vx}$  — коэффициент восстановления полного давления на входе в двигатель;

$x$  — коэффициент изменения расхода газа;

$T_3^*$  — температура газа перед компрессорной турбиной;

$T_a$  — температура воздуха на входе в компрессор;

$e_{t,k}$ ,  $e_{t,t}$ ,  $e_k$  — функции перепадов давления соответственно на компрессорной и тяговой турбинах и на компрессоре, определяющие удельную работу на них;

$\eta_{t,k}$ ,  $\eta_{t,t}$ ,  $\eta_k$  — соответственно к. п. д. компрессорной, тяговой турбин и компрессора.

Зная передаточное отношение блокирующего механизма и задаваясь числом оборотов турбокомпрессора и температурой  $T_3^*$ , можно найти все величины, входящие в выражение для тормозной мощности, а также граничные условия для расчета переходных режимов теплообменника\*, определяющих подачу топлива.

Расчет усложняется, если подача топлива прекращается полностью. Это значит, что температура  $T_3^*$  перед компрессорной турбиной равна температуре воздуха на выходе из теплообменника. Таким образом, температура газа на входе в теплообменник, равная температуре за тяговой турбиной, оказывается связанный с температурой на выходе из него. Поэтому

\* Шварцман Э. Е. Метод расчета врачающегося теплообменника на переходных режимах ГТД. В сб. «Труды НАМИ», вып. 134. М., 1972.

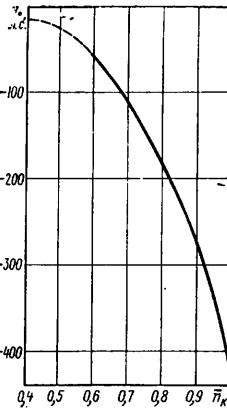


Рис. 1

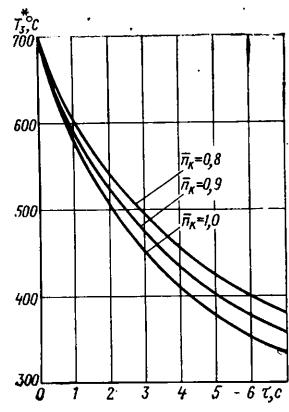


Рис. 2

расчет приходится вести методом последовательных приближений.

В момент отключения подачи топлива температура воздуха за теплообменником такая же, как и на исходном установившемся тяговом режиме. По значению этой температуры из расчета параметров двигателя в режиме торможения находим температуру за тяговой турбиной и тем самым температуру газа на входе в теплообменник в момент отключения топлива. Затем задаемся нулевым приближением температуры газа на входе в теплообменник в функции времени. Теперь имеются все данные, необходимые для расчета теплообменника: начальное условие — температура матрицы берется из расчета установившегося тягового режима; температура воздуха на входе в теплообменник — это температура за компрессором; температура газа на входе в теплообменник задана в виде нулевого приближения; расход воздуха для нулевого приближения соответствует максимальному значению на данном числе оборотов (ниспадающая ветвь характеристики компрессора).

По этим данным выполняется расчет переходного процесса теплообменника и в результате определяется первое приближение температуры воздуха на выходе в функции времени. Затем для каждого текущего момента времени рассчитываются параметры двигателя в тормозном режиме и в результате определяется первое приближение температуры газа за тяговой турбиной. Последняя закладывается в расчет переходного процесса теплообменника и т. д. Расчет повторяется до тех пор, пока функция температуры газа за тяговой турбиной, полученная из расчета двигателя в каждый текущий момент времени, не

совпадает с функцией температуры газа, заложенной в расчет переходного процесса теплообменника.

Были подсчитаны тормозные характеристики двигателя мощностью 350 л. с. На рис. 1 приведена зависимость тормозной мощности от числа оборотов турбокомпрессора. Она получена в предположении равенства температур воздуха за компрессором и перед компрессорной турбиной, т. е. без учета влияния теплообменника, и характеризует предельные тормозные возможности двигателя. В этом случае тормозная мощность является функцией только числа оборотов турбокомпрессора. При наличии же теплообменника она зависит как от числа оборотов турбокомпрессора, так и от температурного состояния теплообменника в данный момент времени. Последнее определяется исходным тяговым режимом и временем торможения.

На рис. 2 показано изменение температуры газа перед турбиной после отключения подачи топлива на режиме, соответствующем 50% мощности при регулировании по программе  $T_3^* = \text{const}$ . Очевидно, что при меньших числах оборотов компрессора остыивание теплообменника идет медленнее и соответственно медленнее падает температура  $T_3^*$ .

На рис. 3 приведены тормозные характеристики двигателя в виде зависимости мощности на блокированном роторе от времени при трех значениях чисел оборотов компрессора и трех исходных тепловых состояниях теплообменника, определяемых мощностями на тяговых режимах 100, 50 и 20% (соответственно кривые 1, 2, 3) при регулировании по заданной программе  $T_3^* = \text{const}$ . При отключении подачи топлива на тяговом режиме, соответствующем 20% мощности, в течение 1,5 с вообще не может быть осуществлено торможение двигателем, а тормозная мощность порядка 25% номинальной полезной может быть получена лишь через 2,5 с.

При исходном тяговом режиме с номинальной нагрузкой или регулированием мощности при постоянной температуре перед теплообменником соответствующий эффект достигается на 1–1,5 с раньше. Тормозная мощность, близкая к номинальной полезной, может быть достигнута через 5–6 с после отключения подачи топлива.

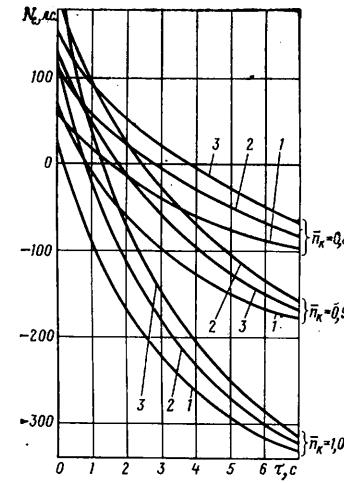


Рис. 3

## Исследование комплексных показателей надежности электрооборудования автомобилей

В. И. ВЕНЕВЦЕВ, В. И. ПОЧКАЙ, В. Г. ШИРОКОВ, канд. техн. наук В. Е. ЮТТ

НИИавтоприборов, Московский автомобильно-дорожный институт

**ОДНИМ** из основных свойств надежности, существенно влияющим на величину эксплуатационных затрат, является ремонтопригодность.

Ремонтопригодность характеризует совершенство конструкции изделия, а именно: его сложность, потребность в профилактическом обслуживании, приспособленность к диагностированию его технического состояния и текущему ремонту.

Однако в то же время ремонтопригодность определяется компоновкой изделия на автомобилях, влияющей на удобство проведения технического обслуживания, осмотра и диагностирования технического состояния изделия, а также на трудоемкость снятия и установки его на автомобиль. Первая из приведенных характеристик закладывается на заводе-изготовителе автомобильного электрооборудования, вторая — на автозаводе.

Ремонтопригодность изделия, как и его другие свойства, должна оцениваться не только качественно, но и количественно. Поэтому необходимо иметь показатели, которые позволили бы задавать требования, определять достигнутый уровень ремонтопригодности опытных и серийных образцов в условиях эксплуатации, проводить сравнительную оценку уровней ремонтопригодности изделий различных конструкций.

нирования работ по техническому обслуживанию и текущему ремонту электрооборудования в автотранспортных предприятиях; технико-экономических расчетов эффективности от внедрения мероприятий по повышению уровня ремонтопригодности.

Особый интерес представляет разработка статистических методов исследования трудозатрат на техническое обслуживание и текущий ремонт по данным подконтрольной эксплуатации.

Основными исходными данными для оценки показателей  $\tau_{t,0}$  и  $\tau_{t,p}$  являются затраты времени на проведение технического обслуживания и текущих ремонтов, а также данные о периодичности тех или иных операций технического обслуживания и безотказности изделий в эксплуатации.

Количество подконтрольных образцов для определения трудоемкости операций технического обслуживания и технического ремонта выбирается из условия обеспечения заданной точности оценки 0,1 при обусловленной величине доверительной вероятности 0,9.

Удельная трудоемкость технического обслуживания электрооборудования автомобилей оценивается по формулам: при ТО-1

$$\tau_1 = \frac{\sum_{i=1}^k \tau_i^I P_i^I}{l_1}; \quad (1)$$

при ТО-2

$$\tau_{II} = \frac{\sum_{i=1}^s \tau_i^{II} P_i^{II}}{l_{II}}, \quad (2)$$

где  $\tau_1$  и  $\tau_{II}$  — соответственно средние трудоемкости  $i$ -х операций технического обслуживания изделия электрооборудования при ТО-1 и ТО-2;

$l_1$  и  $l_{II}$  — периодичности технического обслуживания ТО-1 и ТО-2;

$P_i^I$  и  $P_i^{II}$  — коэффициенты повторяемости  $i$ -й операции при ТО-1 и ТО-2;

$k$  и  $s$  — соответственно количество операций ТО-1 и ТО-2.

Удельная трудоемкость технического обслуживания электрооборудования при ТО-1 и ТО-2 определяется так:

$$\tau_{t,0} = \frac{d}{l_1} \sum_{i=1}^d \frac{\tau_i}{l_i}, \quad (3)$$

где  $d$  — количество видов операций ТО;

$l_i$  — средняя периодичность  $i$ -й операции ТО;

$\tau_i$  — средняя трудоемкость  $i$ -й операции ТО.

Величина  $\tau_{t,0}$  не является суммой результатов формул (1) и (2), так как операции ТО-1, входящие в ТО-2, будут учитываться при этом дважды.

Оценка удельной трудоемкости текущих ремонтов может быть получена как отношение средней трудоемкости устранения отказов за наработку  $\Delta l$  к величине этой наработки:

$$\tau_{t,p} = \frac{\tau(\Delta l)}{\Delta l}. \quad (4)$$

Если известно среднее время устранения каждого вида отказов и среднее количество отказов за наработку  $\Delta l$ , то средняя трудоемкость устранения отказов за указанную наработку подсчитывается по формуле

$$\tau(\Delta l) = \sum_{j=1}^n \tau_j m_j, \quad (5)$$

где  $m_j$  — оценка среднего количества  $j$ -го вида отказов изделия в интервале наработки  $\Delta l$ ;

$\tau_j$  — оценка среднего времени устранения  $j$ -го вида отказов изделия;

$n$  — количество видов отказов.

Оценки трудоемкости технического обслуживания и технического ремонта, полученные с помощью формул (1)–(5), представляют собой случайные величины, параметры и вид распределения которых, как правило, не известны.

Поскольку величины, входящие в формулы (1)–(3), строго регламентированы и имеют, как показывает опыт, сравнительно небольшой разброс, то можно с достаточно большой уверенностью считать точность оценок (1)–(3) приемлемой для практических расчетов.

Разброс величин, полученных из формул (4) и (5), представляется существенным, что связано со сравнительно большими

значениями разброса времени ремонта и количества ремонтов в некотором интервале наработки. Чтобы получить представление о точности оценки (5), необходимо установить ее доверительные границы.

Слагаемые в правой части формулы (5) представляют собой независимые случайные величины, поэтому величину  $\tau(\Delta l)$  при известных предположениях на основании утверждения центральной предельной теоремы [1] можно считать распределенной приближенно нормально.

Тогда верхняя односторонняя доверительная граница трудоемкости устранения отказов за наработку  $\Delta l$  с доверительной вероятностью  $\alpha$  может быть определена по формуле

$$\tau^{B,0}(\Delta l) = \tau(\Delta l) + u(\alpha) \sqrt{D[\tau(\Delta l)]}, \quad (6)$$

где  $u(\alpha)$  — квантиль нормального распределения, соответствующая доверительной вероятности  $\alpha$ .

Найденная таким образом граница определяет интервал  $[0, \tau^{B,0}(\Delta l)]$ , который с заданной доверительной вероятностью покроет истинную величину удельной трудоемкости.

Для достаточно большого объема статистических данных показано [2], что среднее значение распределено приближенно нормально, поэтому дисперсию можно вычислить непосредственно:

$$D[\tau_j m_j] = M[m_j^2] M[\tau_j^2] - M[m_j] M^2[\tau_j]. \quad (7)$$

Чтобы воспользоваться этой формулой, необходимо вычислить математическое ожидание квадрата случайной величины, распределенной нормально.

Нетрудно показать, что

$$M[m_j^2] = m_j^2 + D[m_j] \quad \text{и} \quad M[\tau_j^2] = \tau_j^2 + D[\tau_j].$$

В результате окончательное выражение для оценки дисперсии будет

$$D[\tau(\Delta l)] = \sum_{j=1}^n \tau_j^2 D[m_j] + \sum_{j=1}^n m_j^2 D[\tau_j] + \sum_{j=1}^n D[\tau_j] D[m_j]. \quad (8)$$

В отличие от выражения (7) дисперсия, подсчитанная по формуле (8), больше на величину слагаемого  $D[m_j] D[\tau_j]$ . Однако при достаточно большом числе испытуемых образцов среднее значение существенно больше дисперсии средней величиной указанного слагаемого можно пренебречь, так как в сравнении с другими членами его величина мала.

При числе образцов порядка 20–30 рекомендуется пользоваться более полной формулой (8). Дисперсии  $D[m_j]$  и  $D[\tau_j]$  в формулах (7) и (8) подсчитываются по известным формулам математической статистики [2].

Выполнив расчет доверительных границ для средней суммарной трудоемкости текущих ремонтов за различные величины наработок по формуле (6), можно построить верхнюю доверительную границу для функции средней суммарной трудоемкости текущих ремонтов.

Исходя из полученных результатов, формулу для оценки верхней доверительной границы удельной трудоемкости текущих ремонтов можно представить в виде

$$\tau_{t,p}^{B,0} = \frac{\tau(\Delta l) + u(\alpha) \sqrt{D[\tau(\Delta l)]}}{\Delta l}. \quad (9)$$

По разработанной методике проанализирована трудоемкость технического обслуживания и текущих ремонтов основных изделий электрооборудования на автомобилях ЗИЛ-130 и ГАЗ-53А по данным эксплуатационных испытаний, проводимых НИИавтоприборов совместно с НАМИ в экспериментально-производственном автохозяйстве одного из автокомбинатов. Режим работы автомобилей соответствовал второй категории условий эксплуатации. Удельная трудоемкость технического обслуживания и текущего ремонта оценивалась по данным испытаний двух партий автомобилей указанных марок — по 50 единиц в партии за наработку до первого капитального ремонта. Трудоемкость операций технического обслуживания и текущего ремонта основных изделий измерялась дежурными наблюдателями на постах технического обслуживания и в электротехническом цехе по ремонту электрооборудования методом хронометражных наблюдений. В расчет принималось оперативное время на устранение отказов и профилактику изделий без учета трудовых затрат на подготовительные и вспомогательные операции.

Удельная трудоемкость ТО-1 и ТО-2 по четырем основным изделиям (генератор, реле-регулятор, стартер и распределитель) составляет около одной трети работ по всему комплекту электрооборудования (табл. 1).

По «Положению о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта» и инструкциям

Таблица 1

Изделие	Действующий режим ТО				Рекомендованный режим ТО			
	в человеко-часах/10 <sup>4</sup> км	%						
Генератор . . . . .	ЗИЛ-130 0,46	15,3	ГАЗ-53А 0,13	2,6	ЗИЛ-130 0,24	14,0	ГАЗ-53А 0,09	3,0
Реле-регулятор . . . . .	0,08	2,7	0,08	1,6	0,03	1,7	0,08	2,7
Стартер . . . . .	0,21	7,0	0,80	16,0	0,12	7,0	0,42	14,0
Распределитель . . . . .	0,24	8,0	0,79	15,8	0,17	10,3	0,35	11,7
	0,99	33,0	1,8	36,0	0,56	33,0	0,94	31,4

автозаводов по эксплуатации автомобилей, удельная трудоемкость ТО в сумме по указанным серийно устанавливаемым изделиям для автомобиля ЗИЛ-130 составляет 0,99 человека-чеса/10<sup>4</sup> км, для автомобиля ГАЗ-53А — 1,8 человека-чеса/10<sup>4</sup> км, причем у последнего больше за счет относительно большей трудоемкости по стартеру, распределителю в классической системе зажигания и меньшей периодичности ТО-1.

Анализ трудовых затрат по техническому обслуживанию показывает, что наибольшая трудоемкость связана с обслуживанием таких изделий, как генератор постоянного тока Г130, удельная трудоемкость техобслуживания которого составляет 0,46 человека-чеса/10<sup>4</sup> км, применение генераторов переменного тока позволит ее снизить до 0,09 человека-чеса/10<sup>4</sup> км; стартер СТИ30, удельная трудоемкость ТО которого на автомобиле ГАЗ-53А составляет 0,8 человека-чеса/10<sup>4</sup> км, введение рационального режима техобслуживания аналогично автомобилю ЗИЛ-130 позволит сократить трудозатраты до 0,12 человека-чеса/10<sup>4</sup> км; распределитель в классической системе зажигания, трудоемкость ТО которого на автомобиле ГАЗ-53А требует затрат в размере 0,79 человека-чеса/10<sup>4</sup> км. Внедрение контактно-транзисторной системы зажигания и применение рационального режима техобслуживания позволит сократить затраты до 0,17 человека-чеса/10<sup>4</sup> км.

Таким образом, внедрение новых изделий и систем электрооборудования и применение рациональных режимов технического обслуживания в эксплуатации позволяет уже в настоящее время снизить трудоемкость ТО основных изделий автомобилей ЗИЛ-130 и ГАЗ-53А приблизительно в 1,5 раза, что дает годовой экономический эффект в народном хозяйстве около 170 тыс. руб.

Удельная трудоемкость текущих ремонтов по основным изделиям электрооборудования также составляет большую часть по отношению ко всему комплекту электрооборудования, и ее расчетные величины приведены в табл. 2. Относительная погрешность полученных оценок для изделий электрооборудования автомобилей ЗИЛ-130 и ГАЗ-53А, за исключением реле-регулятора, удовлетворительна и в основном не превышает заданной величины 0,1 при доверительной вероятности 0,9.

Трудоемкость ремонта стартеров СТИ130Б и СТИ130 по абсолютной величине наибольшая и на сравниваемых пробегах практически одинакова, а небольшие расхождения, отмеченные в табл. 2, можно объяснить воздействием чисто случайных факторов, проявляющихся как в производстве, так и в эксплуатации.

Трудоемкость ремонта стартеров СТИ130 и СТИ130Б определяется в основном отказами якорей, приводов, щеток. В интервале наработки до первого капитального ремонта они распределяются следующим образом: 60,5% щетки, 14,1% якори и 20,2% приводы от общего количества отказов стартеров.

Величина удельной трудоемкости текущих ремонтов генератора Г250-Г ниже, чем генератора Г130, в 1,5 раза. Это является следствием повышенной надежности генераторов переменного тока по сравнению с генераторами постоянного тока и

Таблица 2

Изделия	ЗИЛ-130			ГАЗ-53А		
	Удельная трудоемкость в человеко-чеса/10 <sup>4</sup> км	Верхняя односторонняя граница	Относительная погрешность	Удельная трудоемкость в человеко-чеса/10 <sup>4</sup> км	Верхняя односторонняя граница	Относительная погрешность
Генератор . . . . .	0,063	0,068	0,08	0,043	0,047	0,09
Реле-регулятор . . . . .	0,009	0,011	0,20	0,005	0,006	0,20
Стартер . . . . .	0,185	0,201	0,09	0,195	0,211	0,08
Распределитель . . . . .	0,110	0,121	0,10	0,105	0,117	0,11

конструктивных особенностей, обеспечивающих лучшую приспособленность к текущему ремонту.

Трудоемкости текущих ремонтов распределителей в контактно-транзисторной системе зажигания автомобилей ЗИЛ-130 и ГАЗ-53А, имеющих несущественные конструктивные особенности с точки зрения их приспособленности к устранению отказов, отличаются незначительно, и существенную долю их определяют работы, связанные с устранением отказов износового характера вкладышей.

По системе зажигания автомобиля ЗИЛ-130 сравнивались величины средних суммарных и удельных трудоемкостей текущего ремонта распределителей Р4-В в «классической» системе и распределителей Р4-Д в контактно-транзисторной системе. Величина удельной трудоемкости текущих ремонтов Р4-Д в 1,4 раза ниже, чем Р4-В, что объясняется отсутствием отказов контактов, которые преобладают в Р4-В и определяют в основном уровень трудоемкости текущего ремонта этого распределителя.

## ЛИТЕРАТУРА

- Гнеденко Б. В. и др. Математические методы в теории надежности. М., «Наука», 1965.
- Дунин-Барковский И. В., Смирнов Н. В. Теория вероятностей и математическая статистика в технике. М., Гостехиздат, 1955.

## Оценка влияния пиковых нагрузок на работоспособность шин городских автобусов

Канд. техн. наук М. И. РЕКИТАР  
НИИ шинной промышленности

ШИНЫ городского автобуса и троллейбуса являются типичным примером деталей, работающих при нестационарных нагрузках, поскольку наполнение транспорта в течение суток изменяется в широких пределах. Наполнение автобусов и троллейбусов характеризуется: номинальной вместимостью  $N_n$  из расчета 0,2 м<sup>2</sup> свободной от сидений площади салона на одного стоящего пассажира; средней наполнимостью  $N_{ср} = \gamma N_n$  (где  $\gamma$  — коэффициент использования вместимости); максимальной вместимостью  $N_m$  из расчета 0,125 м<sup>2</sup> на пассажира. Кроме того, нормами на троллейбусы допускается в течение 1 ч в сутки наполнение из расчета 0,1 м<sup>2</sup> на пассажира —  $N_p$ . Фактическое наполнение иногда бывает и выше, однако доля времени работы при пиковых нагрузках относительно невелика.

При таком широком изменении наполнения городских автобусов и троллейбусов нагрузка на шины может изменяться в

2—3 раза. Так, на городском автобусе ЛиАЗ-677 в зависимости от его наполнения радиальная нагрузка на шины<sup>1</sup> передней оси (кривая 1) колеблется в пределах 2200—3300 кгс, а на шины задней оси (кривая 2) — 1060—3200 кгс (рис. 1). Отсюда возникает необходимость изыскания способа расчетной оценки степени влияния пиковых нагрузок на работоспособность шин.

Зависимость долговечности шин от нагрузки нелинейна. Усредненная зависимость относительной величины пробега шин от степени перегрузки приводится обычно в каталогах и справочниках и относится, по-видимому, к износу протектора [1 и 2]. Влияние пиковых нагрузок целесообразно изучать не по износостойкости, а по разрушениям каркаса и брекера, харак-

<sup>1</sup> Неравномерность распределения нагрузки между шинами одной оси в данной работе не учитывается.

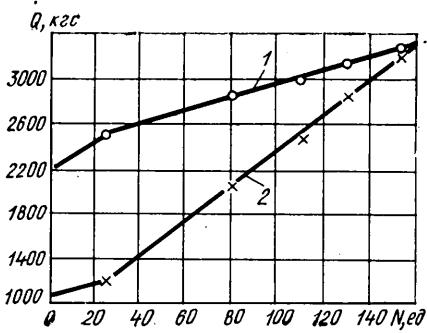


Рис. 1. Нагрузка на шины 280—508Р в зависимости от наполнения автобуса ЛиАЗ-677

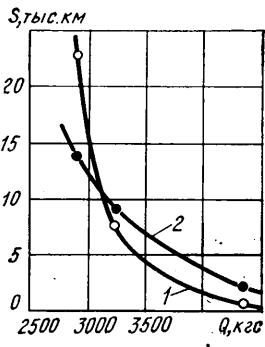


Рис. 2. Влияние нагрузки на пробег до разрушения шин 280—508Р (кривая 1); 10,00—20Р (кривая 2); стенд типа ИПЗ, скорость 30 км/ч, давление 7,5 кгс/см<sup>2</sup>, обод 8.ОВ-20

теризующим надежность шин в эксплуатации и удовлетворительно воспроизводимым при стендовых испытаниях.

Для оценки влияния пиковых нагрузок на работоспособность шин можно использовать зависимости пробег — нагрузка, получаемые при стендовых испытаниях. На рис. 2 приведены такие зависимости для радиальных шин 280—508Р и 10,00—20Р. Кривая 1 относится к шине 280—508Р модели И-73А автобуса ЛиАЗ-677. Основной дефект при стендовых испытаниях — расслоения в плечевой зоне шин — тот же, что и в эксплуатации при перегрузках. Вследствие более жестких температурных режимов пробеги при стендовых испытаниях ниже, чем в эксплуатации.

Зависимость пробега шин  $S$  от нагрузки хорошо описывается установленным для долговременной прочности материалов экспоненциальным законом [3]:

$$S = a e^{-bQ}, \quad (1)$$

где  $Q$  — нагрузка;  
 $a$  и  $b$  — константы.

Применимость зависимости (1) для шин показана в работе [4].

Кривые рис. 2 хорошо спрямляются в координатах  $\lg S - Q$ . В частности, для шины 280—508Р автобуса ЛиАЗ-677

$$\lg S = 7,6 - 1,13 \cdot 10^{-3} Q. \quad (1a)$$

Как показывает сопоставление данных рис. 2 с зависимостями пробег — нагрузка, приводимыми в каталогах и справочниках, работоспособность шины с увеличением нагрузки снижается быстрее, чем ее износостойкость.

Нелинейная зависимость работоспособности шины от нагрузки не позволяет характеризовать ее нагруженность одной величиной средней нагрузки  $Q_{cp}$ , определяемой с помощью коэффициента использования вместимости, как это было предложено в работе [5].

Поскольку нагрузка на шину постоянно изменяется, для оценки долговечности шины и уровня ее нагруженности целесообразно применить метод накопления повреждений [6]. Сущность метода заключается в том, что для каждой нагрузки  $Q_i$  определяют соответствующую ей долговечность  $S_i$  и  $S_i'$  — пробег (время работы) при нагрузке  $Q_i$ :

$$S_i' = \alpha_i S,$$

где  $\alpha_i$  — доля пробега при нагрузке  $Q_i$  в суммарном пробеге до разрушения  $S$ .

Величина  $\frac{S_i'}{S_i}$  выражает степень повреждения шины, полученную при нагрузке  $Q_i$ . В качестве критерия прочности принимают соотношение [6]

$$\sum \frac{S_i'}{S_i} = 1. \quad (2)$$

Отсюда

$$\sum \frac{\alpha_i S}{S_i} = 1$$

или суммарный пробег до разрушения

$$S = \frac{1}{\sum \frac{\alpha_i}{S_i}}. \quad (3)$$

В работе [7] экспериментально показана применимость метода накопления повреждений для полимерных материалов. Метод накопления повреждений применялся также М. К. Хромовым для обработки результатов стендовых испытаний шин по методике НИИШПа со ступенчатой перегрузкой.

Естественно, что при нелинейной зависимости  $S(Q)$  повреждения, полученные шинами за короткое время работы при пиковых нагрузках, позволяют определять срок службы шин до разрушения.

Значения  $\alpha_i$  для расчета  $S$  могут быть получены по экспериментальному определенному распределению наполнимости автобусов и троллейбусов. Такое распределение для автобусов, работающих в Москве и Ленинграде, приводится, например, в работе [8].

Для оценки уровня нагруженности шин, работающих при переменных радиальных нагрузках, целесообразно ввести понятие эквивалентной нагрузки  $Q_{ekv}$ . Это такая нагрузка, при которой пробег одинаков с пробегом шин при заданном распределении нагрузок. Эквивалентная нагрузка определяется из уравнений (1) и (3). Согласно определению

$$S = a e^{-bQ_{ekv}} = \frac{1}{\sum \frac{\alpha_i}{S_i}},$$

откуда

$$Q_{ekv} = \frac{\ln \left( a \sum \frac{\alpha_i}{S_i} \right)}{b}. \quad (4)$$

Поскольку распределение нагрузок по времени их действия известно не всегда, эквивалентную нагрузку можно рассчитать приближенно по трем величинам: средней эксплуатационной нагрузке на шину  $Q_{cp}$ , соответствующей  $N_{cp}$ , пиковой нагрузке  $Q_{pi}$ , доле пути  $\alpha_{pi}$  (времени работы) при  $Q_{pi}$

$$\sum \frac{\alpha_i}{S_i} \approx \frac{1 - \alpha_{pi}}{S_{cp}} + \frac{\alpha_{pi}}{S_{pi}}, \quad (5)$$

где  $S_{cp}$  и  $S_{pi}$  — долговечность шин при нагрузках  $Q_{cp}$  и  $Q_{pi}$  соответственно, определяемая по уравнению (1).

Правильность выражения (5) подтверждается тем, что значения эквивалентной нагрузки для шин 280—508Р, рассчитанные по полному распределению [8] и по приближенному способу, различаются только на 2%.

Знание величины эквивалентной нагрузки позволяет оценить уровень нагруженности шины в эксплуатации и правильно выбрать режимы стендовых испытаний. Поэтому целесообразно для каждой модели шин городских автобусов и троллейбусов снимать зависимости  $S(Q)$ , аналогичные приведенным на рис. 2, и рассчитывать эквивалентную нагрузку.

Величину  $Q_{ekv}$  следует определять в соответствии с нормативами ГОСТ 7495—63, так как по этому стандарту троллейбус (а следовательно, и шины) должен быть рассчитан на работу в течение 1 ч в сутки при нагрузке на свободную площадь 700 кгс/м<sup>2</sup>. Эти же нормативы можно принять и для расчета шин городских автобусов. По данным ЦСУ СССР [9], средняя продолжительность работы автобуса в день составляет 12,5 ч, что соответствует  $\alpha_{pi}=0,08$ . Для определения  $Q_{cp}$  коэффициент использования вместимости можно принять равным 0,6. Расчет необходимо проводить для шин наибольшей нагруженной оси (обычно передняя ось автобусов и троллейбусов).

Рассчитаем по этим нормативам эквивалентную нагрузку для шин 280—508Р автобуса ЛиАЗ-677. По формуле (1a) определим  $S_{cp}=32000$  км,  $S_{pi}=10000$  км. Далее из выражения (5) найдем

$$\sum \frac{\alpha_i}{S_i} = \frac{0,92}{3,2 \cdot 10^4} + \frac{0,08}{10^4} = 0,34 \cdot 10^{-4}.$$

Пользуясь уравнением (4), получим  $Q_{ekv}=2760$  кгс.

Предложенный метод оценки влияния пиковых нагрузок на работоспособность шин может быть применен для расчета и других деталей городского автобуса, работающих в режиме, аналогичном режиму работы шин.

## ЛИТЕРАТУРА

- Бидерман В. Л. и др. Автомобильные шины. М., Госхимиздат, 1963.
- Запорожцев А. В., Кленников Е. В. Износ шин и работа автомобиля. М., НИИНАвтпром, 1971.
- Журков С. Н. — «Вестник АН СССР», 1957, № 11.
- Хромов М. К., Грачева Э. И. — «Каучук и резина», 1967, № 9.

- Кнороз В. И., Резников А. С., Губарев Г. В. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 11.
- Малинин Н. Н. В сб. «Расчеты на прочность». М., «Машиностроение», 1965.
- Журков С. Н., Томашевский Э. Е. В сб. «Некоторые проблемы прочности твердого тела». Изд-во АН СССР, 1959.
- Осенчугов В. В. и др. — «Автомобильная промышленность», 1969, № 11.
- Транспорт и связь СССР (статистический сборник). «Статистика», 1967.

УДК 621.85

## Некоторые вопросы теории и расчета клиноременных вариаторов

Канд. техн. наук В. К. МАРТИНОВ

Московский автомеханический институт

**В** ПОСЛЕДНЕЕ время клиноременные вариаторы все шире внедряются в трансмиссии транспортных машин, обеспечивая известные преимущества: бесступенчатость регулирования скорости, автоматизм в управлении, простоту конструкции и др. Они уже завоевали прочные позиции в трансмиссиях мопедов, мотороллеров, мотоциклов, мотонарт, в трансмиссиях некоторых легковых автомобилей, вездеходов, уборочных машин. Мощность, реализуемая одним вариаторным ремнем, достигла 50 л. с.

Наиболее полно материал по проектированию клиноременных вариаторов изложен в работах [1 и 2]. Однако многие из сделанных там допущений и упрощений, положенных в основу вывода расчетных зависимостей, уже не могут удовлетворить требуемой точности расчетов и нуждаются в корректировании. Уточнению некоторых из них и посвящена данная работа. Прежде всего речь пойдет о применимости зависимости Понселе, выражающей связь натяжений ветвей на холостом ходу и под нагрузкой, к расчету клиноременных вариаторов.

В основу современных тяговых расчетов передач трением с гибкой связью, к которым относятся и клиноременные вариаторы, положены кривые скольжения [1]. В них показателем относительной нагрузки передачи служит коэффициент тяги

$$\psi = \frac{S_1 - S_2}{S_1 + S_2}, \quad (1)$$

где  $S_1$  и  $S_2$  — соответственно натяжение ведущий и ведомой ветвей ремня вариатора.

В такой записи коэффициент  $\psi$  мало удобен для расчетной практики, поэтому зависимость (1) чаще преобразуют в следующую:

$$\psi = \frac{P}{2S_0}, \quad (2)$$

где  $P$  — передаваемое окружное усилие;

$S_0$  — начальное натяжение ремня.

Подобную замену выполняют на основании двух условий: условия равновесия ремня на шкиве в предположении постоянства расчетного диаметра по всей дуге обхвата  $S_1 - S_2 = -P$ ; условия, определяемого принципом Понселе [3],  $S_1 + S_2 = 2S_0$ . В таком виде коэффициент  $\psi$  приобретает новый смысл, ибо отражает степень использования сообщенного ремню начального натяжения. Как следует из зависимости (1), предельное значение  $\psi$  не должно превышать единицы. Очевидно, тот же результат должна давать и зависимость (2). Однако обработка экспериментальных данных для некоторых типов передач трением с гибкой связью приводит к существенно отличному результату, когда значение  $\psi_{\max}$  повышается в 1,5—2,5 раза [3]. Как раз к таким передачам относятся и клиноременные вариаторы. Поэтому правомерность преобразования зависимости (1) в выражение (2) требует уточнения.

Такая попытка была предпринята в работе [3] для случая передач с постоянным передаточным отношением. В ней было показано, что с энергетических позиций приведенная выше математическая запись условия, определяемого принципом Понселе, является ошибочной. Но так как тяговые свойства клинового вариаторного ремня проявляются в равной мере как в передачах с постоянным передаточным отношением, так и в вариаторах, то возможно распространить основные положения проведенного в работе [3] решения на рассматриваемый случай. Необходимо только задачу решать не относительно давлений на валы  $Q$ , как делается в работе [3], а относительно осевых усилий  $K$  на шкивах вариатора.

Рассмотрим наиболее типовую конструкцию клиноременного вариатора транспортного средства, показанную на рисун-

ке. В ней принудительно регулируемый шкив устанавливается на ведущем валу, чаще всего на валу двигателя, подпружиненный — на ведомом. Надежность и долговечность вариатора, особенно его наиболее слабого звена — клинового ремня, во многом определяются правильностью выбора жесткости пружины и ее начального поджатия. Поэтому решение проведем именно по параметрам ведомого подпружиненного шкива, причем проведем его в сопоставлении с данными, присущими нерегулируемым передачам, так как в них регламентировано испытание клиновых вариаторных ремней.

Рассмотрение начнем с момента создания начального натяжения ремня путем подтягивания пружины. Пренебрегая силами трения подвижного конуса шкива по валу, а также радиальным скольжением ремня в канавках шкивов, можно записать, что изменение потенциальной энергии деформирования ремня будет равно работе силы  $K$  на пути перемещения подвижного конуса  $\Delta x$ , т. е.

$$K \cdot \frac{\Delta x}{2} = S_0 \cdot \frac{\epsilon_0 L}{2},$$

где  $\epsilon_0$  — относительная деформация удлинения ремня;  
 $L$  — длина ремня.

Этот случай отмечен на рисунке штриховой линией. В то же время усилие  $K$  из условия равновесия ремня на шкиве [1] определяется зависимостью

$$K = \frac{S_0 \alpha}{2 \operatorname{tg} \left( \frac{\varphi}{2} + \rho \right)}, \quad (3)$$

где  $\alpha$  — угол обхвата ремнем ведомого шкива;  
 $\varphi$  — угол клина канавки ведомого шкива;  
 $\rho = \operatorname{arc tg} f$  — угол трения;  
 $f$  — коэффициент трения.

Предполагая, что упругие свойства ремня подчиняются закону Гука, т. е.

$$\epsilon_0 = \frac{S_0}{EF},$$

где  $E$  — модуль упругости ремня, принимаемый в дальнейшем постоянным;

$F$  — площадь поперечного сечения, имеем

$$\Delta x = K \cdot \frac{L}{EF} \times \left[ 2 \operatorname{tg} \left( \frac{\varphi}{2} + \rho \right) \right]^2 \frac{\alpha}{\alpha}. \quad (4)$$

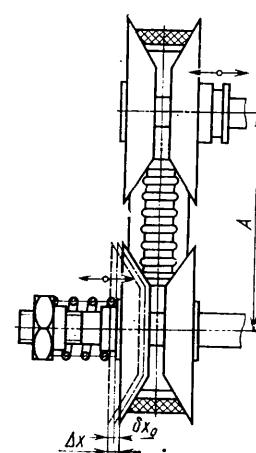
В этот период давление на вал

$$Q = 2S_0 \sin \frac{\alpha_{\min}}{2}, \quad (5)$$

где  $\alpha_{\min}$  — наименьший угол обхвата ведомого или ведущего шкива.

Совместное решение выражений (3) и (5) приводит к зависимости

$$K = \frac{Q \alpha}{4 \operatorname{tg} \left( \frac{\varphi}{2} + \rho \right) \sin \frac{\alpha_{\min}}{2}}. \quad (6)$$



Как показано в работе [3], конструкция передачи может обеспечить либо  $Q=\text{const}$ , тогда должно произойти сближение осей шкивов под нагрузкой, либо  $Q \neq \text{const}$ , характерное для передач с фиксированным положением осей шкивов, когда происходит автоматическое повышение величин суммарного натяжения ветвей ремня соответственно передаваемой нагрузке. В первом и втором случаях выражения, определяющие связь натяжений ветвей на холостом ходу и под нагрузкой, различны. Также можно различать конструкции вариаторов с  $K=\text{const}$  или  $K \neq \text{const}$  соответственно условию, определяющему значение  $Q$ . В первом случае при определенном начальном передаточном отношении холостого хода  $i_0$  по мере повышения нагрузки будет отмечаться раздвижение конусов шкива на величину  $\delta x_0$  (см. рисунок). Обеспечить конструктивно условие  $K=\text{const}$  можно, например, применением гидравлических нажимных устройств, работающих при постоянном давлении жидкости. Раздвижение конусов повлечет изменение расчетных диаметров расположения ремня и искажение передаточного отношения, причем этот процесс, получивший название саморегулирования [4], происходит автоматически в зависимости от величины передаваемого окружного усилия  $P$ . Во втором случае при устранении подвижности конусов шкива будет происходить автоматическое повышение величин суммарного натяжения ветвей, отражающееся в дополнительном повышении давления на валы на величину [3]

$$\Delta Q = 0,25 \sin^2 \frac{\alpha_{\min}}{2} \cdot \frac{P^2}{Q}. \quad (7)$$

Конструктивно этот случай соответствует вариаторам с приводной регулировкой обоих шкивов. С точки зрения работы подобные вариаторы при неизменности установленного начального значения  $i_0$  на данном силовом режиме и передачи с постоянным передаточным отношением идентичны. Поэтому согласно зависимости (6) должно происходить повышение осевого усилия  $K$  на величину

$$\Delta K_0 = \frac{\Delta Q \alpha}{4 \operatorname{tg} \left( \frac{\varphi}{2} + \rho \right) \sin \frac{\alpha_{\min}}{2}}$$

или с учетом зависимости (7)

$$\Delta K_0 = \frac{P^2 \alpha^2}{64 K \operatorname{tg}^2 \left( \frac{\varphi}{2} + \rho \right)}. \quad (8)$$

Описанные явления наблюдаются экспериментально.

Величину раздвижения конусов  $\delta x_0$  в вариаторах с  $K=\text{const}$  можно определить из следующих соображений. В передачах с постоянным передаточным отношением натяжение ремня создается раздвижением первоначально расположенных на межцентровом расстоянии  $A$  друг от друга валов дополнительно на величину [3]

$$\Delta A = \frac{S_0 L}{2 E F \sin \frac{\alpha_{\min}}{2}}.$$

Это же условие, как показано выше, в вариаторах соответствует поджатию конусов на величину  $\Delta x$ , определяемую выражением (4). Поэтому с учетом зависимостей (3) и (4) можно установить связь между  $\Delta A$  и  $\Delta x$  в виде

$$\Delta x = 4 \Delta A \operatorname{tg} \left( \frac{\varphi}{2} + \rho \right) \frac{\sin \frac{\alpha_{\min}}{2}}{\alpha}. \quad (9)$$

В вариаторах с  $K=\text{const}$  в силу тех же энергетических принципов, что и в передачах с постоянным передаточным отношением и  $Q=\text{const}$ , где под нагрузкой происходит сближение осей валов на величину  $\Delta A$ , определяемую зависимостью [3]

$$\Delta A = \frac{P^2 L}{16 Q E F},$$

конусы должны раздвигаться на величину  $\delta x_0$ , определяемую, с учетом зависимости (9), выражением

$$\delta x_0 = \frac{P^2 L}{16 Q E F}. \quad (10)$$

Связь натяжений ветвей на холостом ходу и под нагрузкой, определяющаяся выражением (7), показывает, что в зависимости от величины жесткости пружины  $C_p$  тяговые свойства вариатора могут существенно изменяться и возрастать по отношению к начальному значению. На этом, однако, особенности в работе, присущие клиноременному вариатору, не заканчиваются. В результате раздвижения конусов подпружиненного шкива на величину

$$\Delta K = C_p' (\delta x_0 - \delta x),$$

где

$$C_p' = \frac{E F}{L} \left[ \frac{\alpha}{2 \operatorname{tg} \left( \frac{\varphi}{2} + \rho \right)} \right]^2$$

означает приведенную жесткость ремня. Приравнивая оба выражения, получаем  $\delta x = \frac{C_p'}{C_p' + C_n} \delta x_0$ . Поэтому в окончательном виде

$$\Delta K = \chi \frac{P^2 \alpha^2}{64 K \operatorname{tg}^2 \left( \frac{\varphi}{2} + \rho \right)}, \quad (11)$$

$$\delta x = (1 - \chi) \frac{P^2 L}{16 Q E F}, \quad (12)$$

где  $\chi = \frac{C_n}{C_n + C_p'}$  — коэффициент жесткости (причем  $0 \leq \chi \leq 1$ ).

Эти выражения позволяют уточнить особенности работы клиноременного вариатора с пружинным нажимом. Так, в силу автоматического повышения начального значения осевого усилия в соответствии с величиной передаваемой нагрузки тяговые свойства вариатора повышаются. Судить об этом можно по возрастанию коэффициента тяги. Чтобы показать это, преобразуем зависимости (1) и (2) применительно к параметрам клиноременного вариатора. В выражении (1) сумму натяжений  $S_1 + S_2$  можно заменить суммарным давлением  $\Delta Q + Q$ , причем

$$S_1 + S_2 = \frac{Q + \Delta Q}{\sin \frac{\alpha_{\min}}{2}} = \frac{4 \operatorname{tg} \left( \frac{\varphi}{2} + \rho \right)}{\alpha} (K + \Delta K).$$

В результате коэффициент тяги  $\Psi$  определяется таким соотношением:

$$\Psi = \frac{16 P K \alpha \operatorname{tg} \left( \frac{\varphi}{2} + \rho \right)}{64 K^2 \operatorname{tg}^2 \left( \frac{\varphi}{2} + \rho \right) + \chi P^2 \alpha^2}. \quad (13)$$

В то же время коэффициент тяги, рассчитанный по зависимости (2), который в дальнейшем будем обозначать  $\Psi'$ , определяется иначе:

$$\Psi' = \frac{P \alpha}{4 K \operatorname{tg} \left( \frac{\varphi}{2} + \rho \right)}. \quad (14)$$

Связь этих коэффициентов тяги выразится формулой

$$\Psi = \frac{\Psi'}{1 + 0,25 \chi \Psi'^2}, \quad (15)$$

анализ которой показывает, что в зависимости от величины жесткости пружины  $C_p$  тяговые свойства вариатора могут существенно изменяться и возрастать по отношению к начальному значению. На этом, однако, особенности в работе, присущие клиноременному вариатору, не заканчиваются. В результате раздвижения конусов подпружиненного шкива на величину

ну  $\delta x$  искажаются расчетные радиусы расположения ремня, так как

$$\delta x = 2\Delta p \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}, \quad (16)$$

где  $\Delta p$  — уменьшение расчетного радиуса ведомого подпружиненного шкива.

Это саморегулирование вариатора отражается на изменении скорости вращения ведомого вала. Суммарный эффект саморегулирования и составляющих потерь скорости [5] искажает характер протекания кривых скольжения, типичный для передач с постоянным передаточным отношением. Все же работе вариатора присущи потери скорости ведомого вала под нагрузкой, которые могут составлять ощутимые значения. Например, в вариаторе мопеда «Селена» они достигают 12% [2].

Проведенное теоретическое решение позволяет определить требуемую характеристику нажимных устройств (пружин, комбинации пружин с различными компенсирующими механизмами), удовлетворяющую заданным техническим условиям. Действительно, в соответствии с известной механической характеристикой рабочего органа транспортной машины, т. е. характеристикой изменения крутящего момента на ведущих колесах в зависимости от их частоты вращения, можно рассчитать и построить в координатах осевое усилие  $K$  — перемещение подвижного конуса подпружиненного шкива  $x$  график, отражающий исключительную зависимость. Для этого необходимо учесть следующие соотношения:

геометрические

$$x = (D - D_{\min}) \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}, \quad (17)$$

$$\operatorname{inv} \frac{\alpha_{\min}}{2} = \frac{i_0(L - \pi D)}{(i_0 - 1)D}, \quad (18)$$

где  $D$  и  $D_{\min}$  — текущее и минимальное значения расчетного диаметра ведомого шкива;

$\operatorname{inv} \frac{\alpha_{\min}}{2}$  — инволютная функция угла  $\frac{\alpha_{\min}}{2}$ ;

кинематические

$$D = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}}, \quad (19)$$

где  $D$  — диапазон регулирования скорости;

$n_{\max}$  и  $n_{\min}$  — максимальная и минимальная частоты вращения ведомого шкива;

$i_{\max}$  и  $i_{\min}$  — максимальное и минимальное передаточные отношения вариатора;

силовые

$$P = \frac{2M}{D}; \quad (20)$$

$$\psi_{\max} = \frac{m-1}{m+1}; \quad \psi_{\text{опт}} = \beta \psi_{\max}, \quad (21)$$

где  $M$  — крутящий момент на ведомом валу вариатора;

$m = \frac{S_1}{S_2}$  — показатель, определяемый по параметрам ведущего или ведомого шкива [5];

$\beta$  — коэффициент запаса сцепления.

Методически требуемая характеристика нажимного устройства получается путем последовательных приближений, когда на начальном этапе величиной  $\chi$  приходится задаваться. Тогда при известной геометрии вариатора и выбранном ремне исходная характеристика рабочего органа машины с помощью преобразований на основе приведенных выше уравнений трансформируется таким образом, чтобы при заданной частоте вращения ведомого вала и крутящем моменте оказались известны  $i_0$ ,  $D$ ,  $a$ ,  $P$ . Эти данные с учетом выражений (21), (17), (15), (14) позволяют определить требуемую функциональную зависимость  $K$  от  $x$ . В дальнейшем значение  $K$  должно быть несколько повышенено на величину сил трения подвижного конуса подпружиненного шкива по валу, причем аналитически учесть это можно по известным зависимостям, приведенным в работе [1].

Полученные данные упрощают расчеты клиноременных вариаторов и дают возможность обеспечить им оптимальные тяговые свойства.

## ЛИТЕРАТУРА

- Пронин Б. А., Ревков Г. А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). М., «Машиностроение», 1967.
- Мартыхин Ю. М. Клиноременные вариаторы мототранспортных средств. Труды ВНИИмотопрома, вып. 8, 1973.
- Мартынов В. К. — «Вестник машиностроения», 1973, № 5.
- Петров В. А. Автоматическое управление бесступенчатых передач самоходных машин. М., «Машиностроение», 1968.
- Мартынов В. К. — «Вестник машиностроения», 1970, № 3.

УДК 629.113-578

## Исследование устойчивости работы и качества регулирования в автоматических фрикционных сцеплениях

Л. А. РУМЯНЦЕВ  
НАМИ

АВТОМАТИЧЕСКИЕ фрикционные сцепления на автомобиле появились в начале двадцатых годов и некоторыми фирмами достаточно широко выпускаются до настоящего времени. Это объясняется тем, что применение автоматического сцепления на автомобиле при незначительных материальных затратах позволяет ликвидировать педаль сцепления, благодаря чему существенно упрощается и облегчается управление автомобилем, что, в свою очередь, ведет к повышению безопасности движения.

В автоматическом управлении сцеплением участвуют двигатель автомобиля, регулятор, управляющий сцеплением, и собственно сцепление автомобиля, соединенные в замкнутый контур автоматического регулирования. К наиболее важным параметрам, характеризующим качество работы автоматического сцепления, следует отнести: устойчивость регулирования, качество переходного процесса включения сцепления при трогании автомобиля и стабильность работы.

Рассмотрим работу автоматического привода сцепления [1], состоящего из фрикционного сцепления  $C_f$  нормально разомкнутого типа (рис. 1, а), которое совместно с двигателем  $M_d$  автомобиля и регулятором  $R$  образует на режиме включения сцепления при трогании автомобиля замкнутый контур автоматического регулирования (рис. 1, б).

На рис. 1, б стрелками показано направление передачи управляющего воздействия. Крутящий момент двигателя  $M_d$  соответствует угловой скорости  $\omega_0$ , при которой автоматическое сцепление начинает включаться, в случае ступенчатого открытия дроссельной заслонки на угол  $\alpha_d$   $M_0 = f(\alpha_d)$ . Под действием

ем избыточного крутящего момента на валу двигателя  $M_d - M_c$  (рис. 1, б) происходит изменение угловой скорости двигателя  $\omega$  [ $M_c = f(\omega)$  — крутящий момент трения в сцеплении]. Сцепление включается под действием силы  $F$ , приведенной к нажимному диску сцепления.

Для составления уравнения, описывающего в динамике работу автоматического сцепления, воспользуемся схемой сцепления, приведенной на рис. 1, а. Примем, что жесткость ведомого диска сцепления в осевом направлении является нелинейной функцией от осевой деформации диска  $x$ . Тогда зависимость между осевым усилием  $Q$  на ведомый диск 1 со стороны нажимного диска 2 и деформацией ведомого диска выражается в виде суммы двух слагаемых:

$$Q = C_1 x + C_2 x^n, \quad (1)$$

где  $0 < n < \infty$  — показатель степени, характеризующий нелинейное слагаемое.

Умножив обе части выражения (1) на  $k_M$ , получим момент трения, передаваемый сцеплением  $M_c$ :

$$M_c = k_M (C_1 x + C_2 x^n). \quad (2)$$

где  $k_M = 2R_c f_t$  — коэффициент пропорциональности между осевым усилием на нажимном диске и моментом трения сцепления  $M_c$ ;

$R_c$  — средний радиус поверхности трения фрикционной накладки ведомого диска сцепления;

$f_t$  — коэффициент трения.

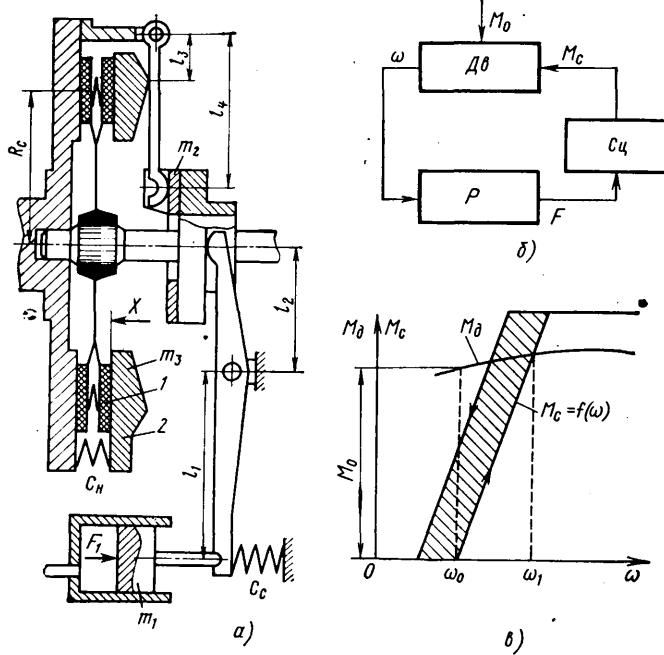


Рис. 1. Расчетные схемы и характеристики автоматического сцепления:

а — расчетная схема фрикционного сцепления; б — структурная схема замкнутого контура автоматического регулирования и автоматического сцепления; в — моментные характеристики двигателя и автоматического сцепления

Эквивалентную подвижную массу в сцеплении  $\mu$ , приведенную к нажимному диску сцепления, можно записать в виде

$$\mu = m_1 i_c^2 + m_2 p^2 + m_3,$$

где  $m_1$  — масса подвижных частей, связанная со штоком исполнительного сервоцилиндра;

$m_2$  — суммарная масса пяты выжимного подшипника и связанных с ним деталей;

$m_3$  — масса нажимного диска сцепления;

$i_p = \frac{l_4}{l_3}$  — передаточное число рычага сцепления;

$i_c = i_p i_b$  — общее передаточное число в сцеплении  $i_b = \frac{l_1}{l_2}$  (передаточное число вилки сцепления).

Обозначим через  $C_3$  суммарную жесткость возвратных пружин, приведенную к нажимному диску сцепления. Тогда  $C_3 = C_n + i_c C_c$ . В расчете примем, что деформация рычагов сцепления в процессе включения сцепления незначительна, поэтому ею пренебрежем.

При увеличении давления в рабочей полости сервоцилиндра на поршень сервоцилиндра действует сила  $F_1$ , поэтому  $F = F_1 i_c$ . Учитывая полученные выражения приведенной массы в сцеплении, жесткости пружин и обозначив эквивалентное вязкое трение в сцеплении через  $\gamma$ , можно составить дифференциальное уравнение, описывающее работу сцепления в динамике:

$$\mu \frac{d^2 x}{dt^2} + \gamma \frac{dx}{dt} + C_1 x + C_2 x^n + C_3 x = F. \quad (3)$$

Работа двигателя внутреннего сгорания в переходных режимах обычно описывается дифференциальным уравнением вида [2]

$$J \frac{d\omega}{dt} + b\omega = M_0 - M_c, \quad (4)$$

где  $J$  — момент инерции условного маховика двигателя;

$b = \frac{\partial M}{\partial \omega}$  — коэффициент, учитывающий наклон моментной характеристики двигателя при определенном открытии дроссельной заслонки  $\alpha_d$ .

Чтобы выяснить, как влияют параметры сцепления и двигателя на работу автоматического привода сцепления, примем, что управление сцеплением в функции угловой скорости вала двигателя осуществляет идеальный регулятор, т. е. регулятор с линейной характеристикой, не имеющий запаздываний в работе

те. Уравнение идеального регулятора будет иметь следующий вид:

$$F = k_p \omega, \quad (5)$$

где  $k_p$  — коэффициент усиления регулятора.

После совместного решения уравнений (3) и (5) с учетом структурной схемы автоматического сцепления (рис. 1, б) и ранее полученных уравнений (2) и (4) найдем исходное уравнение, описывающее динамику работы автоматического сцепления (6):

$$\begin{aligned} \frac{d^3 x}{dt^3} + \left( \frac{\gamma}{\mu} + \frac{b}{J} \right) \frac{d^2 x}{dt^2} + \left( \frac{C_1 + C_3 + nC_2 x^{n-1}}{\mu} + \frac{b\gamma}{J\mu} \right) x + \\ \times \frac{dx}{dt} + \left( \frac{k_M k_p C_1 + bC_1 + bC_3}{J\mu} \right) x + \\ + \left( \frac{k_M k_p C_2 + bC_2}{J\mu} \right) x^n = \frac{k_p}{J\mu} M_0. \end{aligned} \quad (6)$$

Полученное дифференциальное уравнение (6) третьего порядка, описывающее работу автоматического сцепления, является нелинейным. Общих методов аналитического решения уравнения (6) не существует. Анализ устойчивости работы автоматического сцепления по выражению (6) при малых отклонениях от состояния равновесия можно провести по характеристическому уравнению первого приближения от уравнения (6).

Разложив  $x^n$  в ряд Маклорена и отбрасывая члены ряда со степенями выше первой, получим характеристическое уравнение от выражения (6) в виде

$$J\mu p^3 + (J\gamma + \mu b)p^2 + (JC_1 + JC_3 + JnC_2 x^{n-1} + b\gamma)p + \\ + (k_M k_p C_2 + bC_2)nx^{n-1} + k_M k_p C_1 + bC_1 + bC_3 = 0. \quad (7)$$

Корни уравнения (7) являются функциями от  $x$ . При выполнении следующих условий:

- 1)  $J\mu > 0$ ;
- 2)  $J\gamma + \mu b > 0$ ;
- 3)  $JC_1 + JC_3 + JnC_2 x^{n-1} + b\gamma > 0$ ;
- 4)  $(k_M k_p C_2 + bC_2)nx^{n-1} + k_M k_p C_1 + bC_1 + bC_3 > 0$ ;
- 5)  $(J\gamma + \mu b)(JC_1 + JC_3 + JnC_2 x^{n-1} + b\gamma) > [(k_M k_p C_2 + bC_2)nx^{n-1} + k_M k_p C_1 + bC_1 + bC_3]J\mu$  корни уравнения первого приближения имеют отрицательные вещественные части, и автоматическое сцепление устойчиво.

Анализ достаточных условий устойчивости при любых начальных возмущениях возможен с помощью функций Ляпунова, обозначаемых через  $V$ . Ляпуновым было доказано, что если существует функция  $V$ , производная от которой во времени в силу заданных дифференциальных уравнений представляет собой знакопределеннную функцию противоположного с  $V$  знака, то возмущенное движение асимптотически устойчиво [3]. Уравнение автоматического сцепления (6) можно представить в общем виде следующим образом:

$$\ddot{x} + \alpha \dot{x} + \varphi(x) \dot{x} + f(x) = M_0. \quad (8)$$

В связи с тем, что уравнение с правой частью (8) приводится к нулевому решению возмущенного движения, заменим выражение (8) системой трех уравнений первого порядка

$$\begin{cases} \dot{x} = y, \\ \dot{y} = z, \\ \dot{z} = -\alpha z - \varphi(x)y - f(x). \end{cases} \quad (9)$$

Будем искать функцию Ляпунова в виде

$$V = \alpha \int_0^x f(x) dx + \int_0^y \varphi(x)y dy + yf(x) + \frac{(z + \alpha y)^2}{2}. \quad (10)$$

После ряда преобразований окончательный результат получим такой:

$$\dot{V} = -y^2 [\alpha\varphi(x) - f'(x)] + y \int_0^y \frac{\partial \varphi}{\partial x} y dy. \quad (11)$$

Согласно уравнению (11) условия асимптотической устойчивости (8) в целом можно записать так:

- 1)  $f(x)x > 0$  при  $x \neq 0$ ;

2)  $\alpha\varphi(x) > f'(x)$  при  $\alpha > 0$ ;

$$3) y \frac{\partial \varphi}{\partial x} \leq 0.$$

Чтобы убедиться, что выражение (10) есть действительно функция Ляпунова, следует доказать, что функция  $V$  определено положительная. Очевидно,  $V > 0$ , если

$$\alpha \int_0^x f(x) dx + \int_0^y \varphi(x) y dy + y f(x) > 0.$$

Путем преобразований последнего неравенства можно показать, что  $V > 0$ , если

$$4x \int_0^x f(x) \left\{ \int_0^y [\alpha\varphi(x) - f'(x)] y dy \right\} dx > 0. \quad (12)$$

Согласно условиям устойчивости пп. 1 и 2 неравенство (12) выполняется, поэтому выражение (10) есть функция Ляпунова.

Условие устойчивости п. 2, полученное с помощью функции Ляпунова, совпадает с п. 5 условий устойчивости по уравнению первого приближения.

Условия устойчивости (8) в целом (1—3) являются достаточными. На практике типовым режимом управления автоматическим сцеплением является подача ограниченного управляющего воздействия  $M_0$  при нулевых начальных условиях. Проверка, проведенная с помощью ЭЦВМ решения уравнения (8) вблизи границ устойчивости, показала, что если выполняются условия пп. 1 и 2, то автоматическое сцепление устойчиво при подаче ступенчатого входного воздействия.

Соответствующим выбором коэффициентов в уравнении (6) можно обеспечить выполнение условий п. 5 при всех значениях  $x$ , находящихся в интервале  $0 < x < \infty$ , т. е. устойчивость регулирования при неограниченных управляющих воздействиях  $M_0$ . Возможность обеспечения устойчивости автоматического сцепления при неограниченных управляющих воздействиях объясняется тем, что в силу специфики этой системы, описываемой уравнением (6), одновременно с ростом члена

$$\left( \frac{k_M k_p C_2 + b C_2}{J \mu} \right) x^n$$

происходит увеличение коэффициента

$$\left( \frac{C_1 + C_3 + n C_2 x^{n-1}}{\mu} + \frac{b \gamma}{J \mu} \right).$$

определяющего демпфирование в системе.

Помимо анализа устойчивости, конструктору не менее важно оценить характер переходного процесса включения сцепления при заданных управляющих воздействиях. От качества процесса включения сцепления зависит плавность трогания автомобиля в различных дорожных условиях, величина работы боксования в сцеплении и легкость управления автомобилем.

Для линейных систем, описываемых дифференциальным уравнением третьего порядка, существует простой и наглядный способ оценки устойчивости и качества регулирования с помощью диаграммы Вышнеградского. Уравнение вида (8), описывающее в динамике работу автоматического сцепления, является нелинейным, однако его коэффициенты есть или постоянные величины, или функции только от  $x$ . В связи с этим для каждого конкретного  $x_i$  возможно совершенно точно определить коэффициенты Вышнеградского  $A$  и  $B$ . При этом для получения от выражения (8) линейного уравнения первого приближения необходимо  $f(x)$  разложить в ряд. Тогда получим

$$A = \frac{\alpha}{3} ; \quad B = \frac{\varphi(x)}{\sqrt{f'(x)}}.$$

Полученные коэффициенты Вышнеградского  $A$  и  $B$  есть функции от  $x$ . При положительных коэффициентах условием устойчивости (8) является выполнение неравенства  $\alpha\varphi(x) > f'(x)$ , которое приводится к виду

$$\frac{\alpha}{\sqrt{f'(x)}} \cdot \frac{\varphi(x)}{\sqrt{[f'(x)]^2}} > 1.$$

Последнее соответствует неравенству  $AB > 1$ , согласно которому все точки устойчивой нелинейной системы лежат внутри гиперболы Вышнеградского при подаче в систему неограниченных управляющих воздействий  $M_0$ .

Таким образом, проведя расчет коэффициентов  $A$  и  $B$  для ряда значений  $x_i$  в интервале  $0 < x_i < \infty$ , отложив их на диаграмме Вышнеградского и соединив между собой, можно получить линию, характеризующую изменение корней выражения (8) при отработке автоматическим сцеплением заданного входного воздействия. В зависимости от того, через какие области диаграммы Вышнеградского будет проходить построенная таким образом линия, можно судить об устойчивости автоматического сцепления и характере переходного процесса при нулевых начальных условиях. Следовательно, построенная таким образом линия есть линия качества переходного процесса в заданной нелинейной системе.

На рис. 2, а приведены линии качества для автоматического привода сцепления, имеющего различия в конструкции сцепления. Точки  $x_0$  характеризуют начальное устойчивое состояние автоматического сцепления при  $M_0 = 0$ .

При подаче управляющего воздействия (открытие дроссельной заслонки) выходная координата  $x$  начинает увеличиваться от  $x_0$ , стремясь приблизиться к новому установившемуся состоянию  $x_{\text{уст}}$ , определяемому решением уравнения статики  $f(x) = M_0$ .

Очевидно, что при различных управляющих воздействиях  $M_0$  выходная координата  $x_{\text{уст}}$  будет занимать различные положения на линии качества. В процессе отработки входного воздействия рабочая точка все время перемещается вдоль линии качества. При этом происходит изменение частоты колебаний и амплитуды колебаний, что характерно для нелинейных систем. Линии качества 1, 2, 3, 4 (рис. 2, а) относятся к автоматическим сцеплениям, устойчивым при любых входных воздействиях.

Линия качества 5 пересекает гиперболу I Вышнеградского. Следовательно, автоматическое сцепление, имеющее линию качества 5, будет устойчивым только при ограниченных управляющих воздействиях  $M_0$ , если в колебательном переходном процессе изменение  $x$  не приведет к пересечению рабочей точкой гиперболы Вышнеградского.

Проверка связи между точным решением уравнения (6) автоматического сцепления и расположением линии качества на диаграмме Вышнеградского проводилась в такой последовательности. На ЭЦВМ «Минск-22» получалось точное решение уравнения (6). После этого строилась линия качества и сопоставлялся характер переходного процесса с областями диаграммы Вышнеградского, через которые проходит линия качества. Проведенный анализ подтвердил, что переходный процесс в автоматическом сцеплении определяется областями, через которые проходит линия качества. При расположении линии качества в зоне колебательного переходного процесса II переходный процесс в автоматическом сцеплении носит колебательный характер. При расположении линии качества в области монотонных процессов III переходный процесс в автоматическом сцеплении близок к монотонному (IV — зона расходящегося переходного процесса). Полного совпадения характера переходного процесса в линейной и нелинейной системах ожидать нельзя, так как в нелинейной системе при отработке заданного входного воздействия рабочая точка все время перемещается вдоль линии качества, переходя из одной точки в другую с различными начальными условиями, определяемыми изменением  $x$ . Однако, пользуясь изложенным методом, можно выполнять вполне достаточную для практики оценку автоматических сцеплений.

В качестве одного из примеров проводились расчеты переходных процессов в автоматическом приводе сцепления автомобиля типа «Москвич». После подстановки исходных данных в уравнение (6) оно приняло вид

$$\begin{aligned} \frac{d^3 x}{dt^3} + 23,608 \frac{d^2 x}{dt^2} + (38219,3 + 1,82 \cdot 10^8 x) \frac{dx}{dt} + \\ + 226,275 x + 5,66 \cdot 10^8 x^2 = 520. \end{aligned} \quad (13)$$

Исходные данные полученного выражения соответствуют варианту 1 в таблице.

Варьируемые параметры вариантов				
1	2	3	4	6
$\frac{\mu}{C_3}$	$3\frac{\mu}{C_3}$	$\frac{\mu}{C_3}$	$\frac{\mu}{C_3}$	$\frac{4\mu}{C_3}$
$C_1$	$C_1$	$C_1$	$2C_1$	$C_1$

С целью определения влияния отдельных параметров в автоматическом сцеплении на качество переходного процесса эти параметры в различных вариантах изменялись в соответствии с таблицей. На рис. 2, б и в приведены переходные процессы, полученные в результате точного расчета на ЭЦВМ, а на рис. 2, а построены линии качества для некоторых вариантов.

Сопоставляя графики переходных процессов в автоматическом сцеплении (включая приведенные на рис. 2), можно отметить, что переходные процессы улучшаются при уменьшении приведенной массы сцепления  $\mu$  и увеличении жесткости отжимных пружин сцепления  $C_3$ .

Это закономерно, так как при уменьшении  $\mu$  и увеличении  $C_3$  сцепление приближается к безынерционному звену, описываемому в динамике уравнением  $(C_1 + C_3)x + C_2x^n = F$ .

Основные трудности получения устойчивого регулирования и хорошего качества переходного процесса в автоматическом сцеплении заключаются в выполнении условия п. 5.

Так как коэффициент  $b$  при средних и больших открытиях дроссельной заслонки ( $a_d$  больше 25%) в диапазоне процесса включения автоматического сцепления (до  $\omega_1=180$ ) у современных карбюраторных двигателей равен нулю или имеет небольшую отрицательную величину, его можно принять равным нулю без внесения заметной погрешности в анализ. В этом случае условие п. 5 принимает следующий упрощенный, но весьма наглядный вид:

$$\frac{J\gamma(C_3 + C_1 + nC_2x^{n-1})}{k_p k_M \mu} > (C_1 + nC_2x^{n-1}). \quad (14)$$

Из уравнения (14) следует, что для обеспечения устойчивости при всех значениях  $x$ , лежащих в интервале  $0 < x < \infty$ , необходимо, чтобы

$$\frac{J\gamma}{k_p k_M \mu} > 1. \quad (15)$$

Если неравенство (15) не выполняется, то система может быть устойчива только при ограниченных управляющих воздействиях  $M_0$ . Однако в этом случае величина  $C_3$  должна быть значительной. Выражение  $C_1 + nC_2x^{n-1}$  входит одновременно в

две части неравенства (14), следовательно, осевая жесткость ведомого диска сцепления не является определяющим параметром при анализе устойчивости автоматического сцепления.

Обычно при разработке автоматического сцепления коэффициенты  $J$ ,  $k_p$  и  $k_M$  оказываются заданными. Поэтому сравнение различных типов автоматических сцеплений на запас устойчивости и качество регулирования можно проводить по величинам  $\mu$  и  $\gamma$ .

Ниже приводятся значения  $\mu$  для различных типов автоматических сцеплений, разработанных в НАМИ.

Центростремительное сцепление с поворотными грузами для автомобиля ЗАЗ	0,775
Автоматический гидропривод сцепления для автомобиля ЗАЗ	0,970
Автоматический вакуумный привод фрикционного сцепления для автомобиля "Москвич": с гидравлическим подшипником	5,445
с шариковым выжимным подшипником	5,745
Автоматический гидропривод сцепления для автомобиля "Москвич"	1,925

Приведенные данные свидетельствуют о том, что с точки зрения устойчивости регулирования наилучшие показатели имеют центростремительное сцепление и автоматический гидропривод сцепления.

В практике мирового автомобилестроения на легковых автомобилях автоматические сцепления применяются или с центростремительным сцеплением или с гидравлическим следящим приводом. Благодаря малым приведенным массам в сцеплении  $\mu$  в автоматическом гидроприводе сцепления время выключения сцепления при переключении передач не превышает 0,1 с.

В уравнении (6) под коэффициентом  $\gamma$  подразумевается эквивалентное вязкое трение в сцеплении. Согласно выражению (14) автоматическое сцепление не может быть устойчивым при отсутствии трения. В реальных конструкциях, наряду с вязким трением, существует и сухое трение. Сухое трение, одновременно с демпфированием колебаний, снижает точность регулирования. При значительном сухом трении в моментной характеристике автоматического сцепления появляется большая петля гистерезиса, следствием чего является возможность неполного выключения сцепления при падении скорости вращения коленчатого вала двигателя до величины, соответствующей числу оборотов холостого хода. В результате этого двигатель глохнет (рис. 1, в).

Если в автоматическом сцеплении обеспечивается выполнение условия (15), то жесткость  $C_3$  может быть незначительной. В этом случае износ фрикционных накладок ведомого диска сцепления практически не будет влиять на смещение моментной характеристики автоматического сцепления  $M_c = f(\omega)$ .

Если же условия (15) не выполняются, то, как отмечалось, жесткость  $C_3$  должна быть большой для обеспечения необходимого запаса устойчивости. При этом износ фрикционных накладок сцепления будет приводить к определенному смещению моментной характеристики  $M_c = f(\omega)$ , т. е. автоматическое сцепление

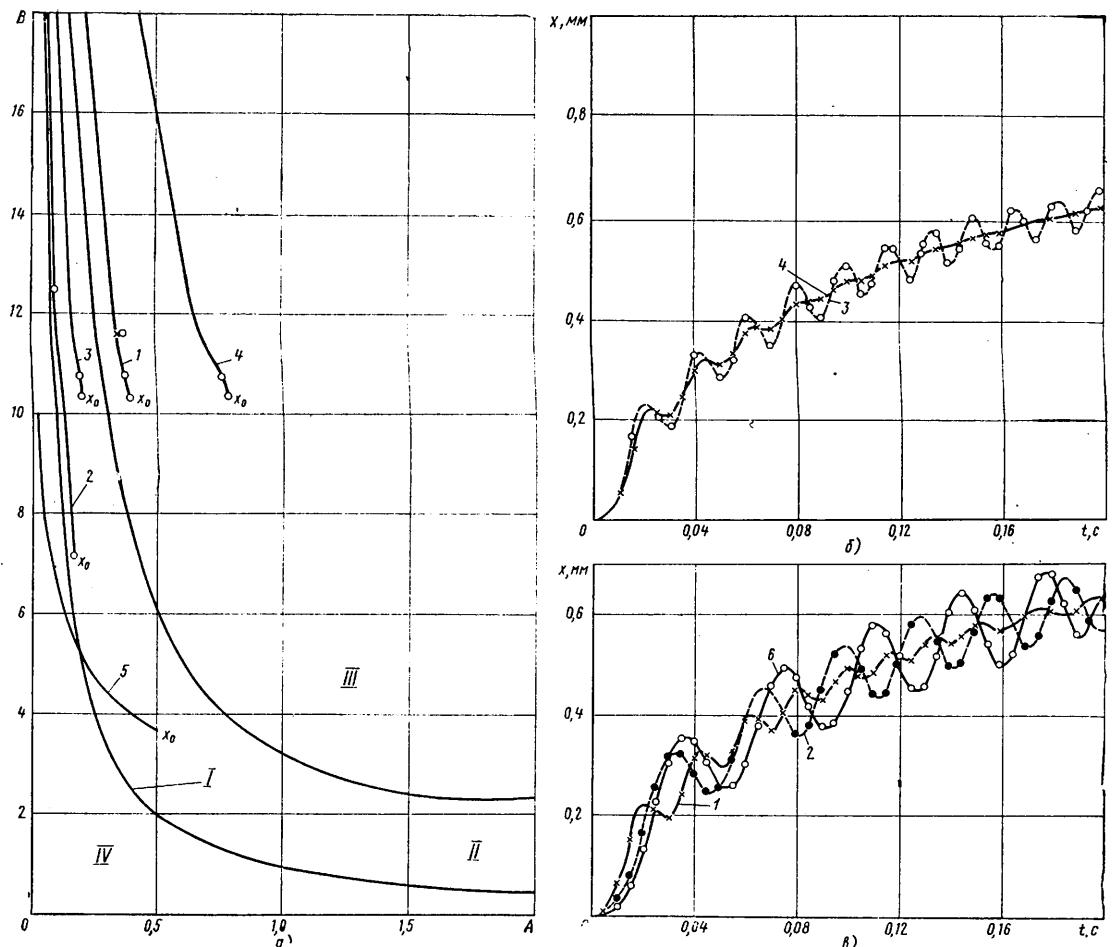


Рис. 2. Диаграмма Вышневогородского с нанесенными линиями качества и графиками переходных процессов включения автоматического сцепления

ление будет менее стабильным. Для компенсации нестабильности моментной характеристики автоматического сцепления в эксплуатации может потребоваться проведение периодических регулировок в сцеплении или автоматическом регуляторе, управляющем сцеплением, что весьма нежелательно.

Таким образом, автоматические фрикционные сцепления, имеющие меньший запас устойчивости, одновременно являются и менее стабильными в эксплуатации.

Проведенный анализ показывает, что даже при идеальном регуляторе не всегда возможно получить достаточный запас устойчивости и необходимое качество переходных процессов включения сцепления. Поэтому при проектировании автоматических сцеплений первостепенной задачей является рациональный выбор принципиальной схемы автоматического сцепления, обеспечивающей малую величину  $\mu$ . Реальные регуляторы для автоматического управления сцеплением всегда имеют при работе определенное запаздывание, а в сцеплении между дисками и в трансмиссии существуют зазоры. Все это вместе взятое приводит к появлению начальных условий при включении сцепления, не равных нулю, а следовательно, ухудшает качество переходных процессов. Так, наличие запаздывания в следящем действии регулятора всего 0,1 с приводит на современных лег-

ковых автомобилях к «уходу» двигателя на  $\Delta\omega = 30 \div 40$  1/с от статической характеристики (рис. 1, в), следствием чего является наличие перерегулирования в переходном процессе включения сцепления  $M_c = f(t)$ .

Испытания значительного числа различных автоматических вакуумных и гидравлических приводов сцепления на легковых автомобилях, проведенные в НАМИ, показали, что гидравлические приводы сцепления позволяют получить гораздо больший запас устойчивости регулирования и лучшее качество переходных процессов. Это в первую очередь связано с малыми приведенными массами  $\mu$  в сцеплении, а также с тем, что жидкость практически несжимаема, благодаря чему уменьшается запаздывание следящего действия при работе автоматического сцепления.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Абрамян В. А. и др. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 7.
2. Крутов В. И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. М., Машгиз, 1963.
3. Барбашин Е. А. Функции Ляпунова. М., Физматгиз, 1970.

УДК 534.61.083

# Исследование шума и вибраций автомобилей с помощью приборов следящего действия

А. Я. ТАРАСОВ, В. Р. УСОЛЬЦЕВ

Горьковский автозавод

СРЕДИ МНОЖЕСТВА возбудителей автомобильного шума важное место занимают его собственные агрегаты (двигатель, трансмиссия и пр.). Они возбуждают вынужденные периодические колебания, которые на отдельных режимах движения автомобиля приобретают резонансный характер. При резонансе уровень шума или вибраций резко возрастает, так что резонансные колебания преобладают над прочими непериодическими колебаниями (от дорожных толчков, ветра и пр.). Форма колебаний приближается к синусоидальной тем ближе, чем сильнее резонанс. Колебательная система автомобиля ведет себя как совокупность частотных фильтров, выделяющих определенные гармонические составляющие колебаний.

Частота резонансных колебаний обычно низкая (менее 150—200 Гц), что связано с низкочастотным возбуждением (частота возбуждения совпадает с частотой вращения коленчатого вала двигателя или карданного вала, или кратна ей) и с низкочастотными резонансными свойствами автомобильного кузова.

Борьба с резонансными шумами должна вестись в источнике их возникновения или на путях передачи в кузов, поскольку применение звукоизолирующих или звукопоглощающих материалов оказывается недостаточно эффективным в связи с их малой изолирующей и поглощающей способностью на низких частотах.

Для определения источников возбуждения шума и вибраций последние осциллографируют совместно с отметками оборотов двигателя или карданного вала. По осциллограммам определяется порядок колебаний, т. е. число колебаний за один оборот коленчатого вала двигателя или карданного вала. Знание порядка колебаний облегчает определение источников возбуждения. Так, первый порядок указывает на дисбаланс двигателя или карданного вала как источника возбуждения. При этом остальные источники возбуждения можно не рассматривать. Второй порядок указывает на то, что источниками могут быть силы инерции второго порядка и их моменты (четырехцилиндровый двигатель), опрокидывающий момент двигателя, а также силы, возникающие при работе шарниров карданной передачи, имеющей неблагоприятное сочетание углов между валами. В этом случае бесполезно заниматься улучшением балансировки двигателя и карданного вала. Шестицилиндровые двигатели являются источником колебаний третьего порядка, восьмицилиндровые — четвертого.

Шум или вибрации обычно осциллографируются с помощью шлейфового осциллографа. Осциллограммы содержат всю информацию об исследуемом процессе, однако, сам метод осциллографирования с помощью шлейфового осциллографа имеет ряд недостатков.

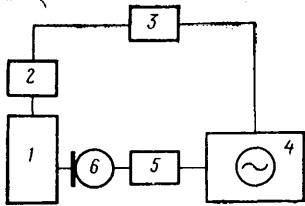
Главный из них — отсутствие возможности определять порядок исследуемых колебаний в ходе испытаний, что связано

с недостаточной яркостью изображения на экране осциллографа и трудностью синхронизации развертки, производимой вручную, особенно при переменных режимах испытаний (разгон, торможение двигателем и пр.).

Более удобен для проведения испытаний электронный осциллограф со следящей разверткой, приводимой в действие от системы зажигания двигателя или от какого-либо датчика. Подобные осциллографы устанавливают в настоящее время в стендах для диагностики автотракторного электрооборудования (фирмы Bosch, Рено, Криптон, Сан и др.). На экране осциллографа при любых режимах движения автомобиля (равномерное, разгон, торможение двигателем) можно видеть устойчивое и яркое изображение исследуемого колебательного процесса за 0,5—1—2 и т. д. оборота коленчатого вала двигателя (по выбору с помощью переключателя). По этому изображению определяется порядок колебаний непосредственно во время испытаний. Так, если на экране наблюдается одно колебание, а переключатель установлен на развертку за один оборот, то имеем первый порядок колебаний. Если одно колебание наблюдается за 0,5 оборота, то имеем второй порядок колебаний и т. п.

Во время работы со следящим осциллографом можно просматривать весь процесс движения на любых режимах, при необходимости просмотр может быть многократно повторен, например, для уточнения характера протекания какого-либо процесса, изменяющегося от заезда к заезду. По мере приближения к резонансу хорошо наблюдается динамика очищения формы кривой от примесей, не присущих резонансу (колебания от дорожных толчков и пр.): колебания становятся чисто гармоническими, кривая становится более четкой, амплитуда распадает. По одной только форме кривой можно судить о силе резонанса: чем ближе форма кривой к гармонической, тем больше резонансные колебания преобладают над прочими.

Визуальная оценка шума по форме кривой колебаний (ее четкости, близости к чисто гармонической амплитуде) является весовым дополнением к другим видам информации, объективной (с помощью приборов) и субъективной (с помощью органов слуха). Их совпадение повышает уверенность исследователей в правильности постановки эксперимента и достоверности получаемых результатов. Малые габариты и вес осциллографа позволяют разместить его в удобном для наблюдения месте автомобиля, дорожная тряска не мешает работе, изображение на экране хорошо просматривается в любую, в том числе и солнечную погоду, синхронизация обеспечивается автоматически при любом режиме движения без вмешательства испытателя. Кроме того, можно коллективно следить за процессом на экране осциллографа, что позволяет в ходе испытаний, без возвращения на исследовательскую базу, обсуждать их результаты.



Блок-схема аппаратуры следящего действия для исследования шума:  
1 — исследуемый объект; 2 — датчик оборотов; 3 — формирователь пилообразного напряжения;  
4 — катодный осциллограф;  
5 — шумомер; 6 — микрофон

ты и принимать решение по дальнейшему ходу испытаний для уточнения каких-либо возникших вопросов. Все это повышает глубину исследования, оперативность работы, экономит время и в конечном итоге дает определенный экономический эффект. При использовании других методов, например, магнитной записи, оперативность значительно ниже.

В настоящее время на Горьковском автозаводе все испытания, связанные с исследованием шума и вибраций, проводятся только со следящим осциллографом. Поскольку отечественная промышленность серийно не выпускает осциллографы со следящей разверткой, в конструкторско-экспериментальном отделе использован малогабаритный электронный осциллограф ЭМО-2, генератор горизонтальной развертки которого модернизирован для работы в следящем режиме. В прибор встроен преобразователь напряжения для питания его от бортсети автомобиля.

Отличие следящих осциллографов от обычных катодных со следящей разверткой, выпускаемых промышленностью, заключается в следующем: длительность прямого хода развертки у первых меняется автоматически с изменением частоты синхронизирующих импульсов таким образом, что она всегда равна периоду синхронизирующих импульсов, а у вторых регулируется вручную.

Можно использовать обычные осциллографы в следящем режиме с добавлением сравнительно несложной приставки, формирующей из импульсов зажигания пилообразное напряжение, подаваемое на усилитель горизонтального отклонения. Блок-схема представлена на рисунке.

Значительную помощь при исследовании колебаний может оказать наблюдение объекта в стrobоскопическом освещении, при котором создается эффект замедления движения за счет небольшой расстройки синхронизации. Современные электронные стробоскопы с импульсными лампами благодаря большой силе света обеспечивают возможность наблюдения объекта при дневном нейтральном освещении. С помощью стробоскопа можно

измерять амплитуду и частоту резонансных колебаний простейшим способом, без контакта с исследуемым объектом и, что особенно важно, определять их формы, так как замедленные колебания можно наблюдать визуально. Получение тех же результатов другими методами, например, с помощью тензометрических измерений, оказывается более сложным, менее оперативным и наглядным.

Желаемый эффект замедления колебаний в случае применения обычного стробоскопа достигается только при установившемся процессе, например, при вращении коленчатого вала двигателя с постоянной скоростью. Во время определения резонансных режимов часто желательно видеть замедленные колебания при изменении оборотов двигателя от минимальных до максимальных (испытание «напрокат»). Сохранить постоянную замедленную частоту колебаний в этом случае не удается. Имеются, однако, стробоскопы, например стробоскоп типа 4910 датской фирмы Брюль и Кьер, которые выполняют эту функцию автоматически. В действие они приводятся от системы зажигания двигателя или от какого-либо датчика оборотов. По желанию замедленную частоту можно изменить вручную в пределах от 0,5 до 2 Гц, независимо от частоты исследуемого процесса.

Особенно удобно наблюдать с помощью стробоскопа крутильные колебания трансмиссии. При этом не требуются токосъемники, доставляющие обычно много хлопот при исследовании вращающихся деталей.

Известны достоинства скоростной киносъемки во многих видах исследований, в том числе и при исследовании колебаний. В последнем случае более предпочтительны стробоскопические исследования, поскольку их оперативность несравненно выше, чем исследований с помощью сложной и громоздкой киноаппаратуры. При желании киносъемку можно выполнить в стробоскопическом освещении обычной (не скоростной) кинокамерой, имеющей плавную регулировку частоты кадров, например кинокамерой «Родина» или «Конвас». При съемке стробоскоп приводится в действие от кинокамеры, для чего с приводом обтюторатора последней связывается запускающий фотодиод. Частота кадров при съемке подбирается визуально, исходя из желаемого эффекта замедления колебаний. Света стробоскопа вполне достаточно для получения снимков нормальной контрастности. Дневное нейтральное освещение не влияет на съемку.

Использование описанных приборов, работающих в следящем режиме, не ограничивается исследованием шума и вибраций автомобилей. Они могут быть использованы при исследовании многих других периодических процессов.

УДК 629.113.012.5

## АППРОКСИМАЦИЯ ПОГЛОЩАЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ШИН

Г. Н. КАПАНАДЗЕ, д-р техн. наук Н. Н. ЯЦЕНКО

**С**ОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ конструкций пневматических шин приводит к значительным изменениям их эластичности, к способности гасить возникающие колебания масс, а также существенно меняет плавность хода автомобиля [1 и 2].

При надлежащей оценке изменения этих свойств шины можно влиять на рациональный выбор параметров подвески, определяющих полные прогибы рессор, их металлоемкость, характеристики амортизаторов и т. п. Особенно важное значение имеет оценка гасящих свойств шин для многочисленного класса автомобилей с бесрессорной подвеской колес, так как для этих конструкций поглощение шинами энергии внешнего воздействия неровностей дороги является основным средством виброзащиты эксплуатирующего персонала.

В работе [3] поглощающая способность шины определена потерей энергии при радиальной деформации. Придерживаясь этого определения, можно составить по характеристике радиальной упругости наглядное представление об энергетических потерях вшине при вертикальных нагрузках. Типичная характеристика радиальной упругости, снятая согласно работе [4], приведена на рис. 1.

При экспериментальном определении координат точек характеристики упругости как замкнутой петли цикла «нагрузка—разгрузка», восстанавливающей силы смятой шины непосредственно не наблюдается: измерения силы всегда дают сумму упругой и неупругой составляющих. Средняя линия, представляющая упругую силу в чистом виде, проводится почти интуитивно в предположении, что на ходах смятия и расправления силы неупругого сопротивления вшине при одной и той же деформации равны и противоположны по направлению. Хотя непосредственные опытные данные для та-

коего предположения отсутствуют, однако, очевидно, что возможна при этом ошибка не может быть значительной.

На рис. 1 видно, что нелинейность упругой силы отчетливо проявляется на начальном участке смятия и в верхней части характеристики, а неупругая сила, представляемая расстоянием по вертикали между линиями нагрузки или разгрузки и средней линией, должна приниматься нелинейной во всем диапазоне деформаций, так как именно этой пелинейностью формируется замкнутая петля.

Суждение о том, какие нелинейности являются существенными и подлежат учету при расчете колебаний и подвески, удобно составить из рассмотрения простейшей колебательной системы, у которой шина является упругим элементом, поддерживающим свободно движущуюся в вертикальном направлении массу  $M$ , а изменение положения контакта шины с опорной поверхностью по вертикали описывается законом  $q(t)$ . Эта система соответствует специальной установке, на которой проводились экспериментальные исследования поглощающей способности шин [3].

Уравнение вертикальных перемещений массы можно записать в общем виде

$$M\ddot{q} + u(\xi; \dot{\xi}; \ddot{\xi} \dots) + v(\xi) = 0, \quad (1)$$

где  $u(\xi; \dot{\xi}; \ddot{\xi} \dots)$  — функция, выражающая зависимость силы неупругого сопротивления от положения, скорости, ускорения или другого показателя движения подрессоренной массы;

$v(\xi)$  — функция, выражающая зависимость силы упругого сопротивления от смещения массы.

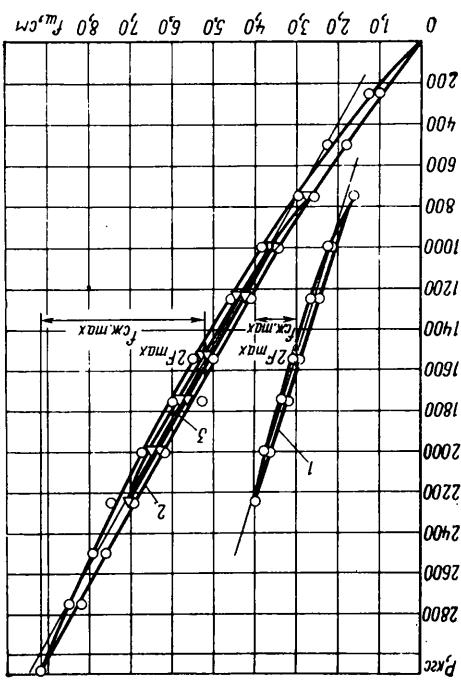


Рис. 1. Характеристики радиальной упругости шины 260-20 модели И-252 Б при разных давлениях воздуха и размахах нагрузки относительно номинальной:

- 1 —  $p_w = 4,5 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ,  $2P_{\max} = 1500 \text{ кгс}$ ;
- 2 —  $p_w = 2,0 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ,  $2P_{\max} = 3100 \text{ кгс}$ ;
- 3 —  $p_w = 2,0 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ,  $2P_{\max} = 1500 \text{ кгс}$

Несмотря на то, что график зависимости упругой силы от радиальной деформации отличается от прямой, при экспериментальных наблюдениях колебаний массы  $M$  на шине не обнаруживается признаков, характерных для систем с существенно нелинейной упругостью. При вынужденных колебаниях, например, на барабанном стенде с синусоидальными неровностями, зарегистрированные перемещения масс имеют тоже синусоидальную форму. Как известно, у систем с существенно нелинейной характеристикой упругости реакция на гармоническое возмущение хотя и остается периодической, но не сохраняет синусоидальной формы. В этом нетрудно убедиться из решения простейшего уравнения движения консервативной системы (без неупругого сопротивления), если положить в выражении (1) второе слагаемое равным нулю, а третье задать полиномом  $f(\xi)$ . Кроме того, амплитудная частотная характеристика системы, состоящая из массы, опирающейся на шину, выражается довольно узким прямым резонансным пиком с пологими ветвями на до- и послерезонансных частотах [2].

Для систем с существенно нелинейной упругостью и слабым демпфированием характерна искривленность резонансной области. При возмущении с частотами, соответствующими резонансной области, в таких системах возникают неустойчивые режимы, происходят внезапные срывы, нарастания или убыния амплитуд колебаний и переходные процессы. Ничего подобного при экспериментальных исследованиях колебаний на шинах различных моделей, с разным давлением воздуха и нагрузками не наблюдалось. Даже при очень тщательной регулировке частоты гармонических возмущений на стенде с беговыми барабанами ни при колебаниях массы только на шине, ни при колебаниях на шине и рессорах двухмассовой системы, эквивалентной подвеске автомобиля, не возникали неустойчивые режимы.

Отсутствие при динамических испытаниях признаков, характерных для систем с существенно нелинейной упругостью, можно объяснить тем, что нелинейность нижней части характеристик упругости шины не влияет на характер вынужденных колебаний массы, а верхняя зона искривленности относится к таким большим деформациям, которые не возникали при колебаниях без отрыва колес от опорной поверхности.

Экспериментальные исследования убеждают в том, что при колебаниях автомобиля без таких эксцессов в подвеске, как отрыв колес или пробой рессор, когда водитель экстренно изменяет режим движения для уменьшения воздействия неровностей дороги, нелинейность упругости несущественна, и функция, связывающая восстановливающую силу с деформацией шины, может выражаться уравнением прямой.

Силы неупругого сопротивления в шине часто связывают со скоростью деформации, хотя для этого нет прямых опытных доказательств. Скорее наоборот, наблюдения за процессом проезда колесом с мягкой шиной коротких, но крытых неровностей убеждают в независимости этих сил от скорости деформации. Действительно, если бы силы внутреннего неупругого сопротивления в шине были бы пропорциональны скорости ее радиальной деформации, то воздействие неровностей проявлялось бы тем жестче, чем круче было нарастание их профиля во времени движения по ним колеса, поскольку при увеличении скорости деформации блокирующая шину сила вязкого сопротивления должна возрастать, а само смятие шины — уменьшаться. Однако даже при проезде прямоугольного выступа с высокой поступательной скоростью, когда скорость радиальной деформации шины очень высока, воздействие на систему и смятие шины несущественно изменяется по сравнению со случаем проезда неровности той же высоты, но более пологой.

Из практики хорошо известно, что при повышении скорости движения через короткие неровности интенсивность деформации шины не падает, а растет. Из этого следует, что вязкая модель неупругого сопротивления вшине противоречит наблюдениям, а в расчетах приводит к неудовлетворительному описанию опытных данных. Расхождения результатов расчетов и опытов могут быть значительными, так как сила неупругого сопротивления в шине вызывает интенсивное затухание колебаний моста. Масса, соответствующая номинальной нагрузке на колеса автомобиля, после глубокого подтягивания на шине (до двух статических прогибов) и сбрасывания подтягивающего усилия, совершает не более 5—8 колебаний до полного гашения.

Учитывая эти наблюдения, данные для удовлетворительной аппроксимации опытов необходимо искать не в нелинейности средней линии характеристики упругости, которая в эксплуатационных случаях, по-видимому, несущественна, а в нелинейности сил внутреннего сопротивления, в форме всей характеристики упругости за цикл, в выражении их связи с деформацией шины.

При отыскании аналитической функции, описывающей график характеристики упругости шины, должен предусматриваться по возможности простой ввод поглощающей способности шины в расчет колебаний автомобиля. Вместе с тем, учет в аппроксимирующем выражении практически существенных черт рабочего процесса шины во время колебаний автомобиля позволит повысить согласие расчета с опытными данными.

Анализ экспериментальных характеристик радиальной упругости шин различной размерности показывает, что наиболее полно отражает существенные нелинейности и форму графиков линия эллипса с большим эксцентриситетом, повернутого относительно осей нагрузки и деформации на некоторый угол. Наглядно это показано на примере шины 12,00—18. Характеристика упругости которой приведена в работах [1 и 5]. На рис. 2, а эта характеристика перестрана в увеличенном масштабе относительно координатных осей с началом в точке, отвечающей номинальной нагрузке на колеса автомобиля ГАЗ-66.

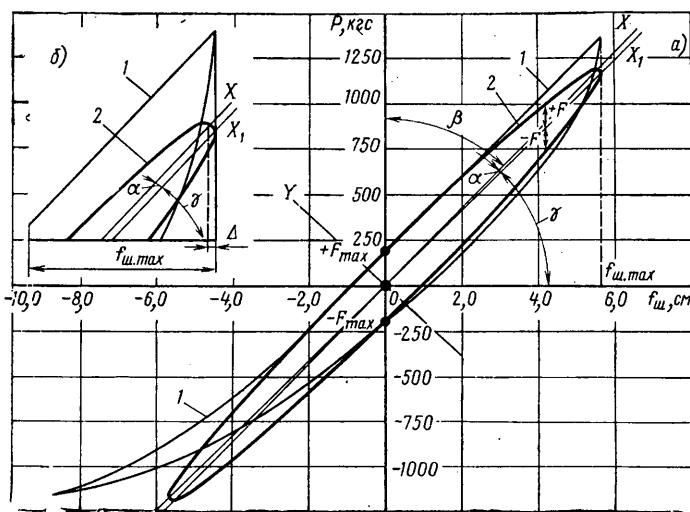


Рис. 2. Характеристики радиальной упругости шины 12.00-18 при внутреннем давлении воздуха  $p_w = 0,5 \text{ кгс}/\text{см}^2$ :

а — полная характеристика цикла; б — зона наибольших отклонений при сжатии; 1 — экспериментальная кривая; 2 — аппроксимирующий эллипс

Из рисунка видно, что для описания опытной характеристики упругости необходимо так расположить эллипс, чтобы все хорды  $2F$ , параллельные оси нагрузок  $P$ , в том числе и диаметр  $2F_{\max}$ , соответствующий наибольшей ширине петли опи- сываемой характеристики, были сопряжены со средней линией ее  $OX_1$ , наклонной под углом  $\gamma$  к оси абсцисс. Тогда средняя линия или больший из сопряженных диаметров эллипса раз- делит пополам каждую хорду, изображающую силы неупру- гого сопротивления, на всей характеристике упругости в пред- далах максимальных деформаций шины  $\pm f_{w.\max}$ .

Поскольку равенство сил неупругого сопротивления при сжатии и расправлении шины постулируется, то совмещение диаметра эллипса, сопряженного с параллельными оси  $P$  хор- дами характеристики упругости, и средней линии ее является основным условием аппроксимации. При этом легко выпол- няется и другое необходимое условие, заключающееся в том, что размах аппроксимирующейся кривой вдоль оси абсцисс должен соответствовать максимальной деформации на су- щественно важной ветви сжатия выше номинальной нагрузки по опытной характеристике. Для этого достаточно учесть, что хорды, параллельные оси нагрузки, обращаются в касательные к аппроксимирующему эллипсу на концах сопряженного с ними диаметра. Если считать, что касательная отсекает на оси деформаций отрезок, равный  $f_{w.\max}$ , то точка касания будет самой крайней точкой аппроксимирующего эллипса. Тогда больший из косоугольных полудиаметров эллипса на осиах  $X_1OP$  определяется максимальной деформацией и углом наклона средней линии по заданной характеристике упру- гости

$$a_1 = \frac{f_{w.\max}}{\cos \gamma} = f_{w.\max} \sqrt{1 + \tan^2 \gamma}, \quad (2)$$

а меньший полудиаметр оценивается непосредственно шириной петли

$$b_1 = F_{\max}. \quad (3)$$

Рассмотренные условия объясняют, почему приемлемая на первый взгляд аппроксимация путем простого совмещения средней линии заданной характеристики упругости и оси симметрии эллипса непригодна с теоретической точки зрения. При этом, как видно из рис. 2, б, неизбежны два нарушения условий аппроксимации: крайние точки аппроксимирующей кривой будут соответствовать деформациям большим, чем заданные на величину  $\Delta$ ; средняя линия не будет делить попол- лам хорды аппроксимирующего эллипса, наклоненные к оси его симметрии, и, следовательно, в такой аппроксимации за- ранее предусматривается неравенство сил неупругого сопротив- ления при радиальном смятии и расправлении шины.

Подбор аппроксимирующего эллипса можно рассматривать как задачу определения положения и размеров главных его диаметров на осиах симметрии (рис. 2,  $X_1OP$ ) по заданным сопряженным полудиаметрам и положению их относительно осей координат заданной характеристики упругости.

Положение главной оси  $OX$  аппроксимирующего эллипса определяется углами  $\alpha$  и  $\beta$ , образованными с нею сопряжен- ными осями  $OX_1$  и  $OP$ .

Для определения главных полудиаметров эллипса  $a$  и  $b$  можно воспользоваться соотношениями из теории конических сечений:

$$ab = a_1 b_1 \sin(\alpha + \beta);$$

$$a^2 + b^2 = a_1^2 + b_1^2,$$

откуда, имея в виду, что  $\alpha + \beta = 90^\circ - \gamma$ ,

$$a = \sqrt{\frac{a_1^2 + b_1^2}{2}(1 + \epsilon)}; \quad (4)$$

$$b = \sqrt{\frac{a_1^2 + b_1^2}{2}(1 - \epsilon)},$$

$$\text{где } \epsilon = \sqrt{1 - 4 \frac{a_1^2 b_1^2}{(a_1^2 + b_1^2)^2}} \cdot \frac{1}{1 + \tan^2 \gamma}.$$

Из другого известного соотношения

$$\frac{b^2}{a^2} = \tan \alpha \tan \beta$$

после подстановки выражений (4) получим

$$\frac{1 - \epsilon}{1 + \epsilon} = R = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \gamma)},$$

отсюда

$$\tan \alpha = \frac{1 - R}{2 \tan \gamma} \pm \sqrt{\frac{(1 - R)^2}{4 \tan^2 \gamma} - R}.$$

С учетом взаимного расположения осей  $OX$  и  $OX_1$  перед корнем оставляется знак минус, и угол наклона большего из главных диаметров аппроксимирующего эллипса к средней линии характеристики упругости определяется как

$$\alpha = \arctan \left[ \frac{1 - R}{2 \tan \gamma} - \sqrt{\frac{(1 - R)^2}{4 \tan^2 \gamma} - R} \right]. \quad (5)$$

Для аналитического выражения текущего значения неупру- гих сил в принятой аппроксимации характеристики упругости используется уравнение эллипса, отнесенное к косоугольной системе координат  $X_1OP$ .

Поскольку в пределах аппроксимации  $P=F$ , то это урав- нение можно записать в виде

$$\frac{X_1^2}{a_1^2} + \frac{F^2}{b_1^2} = 1.$$

Отсюда с учетом того, что  $X_1 = \frac{f_w}{\cos \gamma}$ , а также с учетом ра-венств (2) и (3) следует выражение

$$F = \pm F_{\max} \sqrt{1 - \left( \frac{f_w}{f_{w.\max}} \right)^2}. \quad (6)$$

Это описание неупругой силы и должно использоваться в каче- стве второго слагаемого уравнения (1) движения массы, опирающейся на шину, при вынужденных колебаниях ее с амплитудой  $f_{w.\max}$ .

Формулы для определения параметров и положения аппрокси- мирующего эллипса записаны по геометрическим соотноше-ниям на графике характеристики упругости. При использова-нии численных результатов измерений в натуральной разме- рности в эти формулы необходимо вводить желаемые масшта- бы нагрузки  $m_p$  в мм/кгс и деформации  $m_f$  в мм/см.

Практически расчет удобно начинать с определения сред-ней жесткости или тангенса угла наклона средней линии ха-рактеристики. Поскольку в зоне номинальной нагрузки  $\bar{P}_n$  на шину ее характеристика упругости мало отличается от ли-нейной, то приращения нагрузок  $\Delta P$  и деформаций  $\Delta f_w$  опре-деляются по отсчетам, соответствующим  $P' = 1,2 \bar{P}_n$  и  $P'' = -0,8 \bar{P}_n$  попарно на линии нагружения и разгрузки (нату-ральная размерность величин обозначается чертой сверху).

Тогда для каждой линии

$$\tan \gamma = \frac{\Delta \bar{P} m_p}{\Delta \bar{f}_w m_f} = C_{w.\text{sh}} \frac{m_p}{m_f},$$

а затем

$$\tan \gamma_{cp} = \frac{C_{w.\text{nag}} + C_{w.\text{раз}}}{2} \frac{m_p}{m_f} = C_{w.\text{cp}} \frac{m_p}{m_f}. \quad (7)$$

По углу  $\gamma$  строится средняя линия характеристики на гра-фике  $P-f_w$ . Затем на ней и на оси нагрузок откладываются полудиаметры

$$a_1 = \bar{f}_{w.\text{max}} m_f \sqrt{1 + \left( C_{w.\text{cp}} \frac{m_p}{m_f} \right)^2}; \quad (8)$$

$$b_1 = \frac{\bar{P}_{n.\text{nag}} - \bar{P}_{n.\text{раз}}}{2} m_p = \bar{F}_{\max} m_p.$$

Аппроксимирующий эллипс можно построить или графи-ческими приемами, или по точкам, координаты которых в ко-соугольной системе  $X_1OP$  предварительно вычисляются по формуле (6). Поскольку графические приемы разработаны для построения эллипса относительно главных осей симмет-рии, то в этом случае необходимо для их нанесения предвари-тельно определить угол согласно выражению (5), используя равенства (4) и (8).

Эквивалентность эллиптической аппроксимации и эмпирической характеристики упругости оценивается исходя из определения, данного поглощающей способности, по совпадению работы сил неупругого сопротивления за полный цикл нагрузки и разгрузки шины. Эта работа определяется для заданной опытной характеристики планиметрированием площади внутри ее графика с последующим пересчетом по принятым масштабам его, а для аппроксимирующего эллипса по формуле

$$\Pi = \pi \bar{F}_{\max} \bar{f}_{w, \max}. \quad (9)$$

В качестве примера в таблице приведены данные по шине 12.00—18 при разных давлениях воздуха в ней.

Давление воздуха вшине $P_w$ в кгс/см <sup>2</sup>	Размах нагрузки за цикл $2P_{\max}$ в кгс	Размах радиальной деформации за цикл $2f_{w, \max}$ в см	Максимальная ширина петли $2F_{\max}$ в кгс	Работа неупругих сил за цикл $\Pi$ в кгс·м		Различие опытной и расчетной характеристик в %
				по опытной характеристике	по площине аппроксимирующего эллипса	
3,5	3200	4,8	240	1860	904	5,1
2,8	3280	6,6	260	1300	1347	3,6
2,0	3380	8,5	280	2100	1810	10,0
1,4	3230	10,7	300	2600	2520	3,0

Из таблицы видно, что эллиптическая аппроксимация, построенная на предварительных линейных измерениях эмпирической характеристики радиальной упругости, сопровождается ошибками в оценке энергетических потерь, редко превышающими точность измерений нагрузок и деформаций. Эти ошибки могут быть уменьшены, если ширину аппроксимирующего эллипса выбирать пропорциональной площади эмпирической характеристики по формуле (9), в которой заданными будут величины  $\Pi$  и  $f_{w, \max}$ .

Такой прием допустим на основании предположения о том, что мелкие детали формы характеристики радиальной упругости несущественны в оценке роли поглощающей способности шины при колебаниях поддерживаемой ею массы.

Измерения опытных характеристик радиальной упругости различных шин показали, что при изменении максимальной нагрузки цикла форма ее не изменяется сколько-нибудь существенно. Вместе с тем, как это видно из рис. 1, а также из таблицы, наибольшая ширина петли не остается постоянной при разных максимальных значениях деформации циклов: отчетливо наблюдается, что чем больше максимальная деформация, тем больше ширина характеристики упругости и, следовательно, больше максимальное значение силы неупругого сопротивления  $F_{\max}$ .

Эта важная особенность характеристик радиальной упругости шин не поддается простому учету, так как связь между максимальной деформацией и максимальным значением ширины петли за цикл не укладывается в линейную зависимость.

Сохраняя наблюдаемый в экспериментах характер этой зависимости, а также гибкость и универсальность описания, можно связь между максимальными значениями неупругой силы и деформации шины за цикл выразить в виде

$$F_{\max} = H_w f_{w, \max}^n, \quad (10)$$

где  $H_w$  — коэффициент пропорциональности между силой неупругого сопротивления и радиальной деформацией шины;

$n$  — показатель степени, выражающий нелинейность связи этих величин.

Тогда с учетом равенства (6) закон изменения сил неупругого сопротивления в шине за цикл колебаний нагрузки описывается формулой

$$F = \pm H_w f_{w, \max}^n \sqrt{1 - \left( \frac{f_{w, \max}}{f_{w, \max}} \right)^2}. \quad (11)$$

Важно подчеркнуть, что в этом выражении при сохранении формы характеристики упругости в виде аппроксимирующего эллипса силы неупругого сопротивления определяются постоянными  $H$  и  $n$ , сохраняющими свое значение для выбранной шины в данном эксплуатационном состоянии при любых размерах цикла нагрузка — разгрузка.

Уравнение движения поддерживаемой шиной массы, в котором поглощающая способность ее учитывается принятой аппроксимацией характеристики упругости, можно записать в виде

$$M \ddot{x} \pm H_w f_{w, \max}^n \sqrt{1 - \left( \frac{f_{w, \max}}{f_{w, \max}} \right)^2} + C_{w, \text{ср}} f_{w, \max} q(t) = C_{w, \text{ср}} q(t). \quad (12)$$

Исследования показали, что решениями этого уравнения описываются как свободные, так и вынужденные колебания на шинах в соответствии с опытными наблюдениями значительно лучше, чем это достигается с применением модели вязкого трения. Поэтому можно считать, что рассмотренная аппроксимация учитывает существенные особенности характеристики радиальной упругости шины, связанные с ее поглощающей способностью, а введение ее в инженерный расчет колебаний повысит точность оценки плавности хода автомобиля по параметрам подпрессоривания.

#### ЛИТЕРАТУРА

- Балабин И. В. и др. Шины и работа автомобиля. НИИАвтоПром, М., 1973.
- Яценко Н. Н., Прутчиков О. К. Плавность хода грузовых автомобилей. М., «Машиностроение», 1969.
- Яценко Н. Н., Митягин П. И., Шулляков В. С. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 1.
- Отраслевая нормаль ОН 025 305—67. «Методы определения параметров, влияющих на плавность хода автомобиля».
- Бидерман В. Л. и др. Автомобильные шины. М., Госхимиздат, 1963.

УДК 629.113.011.5

## Форма и напряженное состояние силовых элементов кузова легкового автомобиля

Канд. техн. наук Г. М. БАГРОВ, А. А. РАКША, Б. П. МАЛЫШЕНКО  
НАМИ, Автозавод имени Ленинского комсомола

В РЕЗУЛЬТАТЕ многолетнего опыта проектирования и эксплуатации легковых автомобилей несущие элементы кузовов приняли достаточно определенные конструктивные и компоновочные формы, которые варьируются в некоторых пределах в зависимости от типа автомобиля и кузова.

Форма и напряженное состояние силовых элементов кузова взаимно связаны. Эта связь зачастую устанавливается в процессе длительных поисковых работ при создании нескольких опытных моделей кузовов. Несомненно, целесообразна увязка формы и напряженного состояния элементов кузова на более ранней стадии проектирования, исходя из действующих нагрузок. При принятой последовательности разработки нового кузова, когда сначала выбирается и разрабатывается форма, а затем разрабатывается конструкция кузова, конструктор-кузовщик практически не может влиять на существенное изменение формы для улучшения конструкции. С одной стороны, нельзя изменять внешнюю форму, а с другой — внутренние

габариты кузова. Имеется также ряд специфичных требований, которые накладывают определенные ограничения на конструктивное исполнение отдельных элементов. Так, например, у передних стоек с учетом их напряженного состояния должны быть одни размеры поперечных сечений, а условия обеспечения достаточной обзорности и безопасности диктуют другие требования — наличие минимальных размеров поперечных сечений. Таким образом, различные требования сложно взаимосвязаны, и при выборе конструкции конкретного узла или элемента кузова неизбежны компромиссы. Для обеспечения необходимой прочности конструктор в любом случае должен иметь представление о напряженном состоянии кузова при изменении в некоторых небольших пределах формы его отдельных элементов.

Наличие методов расчета на изгиб и кручение [1—3] позволяет дать теоретическую оценку изменению напряженного состояния элементов при изменении их формы попереч-

ных сечений. Так, в работе [4] сделана попытка определить взаимосвязь прочности и жесткости элементов кузова при действии внешней изгибающей нагрузки. При этом значительное упрощение достигнуто тем, что рассматривалась плоская задача изгиба.

Поперечные сечения силовых элементов кузова могут быть самой различной конфигурации. В работе [4] отмечено, что сложные конфигурации поперечных сечений отдельных элементов кузова легкового автомобиля, в частности стоек, можно представить в виде эквивалентных правильных геометрических фигур, вписанных в эти сложные сечения. Эквивалентные сечения идентичны действительным по величинам моментов инерции и моментов сопротивлений, а также по габаритным размерам.

Задача кручения — пространственная, что создает определенные трудности при исследованиях. Кроме того, значительно увеличивается объем вычислений. Для выявления связи напряженного состояния и формы силовых элементов кузова легкового автомобиля проведено много теоретических исследований при действии внешней крутящей статической нагрузки. Использовалась методика расчета на кручение [2], в которой был применен смешанный метод строительной механики для раскрытия статической неопределенности пассажирского салона. Один из вариантов основной системы получается путем разрезов передних и центральных стоек, приложением в местах разрезов неизвестных по методу сил и введением в верхние части задних стоек защемлений, препятствующих угловым и линейным перемещениям, а также деланации по методу перемещений. Напряженное состояние определяется для элементов пассажирского салона, так как жесткости передней и задней частей кузова считаются равными бесконечно большой величине. Матрица коэффициентов канонических уравнений смешанного метода имеет следующий вид:

$$A = \begin{vmatrix} \delta_{ij} & \delta_{ij} \\ r_{ij} & r_{ij} \end{vmatrix}, \quad (1)$$

где  $\delta_{ij}$  — перемещения от единичных сил, приложенных в направлении устранимых связей;

$\dot{\delta}_{ij}$  — перемещения от единичных перемещений наложенных связей;

$r_{ij}$  и  $r_{ij}$  — реакции в наложенных связях соответственно от единичных перемещений и от единичных сил, приложенных в направлении устранимых связей.

Определение коэффициентов канонических уравнений и решение систем уравнений осуществлялись с использованием ЭЦВМ.

Исследованиям подвергли два кузова: № 1 — массового автомобиля с отработанной и доведенной конструкцией и № 2 — опытной модели автомобиля. Для каждого кузова выдерживалось постоянство соответствующего внешнего крутящего момента. Влияние формы поперечных сечений передних и задних стоек исследовалось для кузова № 1, а центральных стоек — для кузова № 2 (непосредственно в процессе его проектирования). В пространственных расчетных схемах исследованных кузовов длины и геометрические параметры всех элементов, кроме геометрических параметров исследованных элементов, оставались неизменными, т. е. исследовалась каждая пара стоек кузовов при всех постоянных остальных параметрах.

Поперечные сечения передних, центральных и задних стоек, как указывалось выше, могут иметь самые произвольные очертания. Как правило, они бывают замкнутых контуров (одноконтурные или многоконтурные). У задних стоек на отдельных участках может быть и открытый контур поперечного сечения. Рассматривались задние стойки с замкнутым контуром поперечных сечений. Анализ показал, что в большинстве случаев сечения передних и задних стоек можно представить в виде эквивалентных прямоугольников, а сечения центральных стоек — в виде эквивалентных квадратов.

В данной работе подобные эквивалентные сечения стоек и были приняты для исследований, так как нельзя предугадать возможное конструктивное исполнение формы их поперечных сечений. Таким образом, поперечные сечения передних и задних стоек были представлены в виде прямоугольников с сечением высотой  $h$  и шириной  $b$  (вдоль продольной оси кузова), а центральных стоек — в виде квадрата со стороной  $h$ .

Первоначально выбирались исходные размеры и моменты инерций идеализированных сечений стоек (хотя это и не обязательно). Они соответствовали габаритам и моментам инерций действительных сечений стоек исследованных кузовов. Если передние и задние стойки имели постоянные значения

моментов инерции по своей длине, то центральные стойки ввиду достаточно сложной их конфигурации и большой переменности по длине были разбиты относительно поясной линии боковины кузова на верхний и нижний участки с различными значениями моментов инерций. Верхние части центральных стоек имели наклоны в плоскости боковины (верхние концы стоек наклонены назад) и в поперечной плоскости.

Форма поперечных сечений стоек изменялась следующим образом:

1. Для передних и задних стоек:

а) изменением ширины сечений  $b$  при постоянной высоте сечений; для передних стоек  $b=4,4 \text{ см} = \text{const}$ , для задних стоек  $b=4,3 \text{ см} = \text{const}$  (рис. 1, штрих-пунктирные линии);

б) изменением высоты сечений  $h$  при постоянной ширине сечений; для передних стоек  $h=5,2 \text{ см} = \text{const}$ , для задних стоек  $h=13,6 \text{ см} = \text{const}$  (рис. 1, штриховые линии);

в) одновременным кратным изменением высоты и ширины сечений от исходных значений; для передних стоек  $h=4,4 \text{ см}$ ,  $b=5,2 \text{ см}$ , для задних стоек  $h=4,3 \text{ см}$ ,  $b=13,6 \text{ см}$  (рис. 1, сплошные линии).

2. Для центральных стоек:

а) изменением сторон квадратов  $h$  верхних частей стоек при постоянных размерах сечений нижних частей  $h=7,82 \text{ см} = \text{const}$ ;

б) изменением сторон квадратов  $h$  нижних частей стоек при постоянных размерах сечений верхних частей  $h=4,44 \text{ см} = \text{const}$ ;

в) одновременным кратным изменением сторон квадратов верхних и нижних частей стоек от исходных значений; для верхней части  $h=4,44 \text{ см}$ , для нижней  $h=7,82 \text{ см}$ .

При изменении размеров поперечных сечений стоек меняются моменты инерции и моменты сопротивлений рассматриваемых сечений, что приводит к изменению как результирующей эпюры бимоментов  $B$  на крыше и основании, так и результирующих эпюр изгибающих моментов  $M_x$ ,  $M_z$  на стойках кузова. При этом можно анализировать изменения напряженного состояния как для элементов, у которых изменяются размеры поперечных сечений, так и для остальных элементов расчетной схемы. Нормальные суммарные напряжения изгиба  $\sigma$  в сечениях исследованных стоек определяются по формуле

$$\sigma = \frac{M_z}{J_z} x - \frac{M_x}{J_x} z, \quad (2)$$

где  $z$  и  $x$  — текущие координаты рассматриваемого поперечного сечения соответственно вдоль продольной оси кузова, и поперек кузова.

Координатные оси поперечных сечений стоек в данном случае совпадают с соответствующими координатными осями кузова, хотя они могут быть расположены под любым углом к соответствующим координатным осям кузова.

Для задних стоек, кроме того, учитывались бимоментные напряжения

$$\sigma_w = \frac{B}{J_w} \omega, \quad (3)$$

где  $B$ ,  $\omega$ ,  $J_w$  — соответственно бимомент, текущее значение секториальной координаты и секториальный момент инерции.

Нормальные суммарные напряжения изгиба в сечениях остальных стоек, имеющих постоянные параметры, определяются по более сложной формуле, учитывающей несовпадение главных центральных осей сечения с направлением координатных осей.

В крыше и основании бимоментные напряжения определяются по формуле (3) с заменой секториаль-

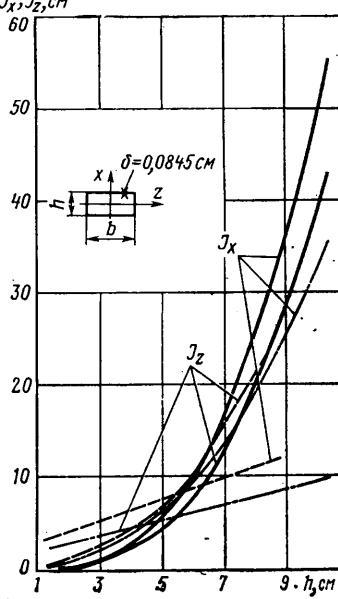


Рис. 1 Зависимости моментов инерций  $J_x$ ,  $J_z$  поперечных сечений передних стоек от размеров  $b$ ,  $h$  их поперечных сечений (при одновременном кратном изменении поперечных размеров сечений стоек моменты инерций отложены по б)

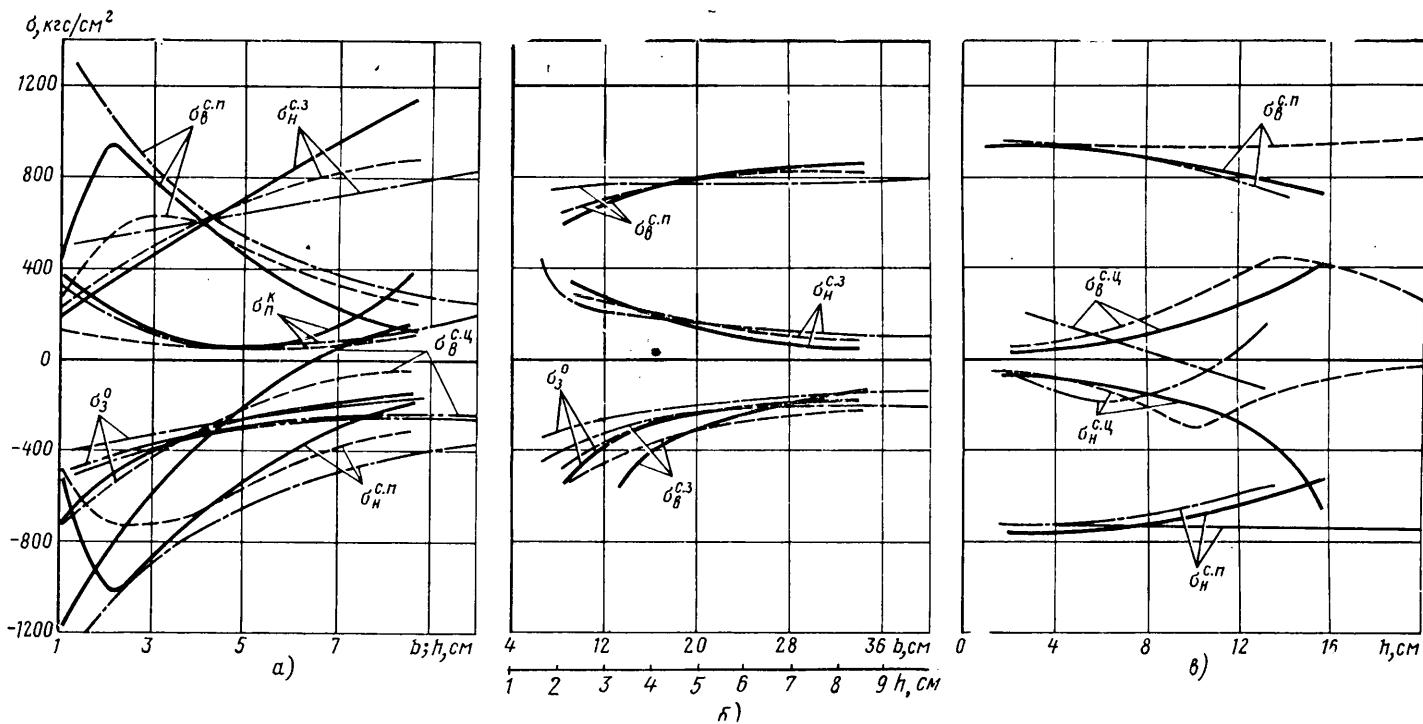


Рис. 2. Изменение напряженного состояния элементов кузова при изменении формы поперечных сечений стоек (напряжения):  $\sigma_B^{C.P}$  — верхнего сечения передней стойки;  $\sigma_H^{C.P}$  — нижнего сечения передней стойки;  $\sigma_B^{C.C}$  — верхнего сечения центральной стойки;  $\sigma_H^{C.C}$  — нижнего сечения центральной стойки;  $\sigma_B^{C.3}$  — нижнего сечения задней стойки;  $\sigma_H^{C.3}$  — верхнего сечения задней стойки;  $\sigma_3^0$  — основания около задних дверных стоек;  $\sigma_B^K$  — крыши около передних стоек)

ных характеристик обобщенными. Изгибающие моменты, действующие в сечениях крыши и основания, практически не влияют на изменение суммарных напряжений в этих элементах.

Изменение напряженного состояния элементов кузова, и в частности стоек, может характеризоваться распределением напряжений в их концевых сечениях. С этой целью необходимо построить семейства зависимостей напряжений для характерных точек концевых сечений от изменения поперечного размера исследуемого элемента. Однако для каждого конкретного сечения эти семейства зависимостей напряжений располагаются между максимальными положительными и отрицательными значениями напряжений. Таким образом, для оценки напряженного состояния, учитывая также постоянство изгибающих моментов и бимоментов в каждом сечении и линейную зависимость напряжений от геометрических размеров сечения, возможно наличие зависимостей напряжений в его концевых сечениях для одноименных точек (желательно с минимальными значениями напряжений разного знака).

Рассмотрим результаты исследований. На рис. 2 показаны наиболее интересные зависимости изменения напряжений для одной из характерных точек сечений отдельных элементов кузовов при изменениях формы поперечных сечений передних (а), задних (б) и центральных (в) стоек.

С уменьшением поперечных размеров передних стоек (рис. 2, а) их напряженное состояние повышается. Это происходит до некоторого предела ( $b; h \approx 4$  см), после которого напряженное состояние понижается (что соответствует значительному уменьшению жесткости передних стоек) и тем самым определяются минимальные размеры передних стоек. Изменение напряженного состояния центральных стоек аналогично изменению напряженного состояния передних стоек. Если напряженное состояние основания увеличивается, напряженное состояние крыши незначительно меняется, то для задних стоек оно уменьшается.

С увеличением поперечных размеров задних стоек (рис. 2, б) их напряженное состояние понижается. При этом напряженное состояние других элементов кузова заметно изменяется лишь в пределах изменения  $h \approx 1-3$  см и  $b \approx 6-16$  см, незначительно изменяясь на всем остальном диапазоне изменения поперечных размеров задних стоек. Напряженное состояние центральных стоек, крыши и основания склонно к понижению. Напряженное состояние передних стоек повышается. Для передних и задних стоек наиболее существенно влияет на напряженное состояние изменение ширины сечений  $b$

(штрих-пунктирные линии), чем высоты сечений  $h$  (штриховые линии).

С увеличением размеров поперечных сечений как только верхних (штрих-пунктирные линии), так и только нижних частей (штриховые линии) центральных стоек (рис. 2, в) происходит достаточно сложное изменение напряженного состояния самих стоек. На изменение напряженного состояния большее влияние оказывает изменение размеров сечений нижних частей центральных стоек. При кратном увеличении размеров поперечных сечений верхних и нижних частей центральных стоек (сплошные линии) повышается напряженное состояние самих стоек.

Увеличение поперечных размеров сечений центральных стоек приводит к незначительному повышению напряженного состояния крыши в районе передних и задних стоек и основания в районе задних дверных стоек. В то же время напряженное состояние передних стоек незначительно уменьшается, а задних — остается практически постоянным.

В зависимости от конкретных требований наличие приведенных зависимостей, показанных на рис. 2, позволяет как выбрать то или иное сечение стоек, так и оценить напряженное состояние остальных элементов кузова. Подобные исследования можно проводить и более полно. Таким образом можно учитывать переменность сечений стоек, как это частично сделано для центральных стоек. Для кузовов автомобилей различных классов действительные поперечные сечения стоек могут быть приведены к другим видам эквивалентных сечений с разными толщинами отдельных элементов, т. е. кроме рассмотренных видов идеализированных сечений можно рассматривать и исследовать гамму различных видов поперечных сечений стоек кузова.

Здесь не приводится конкретный анализ изменения напряженного состояния при исследовании формы стоек (хотя этот анализ может быть проведен непосредственно по данным рис. 2), так как для различных конструкций кузовов, имеющих различные габаритные размеры пассажирских салонов и другие соотношения геометрических характеристик отдельных элементов (чем рассмотрено), это изменение будет несколько различным. Подобные исследования должны проводиться каждый раз для новой проектируемого кузова. Конечно, для кузовов одного класса, когда их габаритные размеры и соотношения геометрических характеристик отдельных элементов изменяются незначительно, можно составлять соответствующие nomogramмы зависимостей напряженного состоя-

ния при изменении формы поперечных сечений отдельных элементов кузова. Если имеется несколько вариантов действительных поперечных сечений отдельных стоек кузова, то, конечно, целесообразно проводить исследования именно с этими сечениями. Исследование с действительными сечениями элементов удобно проводить на более поздней стадии проектирования, когда уже выбрана обоснованная взаимосвязь формы стоек кузова и напряженного состояния элементов и необходимо получить более точную и полную информацию о характере распределения напряжений.

При рассмотрении результатов исследований (рис. 2) возникает вопрос о выборе конкретных размеров поперечных сечений стоек кузова с точки зрения их напряженного состояния. На размеры поперечных сечений стоек влияют как уровень напряженного состояния (действительные значения напряжений должны быть равны допускаемым или быть ниже их), так и жесткость — величины диагональных перемещений оконных и дверных проемов (действительные перемещения должны быть увязаны с возможными деформациями уплотнительных элементов кузова и допусками на другие элементы, такие как стекла и двери). Определение перемещений дверных и оконных проемов не представляет принципиальных трудностей. Для этого необходимо иметь суммарные эпюры изгибающих моментов и бимоментов от внешней нагрузки и от единичных неизвестных усилий, приложенных в направлении искомых перемещений. Эпюры от единичных неизвестных усилий можно построить в любой удобной для расчета основной системе при раскрытии статической неопределенности пассажирского салона. Тогда искомое перемещение

$$\Delta_i = \sum_{j=1}^n \frac{M_j M_j^0}{EJ_j} + \sum_{j=1}^n \frac{B_j B_j^0}{EJ_j}, \quad (4)$$

где  $M_j$  и  $B_j$  — соответственно эпюры единичных моментов и бимоментов  $j$ -го элемента кузова;

$M_j^0$  и  $B_j^0$  — соответственно результирующие эпюры моментов и бимоментов  $j$ -го элемента кузова от внешней крутящей нагрузки.

При данных исследованиях рассмотрены варианты исключения из расчетных схем как передних, так и центральных стоек. В случае исключения центральных стоек происходит незначительное перераспределение напряженного состояния на элементах кузова, что подтверждается и экспериментальными исследованиями [2]. При исключении передних стоек происходит нагружение элементов крыши, основания (особенно в передней части) центральных и незначительно задних стоек.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Багров Г. М. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 10.
2. Багров Г. М. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 9.
3. Школьников М. Б. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 6.
4. Багров Г. М., Школьников М. Б. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 12.

УДК 629.113.004.67

# К методике определения количества запасных частей по данным интенсивности изнашивания деталей автомобилей

(В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук Н. И. ИВАЩЕНКО, В. А. ТРИКОЗЮК

**В** ПРОЦЕССЕ эксплуатации автомобиля восстановление работоспособности вышедших из строя изделий заключается в последовательной замене деталей. При определении количества замен запасных частей основной характеристикой процесса восстановления является функция восстановления [1 и 2], которая численно равна математическому ожиданию количества замен  $M_v$  при пробеге  $L$ :

$$H(L) = M_v = \sum_{i=1}^{\infty} F_i(L), \quad (1)$$

где  $F_i(L)$  — функция распределения ресурсов заменяемых деталей.

Приведенная формула показывает, что для определения числа замен необходимо знать распределение ресурсов последовательно заменяемых деталей. Ввиду сложности получения таких

данных из-за длительности эксплуатационных испытаний обычно принимается предположение, что ресурсы всех заменяемых деталей распределены одинаково.

Однако допущение, что ресурсы заменяемых деталей распределены одинаково, может привести к значительным ошибкам при расчете количества запасных частей. Вместе с тем выявление фактических распределений ресурсов заменяемых деталей требует длительных эксплуатационных испытаний, что затрудняет нормирование расхода запасных частей (см. рисунок).

Одним из способов преодоления этого затруднения является метод, основанный на использовании данных интенсивности изнашивания  $k$  деталей, так как получить такие данные можно

на сравнительно небольшом пробеге, не ожидая отказа детали, т. е. значительно быстрее, чем данные по распределению ресурсов.

Рассмотрим вывод необходимых зависимостей для определения ресурса деталей и расхода запасных частей по данным интенсивности изнашивания при следующих исходных предпосылках. Пусть во время работы деталь изнашивается, а разрывы ее постепенно изменяются до некоторого предельного допустимого значения  $\delta_p$ , после которого наступает отказ. Поскольку встречающиеся на практике реализации процесса изнашивания близки к линейным [3], то для приближенного исследования можно определять наработку детали до отказа по следующей формуле:

$$L_0 = \frac{\delta_p - \delta_0}{k}, \quad (2)$$

где  $L_0$  — наработка детали до отказа в тыс. км;

$\delta_0$  — начальное значение износа в мкм;

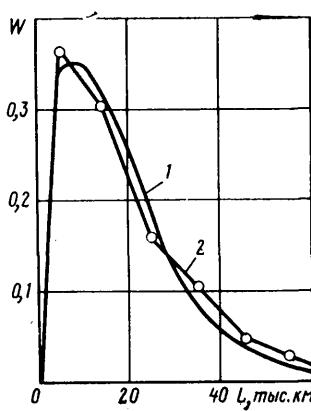
$k$  — интенсивность изнашивания в мкм/1000 км.

Полученная зависимость показывает, что наработка детали до отказа (ресурс) зависит от интенсивности изнашивания  $k$ , которая также зависит от многих случайных факторов (силы трения, скорости скольжения, материалов деталей пары трения, термообработки, сорта смазки, чистоты рабочих поверхностей и т. д.) и поэтому ее можно рассматривать как случайную величину [4]. Распределение этой случайной величины может быть различным, так как в процессе эксплуатации автомобиля разные факторы из-за случайного их сочетания могут существенно изменять характер распределения. В связи с этим необходимо рассматривать композицию нескольких распределений. Во избежание этого воспользуемся известным в математике приемом, согласно которому любую непрерывную функцию можно с необходимой степенью точности заменить многочленом  $n$ -й степени. Тогда плотность интенсивности изнашивания можно записать так:

$$f(k) = a_0 + a_1 k + a_2 k^2 + \dots + a_n k^n, \quad (3)$$

где  $a_0, a_1, \dots, a_n$  — коэффициенты многочлена.

Однако, поскольку интенсивность изнашивания является аргументом в формуле (2), эту зависимость можно рассматривать



Распределение ресурсов крестовин карданного вала из числа запасных частей:

1 — теоретическая кривая ( $y$  — распределение); 2 — экспериментальная кривая

вать как функцию случайного аргумента. Тогда плотность распределения ресурса детали можно определить [5] по формуле

$$f(L) = \varphi[\psi(L)|\psi'(L)|], \quad (4)$$

где  $\psi(L) = \frac{\delta_n - \delta_0}{L_0}$  — обратная функция, определяемая из уравнения (2);  $|\psi'(L)|$  — абсолютное значение производной от обратной функции.

Учитывая полученные формулы (2)–(4), можно записать плотность распределения ресурса детали

$$f(L) = \sum_{i=0}^n \frac{a_n (\delta_n - \delta_0)^{n+1}}{L^{n+2}}. \quad (5)$$

По найденной плотности распределения можно определить средний ресурс

$$L_{cp} = \int_0^\infty L f(L) dL. \quad (6)$$

При подстановке в формулу (6) значения функции (5) получим интеграл, который расходится при  $L=0$  и  $L=\infty$ , а на остальном промежутке сходится. Это хорошо согласуется с физической сущностью рассматриваемой модели процесса изнашивания, где принятное допущение того, что деталь изменяет свои размеры постепенно, означает, что она не может отказаться мгновенно и, наоборот, не может работать бесконечно долго без износа. В результате возникает необходимость рассматривать усеченное распределение. При этом коэффициент усечения  $C$  можно определить из условия нормирования:

$$C \int_{L_1}^{L_2} f(L) dL = 1. \quad (7)$$

Подставив в формулы (6) и (7) значение функции (5) и выразив пределы интегрирования через минимальное  $k_1$  и максимальное  $k_2$  значения интенсивности изнашивания  $L_1 = \frac{\delta_n - \delta_0}{k_2}$

и  $L_2 = \frac{\delta_n - \delta_0}{k_1}$ , получим формулу для определения среднего ресурса детали при усеченном распределении:

$$L_{cp} = \frac{(\delta_n - \delta_0) \left[ a_0 \ln \frac{k_2}{k_1} + \sum_1^n \frac{a_n}{n} (k_2^n - k_1^n) \right]}{\sum_0^n \frac{a_n}{n+1} (k_2^{n+1} - k_1^{n+1})} \text{ тыс. км.} \quad (8)$$

Введем для упрощения записи обозначения:

$$a_0 \ln \frac{k_2}{k_1} + \sum_1^n \frac{a_n}{n} (k_2^n - k_1^n) = P_1(k); \quad (9)$$

$$\sum_0^n \frac{a_n}{n+1} (k_2^{n+1} - k_1^{n+1}) = P_C(k). \quad (10)$$

Тогда с учетом принятых обозначений формула (8) будет иметь вид

$$L_{cp} = \frac{P_1(k)(\delta_n - \delta_0)}{P_C(k)} \text{ тыс. км.} \quad (8')$$

Среднее квадратичное отклонение  $\sigma(L)$  среднего ресурса можно определить [2] по формуле

$$\sigma(L) = \left[ \int_{-\infty}^{\infty} L^2 f(L) dL - \left( \int_{-\infty}^{\infty} L f(L) dL \right)^2 \right]^{1/2}. \quad (11)$$

Подставив в формулу (11) значение функции для усеченного распределения и решив интегралы, получим с учетом принятых обозначений (9) и (10) зависимость

$$\sigma(L) = \frac{\delta_n - \delta_0}{P_C k} \sqrt{P_C(k) P_2(k) - P_1^2(k)} \text{ тыс. км}, \quad (12)$$

$$\text{где } P_2(k) = a_0 \left( \frac{1}{k_1} - \frac{1}{k_2} \right) + a_1 \ln \frac{k_2}{k_1} + \sum_2^n \frac{a_n}{n-1} (k_2^{n-1} - k_1^{n-1}).$$

Расход запасных частей по найденным значениям  $L_{cp}$  и  $\sigma(L)$  можно определить по известной в теории надежности [2] формуле

$$m(L) = \frac{L}{L_{cp}} + x_\alpha \frac{\sigma(L) \sqrt{L}}{\sqrt{L_{cp}^3}} \text{ шт.}, \quad (13)$$

где  $L$  — пробег автомобиля с начала эксплуатации (срок службы);

$x_\alpha$  — квантиль нормального распределения, выбирается по таблицам работы [2] в зависимости от принятой доверительной вероятности  $p=1-\alpha$ ;

$\alpha$  — риск недостаточности числа запасных частей.

Подставив в формулу (13) найденные зависимости (8') и (12), получим

$$r(L) = \frac{P_C(k)L}{P_1(k)(\delta_n - \delta_0)} \left[ 1 + \frac{x_\alpha \sqrt{\delta_n - \delta_0}}{\sqrt{L}} \times \sqrt{\frac{P_2(k)}{P_1(k)} - \frac{P_1(k)}{P_C(k)}} \right] \text{ шт.} \quad (14)$$

Неизвестные коэффициенты  $a_0, a_1, \dots, a_n$  многочлена (3) можно определить по экспериментальным данным интенсивностей изнашивания деталей, используя метод наименьших квадратов. Наиболее совершенным и удобным является метод Чебышева, который дает возможность повышать порядок (степень) многочлена в зависимости от заданной точности [6]. По этому методу вычисление многочлена требуемого порядка заключается в последовательном определении членов ряда Чебышева

$$f(k) = \frac{\sum W_i}{N} + \frac{\sum W_i \varphi_1(k_i)}{\sum \varphi_1^2(k_i)} \varphi_1(k) + \dots + \frac{\sum W_i \varphi_n(k_i)}{\sum \varphi_n^2(k_i)} \varphi_n(k), \quad (15)$$

где  $\sum W_i$  — сумма статистического ряда интенсивностей изнашивания;

$N$  — число интервалов статистического ряда;

$\varphi_n(k_i)$  — коэффициенты полиномов Чебышева (выбираются из таблицы работы [6] или вычисляются в зависимости от числа интервалов ряда).

Зависимости  $\varphi_n(k)$  определяются для каждого члена ряда (15) по формулам:

$$\varphi_1(k) = k - \frac{N+1}{2}; \quad (16)$$

$$\varphi_2(k) = \left( k - \frac{N+1}{2} \right)^2 - \frac{N^2 - 1}{12}; \quad (17)$$

$$\varphi_3(k) = \left( k - \frac{N+1}{2} \right)^3 - \frac{3N^2 + 7}{20} \left( k - \frac{N+1}{2} \right); \quad (18)$$

$$\varphi_4(k) = \left( k - \frac{N+1}{2} \right)^4 - \frac{1}{14} (3N^3 - 13) \left( k - \frac{N+1}{2} \right)^3 + \frac{3(N^2 - 1)(N^2 - 9)}{560}; \quad (19)$$

$$\varphi_5(k) = \left( k - \frac{N+1}{2} \right)^5 - \frac{5}{18} (N^2 - 7) \left( k - \frac{N+1}{2} \right)^3 + \frac{1}{1008} (15N^4 - 230N^2 + 407) \left( k - \frac{N+1}{2} \right). \quad (20)$$

По этим же формулам можно вычислить и коэффициенты  $\varphi_n(k_i)$ , подставив значение  $k_i$  для каждого интервала статистического ряда интенсивностей изнашивания, а вместо  $N$  — значение числа интервалов.

Таблица 1

Частота	Значение $k_i$ в интервале											
	0—1	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6	6—7	7—8	8—9	9—10	10—11	Сумма
$W_i$	0,05	0,08	0,16	0,20	0,18	0,12	0,10	0,05	0,03	0,02	0,01	1,0
$W_i^2$	0,0025	0,0064	0,0256	0,04	0,0324	0,0144	0,01	0,0025	0,0009	0,0004	0,0001	0,1352

Ошибка приближения многочлена определяется по формуле

$$\epsilon_n = \sqrt{\frac{\Sigma_n}{N - (n + 1)}}, \quad (21)$$

где  $\Sigma_n$  — сумма квадратов разностей между экспериментальными данными и определяемым многочленом.

Рассмотрим применение метода Чебышева на примере.

Пусть при исследовании интенсивности изнашивания деталей получен статистический ряд (табл. 1). Найдем для этого ряда многочлен  $n$ -й степени. С этой целью вычислим сначала первый член ряда (15), т. е. уравнение нулевого  $f_0(k)$  порядка:

$$f_0(k) = \frac{\sum W_i}{N} = \frac{1}{11} = 0,091.$$

Определим сумму квадратов разностей для этого уравнения

$$\Sigma_0 = \sum W_i^2 - \frac{(\sum W_i)^2}{N} = 0,1352 - \frac{1^2}{11} = 0,0442.$$

Вычислим ошибку приближения

$$\epsilon_0 = \sqrt{\frac{0,0442}{11 - 1}} = 0,065.$$

Затем вычислим второй член ряда (15). Из таблицы методики [6], соответствующей числу интервалов ряда  $N=11$ , выпишем значение коэффициентов полиномов Чебышева [при отсутствии таблиц коэффициенты можно получить по формулам (16)—(20)] и составим для удобства ведения расчетов табл. 2, где значения  $\varphi_1(k_i)$  помещены в четвертой колонке, а сумма квадратов — внизу этой колонки.

Таблица 2

$k_i$	$W_i$	$W_i^2$	$\varphi_1(k_i)$	$W_i \varphi_1(k_i)$	$\varphi_2(k_i)$	$W_i \varphi_2(k_i)$	$\frac{5}{6} \varphi_3(k_i)$	$\frac{5}{6} W_i \varphi_3(k_i)$
0—1	0,05	0,0025	-5	-0,25	+15	+0,75	-30	1,5
1—2	0,08	0,0064	-4	-0,32	+6	+0,48	+6	+0,48
2—3	0,16	0,0256	-3	-0,49	-1	-0,16	+22	+3,52
3—4	0,20	0,04	-2	-0,4	-6	-1,2	+23	+4,6
4—5	0,18	0,0324	-1	-0,18	-9	-1,62	+14	+2,52
5—6	0,12	0,0144	0	0	-10	-1,2	0	0
6—7	0,1	0,01	+1	+0,1	-9	-0,9	-14	-1,4
7—8	0,05	0,0025	+2	+0,1	-6	-0,3	-23	-1,15
8—9	0,03	0,0009	+3	+0,09	-1	-0,03	-22	-0,66
9—10	0,02	0,0004	+4	+0,08	+6	+0,12	-6	-0,12
10—11	0,01	0,0001	+5	+0,05	+15	+0,15	+30	+0,3
Сумма			$\varphi_1^2(k_i)$		$\varphi_2^2(k_i)$		$\left[ \frac{5}{6} \varphi_3(k_i) \right]^2$	
$\Sigma$	1,0	0,1352	110	-1,21	858	-3,91	4290	+6,59

Вычислим произведения  $W_i \varphi_1(k_i)$  и занесем данные в пятую графу табл. 2, определим сумму этих произведений и запишем внизу пятой графы. Подставив полученные данные, найдем второй член ряда (15):

$$\frac{\sum W_i \varphi_1(k_i)}{\sum \varphi_1^2(k_i)} \left( k - \frac{N+1}{2} \right) = \frac{-1,21}{110} \left( k - \frac{11+1}{2} \right) = \\ = 0,066 - 0,011 k.$$

Сложив найденный результат с правой частью уравнения нулевого порядка, найдем уравнение первого порядка

$$f_1(k) = 0,157 - 0,011 k.$$

Вычислим разность квадратов и определим ошибку приближения:

$$\Sigma_1 = \Sigma_0 - \frac{\left[ \sum W_i \varphi_1(k_i) \right]^2}{\sum \varphi_1^2(k_i)} = 0,0442 - \frac{(-1,21)^2}{110} = 0,0318; \\ \epsilon_1 = \sqrt{\frac{0,0318}{11 - 2}} = 0,059.$$

Аналогично определим третий член ряда (15) и уравнение второго порядка

$$f_2(k) = 0,039 + 0,0437k - 0,00456k^2.$$

Ошибка приближения при этом составила  $\epsilon_2 = 0,0418$ , т. е. снизилась по сравнению с  $\epsilon_1$ . Следовательно, необходимо и дальше повышать порядок многочлена, пока ошибка приближения перестанет уменьшаться. Вычислим четвертый член ряда (15) и найдем уравнение третьего порядка

$$f_3(k) = -0,107 + 0,159k - 0,0276k^2 + 0,0012k^3.$$

Ошибка приближения для этого уравнения составила  $\epsilon_3 = 0,0236$ .

Продолжив вычисления, можно показать, что ошибка приближения дальше уменьшается мало, следовательно, вычислять многочлен в данном случае выше третьего порядка нет необходимости.

Практика расчетов показала, что вычисляются многочлены не выше четвертого порядка.

Выведенные зависимости для определения ресурса деталей и числа запасных частей проверялись в условиях эксплуатации путем сопоставления фактических и расчетных данных. Погрешность при расчете потребности в запасных частях по предлагаемому методу не превысила 12%, что вполне допустимо.

Учитывая, что при постановке нового автомобиля на серийное производство на заводе накапливается большое количество данных по интенсивностям изнашивания деталей, полученных в результате стендовых и дорожных испытаний, рассмотренным методом имеем возможность прогнозировать расход запасных частей.

## ЛИТЕРАТУРА

- Блюдов Е. П. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 9.
- Гнеденко Б. В. и др. Математические методы в теории надежности. М., «Наука», 1965.
- Дружинин Г. В. Надежность систем автоматики. М., «Энергия», 1967.
- Иващенко Н. И. Проблема надежности и долговечности машин. Киев, Изд-во Министерства автомобильного транспорта и шоссейных дорог УССР.
- Вентцель Е. С. Теория вероятности. М., Физматгиз, 1962.
- Методика статистической обработки эмпирических данных. РТМ 44—62. М., Изд-во Комитета стандартов, 1966.

# К оценке потерь, обусловленных теплообменом в пневморессорах

Канд. техн. наук А. М. ПЕТРЕНКО

**В** УРАВНЕНИЯХ, используемых для теоретического анализа работы пневматических механизмов [1] и пневморессор [2 и 3], основной величиной, определяющей характер процесса теплообмена, является обобщенный коэффициент теплопередачи  $K_t$ . Поскольку обобщенный коэффициент теплопередачи отражает процесс теплопереноса в сложной системе, невозможно предусмотреть его аналитическое выражение для количественной оценки процесса при инженерных расчетах. Следовательно, для каждой конкретной конструкции необходимо экспериментально определять величину  $K_t$ . Выв-

или

$$K_t = \ln \left( \frac{p_i - p_0 \epsilon}{p_k - p_0 \epsilon} \right) \frac{G C_v}{F t_0},$$

где  $p_0$ ,  $T_0$  и  $p_k$ ,  $T_k$  — соответственно начальные и конечные давления и температуры после динамического сжатия (или расширения) газа;

$p_i$ ,  $T_i$  — текущие значения параметров системы для данного момента времени при изохорном процессе;

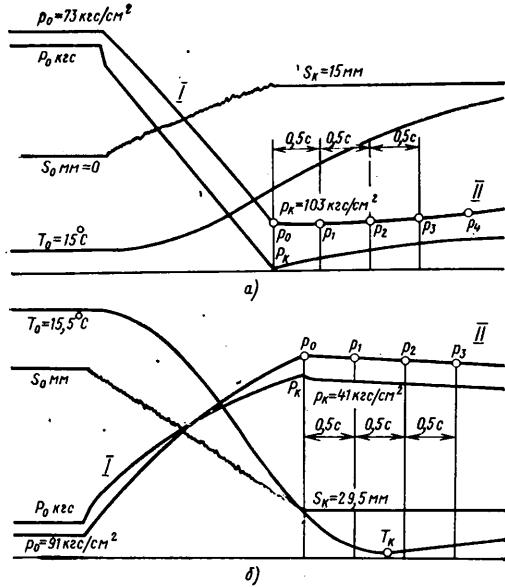
$G$  — вес газа для данного постоянного объема;

$F$  — поверхность теплообмена;

$\epsilon$  — степень сжатия;

$t_0$  — время, в течение которого состояние параметров газа изменилось от  $p_k$ ,  $T_k$  до  $p_i$ ,  $T_i$ .

Значения обобщенного коэффициента теплопередачи, полученные для пневморессоры, где жидкость (масло АГМ) контактировала с газом (азотом), приведены в таблице. Следует отметить, что  $K_t$  не является постоянным за процесс: его величина имеет минимальные значения в начальной стадии процесса (неуставновившийся период теплообмена) и в конце процесса при небольшой разности температур газа и окружающей среды.



Осциллографическая запись изменения параметров состояния газа в рабочей камере пневморессоры: а — сжатие газа; б — расширение газа; I — политропный процесс; II — изохорный процесс (перепад давлений при сжатии 30 кгс/см<sup>2</sup>, при расширении 40 кгс/см<sup>2</sup>; начальное усилие на штоке поршня  $P_0 = 7$ ; 8,8 тс соответственно при сжатии и расширении; перемещение поршня  $S = 15$ ; 29,5 мм соответственно при сжатии и расширении,  $T_0 = 15^\circ\text{C}$ )

денные зависимости [3] изменения параметров состояния газа в конечных точках процесса сжатия или расширения газа позволяют по осциллографической записи изохорного изменения во времени температуры или давления в рабочей полости определить величину обобщенного коэффициента теплопередачи (см. рисунок). Обобщенный коэффициент теплопередачи определяется из выражений

$$K_t = \ln \left( \frac{T_i - T_0}{T_k - T_0} \right) \frac{G C_v}{F t_0},$$

$\epsilon$	$V_0$ в см <sup>3</sup>	$p_0$ в кгс/см <sup>2</sup>	$p_k$ в кгс/см <sup>2</sup>	$K_t$ в ккал/м <sup>2</sup> · ч · град	
				в начальный момент теплообмена (0,2–0,5 с)	среднее за 1–5 с
1,25	807	55	78	45	70
		25	37	20	32
		55	77	55	90
1,50	1312	25	37	30	40
		55	100	65	95
		25	47	30	40
1,50	807	55	103	75	120
		55	103	40	50
		25	47		

## ЛИТЕРАТУРА

- Герц Е. В. Современные проблемы теории машин и механизмов. М., «Наука», 1965.
- Галашин В. А. — «Автомобильная промышленность», 1965, № 11.
- Петренко А. М. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 6.

# Исследование нагруженности донышек подшипников шарниров карданной передачи грузового автомобиля

Канд. техн. наук М. И. ШАГОМЯЛО,  
канд. техн. наук В. И. ЗАДОРОЖНЫЙ, В. Ф. КОЗЫРЕВ

Киевский автомобильно-дорожный институт

**О**ДНОЙ ИЗ ПРИЧИН преждевременного выхода из строя карданных передач грузовых автомобилей является образование трещин в донышках игольчатых подшипников шарниров, обусловленное действием сил давления торцов шипов крестовин на донышки. Появление трещин приводит к вытеканию смазки из подшипника и быстрому его разрушению.

С целью определения величин и характера действия силы давления шипов крестовин на донышки подшипников шарниров карданной передачи была проведена серия экспериментов

на автомобиле КрАЗ-255Б по определению методом тензометрирования нагрузок на донышки подшипников шарниров, связанных с валами главных передач среднего и заднего мостов. Тензодатчики наклеивались на донышки во впадинах стопорных пазов всех восьми подшипников указанных двух шарниров. Для каждого шарнира принималась условная нумерация подшипников: № 1 и 3 — подшипники вилки вала, № 2 и 4 — подшипники вилки-фланца. Одновременно измерялись силы давления на донышки подшипников № 1 и 3, а затем — под-

шипников № 2 и 4 обеих шарниров в тех же условиях движения автомобиля. Опыты проводились как при выключенном, так и при включенном приводе к колесам передней оси автомобиля, а также в различных дорожных условиях при номинальной весовой нагрузке автомобиля. Для определения влияния неуравновешенности карданной передачи на нагруженность донышек подшипников часть опытов проводилась с дебалансными грузами, прикреплявшимися поочередно к крышкам подшипников испытуемых шарниров.

Осциллограммы нагруженности донышек всех испытываемых подшипников свидетельствуют о том, что во всех случаях движения автомобиля действие силы давления торцов шипов крестовин на донышки подшипников имеет нестационарный циклический характер. Переменными являются все характеристики циклов нагружения.

Средние значения циклов изменения силы давления на донышки подшипников зависят в основном от величины передаваемого крутящего момента и от числа оборотов карданных валов (от скорости движения автомобиля).

Процесс колебаний силы давления на донышки имеет две четко выраженные частоты — высокую и низкую. Высокая частота равна угловой скорости вращения карданных валов, а низкая — частоте колебания величины угла  $\gamma$  между осями валов карданной передачи.

Величины амплитуд высокочастотных колебаний силы давления при данных величинах крутящего момента и числа оборотов зависят от величины угла  $\gamma$ , а низкочастотных колебаний — от частоты и амплитуды колебаний угла  $\gamma$  и состояния шлицевого соединения.

В результате обработки осциллограмм нагрузок установлено, что наиболее нагруженным оказалось донышко подшипника № 3 вилки вала шарнира, соединенного с валом главной передачи заднего моста. Средние значения циклов нагружения донышка этого подшипника изменяются в зависимости от величины передаваемого крутящего момента (рис. 1). Значения амплитуд циклов при движении автомобиля по асфальтобетонному шоссе и по булыжной мостовой приведены в табл. 1. В этих опытах амплитуды низкочастотных колебаний силы давления во время движения автомобиля на четвертой передаче находились в интервале 25—36 кгс при частоте 5—6 Гц.

Таблица 1

Условия	Тип дороги							
	Асфальтобетонная				Булыжная в удовлетворительном состоянии			
Включенная передача	II	III	IV	V	II	III	IV	V
Привод передней оси включен	30—35	10—12	8—10	5—8	35—40	15—20	10—12	—
Привод передней оси выключен	55—60	50—55	40—45	30—35	30—35	35—40	20—25	—

Значения амплитуд сил давления на донышки всех подшипников испытуемых шарниров во время движения автомобиля на различных передачах по дорогам с асфальтобетонным покрытием при выключенном приводе к колесам передней оси приведены в табл. 2.

При движении автомобиля по песку величины амплитуд сил давления на донышки наиболее нагруженных подшипников № 1 шарнира у среднего моста и № 3 шарнира у заднего моста составили соответственно 40—45 и 70—80 кгс при полном буксовании, а при частичном пробуксовывании ведущих колес 30—35 и 55—60 кгс.

Экспериментальное определение сил давления на донышки при наличии дебалансного груза весом 220 г, который поочередно прикреплялся к крышкам подшипников № 1 и 3 шарнира у заднего моста, показывает большое влияние неуравновешенности карданного вала на нагруженность донышек подшип-

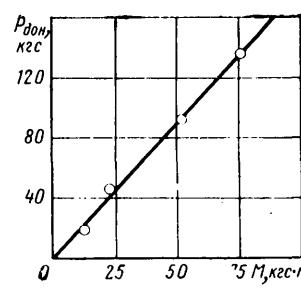


Рис. 1. Изменение силы давления  $P_{\text{доп}}$  на донышко подшипника № 3 вилки вала задней ведущей оси в зависимости от крутящего момента  $M$ , кес-т.

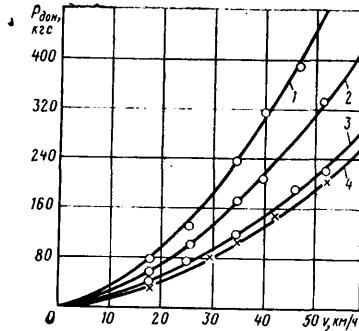


Рис. 2. Изменение силы давления  $P_{\text{доп}}$  на донышки подшипников шарнира задней ведущей оси в зависимости от скорости движения автомобиля в км/ч:

- 1 — подшипник № 3 (дебалансный груз весом 220 г расположен на крышке подшипника № 1);
- 2 — подшипник № 3 без груза;
- 3 — подшипник № 3 (дебалансный груз весом 220 г расположен на крышке подшипника № 3);
- 4 — подшипник № 2 вилки-фланца

Таблица 2

Включенная передача	Амплитудные значения силы давления в кгс на донышки подшипников шарнира вала средней оси при $t=4^\circ$				Амплитудные значения силы давления в кгс на донышки подшипников шарнира вала задней оси при $t=7^\circ$			
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
II	30—35	30—35	30—35	30—35	40—45	35—40	55—60	35—40
III	20—25	10—15	20—25	10—15	35—40	45—50	50—55	45—50
IV	12—15	7—10	12—15	7—10	20—25	20—25	40—45	20—25
V	7—10	5—7	7—10	5—7	12—15	10—15	30—35	12—15

ников (рис. 2). В обоих случаях дебалансный груз размещался в плоскости вилки вала, и поэтому вызываемая им неуравновешенность вала приводила к изменению сил давления крестовины на донышки подшипников вилки вала (линии 1—3) и не влияла на нагруженность донышек подшипников вилки-фланца (линия 4).

В общем случае неуравновешенные массы валов карданных передач могут расположиться не в плоскости вилок, а в какой-либо иной плоскости. Поэтому наиболее нагруженным может оказаться донышко любого из четырех подшипников шарнира. Неуравновешенность вилки-фланца не влияет на нагруженность донышек подшипников шарнира, так как вилка-фланец жестко прикрепляется к фланцу ведущего вала главной передачи. Следовательно, для уменьшения нагрузок на донышки подшипников шарниров требуется предварительная тщательная динамическая балансировка вилок-фланцев. Балансировка валов совместно с вилками-фланцами, осуществляющая в настоящее время, при которой прибегают к наварке уравновешивающих грузов на трубах валов, может увеличивать дисбаланс валов без вилок-фланцев, а следовательно, и увеличивать нагрузки на донышки подшипников шарниров.

Из проведенного исследования следует вывод, что чрезмерное нагружение донышек подшипников шарниров карданной передачи, приводящее к образованию в них трещин, обусловлено значительным остаточным дисбалансом карданной передачи и значительными углами между осями валов.

Наличие стопорного паза на донышке подшипника снижает его усталостную прочность.

Уважаемый товарищ!

Открыта подписка на 1975 год на журнал  
«АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»

## Влияние способа приготовления шихты на свойства спеченных железомедных сплавов

В. П. ПШЕННОВ, К. М. ХАЗАНКИНА, З. М. НИКОЛОВ

НИИАвтавтомор

**РАЗВИТИЕ** производства спеченных изделий связано как с повышением характеристик используемых материалов, так и с разработкой технологических процессов, обеспечивающих высокую производительность и низкую себестоимость производства порошков и изделий на их основе. Стимулирует развитие порошковой металлургии также и возможность создания материалов, получение которых иными методами невозможно или нерентабельно.

На современные отечественные автомобили устанавливаются спеченные детали более 100 наименований, из которых наиболее массовыми являются направляющие втулки клапанов двигателя, шестерни масляного насоса, поршневые кольца и др.

Основой для большинства деталей служат порошки железа с добавками 2,5—7% меди. Широкое использование меди в качестве легирующего элемента обусловлено ее способностью образовывать с железом твердые растворы меди в железе (α) и железа в меди (ε), дисперсионно твердеющие со значительным повышением твердости и прочности железомедных сплавов.

Из всего многообразия получения железомедной шихты наиболее распространено механическое перемешивание порошков элементарных металлов. Однако более тонкодисперсная медь насыпным весом 1,4—1,8 г/см<sup>3</sup> против 2,3—2,5 г/см<sup>3</sup> железа, сегрегирует в процессе приготовления шихты. Увеличение выдержки при спекании способствует гомогенизации сплава, но приводит к росту зерна, изменению геометрии зерна, изменению геометрии изделий и снижает ряд механических характеристик.

Для получения железомедной шихты с равномерным распределением компонентов в пределах микрообъемов было осуществлено контактное (цементационное) осаждение меди из водных растворов ее солей на частицы железного порошка.

Наряду с использованием синтетических растворов медного купороса использовались медистые растворы, полученные сернокислотным выщелачиванием медного лома и медно-хлорных полупродуктов цинк-электролитного производства.

Осаждение меди на частицы железного порошка ПЖ2М2 проводилось в ванне с механической мешалкой при температуре 20°C. С целью улучшения качества медных осадков раствор подкислялся 5—20 г/л серной кислоты. Практически про-

цесс осаждения меди осуществлялся за время менее 1 мин при получении шихты с содержанием меди до 10%. После промывания горячей, затем холодной водой, а также стабилизации и сушки были получены омедненные железные порошки, близкие по гранулометрическому составу к исходному железному порошку насыпным весом 2,13—2,40 г/см<sup>3</sup> и текучестью 1,0—1,1 г/с.

Отклонения содержания меди в шихте от расчетной не превышали 0,1%. Прессуемость и формируемость омедненного порошка оказались равнозначными с прессуемостью и формируемостью механических смесей, а упругое последействие, несмотря на несколько большую окисленность осажденной меди, — меньшей.

Образцы из омедненных (ОМП) порошков железа и механической смеси (МС) порошков железа и меди с равным содержанием меди прессовались до одинаковой плотности и спекались в среде водорода при 1150°C с выдержкой 0,25; 0,5; 1,0; 1,5; 2,0 и 2,5 ч.

Все образцы при выдержке 15 мин показали увеличение по объему, однако увеличение образцов из ОМП было значительно меньшим. Образцы из ОМП с содержанием 2,5% меди при изотермической выдержке до 2 ч дали усадку  $\frac{\Delta V}{V}$  более 2%.

Образцы из ОМП с 5% меди (рис. 1, кривые 1), спеченные при выдержке 1 ч и более, имели большую, чем исходная прессовка, плотность, а с 7,5% меди имели рост при всех выдержках спекания, хотя и меньший на 1,5—4,5% аналогичных образцов из МС. Образцы из МС (кривые 2) только при содержании 2,5% меди и выдержке более 1,5 ч имели плотность больше исходной.

Зависимость усадки (роста) от способа приготовления шихты и продолжительности спекания представлена на рис. 1.

Размерные изменения образцов, изготовленных из ОМП, после спекания стабильнее и меньше, чем у образцов, изготовленных из МС.

Это объясняется большей интенсивностью диффузии меди в железо при спекании образцов из ОМП до достижения температуры плавления меди ввиду большей площади контакта железа и меди у исходных образцов [1 и 2].

На рис. 2 приведены сравнительные данные по прочностным свойствам спеченных при 1150°C из ОМП (кривые 1) и МС (кривые 2) образцов, содержащих 5% меди в зависимости от продолжительности спекания.

Повышенные свойства спеченных из ОМП материалов являются следствием прежде всего более равномерного распределения меди. Определенную роль сыграли лучшая укладка частиц при прессовании и их лучший металлический контакт из-за покрытия пластичной медью, несколько повышенная окисленность меди, что активизировало спекание и способствовало большей завершенности диффузионных процессов.

Контактное осаждение меди непосредственно из растворов на частицы железного порошка может исключить трудоемкие процессы получения медного порошка, дозировка компонентов, перемешивание и др. Стоимость омедненных порошков с содержанием более 2% меди ниже стоимости механических смесей порошков.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Elliott J. E. — „Metallurgia“, № 59 (351), 1959, с. 17—27.
2. Бальшин М. Ю. Порошковое металловедение. М., Металлургиздат, 1948.

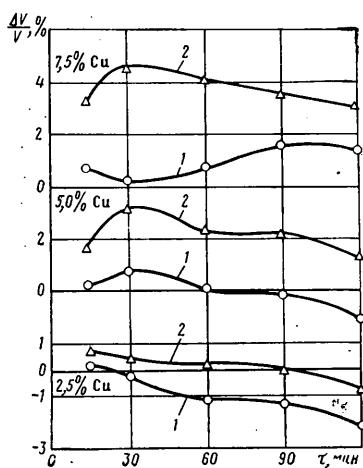
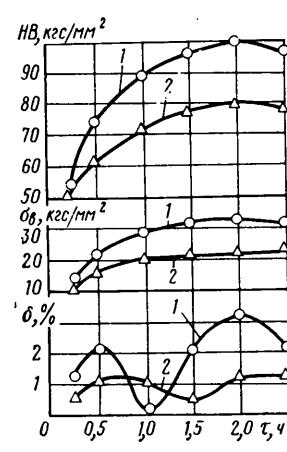


Рис. 1



Вологодская областная универсальная научная библиотека

# Технологическая оснастка из полимерных материалов

Б. П. ДМИТРИЕВ, А. Х. ГЕНДЛЕР, А. А. РЕЗНИЧЕНКО

Проектно-конструкторский и технологический институт (г. Запорожье)

**ЗА ПОСЛЕДНИЕ** годы в промышленности нашей страны и за рубежом все более широко применяется технологическая оснастка из полимерных материалов (литейные модели, мастер-модели, модель-макеты, модель-копиры, тайпсы и т. п.).

Для изготовления литейных моделей успешно применяются эпоксидные и полиэфирные смолы и самоотверждающиеся пластмассы стиракрил, бутакрил и АСТ-Т.

Наиболее распространенными являются смеси на основе эпоксидных и полиэфирных смол. Модели из этих материалов имеют чистую и гладкую поверхность, точные размеры, получаемые без дополнительной механической и слесарной обработки; на них не действуют влага, нефтепродукты, слабые щелочи и кислоты, естественное колебание температуры, а ремонтировать их можно путем зачистки поврежденных мест и нанесения смеси, из которой изготовлена модель.

Освоены и используются в производстве на многих отечественных заводах (Московский автозавод имени И. А. Лихачева, Горьковский автозавод, Волжский автозавод имени 50-летия образования СССР и др.) с хорошими технико-экономическими данными модели и стержневые ящики для ручной и машинной формовки из эпоксидных смол, армированных металлом, стеклонаполнителями или древесиной. Особый интерес представляют модель-макеты, мастер-модели, тайпсы и модель-копиры, изготовленные из стеклопластика на основе смесей из эпоксидных и полиэфирных смол. Они сохраняют стабильность размеров в течение всего срока эксплуатации. Армированные смеси на основе эпоксидных и полиэфирных смол дают незначительную усадку при отверждении, и поэтому полученные из них детали отличаются большой точностью, а воспроизводимые поверхности не требуют механической обработки.

Эпоксидные и полиэфирные смеси и детали на их основе стойки против действия атмосферных условий, воды, смазочных масел и т. п., поэтому не требуют специальных условий хранения. Кроме того, они обладают достаточной механической прочностью.

Проектно-конструкторским и технологическим институтом (г. Запорожье) изготовлены и внедрены на Запорожском автозаводе «Коммунар» крупногабаритные облегченные тайпсы из стеклопластиков на основе ненасыщенной полиэфирной смолы ПН-1 со значительным технико-экономическим эффектом. Полиэфирные смолы не уступают эпоксидным по физико-механическим свойствам, превосходят последние по технологическим свойствам, и в то же время стоимость их ниже.

В качестве наполнителя облицовочного слоя применен пенный дешевый материал — мелкодисперсный феррохромовый шлак (вместо применяемого железного порошка или каолина). Для внутреннего слоя в качестве упрочняющего наполнителя была применена стеклоткань.

При изготовлении облегченных тайпов, мастер-моделей, литейных моделей и т. п. по разработанной ПКТИ (г. Запорожье) совместно с заводом «Коммунар» технологии расход полимерных материалов снижается примерно в 2—3 раза по сравнению с изготовлением оснастки по существующей технологии из полимерных материалов.

Эпоксидные и полиэфирные смолы не обладают комплексом физико-механических свойств, необходимых для выполнения из них деталей оснастки. Эти свойства они приобретают в сочетании с отвердителями, ускорителями, пластификаторами и наполнителями.

Широкое распространение получили отвердители для холодного отверждения, так как при их использовании не требуется специальные печи и вспомогательное оборудование к ним, что особенно важно при внедрении оснастки из пластмасс на действующем производстве.

Наибольшее распространение получили: для холодного отверждения эпоксидных смол — полиэтиленполиамин (СТУ 49-2529-62), для полиэфирных смол — гидроперекись изопропилбензола (гипериз) и ускоритель — нафтенат кобальта (соответственно МРТУ 38-2-5-66 и МРТУ 6-05-1075-67).

Пластификаторы увеличивают текучесть полимерной смеси и удельную ударную вязкость. Наиболее распространенный пластификатор для эпоксидных смол — дибутилфталат (ГОСТ 8728-66).

Наполнители применяются для улучшения физико-механических свойств отверженных смесей, увеличения твердости, а также в целях снижения расхода смол.

При изготовлении технологической оснастки из пластмасс в качестве наполнителя для облицовочного слоя применяются порошковые материалы (железный и алюминиевый порошки, каолин, феррохромовый шлак), а для основы — стеклоткань, стеклорогожка.

Феррохромовый шлак имеет преимущества перед другими наполнителями, так как он мелкодисперсный, равномерно распределается в облицовочном слое, создает монолитную гладкую поверхность, а стоимость его определяется стоимостью погрузочных и транспортных работ в связи с тем, что он является отходом металлургической промышленности.

Технология изготовления формы и другой технологической оснастки из пластмасс сводится к следующему. На подмодельную базовую плиту устанавливают мастер-модель и для предотвращения растекания смеси — опалубку. Поверхность мастер-модели, опалубки и плиты между мастер-моделью и опалубкой покрывают разделительным составом, состоящим из 10%-ного раствора полизобутилена или сырой резины в бензине, смеси 70% скрипидара и 30% воска и т. п. Затем приготовляют одну из полимерных смесей (см. таблицу).

Наименование материала	Состав в вес. ч. смесей					
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6
Эпоксидная смола ЭД-5 или ЭД-6	100	100	100	—	—	—
Полиэфирная смола ПН-1 или ПН-3	—	—	—	100	100	100
Дибутилфталат	20	20	20	—	—	—
Полиэтиленполиамин	10	10	10	—	—	—
Гипериз	—	—	—	4	4	4
Нафтенат кобальта	—	—	—	8	8	8
Феррохромовый шлак	30—60	—	—	30—60	—	—
Каолин	—	30—60	—	—	30—60	—
Железный порошок	—	—	100	—	—	100
Графит	—	—	5	—	—	5
Белая сажа	—	10—15	—	—	10—15	5

Эти смеси являются облицовочными. При необходимости приготовления наполнительных смесей в них добавляют до 1000 вес. ч. кварцевого песка при изготовлении литейной модельной оснастки небольших габаритов и до 100 весовых частей стеклонаполнителя при изготовлении мастер-макетов, мастер-моделей, тайпов, модель-копиров, контролных приспособлений и модельной оснастки средних и крупных габаритов.

Мастер-модель является частью модель-макета автомобиля с точно пригнанными плоскостями соприкосновения. Линии разъема мастер-моделей точно соответствуют контуру штамповой детали кузова.

Вес необходимого количества смеси (например, облицовочного слоя) подсчитывают по формуле

$$P = 1,1 V \gamma_c,$$

где  $V$  — объем облицовочного слоя при его толщине 1,5—3 мм в  $\text{см}^3$ ;

$\gamma_c$  — плотность смеси в  $\text{г}/\text{см}^3$ ;

1,1 — коэффициент, учитывающий потери смеси при взвешивании, смешении и нанесении.

Плотность смеси  $\gamma_c$  подсчитывают по формуле

$$\gamma_c = \frac{q_{\text{см}}}{\gamma_{\text{см}}} + \frac{q_{\text{отв}}}{\gamma_{\text{отв}}} + \frac{q_{\text{нап}}}{\gamma_{\text{нап}}} + \frac{q_x}{\gamma_x},$$

где  $Q_c$  — суммарный весовой состав смеси по рецептуре в вес. ч.;

$q_{\text{см}}$ ,  $q_{\text{отв}}$ ,  $q_{\text{нап}}$ ,  $q_x$  — соответственно доли смолы, отвердителя, наполнителя и других компонентов смеси в вес. ч.;

$\gamma_{\text{см}}$ ,  $\gamma_{\text{отв}}$ ,  $\gamma_{\text{нап}}$ ,  $\gamma_x$  — соответственно плотности смолы, отвердителя, наполнителя и других компонентов смеси в  $\text{г}/\text{см}^3$ .

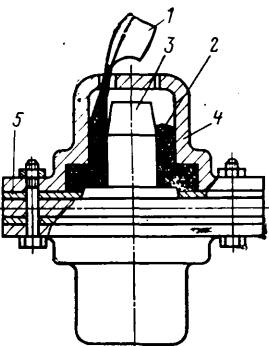


Рис. 1. Схема изготовления стержневых ящиков, облицованных пластмассой:  
1 — ковш; 2 — пластмасса;  
3 — этажом стержня; 4 — кожух стержневого ящика;  
5 — броневая плита

Содержимое смешивают в течение 20—30 мин при 40—60°C. охлаждают до 20—25°C и при этой температуре заливают огуритель, тщательно смешанный со второй половиной пластификатора. Затем все содержимое вновь тщательно перемешивают. Готовую смесь следует использовать в течение 25—30 мин, так как после этого она загустевает и становится не пригодной для использования.

Полизифирную смолу перед загрузкой делят на две равные части. В одну вводят гипериз, в другую — нафтенат кобальта и перемешивают. Затем обе смеси сливают, добавляют порошковый наполнитель и перемешивают всю смесь до однородного состояния. Готовую смесь следует использовать в течение 30—45 мин. После высыхания разделительного состава на поверхность мастер-модели пульверизатором или шпателем наносят облицовочный слой толщиной 1,5—3 мм, образующий рабочую поверхность формы. Далее технологический процесс продолжается в зависимости от вида изготавляемой оснастки. Если изготавливают модель-макеты, мастер-модели, тайпы, мо-

дель-копиры, контрольные приспособления, литьевую модельную оснастку крупных и средних габаритов и т. п., то, когда облицовочный слой несколько отвердел, но еще не потерял способности прилипать, на него наносят слой стекловолокна методом прямого напыления исходных материалов. По этому способу модель укрепляется на столе (лучше всего вращающемся). Ровница (стекловолокно), сматываясь с бобины, нарезается специальным приспособлением и при помощи вентилятора через гибкий шланг подается на модель при помощи пистолета, подающего также и связующее. Соотношение между количеством рубленого волокна и связующего регулируется пистолетом. Смола и отвердитель вводятся в смесительную камеру пистолета через рукав, где они смешиваются.

После нанесения слоя стеклопластика (4—5 мм) последний прикатывается для уплотнения валиком вручную. Общая толщина слоя пластмасс (облицовочного и стеклопластикового) должна быть в пределах 8 мм.

При отсутствии соответствующей установки для нанесения рубленого стекловолокна применяют контактный способ формования вручную. На облицовочный слой выкладывают листы стеклоткани или стеклорогожи с таким расчетом, чтобы толщина слоя стеклопластика была 3—5 мм.

Стеклоткань укладывают двумя способами:

1) заготовки стеклоткани пропитываются связующей смесью (согласно таблице — иногда без порошкового наполнителя) и кладутся на облицовочный слой формы;

2) непропитанные листы укладываются на облицовочный слой с последующим промазыванием каждого листа связующей смесью при помощи кисти.

Для уплотнения листов стеклоткани они прокатываются резиновым валиком вручную. Соотношение между связующей смесью и стеклотканью должно быть в пределах 1:1.

Для лучшей адгезии смеси к стеклоткани последнюю перед пропитыванием и укладкой следует выдержать в термошкафу при температуре 300—350°C в течение 1,5—2 ч для удаления замасливателя стеклоткани. Через 3—4 ч после укладки листов стеклоткани форма укрепляется на каркасе. Каркас, имея ориентировочный контур формы, ставится на нее, а в местах присоединения проклеивается смесью, по составу аналогичной связующей. Полное отверждение происходит через 18—24 ч, после чего снимается опалубка и извлекается мастер-модель.

Если изготавливаются литьевые модели небольших размеров, ставится опалубка, размеры которой на 30—40 мм выше рабочей части мастер-модели. В связующее добавляется кварцевый песок, и оно заливается на облицовочный слой модели. После затвердевания в течение 18—24 ч снимается опалубка и извлекается мастер-модель.

Тайп является объемным шаблоном для доводки рабочих деталей штампа и поэтому имеет негативное изображение детали, которая по нему обрабатывается.

В связи с тем, что тайп снимается с соответствующей части мастер-модели, его изготовление из пластмасс аналогично изготовлению из пластмасс форм, как описано выше.

Для обработки деталей штампов на копировально-фрезерных станках в принципе можно использовать и мастер-модель. Однако положение изделия в штампе очень редко соответствует его расположению в автомобиле. В связи с этим целесообразно изготавливать модель-копир, являющийся полной копией мастер-модели или отдельных ее элементов (определенного размера, межцентровое расстояние и т. п.), но с учетом дополнений к тому положению, которое изделие занимает в штампе. В этом случае по технологии, описанной выше, получают модель или отдельные ее элементы по форме, выполненной с первоначальной мастер-модели, по которой делается мастер-модель из пластмасс.

Вначале на форму или ее отдельные элементы наносят разделительный состав, после его высыхания — облицовочную смесь, затем заготовки стеклоткани, а через 3—4 ч эти элементы связываются трубами из стеклопластика с помощью смеси, по составу аналогичной связующему материалу. Модель-копир ставится на каркас, выполненный с учетом базы и положения этих элементов в общей компоновке штампа.

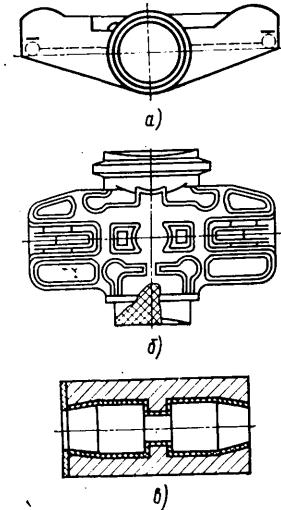


Рис. 5. Детали сложной конфигурации (обозначения те же, что на рис. 2)

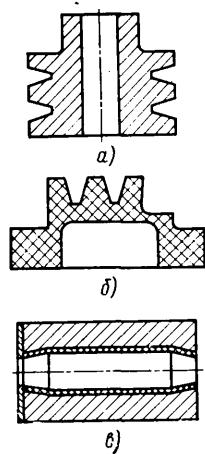


Рис. 2. Детали, представляющие собой тела вращения:  
а — деталь; б — модель;  
в — стержневой ящик

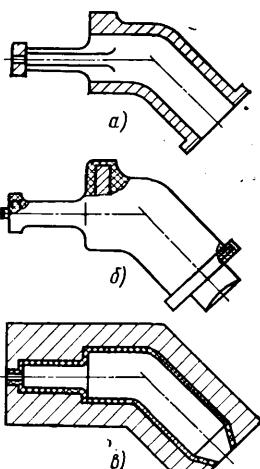


Рис. 3. Арматура (обозначения те же, что на рис. 2)

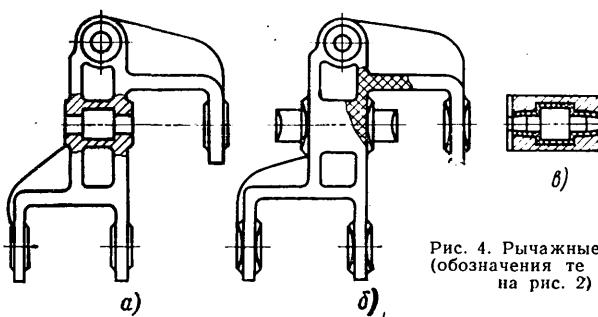


Рис. 4. Рычажные детали (обозначения те же, что на рис. 2)

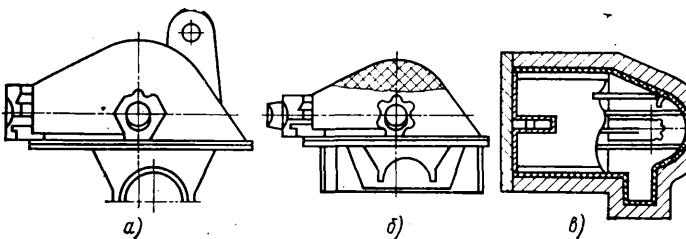


Рис. 6. Корпусные детали (обозначения те же, что на рис. 2)

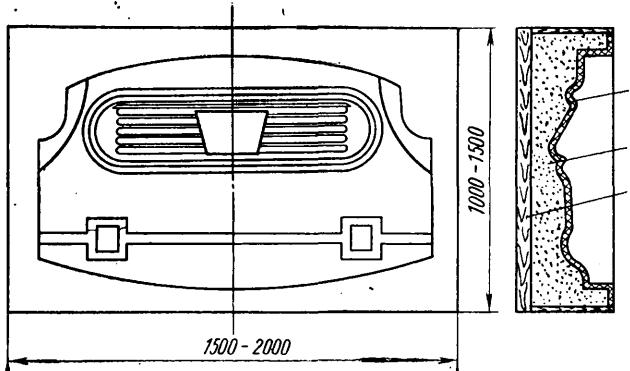


Рис. 7. Тайпс панели передней части легкового автомобиля: 1 — облицовочный слой; 2 — наполнительный слой; 3 — каркас

При изготовлении модель-копиров в качестве наполнителя облицовочного слоя рекомендуется использовать тальк, графит, феррохромовый шлак, так как эти материалы придают отвержденной смеси антифрикционные свойства, что облегчает скольжение поводка по этой поверхности при фрезерно-копировальных работах.

При изготовлении литьевой модельной оснастки из пластмасс необходимо учесть припуск на обработку и усадку металлической отливки, а также припуск на усадку пластмассы.

Особые требования предъявляются к чистоте наружной поверхности пластмассовой модели. Это достигается путем введения в облицовочную смесь мелкодисперсных наполнителей — феррохромового шлака, белой сажи или их смеси.

В связи с изготовлением стержней в литьевом производстве на пескострельных, пескодувных и других машинах особый интерес представляют стержневые ящики, облицованные

пластмассой и обладающие стойкостью против абразивного износа.

При изготовлении стержневых ящиков, облицованных пластмассой, применяется следующая технология: изготовление промодели стержня; изготовление кожуха стержневого ящика с броневой плитой; заливка кожуха стержневого ящика пластмассой; снятие кожуха стержневого ящика с промодели стержня и зачистка его.

На рис. 1 показана схема изготовления стержневых ящиков, облицованных пластмассой.

По этой технологии кожухи стержневого ящика могут быть использованы в производстве несколько раз. По мере износа пластмассового слоя последний снимается механически или выжигается, а кожухи снова используются в производстве.

На рис. 2—5 приведены тайпсы, типовые отливки, литьевые модели и стержневые ящики, сгруппированные по конструкции, назначению и конфигурации. Отливки, входящие в одну группу, имеют сходные конструктивные формы и изготавливаются по аналогичным технологическим процессам.

Условно приняты следующие детали, входящие в данную группу: тела вращения (рис. 2) — втулки, шкивы, барабаны, блоки, фланцы, ступицы, цилиндры, маховики и т. п.; арматура (рис. 3) — патрубки, угольники, колена, тройники, муфты, трубы, горловины и т. п.; рычажные детали (рис. 4) — кронштейны, рычаги, рукоятки, стойки, педали, шарниры, защелки и т. п.; детали сложной конфигурации (рис. 5) — серьги, наконечники, балансиры, опоры, подставки, подплатники и т. п.; корпусные детали (рис. 6) — корпуса, кожухи, картеры, буферы, коробки и т. п.

На рис. 7 показан крупногабаритный тайпс панели передней части кузова легкового автомобиля.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Ахметов Л. С., Вайсер Л., Чудновский А. Р. Применение пластических масс в технологической оснастке. Москва—Киев, Машгиз, 1962.
2. Гендлер А. Х. и др. — «Технология и организация производства», 1966, № 3.
3. Дубасов А. А. Технологическая оснастка из синтетических материалов. ЦИНТИМАШ, серия 1, 1962.
4. Временные руководящие материалы по изготовлению мастер-моделей, тайпсов, модель-копиров из стеклопластиков на основе эпоксидных композиций. РТМ 049—67. ПКТИ, Запорожье, 1967.
5. Временные руководящие технические материалы по изготовлению литьевой модельной оснастки из композиций на основе эпоксидных смол. РТМ 051—67. ПКТИ, Запорожье, 1967.
6. Применение полимерных материалов в автомобилестроении. ПКТИ, Запорожье, 1970.

## Полирование сферической поверхности пальца реактивной штанги автомобиля лепестковыми кругами

Канд. техн. наук С. И. ЖИТИЦКИЙ, А. И. ГДАЛЕВИЧ, В. И. ХРЫЧЕВ, В. В. НАЗАРОВ,  
В. А. ОБУХОВ, Т. Д. МАКСИМОВА

Брянское объединение по производству автомобилей (АвтоБАЗ)

**В** ДАННОЙ статье приведены результаты исследования и внедрения процесса полирования закаленной сферической поверхности пальца реактивной штанги автомобиля эластичными лепестковыми кругами по схеме бесцентрового шлифования на сферошлифовальном станке модели ЛЗ-98.

Бесцентровое базирование сферической поверхности пальца применяется с целью исключения влияния радиального и осевого смещения этой поверхности относительно конической поверхности хвостовика.

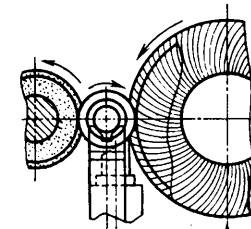
Бесцентровая наладка (рис. 1) состоит из ножа 1 и призмы 2. Нож и призма расположены на общем основании 3. Основание 3 с помощью конического хвостовика 4 установлено в базовом отверстии качающегося узла. Ведущий круг 5 состоит из двух кругов конической формы. Оправка 6 с ведущим кругом устанавливается в коническое отверстие шпинделя бабки изделия. Скорость вращения этого шпинделя с помощью червячного редуктора снижена до 38 об/мин.

Для установки рабочих поверхностей лепесткового и ведущего кругов симметрично оси качания при наладке применяет-

ся цилиндрическая оправка с радиусом, равным радиусу сферы.

На время наладки оправка устанавливается в цилиндрическое отверстие хвостовика 4 вместо ножа 1. Нож 1 и призма 2 при наладке могут регулироваться по высоте.

Круг для полирования (рис. 2) состоит из двух стальных крышек 1 и набора лепестков 2. Эти части соединены эпоксидной композицией 3. Лепестки круга изготавливаются из шлифовальной водостойкой шкурки на тканевой основе (ГОСТ 13344—67) из электрокорунда. Сборка круга выполняется в специальном приспособлении, состоящем из пальца 4, шайбы 5, гайки 6 и опорного кольца 7. Крышки 1 собираются на пальце 4, предварительно покрытым смазкой ЦИАТИМ-201. Между крышками 1 вставляется кольцо 8. Лепестки вводятся в зазор между крышками, устанавливаются в вертикальное положение и уплотняются между собой. Последняя партия лепестков вставляется после снятия верхней крышки. Далее распорное кольцо 8 удаляется, а верхняя крышка 1 устанавливается и затягивается гайкой 6.

Вид А

В результате проведенных исследований установлено, что более высокими эксплуатационными свойствами обладают круги, лепестки которых пропитаны специальными составами двух рецептов: 1) эпоксидной композицией на основе ЭД-5; 2) смесью 60% пущечной смазки (ГОСТ 3005-51) и 40% парафина (ГОСТ 784-53).

Смесь эпоксидной композиции состоит из следующих материалов в вес. ч.:

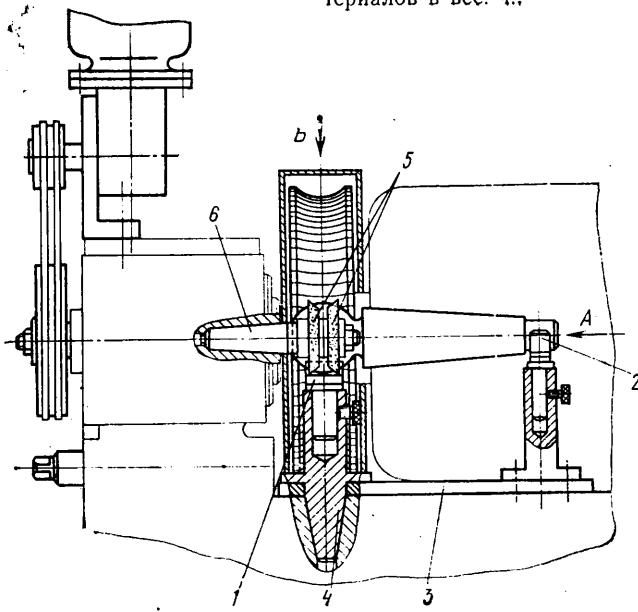


Рис. 1. Бесцентровая наладка к сферошлифовальному станку модели ЛЗ-98

Эпоксидная смола ЭД-5 . . . . .	100
Дибутилфталат . . . . .	404
Полиэтиленполиамин . . . . .	15

Аbrasивная шкурка пропитывается эпоксидной композицией до ее раскрова на отдельные лепестки на специальной установке.

Отверждение пропитывающего вещества заканчивается через 10–12 ч после пропитывания. После этого шкурка с помощью роликовых ножниц режется на полосы шириной, равной ширине лепестка. На специальном штампе из этих полос выполняется вырубка лепестков. При вырубке полосы укладываются пакетом по 15 шт.

При использовании второго рецепта лепестки пропитываются смесью пущечной смазки и парафина после сборки круга. Для приготовления пропитывающего состава пущечная смазка и парафин в соответствующих весовых частях укладываются в металлическую посуду и помещаются в муфельную печь, в которой поддерживается температура 100–120°C. Перед пропитыванием круг нагревается до температуры 100–120°C и помещается в расплавленный металл, где выдерживается в течение 15–20 с.

Для удаления излишков пропитывающего вещества нестыкованный круг устанавливается на специальный стенд, где прокручивается при скорости 15–20 м/с в течение 40–60 с. При прокручивании излишки пропитывающего вещества центробежными силами отбрасываются.

Смесь для скрепления лепест-

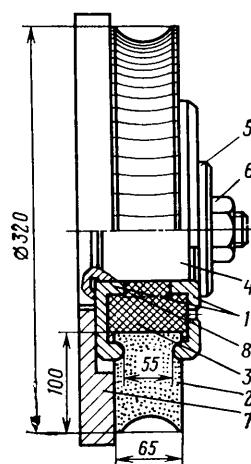


Рис. 2. Эластичный лепестковый круг и приспособление для его сборки

ков приготавливают по следующему рецепту в вес. ч.:

Эпоксидная смола ЭД-5 . . . . .	100
Дибутилфталат . . . . .	10
Полиэтиленполиамин . . . . .	15
Кварцевый песок (наполнитель)	190

После приготовления смесь с помощью специального шприца под действием сжатого воздуха нагнетается в полость, ограниченную лепестками 8, крышками 1 и пальцем 4. Через 10–12 ч палец 2 выпрессовывается.

С целью подбора оптимальных условий полирования сферы пальца реактивной штанги (материал — сталь 40Х, HRC 52–62, радиус сферы 37,5 мм) проведена серия экспериментов. Испытанию подвергались пропитанные и непропитанные круги зернистостью лепестков № 5, 10 и 16.

Результаты исследования влияния характеристики лепесткового круга на шероховатость обработанной поверхности (рис. 3, а) показывают, что с увеличением зернистости  $q$  высота микронеровностей  $R_a$  монотонно возрастает.

Применение для пропитывания лепестков круга состава из смеси пущечной смазки и парафина способствует уменьшению высоты микронеровностей, что может быть объяснено смазывающим действием состава.

При использовании в качестве пропитывающего материала эпоксидной композиции жесткость лепестков увеличивается и это приводит к повышению высоты микронеровностей.

Вследствие одновременного вращательного и качательного движения детали режущие зерна лепесткового круга, перемещаясь по винтовой линии, образуют на обрабатываемой поверхности сетку спиральных рисок, скрещивающихся под углом  $2\alpha$ .

Максимальные значения угла подъема винтовой линии  $\alpha_{max}$  определяются по формуле

$$\alpha_{max} = \arctg \frac{n_{kach} \psi}{n_{vp} 180^\circ},$$

где  $n_{kach}$  — число двойных качаний детали в минуту;

$n_{vp}$  — число оборотов детали в минуту;

$\psi$  — угол качания детали в градусах.

Результаты экспериментов по определению влияния угла скрещивания винтовой линии  $2\alpha_{max}$  на шероховатость (рис. 3, б) показывают, что в исследованном диапазоне с увеличением  $2\alpha_{max}$  шероховатость обработанной поверхности уменьшается. Исследования влияния скорости круга показали, что при соблюдении всех прочих оптимальных условий при полировании кругами с зернистостью лепестков № 16 и 10 шероховатость поверхности  $\nabla 8$ – $\nabla 9$  обеспечивается при  $v_{kp} = 25 \pm 35$  м/с.

Процесс полирования лепестковыми кругами можно осуществить при наличии деформации лепестков. От величины деформации  $\delta$  в значительной степени зависит шероховатость обработанной поверхности, производительность и износ круга.

Анализ графиков, приведенных на рис. 4, указывает на отсутствие монотонной зависимости между значениями  $\delta$  и  $R_a$ . Удаление исходных микронеровностей в случае полирования кругами зернистостью № 10–16 начинается практически при значениях  $\delta = 2 \pm 3$  мм, в случае полирования кругами зернистостью № 5 — при  $\delta = 3 \pm 4$  мм.

Как видно из графиков, при значениях  $\delta$ , превышающих 3–4 мм, наблюдается некоторое увеличение высоты микронеров-

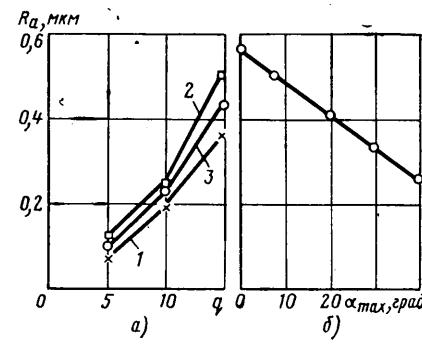


Рис. 3. Зависимость шероховатости от состава пропитывающего вещества и зернистости лепестков круга (а) и от угла скрещивания винтовых линий при пропитывании эпоксидной композицией зернистости лепестков № 10 (б):

1 — пропитывание смесью пущечной смазки и парафина; 2 — пропитывание эпоксидной смолой; 3 — без пропитывания

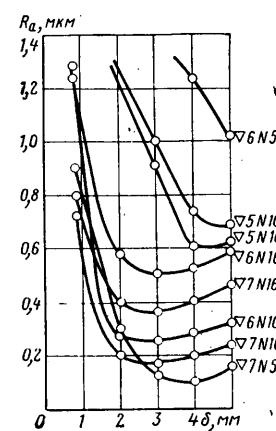


Рис. 4. Зависимость шероховатости от исходной шероховатости обрабатываемой поверхности, зернистости лепестков круга и величины их деформации  $\delta$

ностей. Тогда по интенсивности съема металла процесс полирования приближается к процессу шлифования.

Результаты стойкостных испытаний лепестковых кругов показывают, что наибольшей стойкостью обладают круги, пропитанные эпоксидной композицией. До полного износа круга ими обрабатывается 5500—7000 деталей. Круги, пропитанные смесью пушечной смазки и парафина и непропитанные, обрабатываются соответственно 4500—6000 и 4000—5000 деталей.

Из остальных условий процесса наибольшее влияние на стойкость круга оказывают величина деформации лепестков  $\delta$  и исходная шероховатость деталей. При увеличении  $\delta$  от 2,5 до 4 мм износ круга возрастает в 1,5—2 раза. Уменьшение исходной шероховатости с  $\nabla 6$  до  $\nabla 7$  приводит к увеличению стойкости круга в 1,6—1,8 раза.

Эксперименты по полированию с применением специальной охлаждающей жидкости, в качестве которой использовалась смесь НГЛ-205, показали, что в этом случае стойкость кругов возрастает на 10—15%.

Независимо от того, пропитаны круги или нет, во всех случаях процесс полирования сопровождается устойчивым само-профилированием рабочей поверхности круга.

Процесс полирования сферы лепестковыми кругами отличается высокой производительностью. В зависимости от условий обработки машинное время составляет 10—12 с. Изучение

влияния этих условий на производительность полирования показало, что с увеличением номера зернистости лепестков при большей деформации лепестков и с уменьшением исходной шероховатости производительность полирования возрастает.

Заметное влияние на производительность оказывает состав пропитывающего вещества. Наибольшая производительность достигается при пропитывании лепестков круга эпоксидной композицией. В этом случае жесткость лепестков увеличивается, что способствует повышенному съему металла. Круги, пропитанные смесью пушечной смазки и парафина и не пропитанные, по производительности практически не отличаются.

Внедрение процесса механизированного полирования на станке ЛЗ-98 взамен ручного полирования абразивной шкуркой на токарных станках позволило улучшить качество обрабатываемой сферической поверхности пальцев реактивной штанги. При использовании кругов, пропитанных эпоксидной композицией зернистостью № 10, шероховатость поверхности находится в пределах  $\nabla 8\text{в}$ — $\nabla 9\text{б}$  (при ручном полировании  $\nabla 7\text{а}$ — $\nabla 8\text{б}$ ).

За счет механизации процесса производительность полирования возросла в 2,8 раза. Машинное время на обработку одной детали составляет 10 с. В 7 раз сократился расход абразивной шкурки.

УДК 621.81.002.72

## Об автоматизации установки стопорных колец

В. И. ТАВРОВ

МВТУ имени Н. Э. Баумана

ОСНОВНОЕ назначение стопорных колец заключается в том, чтобы, установив их в канавку, создать условия точно закоординированному искусственному заплечику на валах, оси и в отверстиях корпусов для обеспечения заданного расположения деталей.

В зависимости от метода сборки стопорные кольца делятся на кольца, собираемые в осевом направлении, и на кольца, собираемые в радиальном направлении.

В массовом производстве стопорные кольца собираются с помощью автоматов, в которые кольца подаются из кассет шиберным питателем к конусным оправкам. Разжатие колец, устанавливаемых на валы, или сжатие колец, устанавливаемых в корпус, осуществляется с помощью конусов. Втулочный досыпатель для наружных колец, приводимый в движение пневмоцилиндром (рис. 1), или цилиндрический для внутренних колец, продвигает кольцо через конус, тем самым образуя необходимый зазор  $\Delta_1$  между собираемой деталью и кольцом.

Для создания максимального зазора между собираемой деталью и кольцом и, следовательно, для обеспечения безотказной работы сборочного автомата, необходимо кольцо, проходящее через коническую оправку, разжимать или сжимать на возможно большую величину, не нарушая его эксплуатационных качеств.

Максимально допустимый зазор между собираемой деталью и кольцом позволит конструктору технологического оборудования при расчете точности изготовления исполнительных механизмов правильно назначить допуски и предъявить необходимые требования к собираемым деталям (например, технологу — назначить режимы сборки).

Поэтому возникает необходимость расчета монтажных напряжений  $\sigma$ , возникающих в опасных сечениях колец при сжатии (разжатии), и назначения на основе допускаемых напряжений  $\sigma$  максимально допустимого диаметра конуса  $D_K$  исполнительного механизма сборочного автомата для колец, устанавливаемых на валы, и минимального для колец, устанавливаемых в корпусы.

С целью решения поставленной задачи рассмотрим характер силового взаимодействия между кольцом и конусом на примере изготовленного по ГОСТ 13942—68 кольца, устанавливаемого на вал.

Допустим, что максимальный диаметр конуса  $D_K$  сборочного автомата больше внутреннего диаметра кольца  $d_2$  на величину  $\Delta$ . Кольцо при прохождении через конус будем рассматривать лежащим в плоскости без учета некоторого его возможного перекоса, а в силу геометрической симметрии кольца схему нагружения — симметричной относительно оси  $I$ .

По концам пружинного кольца со стороны конуса действуют силы  $Q_1$  под некоторым углом к оси  $I$ . Затем идет область непрileгания кольца к конусу, характеризуемая углом непрileгания  $\alpha$ , а следовательно, и ненагруженная  $q$ . В точке  $B$ , где начинается область прileгания кольца к конусу, нагрузку можно представить в виде сосредоточенной силы  $Q_2$ .

При решении задачи рассматривается только изгибная жесткость и предполагается, что сдвиговые деформации отсутствуют, поэтому схему нагружения следует считать приближенной.

Однако с достаточной степенью точности можно считать, что весь участок кольца  $BB$  (рис. 1, a) в зоне плотного прileгания имеет одинаковые условия нагружения, т. е. на него действует равномерно распределенная нагрузка интенсивности  $q$ , а поэтому, и кривизна на данном участке равна постоянной величине  $\frac{2}{D_K}$ .

Величина  $h$  поперечного сечения кольца изменяется по закону

$$h = R - r - e \cos \varphi, \quad (1)$$

$$\text{где } R = \frac{d_3}{2}; \quad r = \frac{d_2}{2};$$

$e$  — эксцентриситет кольца;

$\varphi$  — текущее значение угла.

Значение изгибающего момента в произвольном сечении кольца на участке  $BB$  (рис. 1, б) примет вид

$$M_{изг\ BB} = \sin \varphi \left[ Q_1 \frac{D_k}{2} + Q_2 \frac{D_k}{2} \cos \alpha - q \frac{D_k^2}{4} \sin \alpha \right] - \\ - \cos \varphi \left[ Q_2 \frac{D_k}{2} \sin \alpha + q \frac{D_k^2}{4} \cos \alpha \right] + q \frac{D_k^2}{4}, \quad (2)$$

где

$$q = E \frac{bh_0^3}{12} \cdot \frac{8\Delta}{D_k^4}; \quad (3)$$

$$Q_1 = E \frac{bh_0^3}{12} \cdot \frac{4\Delta}{D_k^3 \sin \alpha} (1 - k \cos \alpha); \quad (4)$$

$$Q_2 = E \frac{bh_0^3}{12} \cdot \frac{4\Delta}{D_k^3 \sin \alpha} (k - \cos \alpha); \quad (5)$$

$E$  — модуль упругости материала кольца;

$b$  — толщина кольца;

$h_0$  — начальная высота кольца, определяемая по формуле (1) при  $\varphi=0$ ;

$\Delta$  — разность между диаметром конуса сборочного автомата и внутренним диаметром кольца  $d_2$  (кольцо изготовлено по ГОСТ 13942—68);

$k = \frac{3e}{h_0}$  — величина, выражающая отношение эксцентрикитета

та к начальной высоте кольца.

Угол  $\alpha=66^\circ 30'$ , характеризующий область непрileгания кольца к конусу (вычислен математически), зависит от величины  $k$ . Расчеты показывают, что  $k=1,5$  есть величина постоянная.

Величины  $\sigma$ ,  $q$ ,  $Q_1$ ,  $Q_2$  определяются по формулам (3) — (5), используя значения  $\alpha=66^\circ 30'$  и задаваясь величиной  $\Delta$  с учетом зазора  $\Delta_1$  между присоединяемой деталью и кольцом. Подставив найденные значения в формулу (2) и задавшись углом  $\varphi$  для любого текущего значения, определим значения изгибающего момента  $M_{изг\ BB}$ . Величину  $h$ , необходимую для нахождения момента сопротивления  $W$  в текущем сечении, определим по формуле (1). После определения  $M_{изг\ BB}$  и  $W$  найдем  $\sigma$ .

Расчет возникающих напряжений при автоматической сборке для внутренних колец по ГОСТ 13942—68 аналогичен расчету в наружных кольцах и отличается лишь тем, что нагрузка прикладывается к наружному контуру кольца.

Экспериментальная проверка теоретических расчетов проводилась методом тензометрирования. На кольцо ( $d_2=56,2$  мм,  $b=2,5$  мм) в корпус диаметром 52 мм (ГОСТ 13943—68) наклеивались поочередно в сечениях  $90^\circ$ ,  $135^\circ$  и  $180^\circ$  тензодатчики базовой длиной 5 мм и шириной 2 мм. Кольца нагружались на экспериментальной установке типа пресса и при этом пропускались через конус. В конусе вырезался сектор вдоль образующих для прохождения тензодатчиков. Экспериментальная обработка данных вносит поправочный коэффициент  $\vartheta=1,18$  к теоретически полученным данным значениям напряжений.

Из рис. 2 (кривая 1 для кольца на вал диаметром 25 мм и кривая 2 для кольца в корпус диаметром 25 мм) видно, что

наиболее неприемлемыми сечениями кольца являются сечения при угле поворота  $\varphi=180^\circ$ . В данном случае величина  $\sigma$  от изгиба при  $\Delta_1=0,5$  мм для кольца на вал достигает 100 кгс/мм<sup>2</sup>, для кольца в корпус — 90 кгс/мм<sup>2</sup>. По этому сечению следует вести расчет допускаемых  $\sigma$  и назначать диаметр конуса  $D_k$ .

На рис. 3 представлены зависимости монтажных  $\sigma$  от величины  $\Delta_1$  для опасного сечения кольца  $\varphi=180^\circ$ . Из анализа графика видно, что напряжения в кольце при установке на вал диаметром 25 мм (кривая 1) изменяются от  $\sigma=88$  кгс/мм<sup>2</sup> при  $\Delta_1=0,1$  мм до  $\sigma=119$  кгс/мм<sup>2</sup> при  $\Delta_1=1$  мм. Для кольца при установке в корпус диаметром 25 мм (кривая 2) — от  $\sigma=71$  кгс/мм<sup>2</sup> при  $\Delta_1=0,1$  мм до  $\sigma=110$  кгс/мм<sup>2</sup> при  $\Delta_1=1$  мм.

Таким образом, при значительном радиальном зазоре между кольцом и собираемой деталью  $\Delta_1=0,5$  мм для кольца на вал диаметром 25 мм  $\sigma$  достигает 119 кгс/мм<sup>2</sup>, при этом сборочному автомату гарантируется большой запас собираемости и сохраняются эксплуатационные свойства кольца.

Для других диаметров расчеты показывают, что монтажные  $\sigma$  кольца меньших диаметров будут иметь несколько большие значения, а кольца больших диаметров — меньшие.

ГОСТом предусмотрено изготовление колец из стали 65Г или сталей других марок с физико-механическими свойствами не ниже, чем указанная. Для ответственных соединений кольца изготавливают из стали 60С2А, механические свойства которой лучше, чем из стали 65Г.

Вычислив по предложенной методике значения монтажных  $\sigma$  при  $\varphi=180^\circ$  и построив графики зависимости монтажных  $\sigma$  от величины зазора между кольцом и собираемой деталью  $\Delta_1$ , для определенных диаметров колец необходимо назначить диаметры конусов  $D_k$  сборочных автоматов с учетом применяемых материалов колец.

Используя полученные значения допускаемых напряжений при сборке (распределенную нагрузку  $q$ ; сосредоточенные нагрузки  $Q_1$  и  $Q_2$ ), а также заменив их одной суммарной удельной нагрузкой  $q_Q$  (относим сосредоточенные нагрузки в виде распределенной к дуге контакта кольца с конусом), определим необходимое сборочное усилие на гидро- или пневмоцилиндре сборочного автомата:

$$P = 0,0175 R v \vartheta q_Q (\operatorname{tg} \theta + f), \quad (6)$$

где  $R$  — максимальный радиус конуса автомата;

$v=240^\circ$  — угол контакта кольца с конусом;

$\vartheta=1,18$  — поправочный коэффициент;

$q_Q$  — суммарная распределенная нагрузка от действующих нагрузок на конус автомата;

$\theta$  — угол конуса;

$f$  — коэффициент взаимодействия между кольцом и конусом (по экспериментальным данным  $f=0,4 \div 0,5$ ).

#### Пример.

Определим усилие при автоматической сборке кольца А25 (ГОСТ 13942—68) на ось коромысла. В процессе сборки  $q=0,55$  кгс/мм;  $Q_1=3,08$  кгс;  $Q_2=8,46$  кгс. Найдем распределенную нагрузку  $q_Q$  от сосредоточенных сил, сначала их просуммируем, а затем разделим на длину дуги контакта кольца с конусом  $Q_Q=2(3,08+8,46)=23,08$  кгс; длина дуги  $L=0,0175 \times 12,75 \times 240=53,5$  мм;

$$q_Q = \frac{23,08}{53,5} = 0,43 \text{ кгс/мм};$$

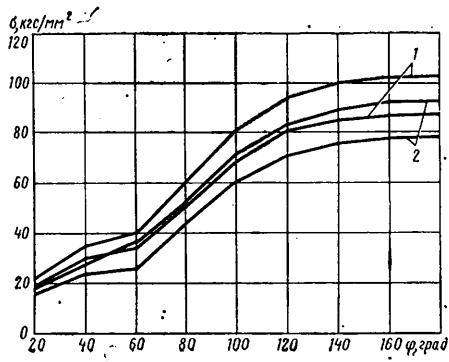


Рис. 2. Зависимость монтажных напряжений от угла  $\varphi$ :  
1 — расчетное значение; 2 — с учетом эксперимента

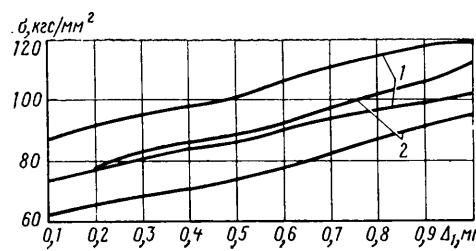


Рис. 3. Зависимость монтажных напряжений от величины  $\Delta_1$  для опасного сечения

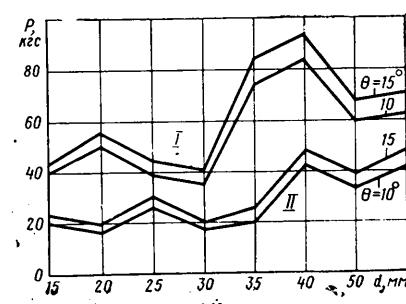


Рис. 4. Зависимость величины сборочного усилия от диаметров колец:  
I — кольца, устанавливаемые на валы;  
II — кольца, устанавливаемые в корпус

$q_2 = 0,43 \text{ кгс/мм} + 0,55 \text{ кгс/мм} = 0,98 \text{ кгс/мм}$ ; усилие  $P = 0,0175 \times 12,75 \text{ мм} \times 240 \times 1,18 \times 0,98 (0,268 + 0,45) = 44 \text{ кг}$ .

На рис. 4 представлена зависимость необходимого сборочного усилия при автоматической сборке от диаметров колец при угле конуса  $\theta = 10^\circ$  и  $\theta = 15^\circ$ . Из графика видно, что угол конуса сборочного автомата влияет незначительно на сбороч-

ное усилие, которое целесообразно принимать равным  $15^\circ$ .

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования по автоматической сборке стопорных колец показали высокую степень сходимости результатов и позволили рекомендовать предложенную методику расчета при создании автоматов для сборки стопорных колец.

УДК 621.91.02

## Конструктивные особенности инструмента для резания магниевых сплавов

В. С. ГОЛУБЕВ, В. Г. ДУНЯШЕВ, А. И. КОНОВАЛОВ, Л. Н. РАБИНОВИЧ

Проектно-конструкторский и технологический институт (г. Запорожье)

**М**АГНИЕВЫЕ сплавы относятся к числу легкообрабатываемых материалов, однако к конструкции режущего инструмента, применяемого для обработки, предъявляются некоторые особые требования.

Исследования по изысканию необходимой конструкции и оптимальной геометрии режущего инструмента проводились в ПКТИ (г. Запорожье) совместно с Московским автомеханическим институтом и Мелитопольским моторным заводом.

Исследования показали, что при рационально подобранной конструкции режущего инструмента магниевые сплавы можно обрабатывать с применением более высоких скоростей резания и подач, чем для других металлов. Стружка, образующаяся при обработке, обладает склонностью к потере пластичности, является ломкой и короткой. Только при малых значениях скоростей резания и подач образуется длинная витая стружка. В связи со специфичностью вида стружки и применением повышенных режимов резания получаемый объем стружки очень большой. Поэтому в конструкции режущего инструмента, особенно для сверл, разверток и метчиков, надо предусматривать увеличенные размеры стружкоотводящих канавок.

При высоких скоростях резания, которые допускают магниевые сплавы, происходит большое тепловыделение от трения. Поэтому для уменьшения трения угол резания должен быть не большим, а режущие кромки острыми, доведенными алмазами и эльборовыми кругами, с чистотой поверхности по 8–10-му классу и радиусом округления режущего лезвия в пределах 0,01 мм.

Усилия резания при обработке магниевых сплавов сравнительно низкие, поэтому режущая кромка инструмента не требует большой опоры, так что можно применять большие задние углы даже для твердосплавного инструмента.

Исследования по выбору рациональной конструкции режущего инструмента, его геометрии и режимов резания осуществлялись с использованием методов математического планирования экспериментов. Обработка и анализ полученных результатов выполнялись с применением методов математической статистики.

Исследованиями установлено, что в качестве материалов для изготовления режущих инструментов можно применять твердые сплавы и быстрорежущие стали. Рекомендуемые конструкции режущих инструментов приведены на рис. 1–5.

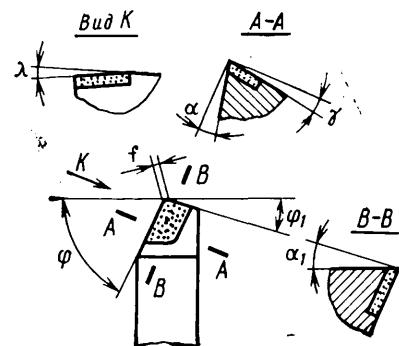


Рис. 1

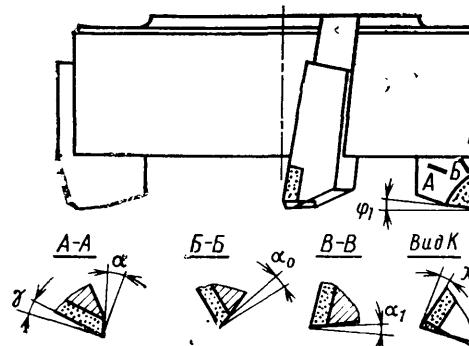


Рис. 2

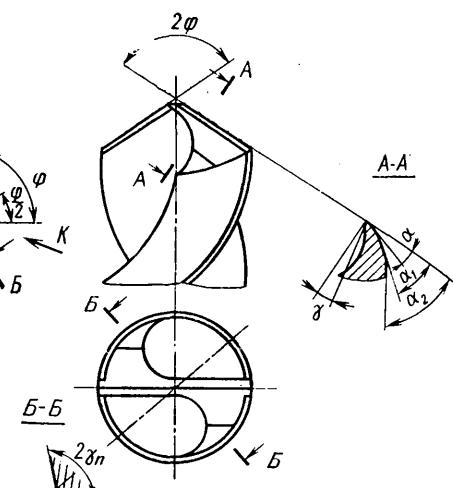


Рис. 3

Рациональные величины конструктивных и геометрических параметров режущей части токарных резцов с пластинками из твердого сплава ВК6 (рис. 1) характеризуются следующими данными:

Углы в градусах:

передний $\gamma$	15–20
задний $\alpha$	10–15
главный в плане $\phi$	45–80
вспомогательный в плане $\phi_1$	6–10
наклона главной режущей кромки $\lambda$	0–10
Фаска при вершине (или радиус) $f$ в мм	0,5–1,0

Фасонные резцы с широкими режущими кромками затачиваются с такой же геометрией режущей части, кроме переднего угла, который следует уменьшить до  $3–8^\circ$  во избежание вибрации резца. Отрезные резцы затачивают со следующими углами: вспомогательным задним  $\alpha_1=8^\circ$ , вспомогательными в плане  $\phi_1=3–8^\circ$ .

При фрезеровании деталей из магниевых сплавов применяются фрезы с пластинками из твердого сплава ВК6.

При работе на обычных фрезерных станках с применением максимальных оборотов шпинделя станка могут быть применены нормальные фрезы, но заточенные специально для обработки магниевых сплавов. Геометрия режущей части ножей фрез рекомендуется следующая (рис. 2):

Углы в градусах:	10–15
передний $\gamma$	8–10
задний $\alpha$	60–75
главный в плане $\phi$	4–6
вспомогательный в плане $\phi_1$	0–10
наклона режущей кромки $\lambda$	0,5–1,0
Фаска при вершине $f$ в мм	0,5–1,0

Число зубьев должно быть уменьшено в 2–3 раза по сравнению с фрезой для обработки других металлов.

Для сверления магниевых сплавов целесообразно применять стандартные сверла из быстрорежущей стали. Рекомендуется заднюю поверхность сверл затачивать в форме трех плоскостей, а переднюю — как показано на рис. 3. В случае применения таких сверл получается значительно большая экономия, чем в случае специальных сверл. Спиральные канавки сверл необходимо полировать до чистоты 8–9-го класса. Ширину ленточек сверла желательно уменьшить в 2 раза по сравнению с шириной ленточек, предусмотренной ГОСТом. Заточку сверла следует выполнять со следующими углами в градусах:

Передний $\gamma$	10–12
Задний $\alpha$	16–18 ( $\alpha_1=43^\circ$ ; $\alpha_2=58^\circ$ )
При вершине сверла $2\varphi$	90

Поперечное лезвие (перемычку) надо подточкой уменьшить до  $0,1$  от диаметра сверла. Передняя плоскость с углом  $\gamma = 10-12^\circ$  образуется фаской на передней поверхности сверла шириной  $1-1,5$  мм.

При обработке глубоких отверстий ( $l > 5d$ ) без выводов сверла хорошие результаты дают специальные сверла с увеличенным углом наклона винтовых канавок (до  $45^\circ$ ) с расширенными и отполированными канавками. Такие сверла значительно лучше удаляют стружку при сверлении отверстий.

Для развертывания отверстий в магниевых сплавах обычные развертки, применяемые для обработки алюминиевых сплавов, непригодны. Величины статических углов и чистоту рабочих поверхностей разверток из быстрорежущих сталей необходимо выдерживать согласно приведенным на рис. 4 величинам. Учитывая специфичность образования стружки, развертки предпочтительно выполнять с меньшим количеством зубьев, чем для других металлов, используя пространство между зубьями для размещения большого объема стружки.

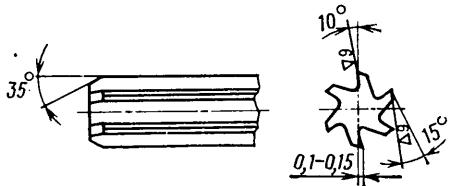


Рис. 4

Полученные при исследованиях геометрические параметры режущей части разверток из быстрорежущей стали приведены в таблице.

Тип разверток	Диаметр разверток $D$ в мм	Число зубьев $z$	Углы режущей части в градусах				Ширина ленточки $f$ в мм
			Заборной части $\varphi$	Наклона зубьев $\lambda$	Передний $\gamma$	Задний $\alpha$	
С коническим и цилиндрическим хвостовиком Насадные	До 10 Свыше 10	4-6 4-6	35 35	10 10	10 15	15 15	0,1-0,15 0,15-0,2
	Свыше 25	8	35	10	10	15	0,15-0,3

Диаметр развертки для магниевых сплавов должен быть на  $0,01-0,03$  мм больше, чем у разверток для обработки такого же отверстия в другом металле, так как магниевые сплавы имеют тенденцию к усадке после обработки. Длина цилиндрической части разверток должна быть не более 6-12 мм. Ленточки цилиндрической части разверток должны иметь высокий класс шероховатости (не ниже  $\nabla 9$ ). Развертки для обработки сквозных отверстий должны иметь левые винтовые стружечные канавки под углом  $10-15^\circ$  и подточенный заборный конус с левым наклоном режущей кромки под углом  $20^\circ$  к оси разверт-

ки, длина подточенной части должна быть больше заборного конуса на  $1,5$  мм.

При нарезании внутренней резьбы можно применять обычные метчики из быстрорежущей стали. В случае нарезания резьбы в сквозных отверстиях целесообразно подтачивать переднюю поверхность на заборном конусе под углом  $10-15^\circ$  с целью направления стружки впереди метчика. Передний угол рекомендуется применять до  $15^\circ$ , стружечные канавки и профиль резьбы метчика должны иметь высокий класс шероховатости ( $\nabla 8-\nabla 9$ ).

Для крупносерийного и массового производства рекомендуется специальные метчики с шахматным расположением зубьев на калибрующей части. Геометрия режущей части специальных метчиков рекомендуется следующая (рис. 5):

Углы в градусах:	
передний $\gamma$	15
задний на калибрующей части $\alpha$	0
заборной части метчика для глухих отверстий $\varphi$	15-20
то же, для сквозных отверстий $\varphi$	8-10
задний заборной части метчика $\alpha_1$	8
Ширина пера метчика	0,08 $D$
Диаметр сердцевины метчика	0,3 $D$
Количество певел метчика	3-4
Длина калибрующей части метчика	2-4 шага резьбы

Исследованиями установлено, что процесс резания магниевых сплавов чувствителен к конструкции и геометрии режущего инструмента. Применение инструмента с геометрией для резания сталей или несоблюдение рекомендуемой выше геометрии не позволяют использовать преимущества магниевых сплавов. А при сверлении, развертывании и нарезании резьбы вообще оказывается невозможным вести процесс резания из-за того, что стружечные канавки забиваются стружкой. В большинстве случаев, когда используются режущие инструменты, конструктивные особенности которых не учтены применительно к магниевым сплавам, инструмент ломается (особенно инструмент для обработки отверстий).

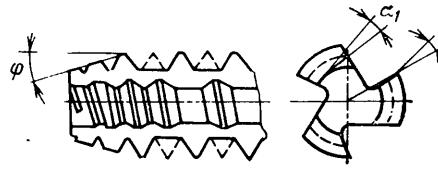


Рис. 5

Следует иметь в виду, что работа тупым режущим инструментом, а также работа при подачах менее  $0,05$  мм/об может привести к воспламенению стружки. При соблюдении условий применения рекомендуемых конструкций и геометрии режущего инструмента и противопожарных требований при резании магния случаев возгорания, как правило, не наблюдается.

Как показали исследования, применение режущего инструмента рекомендуемой конструкции с оптимальной геометрией позволяет выполнять резание со скоростями и подачами, в 2-3 раза превышающими скорости резания и подачи при резании алюминиевых сплавов, с усилиями в 2-4 раза меньшими, причем стойкость инструмента будет в 5-10 раз выше, чем при резании алюминия.

## Коэффициенты вариации стойкости инструментов по результатам производственных испытаний

Канд. техн. наук Л. А. БРАХМАН, Ю. А. ЛОПУХИН, канд. техн. наук П. Г. КАЦЕВ  
НИИАвтоПром, Всесоюзный научно-исследовательский инструментальный институт

ПРИ ОЦЕНКЕ стойкости инструментов  $T$ , наряду со средними значениями  $\bar{T}$ , важную роль играют показатели ее стабильности. Полная характеристика стойкости (наработка на отказ) определяется законом распределения плотности вероятности или параметрами этого закона.

Практически стабильность стойкости обычно характеризуется величинами ее среднеквадратичного отклонения  $S$  или коэффициента вариации  $V$ .

Значения  $\bar{T}$ ,  $S$ ,  $V$  рассчитываются по результатам испытаний, в процессе которых стойкость принимает значения  $T_1, \dots, T_n$ , по формулам

$$\bar{T} = \frac{\sum_i^n T_i}{n}; \quad (1)$$

$$S = \sqrt{\frac{\sum (T_i - \bar{T})^2}{n-1}}; \quad (2)$$

$$V = \frac{S}{\bar{T}}. \quad (3)$$

Коэффициент вариации стойкости как показатель ее стабильности имеет определенные преимущества по сравнению со среднеквадратичными отклонениями [1 и 2].

Размерность у  $S$  такая же, как и у стойкости. Этот показатель, пригодный для оценки рассеивания стойкости при определенных неизменных условиях испытаний, не позволяет сравнивать между собой различные серии опытов, отличающиеся по конструкции инструмента, обрабатываемым материа-

лам, охлаждающей жидкости и т. п., за исключением частного случая, когда значения  $\bar{T}$  близки для сравниваемых вариантов.

Коэффициент вариации стойкости  $V$  является безразмерным показателем, с его помощью можно сравнивать между собой различные серии испытаний — при работе инструментами различных типов конструкций, при неодинаковом качестве изготовления, различных обрабатываемых материалах и других условиях осуществления операции, при этом совершенно не требуется близости значений  $\bar{T}$ .

В результате систематизации опыта, накопленного за длительный период различных производственных испытаний инструментов, выявлены характерные значения коэффициентов вариации стойкости для условий автомобильного производства.

Такие значения коэффициентов вариации стойкости, приведенной к равному износу [3], по результатам испытаний продолжительностью до трех недель приведены в табл. 1.

Таблица 1

Обрабатываемый материал	Вид обработки	Число чистовых операций	Количество операций в % со значениями $V$			$\bar{V}$
			до 0,2	до 0,35	до 0,5	
<b>Резцы твердосплавные</b>						
Сталь	Все виды обработки . . . . .	62	56	87	98	0,21
	В том числе:					
	черновая . . . . .	24	51	82	96	0,23
	чистовая . . . . .	34	56	91	100	0,20
Чугун	Все виды обработки . . . . .	66	44	67	88	0,27
	В том числе:					
	черновая при заготовках с равномерным припуском . . . . .	23	44	91	100	0,28
	то же, с неравномерным припуском . . . . .	17	35	47	88	0,30
	чистовая . . . . .	11	55	82	91	0,22
<b>Резцы быстрорежущие</b>						
Сталь	Фасонное точение . . . . .	92	90	100	—	0,12
	Прочее точение . . . . .	47	54	85	96	0,19
<b>Сверла и зенкеры быстрорежущие</b>						
Сталь	Заточка инструмента:					
	ручная . . . . .	10	—	50	90	0,40
	машина . . . . .	101	78	100	—	0,14
Чугун	Машинная заточка . . . . .	69	78	98	100	0,13

Эти данные характеризуют рассеивание стойкости, проявляющееся при работе инструментами одной партии, и отражают как качество инструментов, так и непостоянство условий обработки деталей (в том числе нестабильность обрабатываемости заготовок).

Наряду со средними значениями коэффициентов вариации стойкости  $V$  для каждой из представленных в таблице групп (сочетания вида инструмента, условий обработки и обрабатываемого материала) указано количество операций (нарастающим итогом в %) со значениями  $V$  до 0,2 до 0,35 и до 0,5.

Стабильность стойкости инструмента при величинах  $V$  до 0,2 может быть признана для производственных условий горячей, при  $V=0,2 \div 0,35$  вполне удовлетворительной.

Значения  $V > 0,5$  нельзя признать удовлетворительными для массового производства, так как при таком рассеивании стойкости потребуется тщательное наблюдение за работой инструментов или резкое снижение времени при регламентированной их смене по сравнению со средними значениями стойкости. Поэтому в случаях, когда  $V > 0,5$ , необходимо прежде всего изыскать возможность стабилизации условий осуществления операции: изменение конструкции инструмента, применение более прочных инструментальных материалов, повышение жесткости технологического оснащения и др.

На основании приведенных показателей стойкости  $\bar{T}$  и  $V$  можно получить суммарную характеристику  $T_p$  — время безотказной работы с заданной вероятностью  $P$ .

Эту суммарную характеристику  $T_p$  можно с успехом использовать при определении времени регламентированной смены инструментов и для других технологических задач.

Для случая, когда распределение стойкости близко к нормальному закону, что соответствует удовлетворительным условиям эксплуатации инструментов, изготовленных в соответствии с требованиями технических условий, значения  $T_p$  могут быть рассчитаны следующим образом [2]:

$$T_p = \bar{T}(1 - U_p V), \quad (4)$$

где  $U_p$  — квантиль нормального распределения, определяемый по таблицам интеграла вероятностей (для  $P=0,9$   $U_p=1,28$ , для  $P=0,95$   $U_p=1,65$  и т. д.).

Динамика изменения значений коэффициентов вариации стойкости сверл и концевых фрез по результатам выборочных испытаний при обработке стали 45 представлена в табл. 2.

Коэффициент вариации стойкости является относительным, безразмерным показателем, это делает его мало чувствительным ко многим факторам, резко влияющим на значения среднеквадратичных отклонений стойкости.

Так, не обнаружена зависимость  $V$  от диаметров сверл и концевых фрез при испытаниях, результаты которых представлены в табл. 2.

Таблица 2

Тип инструмента	Количество испытанных партий	Количество инструментов в партии	Коэффициент вариации стойкости		
			максимальный	минимальный	средний
Концевые фрезы из быстрорежущих сталей Р18 и Р6М5 диаметром 6–30 мм выпуска:					
1968 г. . . . .	15	5	0,43	0,03	0,23
1970 г. . . . .	10	5	0,47	0,07	0,26
1972 г. . . . .	8	5	0,35	0,05	0,17
Сpirальные сверла из быстрорежущих сталей Р18 и Р6М5 диаметром 5–28 мм выпуска:					
1966 г. . . . .	36	5	0,60	0,2	0,32
1968 г. . . . .	37	5	0,54	0,1	0,24
1972 г. . . . .	27	5	0,53	0,09	0,28

Испытания проходных, расточных и подрезных резцов, оснащенных твердым сплавом Т14К8, проводившиеся в диапазоне скоростей резания 62–150 м/мин, не выявили ее влияния на значения коэффициентов вариации стойкости, которые во всех случаях находились в пределах 0,25–0,32 ( $\bar{V}=0,28$ ) для проходных резцов, 0,28–0,43 ( $\bar{V}=0,33$ ) для расточных резцов, 0,27–0,48 ( $\bar{V}=0,37$ ) для подрезных резцов.

Вместе с тем нет оснований считать коэффициенты вариации стойкости не зависящими от параметров режимов резания. Известно, что, если режимы резания или другие условия осуществления операции приводят к ненадежной работе инструментов (интенсивному износу, выкрашиванию и сколам режущих кромок и др.), значения  $V$  резко возрастают и при этом распределение плотности вероятности стойкости резко отклоняется от нормального закона. Такие ситуации возникают, например, при чрезмерном увеличении подач или форсировании скоростей резания, приводящих при работе в зоне к весьма малым периодам стойкости.

Определенное, но не столь значительное влияние отдельных параметров режимов резания и их сочетаний на уровень коэффициентов вариации стойкости проявляется и до достижения критических значений скоростей резания и подач, приводящих к ненадежной работе инструментов.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Кацев П. Г. Статистические методы исследования режущего инструмента. М., «Машиностроение», 1968.
2. Кацев П. Г. Оценка надежности инструмента на основе закона распределения стойкости. М., ГОСИНТИ, 1970.
3. Брахман Л. А. Сравнительные стойкостные испытания инструментов в производственных условиях. М., НИИАвтомаш, «Технология автомобилестроения», 1974, № 1.

## НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПРОИЗВОДСТВА И ЭКСПОРТА АВТОМОБИЛЕЙ ФРГ

**О**СНОВНОЙ особенностью автомобильной промышленности ФРГ является самый высокий удельный вес производства легковых автомобилей. Так, в 1972 г. в ФРГ легковые автомобили в общем выпуске составляли 92%, тогда как в США 78%, в Японии 63% (табл. 1).

Производственный аппарат автомобильной промышленности ФРГ в основном включает предприятия корпораций Фольксваген, Опель, Даймлер-Бенц, БМВ, Форд, МАН.

В 1972 г. на заводах и в различных службах концерна Даймлер-Бенц было занято 107 тыс. человек.

Фирма МАН, созданная в 1908 г., в марте 1971 г. присоединила фирму Бюссинг. Основные заводы фирмы расположены в городах Нюрнберг, Минден, Пенцберг, Аугсбург, Гамбург и Густавсбург. Фирма специализируется на производстве автомобилей большой грузоподъемности, автобусов, дизелей, газовых турбин. В 1971 г. количество занятых на предприятиях фирмы МАН составляло 22 тыс. человек, в том числе на фирме Бюссинг — 6 тыс.

Фирма БМВ, имеющая заводы в Миндене, Ландсгуте и Дангоффинге, специализируется на выпуске легковых и спортивных автомобилей, мотоциклов.

Фирма Форд Верке — дочернее предприятие концерна Форд Мотор — основана в 1930 г. Ее завод в Кельне имеет филиал в Бельгии (г. Гент). При заводе в Кельне имеется технический центр, а также испытательный полигон в Лимбурге. Фирма Форд Верке производит легковые и грузовые автомобили, значительная часть которых идет на экспорт.

Всего в автомобильной промышленности ФРГ в 1971 г. было занято 580 тыс. человек, в том числе в производстве автомобилей — 361 тыс., в производстве кузовов — 38 тыс., в производстве автомобильных частей — 181 тыс.

Характерной особенностью производства автомобилей в ФРГ является большой абсолютный выпуск легковых автомобилей. Доля их производства по крупнейшим фирмам распределялась в 1972 г. следующим образом: 39% Фольксваген, 25% Опель, 12% Форд, 9% Даймлер-Бенц.

Для сравнения можно сказать, что доля американских корпораций составляет 37% общего производства легковых автомобилей страны. Их доля в производстве грузовых автомобилей весьма незначительна, так как фирмы Фольксваген и Даймлер-Бенц производят вместе 72% грузовых автомобилей (каждый концерн примерно по 36%).

По производству автобусов (в среднем 12 тыс. в год) ФРГ значительно отстает от СССР, Японии, США и Англии. Автобусы изготавливают почти все предприятия ФРГ, выпускающие грузо-

вые автомобили. Ведущее место в этой области занимает компания Даймлер-Бенц, на долю которой приходится 2/3 их производства. Как правило, эта фирма выпускает автобусы большой пассажировместимости с дизелями. Концерн Фольксваген специализирован на производстве микроавтобусов и грузовых фургонов малой грузоподъемности (табл. 2). Выпуск автомобильной продукции в ФРГ в стоимостном выражении увеличился с 1955 по 1971 г. в 4,5 раза и составил 41 548 млн. марок.

В начале 70-х гг. наблюдалось ухудшение конъюнктуры на рынке ФРГ. В 1970—1971 гг. автомобильная промышленность страны переживала состояние застоя.

Анализ структуры производства автомобилей ФРГ показал, что в 1970 г. выпуск легковых автомобилей составлял: с двигателем рабочим объемом 0,5—1,0 л — 3,4%; 1,0—1,5 л — 36,0%; 1,5—2,0 л — 49,6%; 2,0—3,0 л — 10,6%; 3,0 л и более — 0,4%. Следовательно, автомобили с двигателем рабочим объемом 0,5—2,0 л составляли 89% общего выпуска легковых автомобилей.

В 1971 г. производство грузовых автомобилей составляло: грузоподъемностью до 2,5 т — 64,3%; 2,5—4,5 т — 8,3%; 4,5—6,0 т — 4,1%; 6,0—7,5 т — 3,5%; 7,5—9,0 т — 12,0%; более 9,0 т — 7,7%.

Сбыт автомобилей на внутреннем рынке страны быстро растет. В 1972 г. он составил около 3 млн. автомобилей всех типов и классов. На долю легко-

вых автомобилей приходилось 92% общего сбыта на внутреннем рынке. Наибольшим спросом пользовались легковые автомобили марок Фольксваген, Форд, Опель, Мерседес (60%) с двигателем рабочим объемом 1,0—2,0 л (80%). Почти не имели сбыта легковые автомобили с рабочим объемом менее 700 см<sup>3</sup>.

Наибольшим спросом пользовались грузовые автомобили грузоподъемностью до 1,5 т. Доля их в общем сбыте грузовых автомобилей превысила 60%.

В ФРГ широко развита система сбыта подержанных автомобилей. В 1971 г. в стране было продано 3260 тыс. подержанных легковых автомобилей, реализация новых легковых автомобилей составила только 2,2 млн. шт. Основной причиной такого положения является надежное обеспечение запасными частями, развитая сеть ремонта и обслуживания автомобилей.

Рост автомобильного парка ФРГ протекал быстрыми темпами. В 1960 г. он составлял 6,1 млн., а в 1972 г. — 14,8 млн. легковых автомобилей, 1220 тыс. грузопассажирских, 1057 тыс. грузовых, 1508 тыс. тягачей и 53 тыс. автобусов.

По размерам парка автомобилей ФРГ уступает только США и Японии. Около 60% парка грузовых автомобилей имеют грузоподъемность менее 2 т, 23% — грузоподъемность 2—5 т.

В структуре парка легковых автомобилей доминируют автомобили с двига-

Таблица 1

Страна	Производство легковых автомобилей			Производство грузовых автомобилей		
	1970 г.	1971 г.	1972 г.	1970 г.	1971 г.	1972 г.
США . . . . .	6551	5540	8828	1733	2084	2447
Япония . . . . .	3179	3718	4022	2110	2092	2272
ФРГ . . . . .	3528	3697	3522	314	286	294
Франция . . . . .	2458	2694	2993	292	316	335
Англия . . . . .	—	—	1921	458	456	408
Италия . . . . .	1720	1701	1732	135	116	107
Канада . . . . .	1940	1096	1155	253	279	320
Швеция . . . . .	279	287	318	31	30	33

Таблица 2

Годы	Количество легковых автомобилей		Количество грузо-пассажирских автомобилей в тыс. шт.	Количество автобусов в тыс. шт.	Количество грузовых автомобилей в тыс. шт.	Количество тягачей в тыс. шт.	Всего автомобилей в тыс. шт.
	В тыс. шт.	Доля в общем производстве в %					
1950	216,1	70,5	3,3	3,8	817,0	1,1	306,0
1955	705,4	77,6	56,8	6,0	143,3	0,2	908,7
1960	1674,3	81,9	142,5	7,7	230,2	0,5	2055,1
1965	2440,4	82,0	293,3	7,3	229,8	5,6	2976,5
1970	3129,1	82,0	398,8	14,7	285,3	14,4	3842,3
1971	3289,6	82,0	407,2	12,2	259,5	14,2	3982,7
1972	3089,0	81,8	420,0	15,0	284,4	10,0	3803,0

телем рабочим объемом 1,0—1,5 л. На 1 июля 1971 г. автомобили этого класса составляли 54,6% парка легковых автомобилей. Количество микролитражных легковых автомобилей рабочим объемом менее 700 см<sup>3</sup> уменьшилось с 1026 тыс. в 1965 г. до 532 тыс. в 1971 г. На один легковой автомобиль в 1971 г. приходилось 4 человека.

Характерной особенностью автомобильного парка страны является высокий уровень производства автомобилей с дизелем. С 1965 по 1971 г. уровень дизелизации легковых автомобилей увеличился с 14 до 17,8%, а грузовых — остался прежним (21%). При этом в 1970 г. дизелями было оборудовано 52% грузовых автомобилей, 99% автобусов и 96% тягачей.

В 1972 г. количество легковых автомобилей с дизелями превысило 500 тыс. шт. В качестве стандартных моделей фирма Даймлер-Бенц в 1971 г. изготавливала легковые автомобили с дизелями. С 1972 г. корпорация Опель также начала выпускать такие автомобили.

Импорт легковых автомобилей в ФРГ в 1972 г. составил 560 тыс. шт., или более 25% общего сбыта легковых автомобилей на внутреннем рынке. Из этого количества на долю Франции пришлось 340 тыс. автомобилей, а на долю Италии — 150 тыс. Еще в 1963 г. реализация импортных автомобилей на внутреннем рынке составляла только 12%. Более чем двукратное увеличение импорта автомобилей произошло в результате активизации взаимных беспошлиновых экспортно-импортных операций ФРГ со странами-партнерами по «Об-

щему рынку», в частности с Францией и Италией.

Начиная с 1960 г. ФРГ является крупнейшим в мире экспортером автомобилей. Экспортным рынком № 1 являются США. В 1971 г. сюда было экспортировано 870 тыс. автомобилей. Более половины этого количества приходится на концерн Фольксваген. В 1972 г. на рынке США было реализовано более 1,7 млн. автомобилей. Это больше, чем в 1971 г., примерно на 600 тыс. шт.

Увеличению импорта автомобилей способствовала отмена в августе 1972 г. 10%-ной пошлины на ввоз товаров в США. Топливный кризис и, как следствие его, тенденция к ограничению веса легкового автомобиля, увеличение производства компактных и субкомпактных автомобилей также способствовали росту ввоза на рынок США малолитражных автомобилей.

Валютный кризис, охвативший весь капиталистический мир, хотя и сдерживал импорт автомобилей в США, но тем не менее общий объем импорта автомобилей за последние годы продолжал увеличиваться. Так, за период с 1962 по 1972 г. он вырос в 5,2 раза.

Автомобильный рынок США стал основной ареной ожесточенной конкурентной борьбы между американскими, немецкими и японскими автомобильными монополиями.

На рынке США столкнулись интересы крупнейших автомобильных концернов мира. Прежде всего обращает на себя внимание большой удельный вес автомобилей концерна Фольксваген. Однако с 1962 по 1972 г. произошло снижение экспорта с 68 до 28,5%. При-

мерно за этот же период доля концерна Даймлер-Бенц сократилась с 2,7 до 2,4%, доля английского концерна Бритиш Лейланд Мотор корпорейшн — с 13 до 4%, доля шведского концерна Вольво — с 4 до 3,5%.

Западноевропейских конкурентов с рынка США вытесняют прежде всего автомобильные корпорации Японии. Если за рассматриваемый период концерн Фольксваген увеличил экспорт автомобилей в 2,2 раза, то японский концерн Тоёта — более чем в 400 раз, концерн Ниссан — более чем в 100 раз, а корпорация Тоё Когэ Лтд. с 1970 по 1972 г. — в 30 раз.

Фирма Форд Верке экспортирует в США автомобили «Капри». Экспорт этих автомобилей с 1970 по 1972 г. увеличился с 17 до 92 тыс., т. е. более чем в 5 раз, а экспорт автомобилей Опель филиала концерна Дженирал Моторс с 1962 по 1972 г. вырос с 950 шт. до 69 тыс., т. е. более чем в 70 раз.

В 1972 г. автомобильный рынок США, куда было экспортировано 1723 тыс. автомобилей, был поделен крупнейшими автомобильными монополиями мира в следующих пропорциях: Япония — 39% (675 тыс. автомобилей), ФРГ — 35% (605 тыс. автомобилей), зарубежные филиалы и смешанные компании США — 15% (260 тыс. автомобилей), Бритиш Лейланд Мотор корпорейшн, ФИАТ, Вольво и другие западноевропейские корпорации — 11% (183 тыс. автомобилей).

Таким образом, в 1972 г. доля концернов Фольксваген, Даймлер-Бенц и других автомобильных корпораций ФРГ на рынке США сократилась до 35%.

**К. С. КАМЕНЕВ**  
МГИМО

УДК 621.43-233.13(73)

## ГАЗОВОЕ И ЖИДКОСТНОЕ АЗОТИРОВАНИЕ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ ПО СПОСОБУ ФИРМЫ ДЖЕНЕРАЛ МОТОРС

**Ф**ИРМА Дженирал Моторс усовершенствовала два известных способа упрочнения коленчатого вала: газовое и жидкостное азотирование.

Газовое азотирование всех шеек коленчатого вала проводится в атмосфере, содержащей 15—40% азотирующего газа, 5—15% науглероживающего газа и остаточное — эндогаз. Азотирование коленчатых валов из среднегулеродистой стали осуществляется при 537—593°C. Газ подается в печь со скоростью 4,2—28,3 м<sup>3</sup>/ч в зависимости от требуемой продолжительности обработки. Точка росы в печи составляет от —1,1 до 18,3°C. Продолжительность обработки зависит от требуемой глубины слоя и равна 1—5 ч. Толщина азотированного слоя на деталях из стали SAE 5140 составляет 0,00025—0,254 мм. Закаливаются валы в масле, воде или растворе солей.

Усовершенствованный способ жидкостного азотирования, запатентованный фирмой Дженирал Моторс, имеет лучшие технико-экономические показатели и применяется для обработки зубчатых колес из мягкой стали и стальных коленчатых валов автомобилей. Удешевление процесса достигается за счет отсутствия дорогих цианатных солей среди исходных компонентов ванны. При составлении ванны могут использовать цианиды калия, натрия и лития, кар-

бонаты натрия, калия, кальция, бария, стронция и лития и различные смеси этих солей с более дешевыми солями, например хлоридами лития, кальция и стронция, которые также снижают стоимость ванны и улучшают температуру ее плавления. Смесь солей должна иметь температуру плавления 454—593°C. В расплавленную смесь солей вводится порошкообразная кристаллическая мочевина. В результате реакции между продуктами теплового разложения мочевины и солями в ванне образуются цианаты, являющиеся азотирующими реагентами. Количество мочевины, вводимой в ванну, должно быть таково, чтобы весовая концентрация цианатов, образующихся в ванне, была в пределах 10—60%. Обычно рекомендуется концентрация цианатов 25—50%. Мочевину следует добавлять медленно, чтобы до минимума снизить выделение аммиака и предотвратить сильное разбрзгивание ванны. Для ускорения процесса при добавлении мочевины ванну целесообразно перемешивать, пропуская через нее осущененный воздух. Возможны также другие способы введения мочевины, например одновременное расплавление солей и мочевины. Однако при этом способе только  $\frac{1}{10}$  часть от веса мочевины идет на приращение веса получаемой расплавленной смеси, в то время как при первом способе —  $\frac{1}{5}$  часть.

Азотирование изделий проходит при температуре плавления ванны, в частности азотирование изделий из сталей SAE 1020 и SAE 4027 проводится при температуре 537—565°C. Продолжительность процесса зависит от заданной глубины упрочненного слоя.

Для получения большей твердости и сжимающих напряжений в слое закалка деталей осуществляется непосредственно из ванны.

В зависимости от размера, конфигурации и материала изделия в качестве закалочной среды могут быть использованы вода, масло или воздух.

Срок сохранения активности ванны азотирования достаточно велик, причем у ванн на основе цианидов он больше, чем у ванн на основе карбонатов. Ванна может быть в любой момент рабочего цикла реактивирована добавкой мочевины.

В качестве примера можно привести следующие варианты предложенного способа азотирования.

В первом случае (вариант I) в расплавленную смесь солей, состоящую из 75% цианида натрия и 25% цианида калия общим весом около 43 кг, добавлялась при 537°C порошкообразная кристаллическая мочевина весом 11,25 кг. В результате химических процессов в ванне образуются цианат натрия и цианат калия, что дает прирост

веса ванны на 2,25 кг. Весовая концентрация компонентов в полученной ванне следующая: 69% цианидов, 24% цианатов, остальное — карбонаты натрия и калия. Образец из стали SAE 1020, подвергнутый азотированию в ванне этого состава при 565°C в течение 2 ч и немедленной закалке в воде, имеет поверхностный слой нитридов глубиной 12 мкм и твердостью HRC 46—72 и диффузионную зону глубиной 0,43—0,50 мм, в состав которой входит игольчатая структура Fe<sub>4</sub>N.

В другом случае (вариант II) в расплавленную смесь солей, состоящую по весу из 50% карбоната натрия и 50% хлорида калия, при 537°C добавляли порошкообразную кристаллическую мочевину в таком количестве, чтобы в результате реакции обеспечить следующую весовую концентрацию ванны азотирования: 30% цианата натрия, 15% карбоната натрия, около 50% хлорида калия и 5% цианида натрия, который также образуется в ванне. Образец из стали SAE 1020, подвергнутый азотированию при 565°C в течение 2 ч с немедленной последующей закалкой в воде, имеет «светлый» слой нитридов глубиной около 0,012 мм твердостью HRC 24—50 и диффузионную зону глубиной 0,43—0,45 мм, в состав которой входит игольчатая структура Fe<sub>4</sub>N.

В качестве исходной смеси солей, помимо указанных, могут быть использованы смеси цианидов и карбонатов.

На твердость и глубину упрочненного слоя и глубину диффузионной зоны оказывает влияние концентрация цианата в ванне, имеющей исходный состав: 75% цианида натрия и 25% цианида калия (табл. 1).

Весовая концентрация цианатов в ванне, в %	Глубина «светлого» слоя в мм	Твердость «светлого» слоя HRC	Глубина диффузионной зоны в мм
25	0,0125—0,0178	27—46	0,432—0,508
35	0,0178—0,0203	23—53	0,508—0,559
50	0,045	22—50	0,279—0,305

В табл. 2 показано влияние концентрации цианатов в ванне на относительное количество фаз в упрочненном слое.

Весовая концентрация цианатов в %	Фазовые составляющие		
	Fe <sub>4</sub> N	ε—Fe <sub>3</sub> N—Fe <sub>2</sub> N	Fe <sub>3</sub> C
25	2,81	7,69	0,09
35	4,34	8,00	—
50	3,69	8,81	—

Предлагаемый процесс азотирования обеспечивает некоторое повышение сопротивляемости износу и усталостной прочности по сравнению с широко известным способом жидкого азотирования с применением цианатов в исходной смеси солей (способ фирмы Дегусса, ФРГ). Это подтверждается сравнительными механическими испытаниями, проведенными на четырех видах образцов из стали SAE 1020, из которых образец А был обработан в ванне по варианту I, образец Б — по варианту II, образец В не был подвергнут термообработке и образец Г был обработан

в обычной ванне жидкого азотирования, имеющей следующий состав в процентах по весу: 45% смеси солей, состоящей из 75% цианида натрия и 25% цианида калия; 30% смеси солей, состоящей из 75% цианата натрия и 25% цианата калия, 10% карбоната калия и 15% хлорида калия. Остальные технологические условия (время выдержки, температура, закалка) были те же, что и для образцов А и Б.

Потеря веса (в мг) после испытаний на износ при трении о чугунное колесо, вращающееся в течение 18 ч со скоростью 145 об/мин при средней удельной нагрузке 225 кгс/см<sup>2</sup>, была следующей:

Образец А . . . . .	6,0
Образец Б . . . . .	5,8
Образец В . . . . .	179,5
Образец Г . . . . .	6,2

Количество циклов до разрушения при усталостных испытаниях таких же образцов на машине для испытаний на изгиб с частотой циклов около 6000 в минуту при максимальной нагрузке в средней точке образца порядка 33 750 кгс/см<sup>2</sup> было следующим:

Образец А . . . . .	536 000
Образец Б . . . . .	2 500 100
Образец В . . . . .	15 700
Образец Г . . . . .	207 100

Описанный способ жидкостного азотирования может представить интерес для специалистов в данной области, поскольку замена цианатов мочевиной в исходных составляющих солевой ванны позволяет значительно уменьшить затраты на термическую обработку.

Э. В. ОЗОЛИНГ

УДК 629.113.62-585.12

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ИНЕРЦИОННЫХ СИНХРОНИЗАТОРОВ В ПРИВОДАХ ОТБОРА МОЩНОСТИ

В ПАСТОЯЩЕЕ время наметилась определенная тенденция к использованию инерционных синхронизаторов не только в коробках передач, но и в других автомобильных узлах, например в раздаточных коробках. Кроме того, при массовом использовании в народном хозяйстве различных автомобильных шассис со смонтированным на них специальным оборудованием (автокраны, автоцистерны, пожарные автомобили и др.) возникает настоятельная потребность в осуществлении отбора мощности от их трансмиссий для привода таких вспомогательных агрегатов, как лебедки, электрогенераторы, водяные и масляные насосы и т. п. При широком применении в настоящее время для этих целей полноприводных шассис с гидромеханическими передачами в трансмиссии, в которых отсутствует сцепление и отбор мощности приходится осуществлять от редукторов, непосредственно связанных с двигателем, их включение значительно усложняется, особенно в том случае, когда требуется выполнять его не только во время стоянки, но и при движении автомобиля. В этих условиях надежное включение отбора мощности с успехом может осуществляться именно с помощью инерционных синхронизаторов.

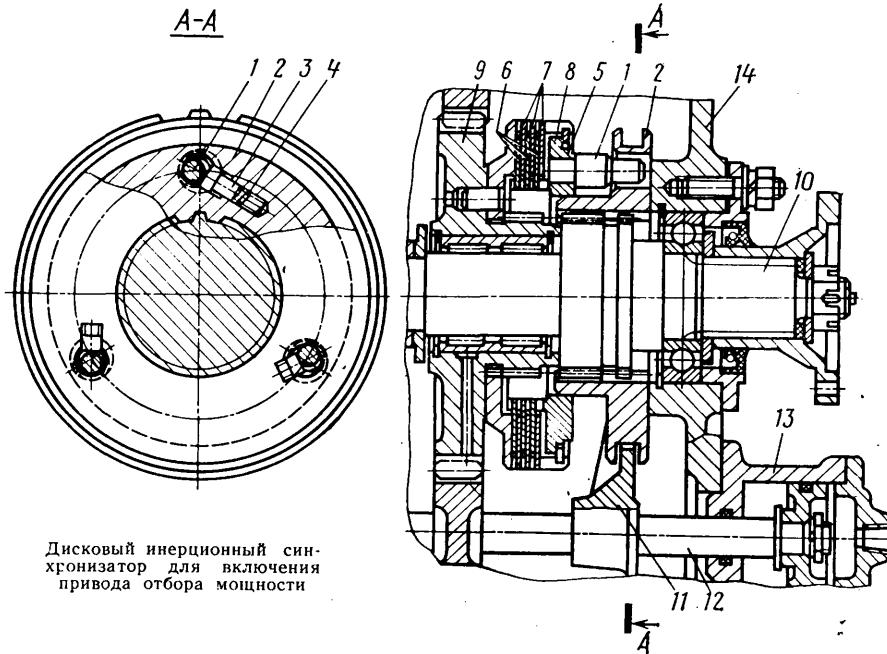
Преимуществом использования синхронизатора в подобных случаях явля-

ется то, что за счет момента трения в его фрикционном элементе до рабочих оборотов разгоняется только привод отбора мощности при незначительном наличии или полном отсутствии на нем полезной нагрузки, так как привод нагружается лишь инерционными моментами своих деталей, в нем не возникает больших динамических моментов, снижающих долговечность.

В известных конструкциях приводов отбора мощности применяются исключительно инерционные синхронизаторы с конусными фрикционными элементами. Однако при таком исполнении невозможно реализовать преимущества новых фрикционных материалов с большим коэффициентом трения. Так, во избежание самозаклинивания конусных поверхностей трения угол их наклона необходимо выбирать равным углу трения примененных материалов или больше этого угла, что приводит к постоянству их отношения и не дает увеличения момента трения в синхронизаторе. Это несвойственно инерционным синхронизаторам с дисковыми фрикционными элементами, которые к тому же более просты по конструкции и меньше по размерам как конусных синхронизаторов, так и часто применяемых по этому назначению сцеплений (трактора) или многодисковых муфт трения (самоходный скрепер МАЗ-546).

Дисковая конструкция фрикционного элемента синхронизатора благодаря большому количеству поверхностей трения в нем и возможности широкого варьирования свойствами подбираемой трущущейся пары позволяет получать большой момент трения при относительно небольших габаритах. Поэтому для включения привода отбора мощности на генератор от редуктора, непосредственно связанного с двигателем, разработан новый инерционный синхронизатор с дисковым элементом трения. Конструкция его показана на рисунке.

Синхронизатор состоит из трех блокирующих консольных пальцев 1 с конусной фаской, выполняющей функцию блокирующего элемента, входящих в соответствующие отверстия зубчатой муфты 2 синхронизатора и связанных с ней при помощи фиксаторов 3, поджимаемых пружинами 4. Отверстия в муфте 2, через которые проходят блокирующие пальцы, также имеют конусную блокирующую фаску. Блокирующие пальцы 1 жестко связаны с нажимным диском 5 путем прессового соединения с последующей сваркой. В пазы диска 5 входят выступы ведомых дисков трения 6. Выступы подвижны в осевом направлении, но жестко связаны с нажимным диском в окружном направлении. Нажимной диск 5 внутренним диаметром центрируется с наружным диаметром



Дисковый инерционный синхронизатор для включения привода отбора мощности

ром ступицы муфты 2 и скользит относительно муфты в осевом направлении при движении муфты в сторону выключения привода. Выступы ведущих дисков трения 7 входят в соответствующие пазы обоймы 8. Диски 7 подвижны в осевом направлении, но имеют с обоймой одинаковую угловую скорость. На выступах дисков 7 прикреплены пластичные разводные пружины, обеспечивающие зазор между поверхностями трения ведущих и ведомых дисков в выключенном состоянии. Обойма 8 при помощи штифтов жестко связана с ведущей шестерней 9, установленной на валу отбора мощности на игольчатых подшипниках.

Муфта 2 синхронизатора имеет плоскую заднюю торцовую поверхность, посредством шлицев она соединена с валом 10 отбора мощности и может перемещаться относительно него в осевом направлении. Перемещение муфты 2 осуществляется вилкой 11, связанной со штоком 12 пневмопереключателя 13. Механизм управления может быть выполнен механическим или гидравлическим.

При выключенном приводе отбора мощности муфта 2 торцовой поверхностью упирается в прилив картера редуктора 14, затормаживая вал 10. Торможение вала отбора мощности в выключенном состоянии осуществляется для предотвращения возможного

его вращения, вызванного остаточным моментом трения в пакете дисков трения из-за их частичной неплоскости, при выключенном синхронизаторе, что свойственно дисковым фрикционным элементам.

При включении привода отбора мощности муфта 2 под действием усилия включения перемещается в сторону включения (влево, см. рисунок), разстремливая вал 10. Затем муфта 2 через конусные блокирующие фаски, выполненные в отверстиях муфты и на блокирующих пальцах, передает усилие к нажимному диску 5 (разрез А-А). Нажимной диск перемещается, сжимая ведущие 7 и ведомые 6 диски фрикционного пакета, между поверхностями которых возникает трение. Однако дальнейшего движения муфты 2 в осевом направлении не происходит, так как осуществляется надежная блокировка по блокирующему фаскам муфты и пальцев под действием инерционных сил и окружной составляющей от момента трения, как это бывает в обычном инерционном синхронизаторе, вплоть до выравнивания угловых скоростей ведущей шестерни 9 и муфты 2. После выравнивания под действием момента трения их угловых скоростей снимается блокировка блокирующих фасок пальца и муфты и утапливаются фиксаторы 3 под действием усилия включения. При этом муфта 2 продолжает дальней-

шее движение в осевом направлении, зацепляясь шлицами за шлицы шестерни 9. В результате ведущая шестерня 9 и вал 10 соединяются при помощи зубчатой муфты 2 синхронизатора — привод отбора мощности при этом включен.

В конструкции описанного дискового синхронизатора применены новая пара трения: дюралюминий Д16АТ — сталь 65Г, обладающая высоким коэффициентом трения  $\mu = 0,12 \div 0,23$ , определенным непосредственно в узле в процессе стендовых испытаний при различных удельных давлениях и условиях смазки. Момент инерции  $J$  разгоняемых деталей привода, приведенный к валу синхронизатора, составлял 0,05 кгс·м·с<sup>2</sup>.

Приведем некоторые геометрические параметры испытанного синхронизатора и данные, характеризующие его работу.

#### Ведущие диски трения:

внутренний диаметр в мм . . . . .	112
толщина диска в мм . . . . .	1,6—0,06
материал . . . . .	Сталь 65Г

#### Ведомые диски трения:

наружный диаметр в мм . . . . .	150
толщина диска в мм . . . . .	2,5—0,2
материал . . . . .	Д16АТ

Средний радиус трения в мм . . . . . 65,96

Число поверхностей трения . . . . . 7

Удельное давление\* на поверхности трения в кгс/см<sup>2</sup> . . . . . 1,6

Относительное число оборотов соединенных звеньев при включении привода в об/мин . . . . . 430—820\*

Момент трения в кгс·см . . . . . 890,4\*\*

Время синхронизации в с . . . . . 0,36—1,03\*\*

Общее время включения в с . . . . . 0,40—1,15\*\*

Удельная работа буксования в кгс·см<sup>2</sup> . . . . . 15,5—84,4

В стендовых условиях была также проверена работоспособность указанного синхронизатора. Результаты этой проверки подтвердили высокую долговечность разработанной конструкции. Так, после 10 000 циклов включения привода отбора мощности износ стальных дисков по толщине не превысил 0,052 мм, а дюралюминиевых составил не более 0,03 мм. Зубчатая муфта, вилка переключения, блокирующие пальцы и другие детали также сохранили свою работоспособность.

\* При усилии на муфте переключения  $P = 108$  кгс.

\*\* Величины определены экспериментально в процессе стендовых испытаний.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. «Автомобильная промышленность США», 1964, т. 131, № 11—12 (23—24).

2. Чертов Н. Г., Лебедев Е. С., Рабинович Б. М. В сб.: «Расчеты, конструирование и технологическая доводка грузовых автомобилей». НИИНавтопром, 1969.

**Е. С. ЛЕБЕДЕВ, Б. М. РАБИНОВИЧ**

Минский автозавод

УДК 621.357.7

## УСТРОЙСТВО ДЛЯ ГАЛЬВАНИЧЕСКОГО НАРАЩИВАНИЯ ВНУТРЕННИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЭЛЕКТРОНАТИРАНИЕМ

В НАСТОЯЩЕЕ время имеется несколько способов нанесения гальванических покрытий электронатиранием, особенно для восстановления неподвижных посадок в металлоемких корпусных деталях [1—4]. Основную функцию при этом выполняет тампонное устройство, соответствующее по конфигурации поверхности.

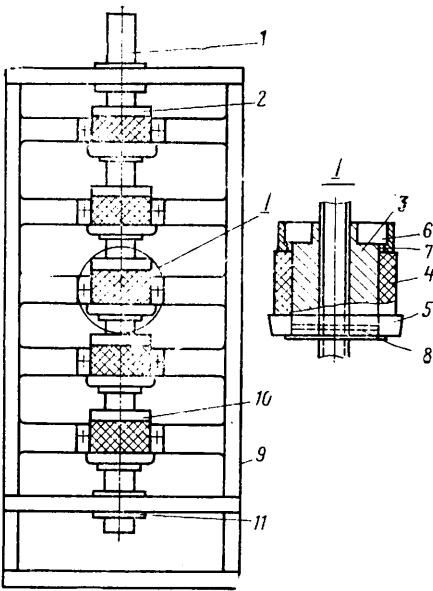
Разработанное устройство предназначено для одновременного электрона-

тириания нескольких внутренних, цилиндрических поверхностей. Технологический процесс разработан для наращивания постелей под вкладыши в блоке цилиндров двигателя Д-50. Схематически устройство показано на рисунке.

Оно состоит из вала 1, изготовленного из трубы нержавеющей стали диаметром 40 мм, и анодных головок 2. Каждая головка состоит из втулки 3, тампона 4 и сборника 5 отработанного

электролита. Втулка (изготовленная из сплава алюминия) имеет верхний бурт с кольцевым каналом 6 и донными отверстиями 7. В качестве сборников электролита использовались резиновые манжеты размером 90×55×15 мм.

Процесс изготовления устройства включает: напрессовку втулок на вал с интервалом, соответствующим расстоянию между постелями, и сверление радиальных отверстий 8. На наружной



сборника стекает через радиальные отверстия в полулу часть вала, откуда попадает в отдельную ванну.

Кроме того, установка включает раму — стенд 9 с разъемными подшипниками 10 и 11, к которой нижней привалочной плоскостью прикрепляется блок цилиндров. Вал с головками при наращивании врашается со скоростью 40 об/мин. Подвод тока к валу осуществлялся через токосъемное устройство (на рисунке не показано).

При наращивании одновременно всех пяти постелей блока устройство показало полную работоспособность. Применялся электролит, состоящий из сернокислого цинка 500 г/л, сернокислого натрия 80 г/л. Температура электролита 15—20°C, кислотность pH=2÷3. Было проверено влияние плотности тока и концентрации соли цинка на твердость осадка. Для этого было изготовлено 20 образцов с осадком толщиной 0,20 мм. Твердость измерялась на приборе ПМТ-3 с грузом 20 г. Результаты измерения показали, что плотность тока и концентрация соли существенно не влияют на указанный параметр.

Твердость осадка составляет 70—90 кг/м<sup>2</sup>. Установлено также, что электролитическое травление наращиваемой поверхности можно осуществить 3%-ным раствором серной кислоты в течение 1 мин током плотностью 10 А/дм<sup>2</sup>.

Технологический процесс включает следующие операции: мойку постелей 5%-ным раствором кальцинированной соды, зачистку поверхностей наждачным полотном, обезжикивание растворо-

части втулки между верхним буртом и сборником формируется тампон из пористого материала (поролон, стеклоткань и др.). Толщина тампона 10 мм. Угол охвата поверхности 360°. Подобное устройство анодной головки обеспечивает равномерное распределение электролита по тампону и одинаковую толщину осадка.

Как показали опыты, электролит из кольцевого канала хорошо проходит через тампон и благодаря наличию

ром карбидного ила, промывание холодной водой, установку приспособления и крышек подшипников блока, электролитическое травление, промывание холодной водой, цинкование всех поверхностей одновременно в течение заданного промежутка времени, нейтрализацию осадка 5%-ным раствором кальцинированной соды и промывание холодной водой.

Плотность тока при наращивании составляла 50 А/дм<sup>2</sup>, а толщина осадка в течение 20 мин — 0,20 мм. Чистота поверхности соответствовала 7-му классу.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Бабушкин А. К. Новый метод восстановления шеек коленчатых валов автотракторных двигателей. «Известия Иркутского сельхозинститута», выч. 25, 1965.

2. Пилле М. А. «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1966, № 22 (авторское свидетельство № 188817) и 1959, № 12 (авторское свидетельство № 120727).

3. Ревякин В. П., Топорыгин С. И. Исследование процесса электроосаждения цинковых сплавов при восстановлении посадочных отверстий под подшипники у чугунных деталей. В трудах ЧИМЭСХ, вып. 42, 1970.

4. Свистков Л., Носсонов В., Снегирев А. — «Техника в сельском хозяйстве», 1970, № 10.

**Канд. техн. наук А. Н. Хлыстов**  
Курганский машиностроительный институт

УДК 621.922.8

## ПОЛУЧЕНИЕ РЕЗЬБОВЫХ ОТВЕРСТИЙ В ДЕТАЛЯХ ЛИСТОВОЙ ШТАМПОВКИ С ПОМОЩЬЮ САМОПРОБИВАЮЩЕЙ ГАЙКИ

В ПОСЛЕДНИЕ годы автомобильные фирмы США, ФРГ, Италии, Франции используют новый способ получения резьбовых отверстий в деталях листовой штамповки с помощью так называемой самопробивающей гайки.

Фирма Профиль Федеративной Республики Германия изготавливает около 40 млн. гаек в год. Она обеспечивает ими всю промышленность Западной Европы, в том числе и фирму ФИАТ. Фирма Профиль приобрела лицензию на способ самопробивающей гайки у США (патент № 3.314.318; 3.187.796) и самостоятельно изготовила автоматические штампы для производства гаек.

Штамп, на котором изготавливают гайки, имеет простое устройство. На него автоматически подается специальная профилированная гайка и заштампывается на поверхности детали.

Весь технологический процесс можно разделить на два самостоятельных этапа: первый — изготовление гаек, второй — заштамповка гайки в деталь.

Гайки изготавливаются на автомате из полосы специального профиля с пазами по краям. Материал проката — сталь с  $\sigma_b = 60$  кгс/мм<sup>2</sup>. Автомат пробивает отверстия и режет полосу на мелкие заготовки. Резьба наносится в резьбонарезном автомате.

При заштамповке гайки в деталь изделие 1 (рис. 1) помещается между пу-

ансоном 2 с прижимом 3, расположенным на верхней части штампа, и матрицей 4 — на нижней части штампа. Гайка 5 подается в исходное положение под пuhanсоном 2 и удерживается от выпадения двумя скобами 6. При ходе пuhanсона 2 вниз скобы 6 освобождают гайку 5, которая вместе с пuhanсоном движется вниз относительно прижима 3 и пробивает под собой материал изделия. Запрессовывание гайки совмещается с пробиванием отверстия в детали, причем гайка выполняет функции пuhanсона при пробивании. Вырубленный гайкой отход выпадает в отверстие матрицы 4, а участок металла на изделии 1 около гайки расплывается выступами на

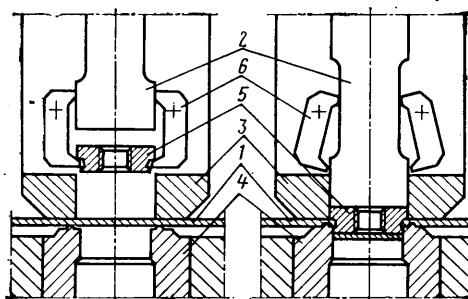


Рис. 1

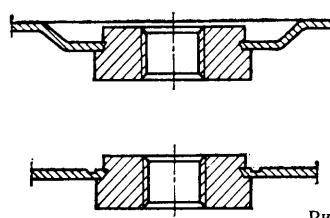


Рис. 2

Описанный метод прикрепления гайки к детали позволяет исключить дополнительные, отдельные от технологического процесса штамповки операции, а также не требует специального оборудования. Он позволяет повысить производительность и качество изделий.

**И. Т. ПТАШКИН, Р. Х. ЖДАНОВ**

# НОВЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ

**ВЫШЕЛ** новый государственный стандарт «Автомобили. Основные агрегаты и механизмы. Термины и определения» (ГОСТ 18667—73).

Этот нормативно-технический документ разработан НАМИ и Всесоюзным научно-исследовательским институтом технической информации, классификации и кодирования (ВНИИКИ).

Постановлением Государственного комитета стандартов Совета Министров СССР срок действия стандарта установлен с 1 июля 1974 г. до 1 июля 1984 г.

Стандарт устанавливает термины и определения, которые применяются в науке, технике и производстве. Термины, установленные стандартом, обязательны для применения в документации

всех видов, учебниках, учебных пособиях, технической и справочной литературе.

Специалисты найдут в стандарте термины, их определения, а также недопустимые к применению термины-синонимы. Например, термин: «Коробка передач автомобиля», определение: «Агрегат трансмиссии автомобиля, преобразующий крутящий момент по величине и направлению» и недопустимые термины «Коробка скоростей», «Коробка перемены передач».

Стандарт содержит термины на виды трансмиссий, сцеплений и приводов сцеплений, коробок передач и приводов переключения коробок передач, карданых, главных передач, а также на виды дифференциалов, валов ведущих систем, мостов, колес, подвесок автомобиля,

шин, рулевого управления, тормозных систем.

В документе всего содержится 143 термина, приведен алфавитный указатель терминов.

Новый государственный стандарт будет необходим широкому кругу специалистов автомобильной промышленности, преподавателям и студентам вузов и техникумов. Стандарт вышел в свет массовым тиражом, его можно приобрести в магазинах стандартов в Москве, Ленинграде, Киеве, Минске, Риге, Ташкенте, Алма-Ате, Ашхабаде, Тбилиси, Ереване, Харькове, Краснодаре, Новосибирске, Свердловске и Баку.

**В. С. МАРАХОВСКИЙ**

Издательство стандартов

УДК 621.74:65.011.56

## НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

### Автоматизация литья под давлением

С помощью устройства Trimmat, разработанного фирмой Maschinenfabrik Walter Reis KG (ФРГ), готовые отливки извлекаются из машины для литья под давлением, а затем транспортируются через позиции охлаждения и контроля к прессу с электронным управлением для зачистки. С помощью вспомогательного приспособления устройство Trimmat может укладывать литье и смазывать формы разбрзгиванием. Фирма выпускает устройства четырех различных величин двух моделей: с двумя или тремя осями, по которым перемещаются захваты. Для перемещения и приведения в действие зажимных устройств применяются гидравлические цилиндры. Готовые отливки контролируются фотодатчиками, при этом выявляются любые критические места литья. Затем литье охлаждается окунанием. Применяется в зависимости от требований вода или эмульсия. Устройство Trimmat позволяет достичь максимальной экономичности, так как одновременно осуществляется несколько рабочих процессов (снятие заусенцев, резьбонарезание, сверление, фрезерование, боковязь штамповки, смазка формы, охлаждение деталей с последующей калибровкой и т. д.) и сразу на нескольких машинах. Благодаря этому повышается часовая производительность и равномерность производства литья, улучшается качество отливок и снижаются расходы на заработную плату.

«Werkstatt und Betrieb», апрель 1974, т. 107, № 4, с. 200—201.

### Машина для литья под давлением блоков картеров двигателей

Эта машина выпускается фирмой Wotan-Werke Gm bH (ФРГ) специально для автомобильной промышленности. Отливки изготавливаются из легких сплавов. Максимальный вес отливки из алюминия ~70 кг. Запирающее усилие машины 2800 тс. Габаритные размеры следующие: длина 15 м, ширина 5 м, высота 3,7 м. Общий вес машины 170 т. Мощность привода 150 кВт. Для работы машины применяют гидравлическую трудновоспламеняющую жидкость с новой системой насосов. Восемь один-

наковых насосов приводятся в действие двумя электродвигателями. Машина оборудована электронной системой управления «Wotan-Dynotact».

«Giesserei», апрель 1974, т. 61, № 8, с. 6K 20.

### Пресс усилием 12 000 тс для горячей штамповки

Компания Evtimco A. G. für Maschinenbau Leverkusen FRG разрабатывает полностью автоматизированную линию для горячей штамповки. На ней изготавливаются: коленчатые валы, передние оси и конические шестерни. Пресс Evtimco усилием 12 000 тс, составляющий основу линии, является не только самым мощным из моделей этого типа, но и самым большим механическим прессом для горячей штамповки. Его суммарный вес 1200 т. К концу 1975 г. предполагается собрать пресс полностью и подготовить для предварительного осмотра.

«Metallurgia and Metal Forming», март 1974, т. 41, № 3, с. 58.

### Линия для вырубки бамперных заготовок

Для снижения веса автомобиля компания Ford Motor Co. использует недавно разработанные высокопрочные низколегированные стальные сплавы (HSL A) для жестких частей бамперной системы, а также и для других деталей. Поскольку предел текучести этой стали составляет 56,2 кгс/мм<sup>2</sup>, для получения эквивалентной прочности необходимо меньшее количество материала. Благодаря этому снижается вес готового изделия. Однако эта сталь дорожая и у нее более трудные характеристики обработки. Заготовки длиной 1,9 м, толщиной 2,2 мм и шириной 304 мм (в зависимости от модели) обрабатываются на двух прессах усилием 2000 тс. Прессы имеют систему автоматической обработки листового катушечного материала, систему подачи и компьютерный контроль. Два механических пресса для штамповки простого действия имеют четырехточечную подвеску. Мощность привода 2000 тс. Размеры станины и направляющих 4,7 м слева направо и 2,7 м по толщине. Направляющие могут регулироваться максимально на 304 мм, а скорость пресса—

в пределах 10—40 ходов/мин. Максимальная закрытая высота 1,6 м. Для ускорения смены инструмента при изготовлении заготовок разных размеров каждый пресс оборудован кареткой, которая может двигаться от фронта до задней стороны пресса. За один ход вырубаются две заготовки, одна выталкивается автоматически с передней стороны пресса, другая — с задней. Заготовки укладываются автоматизированным оборудованием на специальное приспособление.

«Metallurgia and Metal Forming», март 1974, т. 41, № 3, с. 30—31.

### Новая инструментальная сталь

Фирма Bethlehem Steel Corp. разработала новую титано-вольфрамовую инструментальную сталь А-НТ, обладающую высокой износостойкостью, способностью не растрескиваться при высоких температурах, закаливаться на воздухе.

Химический состав стали следующий: 1% C; 3% Cr; 1,1% Mo; 0,25% V; 1,05% W; 1,0% Ti. Сталь штампуется при температурах от 1093—1371 до 927°C, а затем медленно охлаждается. Эта сталь не нормализуется, отжиг происходит при 899°C с охлаждением в печи до максимальной твердости. Температура закалки 967°C с воздушным охлаждением до 66°C. Температура отпуска 167—204°C, твердость HRC 59/60. Применение этой стали дает преимущества в стоимости инструмента и времени его использования. Так, изготавливая приспособления в цехах для штамповки с использованием инструментальной стали D5, было произведено 96—100 тыс. деталей до перестановки инструмента, а при использовании А-НТ (HRC 59/60) — 140 тыс. деталей. Характеристика новой стали лучше, чем инструментальной А8 для холодной обработки.

«Materials Engineering», март 1974, т. 79, № 3, с. 32.

### Циркониевые абразивные ленты

Фирма Norton изготавливает абразивные ленты для шлифования, покрытые агломератом циркония. Производительность их (до 200—400%) значительно выше, чем лент с абразивным покрытием из окиси алюминия. Основанием ленты

служит очень тяжелая материя, которая обрабатывается с целью повышения износостойкости и сопротивления проскальзыванию ленты при работе. Абразив удерживается на ленте двойным слоем синтетических смоляных связок. Прочность лент на растяжение — повышенная. Для обработки алюминия и его сплавов, меди и ее сплавов, чугуна, обычной стали, легированной и инструментальных сталей используются циркониевые абразивные ленты. Они могут работать совместно с СОЖ, применяемой при обычных операциях шлифования и при обычном бесцентровом шлифовании. Скорость шлифования циркониевыми лентами изменяется в интервале от 13 до 55 м/с. Максимальная производительность достигалась при работе на контактных роликах из твердого каучука (эбонита) с винтовыми пазами. Ленты работают с малым, средним и сильным натяжением в зависимости от обрабатываемого материала. Поскольку циркониевые абразивные ленты обладают высокой жесткостью и режущей способностью, они более активно снимают припуск. При зернистости одинаковой с обычными лентами получают несколько более высокую ше-

роховатость, что в большинстве случаев не является определяющим фактором.

«Machine Moderne», март 1974, № 780, с. 24—25.

#### Холоднотвердеющее синтетическое связующее для формовочных смесей

Новое холоднотвердеющее синтетическое связующее ТС-45 разработано фирмой The Borden Chemical, Ltd. (Англия). Оно характеризуется незначительным газообразованием по сравнению с использованием формальдегида. Время отверждения смеси в зависимости от катализатора — от 35 с до 24 ч. Такая система синтетического связующего с катализатором может использоваться в смесителях любого типа при коротком времени отверждения.

«Giesserei», апрель 1974, т. 61, № 8, с. 6—19.

#### Влияние поверхностного упрочнения на усталостную прочность малоуглеродистой стали

Для повышения износостойкости и усталостной прочности малоуглеродистых сталей широко используется цемен-

тация. Качество цементованного слоя зависит от содержания углерода, глубины слоя, количества остаточного аустенита и распределения остаточных напряжений. Возникающие после закалки науглероженного слоя остаточные напряжения сжатия способствуют повышению усталостной прочности по сравнению с закалкой без науглероживания. При упрочнении поверхности, касающейся остаточных напряжений, важно оставить нетронутым нижний слой (сердцевину), так, чтобы высокие остаточные напряжения сжатия на поверхности были сбалансированы с низким значением прочности на растяжение в сердцевине. Уделяется внимание соотношению между остаточными напряжениями в слое и сердцевине для различных глубин цементации. Оптимальные условия для процессов поверхностного упрочнения следует определять без введения нежелательных растягивающих напряжений в сердцевине. Указанные условия позволяют проводить процесс науглероживания без закалки.

«Metallurgia and Metal Forming», март 1974, т. 41, № 3, с. 72—77.



В. А. Звонов. «Токсичность двигателей внутреннего сгорания», М., «Машиностроение», 1973.

Задача окружающей среды от загрязнений относится к числу важнейших задач современной техники. Быстрый рост использования двигателей внутреннего сгорания во всех отраслях народного хозяйства, и в особенности на транспорте, определяет необходимость изыскания путей уменьшения токсичности и дымности отработавших газов, а также выброса паров топлива и масла. Решение этой задачи представляет значительные трудности. В связи с этим необходимо проводить обширные научные исследования, посвященные изучению условий образования токсичных веществ и разработке методов предотвращения их образования и методов нейтрализации. Поэтому появление рассматриваемой книги, посвященной обзору 223 отечественных и зарубежных работ в данной области, следует считать весьма своевременным.

Книга содержит шесть глав, из которых первая посвящена рассмотрению особенностей двигателя внутреннего сгорания как источника загрязнения среды и оценке его токсичности. В этой главе приведены также нормы предельного выброса токсических компонентов, установленные в различных государствах.

Во второй главе рассмотрены физико-химические основы образования и выделения токсичных веществ — продуктов неполного сгорания топлива и окислов азота, а также приведена методика расчета различных компонентов.

Третья глава посвящена анализу исследований, связанных с поисками возможностей уменьшения токсичности путем совершенствования рабочего процесса и конструкции двигателей с искровым зажиганием. Поскольку в автомобильном транспорте двигатели этого типа имеют преимущественное распространение, данная глава занимает основное место в книге.

Автором рассмотрены методы уменьшения токсичности как за счет совершенствования конструкции камер сгорания, впускных систем, карбюраторов и др., так и в результате специальных мероприятий: рециркуляции отработавших газов, вспрыска воды, совершенствования смесеобразования, а также вопросы уменьшения выброса в атмосферу углеводородов с картерными газами и вследствие испарения топлива.

В четвертой главе рассмотрены аналогичные исследования по уменьшению токсичности дизелей, в том числе за счет коп-

УДК 621.43  
структурных и регулировочных мероприятий, рециркуляции газов и использования присадок к топливу.

Пятая глава посвящена принципам нейтрализации отработавших газов и особенностям термических, каталитических и жидкостных нейтрализаторов.

В последней главе приведена методика исследования и оценки токсичности, а также рассмотрены особенности аппаратуры для определения токсичных компонентов.

В целом обзор и обобщение исследований выполнены весьма квалифицированно — автор известен как крупный специалист в рассматриваемой области. В качестве замечания, однако, следует отметить недостаточно критическое отношение автора книги к опубликованным материалам, в результате чего в некоторых случаях приводятся противоположные точки зрения различных исследователей без оценки их обоснованности. Имеются также и некоторые неувязки. Например, на стр. 67 рекомендуется формула для расчета в предположении бимолекулярной реакции, а на стр. 68 указывается, что такой расчет дает «несоизмеримо заниженный результат».

Следует также отметить относительную ограниченность материалов в главе V, где совершенно не рассмотрены конструкции нейтрализаторов и даже нет данных о габаритных размерах и массах.

Материалы главы VI нельзя считать достаточными ни по объему, ни по содержанию. Вместе с тем сведения о планировании экспериментов не содержат ничего специфического для данной темы и без ущерба могли бы быть опущены. Описанный экспериментальный двигатель можно ограниченно рекомендовать для изучения токсичности, так как по конструкции и режиму работы весьма далек от современных автомобильных двигателей.

Несмотря на отмеченные замечания, приведенные в книге материалы несомненно представляют большой интерес и безусловно окажут существенную помощь инженерно-техническим и научным работникам автомобильной промышленности, двигателестроения и автомобильного транспорта.

**Д-р техн. наук А. С. ОРЛИН**  
**МВТУ имени Н. Э. Баумана**

УДК 629.113:658.3.018

**Оценка производительности труда — основной показатель эффективности производства.** Петухов Б. А. «Автомобильная промышленность», 1974, № 9.

Освещены вопросы оценки общественной производительности труда. Предложенный показатель оценки общественной производительности труда позволит подойти к оценке производственно-хозяйственной деятельности отдельных предприятий с позиций народного хозяйства в целом.

УДК 621.437:629.113

**Исследование напряженного состояния ротора роторно-поршневого двигателя на плоских моделях.** Сафаров Ю. С., Зверев И. М. «Автомобильная промышленность», 1974, № 9.

Приведены методика и результаты исследования напряженного состояния ротора роторно-поршневого двигателя поляризационно-оптическим методом на плоских моделях. Рис. 4. Библ. 3.

УДК 621.43.001.4:629.113

**Исследование изменения давления масла в двигателях.** Цой И. М., Капба А. Ш., Назаров А. Д. «Автомобильная промышленность», 1974, № 9.

Изложена методика определения отдельных составляющих изменения давления масла в масляной магистрали двигателей. Установлена закономерность снижения давления масла и найдены отдельные его составляющие. Табл. 1. Рис. 3.

УДК 621.438:629.113

**О торможении блокировкой валов автомобильного газотурбинного двигателя.** Шварцман Э. Е. «Автомобильная промышленность», 1974, № 9.

Приведен способ расчета тормозных характеристик газотурбинных двигателей при блокировании валов турбокомпрессора и тяговой турбины с учетом тепловой емкости теплообменника и примеры процессов торможения. Рис. 3.

УДК 629.113.001.4:629.113

**Исследование комплексных показателей надежности электрооборудования автомобилей.** Веневцев В. И., Почкин В. И., Широков В. Г., Ютт В. Е. «Автомобильная промышленность», 1974, № 9.

Предлагается методика, позволяющая оценить удельную трудоемкость текущих ремонтов основных изделий электрооборудования автомобилей. Табл. 2. Библ. 2.

УДК 629.113.012.5

**Оценка влияния пиков нагрузок на работоспособность шин городских автобусов.** Рекитар М. И. «Автомобильная промышленность», 1974, № 9.

Предложено оценивать уровень нагруженности шины при переменном режиме расчетной величиной эквивалентной нагрузки, определяемой по средней эксплуатационной нагрузке, пиковой нагрузке и доле времени работы при ней. Рис. 2. Библ. 8.

УДК 534.61.083

**Исследование шума и вибраций автомобилей с помощью приборов следящего действия.** Тарасов А. Я., Усольцев В. Р. «Автомобильная промышленность», 1974, № 9.

Описывается разработанный метод по оценке порядковых номеров гармонических составляющих спектров шума и вибраций, пригодный для применения как в стендовых, так и в дорожных условиях. Рис. 1.

УДК 629.113.011.5

**Форма и напряженное состояние силовых элементов кузова легкового автомобиля.** Багров Г. М., Ракша А. А., Малышенко Б. П. «Автомобильная промышленность», 1974, № 9.

Рассматриваются вопросы исследования кузовов; взаимосвязь формы и напряженного состояния их элементов. Рис. 2. Библ. 4.

УДК 629.113.004.67

**К методике определения количества запасных частей по данным интенсивности изнашивания деталей автомобилей.** Иващенко Н. И., Трикозюк В. А. «Автомобильная промышленность», 1974, № 9.

Рассмотрены вопросы, связанные с исследованием сточного процесса изнашивания деталей автомобиля. Приведены уравнения процесса изнашивания, определения ресурсов деталей и расчета числа запасных деталей по данным интенсивности изнашивания. Табл. 2. Рис. 1. Библ. 5.

УДК 621.746.043

**Технологическая оснастка из полимерных материалов.** Дмитриев Б. П., Гендлер А. Х., Резниченко А. А. «Автомобильная промышленность», 1974, № 9.

Освещен опыт внедрения на автомобильном заводе «Коммунар» технологии изготовления крупногабаритных облегченных панелей из стеклопластика на основе полиэфирной смолы ПН-1. Табл. 1. Рис. 7. Библ. 7.

УДК 669.15

**Влияние способа приготовления шихты на свойства спеченных железомедных сплавов.** Пшенинов В. П., Хазанкин К. М., Николов З. М. «Автомобильная промышленность», 1974, № 9.

Рассмотрен способ приготовления железомедной шихты, позволяющий улучшить качество конечного продукта на основе спеченных сплавов. Рис. 2. Библ. 2.

УДК 621.81.002.72

**Об автоматизации установки стопорных колец.** Тавров В. И. «Автомобильная промышленность», 1974, № 9.

Рассмотрены вопросы автоматизации сборки стопорных колец в сборочных автоматах. Приведена методика расчета коэффициентов на основе допускаемых монтажных напряжений материалов колец. Приведена формула для расчета необходимого сборочного усилия при автоматической сборке стопорных колец. Рис. 4.

## МЕДИКОР ПРЕДЛАГАЕТ



Автомобильный ионизатор «БИОН-78», работающий от аккумулятора автомобиля, создает в кабине благоприятный микроклимат. Благодаря этому повышается работоспособность водителя, снижается его утомляемость, что способствует безопасности движения.

Автоаптечка фирмы О/З «Медикор» является необходимой принадлежностью автомобиля. Водитель пользуется ею при небольших дорожных травмах. В герметически закрывающейся неломающейся пластмассовой коробке содержится все необходимое для оказания первой помощи.



О/З «Медикор»  
Будапешт, 62, п/я 150  
Телефон: 495-130  
Телекс: 466



Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: 103031, Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел продажи каталогов ГПНТБ СССР. Тел. 220-78-51.

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями через министерства и ведомства, в ведении которых они находятся.

В.О. «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»

# Одна и та же машина изготавляет все эти детали автоматически

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ до 2100 шт в час.  
Количество в одной партии до 5000 шт.  
(один из наших клиентов изготавливает на  
своем НАЦИОНАЛЬ-МАШИНЕРИ-1875 —  
автомате холодной высадки — благодаря  
легкости замены инструмента 12 различных  
деталей).

В качестве исходного материала можно  
применять: отрезанные заготовки, прутки,  
проволоку, заготовки предварительной фор-  
мовки (литые или спеченные диаметром до  
50 мм и более). При этом гарантируются  
незначительные отходы, минимальные до-  
пуски, отсутствие расходов на отжиг и по-  
терь с окалиной. Минимальные допуски и  
хорошее качество деталей холодной и го-  
рячей высадки уменьшают дополнительную  
механическую обработку или исключают ее.  
Может, и Вам поможет получить экономию  
холодная или горячая высадка деталей  
большого размера? С большим удоволь-  
ствием мы Вам поможем!

National Machinery

Националь Машинери Ко., Тиффин, Охайо, США 44883 Националь Машинери товарищество с огран.  
ответственностью 8500 Нюрнберг, Регенсбургер Штр. 420, Почтовое отделение 1249, ФРГ  
Проектирование и конструкция высокопроизводительных машин горячей и холодной высадки.

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: 103031, Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел про-  
мышленных каталогов ГПНТБ СССР. Тел. 220-78-51.  
Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями через министерства и ведомства, в ве-  
дении которых они находятся.

# СТАНКИ И ИНСТРУМЕНТЫ ИЗ ГДР

## Рациональное изготовление деталей массового и крупносерийного производства на профилировочно-гибочных валковых машинах

Благодаря холодной обработке давлением ротационно-симметричных деталей на станках гаммы UPW достигается эффективное получение наружных профилей.

Для изготовления деталей методом накатывания применяется профилировочно-гибочная валковая машина UPW 31,5×100.

Машины дают следующие преимущества:

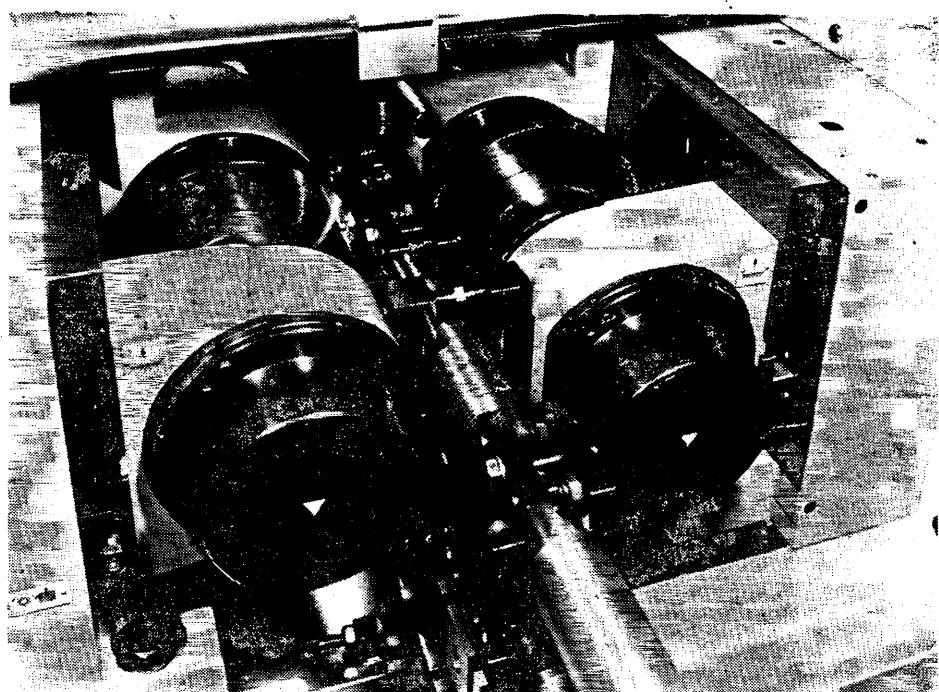
- повышается производительность труда примерно на 300%;
- время на получение резьбы длиной 1000 мм снижается до 0,9 мин;
- достигается высокая точность обработки;
- повышается степень использования инструмента 200 мм;
- максимально накатываемый шаг резьбы составляет 10 мм.

Фирма предлагает следующие машины:

UPW 6,3×40  
UPW 12,5×70  
UPW 25×100  
UPW 31,5×100  
UPW 50×200

Новинки: станок для обкатывания зубчатых колес UZWF 280×6;

автомат для накатывания резьбы болтов UPAW 8



WMW — Export — Import  
Volkseigener Außenhandelsbetrieb der Deutschen  
Demokratischen Republik  
DDR-104 Berlin, Chausseestrasse, 111/112

VEB Werkzeugmaschinenfabrik Bad Düben  
DDR-7282 Bad Düben

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: 103031, 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/O «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»