

# СОДЕРЖАНИЕ

## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- А. Д. Потапайко, М. Г. Раковщик, Г. В. Каплан, В. С. Сенаторов, Е. И. Иоффе —  
Устройство для счета изделий на сборочных и транспортных конвейерах 1

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

- Ю. А. Коган, С. С. Иаумов, Л. Н. Кожанов — Повышение эффективности действия стальных маслосъемных колец . . . . . 3  
И. Я. Райков, Г. Н. Рытвинский, Г. Е. Тюрин — Исследование токсичности картерных газов . . . . . 5  
Н. П. Толмачев, Н. К. Заря — Измерение нестационарного расхода воздуха двигателем внутреннего сгорания, установленным в автомобиле . . . . . 7  
М. Д. Алашев, В. И. Бейлин, В. Д. Михайленко — Расчет характеристики активного тепловыделения по индикаторной диаграмме с использованием ЭЦВМ 10  
В. Б. Проценко — Организация рабочего места водителя с учетом требований СЭВ . . . . . 11  
В. М. Телегин — Об оценке управляемости автомобиля . . . . . 13  
А. А. Дычко, А. Д. Лайков, В. В. Гнетнев, В. А. Сафонов, В. С. Соловьев — Исследование влияния температуры окружающей среды на работу гидравлического телескопического амортизатора . . . . . 15  
И. Н. Успенский, Б. В. Савинов — Крутильные колебания в трансмиссии грузовых автомобилей Горьковского автозавода . . . . . 16  
А. В. Жуков — О влиянии неровностей дорог на продольное взаимодействие звеньев автопоезда . . . . . 19  
Г. В. Везбородова — Вероятностная оценка проходимости автомобиля по статистическим распределениям характеристик дорожных условий . . . . . 22  
И. И. Демьянец, С. С. Коган — Удерживающая способность стояночного тормоза 24  
Б. М. Тверсков — Износостойкость автомобильных полуосевых шарниров . . 25

## ТЕХНОЛОГИЯ

- Е. В. Куник — Разработка и внедрение технологических процессов блестящего никелирования . . . . . 27  
В. Т. Синицын — Оценка геометрической точности заготовок для объемной штамповки . . . . . 29  
А. А. Парой — Некоторые особенности пневмоприводов с торможением в конце хода . . . . . 30  
В. Д. Калвнер, С. А. Юрасов, И. Л. Криванкина, Л. И. Юсфина — Влияние предварительной термической обработки на структуру и свойства конструкционных сталей после цементации и нитроцементации . . . . . 32

## ИНФОРМАЦИЯ

- В. В. Маркеев — Анализ конструкции и испытаний бензонасоса типа В7 с механическим приводом . . . . . 35  
А. В. Костров — Некоторые конструктивные особенности двигателей европейских легковых автомобилей . . . . . 37  
М. Я. Розенштейн — Применение ЭВМ в автомобильной промышленности за рубежом . . . . . 41  
Л. Р. Стоцкий — Международная система единиц — основа нового Государственного стандарта на единицы физических величин . . . . . 43  
Рефераты статей . . . . . 46

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, М. И. Басов, Н. А. Бухарин, Б. С. Генкин, А. С. Евсеев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, К. А. Калачев, Б. Т. Клепацкий, А. М. Кригер, В. А. Кузин, Д. В. Лялин, И. С. Лунев, В. А. Массен, Д. Д. Мельман, А. Д. Просвирнин, Э. С. Разамат, В. Я. Селифонов, В. С. Фалькевич, Г. А. Феста, С. Б. Чистозвонов

Адрес редакции:

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

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор А. Е. Мишина

Сдано в набор 7/VI 1970 г. Подписано в печать 20/VIII 1970 г.  
Т-11542 Печ. л. 6,0 Бум. л. 3,0 Уч.-изд. л. 9,5 Тираж 11 789 экз. Формат 60 × 90/8 Зак. 2502

Типография изд-ва «Московская правда», Потаповский пер., 3  
Вологодская областная универсальная научная библиотека  
www.booksite.ru

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

9

СЕНТЯБРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1970

Год издания XXXVI

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА  
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

**ЭКОНОМИКА  
и организация  
ПРОИЗВОДСТВА**

УДК 621.757:621.867:658.562.3

## Устройство для счета изделий на сборочных и транспортных конвейерах

А. Д. ПОТАПЕЙКО, М. Г. РАКОВЩИК, Г. В. КАПЛАН, В. С. СЕНАТОРОВ, Е. И. ИОФФЕ

Трест «Авторемстроймонтаж»

**В** СЛЕДСТВИЕ интенсификации производства велосипедов требуется совершенствование оперативного контроля работы конвейеров сборочных цехов.

Автоматизация даже такой простейшей функции управления, как учет, часто затруднительна. Однако решение ее необходимо, поскольку оно позволит осуществить контроль производства и его регулирование.

Конструктивные особенности подвесных конвейеров велозаводов не обеспечивают определенной фиксации велосипеда в пространстве, что создает известные трудности при выборе датчиков учета. Покачивание велосипедов, неопределенное положение колес, различная частота следования подвесок, наличие на конвейере незагруженных велосипедами подвесок практически исключают возможность применения контактных датчиков. В описываемой системе в качестве датчиков учета используются радионизотопные приборы, обладающие преимуществами в сравнении с другими типами бесконтактных устройств [1].

Для исключения ложного счета велосипедов использованы в каждой точке съема информации два датчика, работающих по схеме совпадений (рис. 1). В момент отсчета ионизирующий поток первого источника (в качестве источников ионизирующего излучения применены источники типа БИС-1 с радиоактив-

ным препаратом Sr-90 активностью 4—5 мкюри) перекрывается ведущей звездочкой велосипеда, поток второго источника — штоком подвески.

Из-за конструктивных особенностей конвейеров возможно неполное перекрытие пучка звездочкой велосипеда. Способность радионизотопных устройств надежно работать даже при неполном перекрытии пучка явилась решающим соображением при выборе между радионизотопными и фотоэлектрическими датчиками. Для повышения надежности работы коэффициент чувствительности радионизотопных приборов

$$m = \frac{N_{cp}}{N_{отп}},$$

где  $N_{cp}$  — интенсивность пучка, необходимая для срабатывания реле прибора;

$N_{отп}$  — интенсивность пучка, необходимая для отпускания реле (подбором и регулировкой интегрирующей цепочки коэффициент доведен до значения  $m=1,6$ ).

Влок-схема одного из каналов системы приведена на рис. 2. Поток излучения источника  $I_2$  прерывается проходящим по конвейеру велосипедом, что вызывает ряд импульсов на выходе блока 2РБ. Однако результирующий импульс поступает на

вход счетного устройства только при одновременном срабатывании блоков *IPB* и *2PB*, т. е. в момент перекрытия обоих пучков.

Длительность такого результирующего импульса 0,4—0,6 сек. Однако не исключена возможность остановки конвейера в момент перекрытия обоих пучков. Тогда длительность импульса возрастет и станет равной времени остановки конвейера. Во избежание перегрузок счетного устройства *СУ* на его входе предусмотрена формирующая цепь *ФЦ*, выдающая кратковременный импульс при любой длительности входного импульса. Примененное в системе счетное устройство релейно-коммутационного типа позволяет сохранить дистанционное управление информацией длительное время. Приемником информации являются малогабаритные (в настольном исполнении) цифровые

В качестве генератора импульсов счета плановых цифр *ГП* использован несимметричный мультивибратор на транзисторах с различной проводимостью (п-р-п и р-р-р), обладающий хорошей температурной стабильностью. Импульсы прямоугольной формы, генерируемые этим мультивибратором, имеют длительность ~ 10 мсек, а частота их повторения 90—150 в минуту.

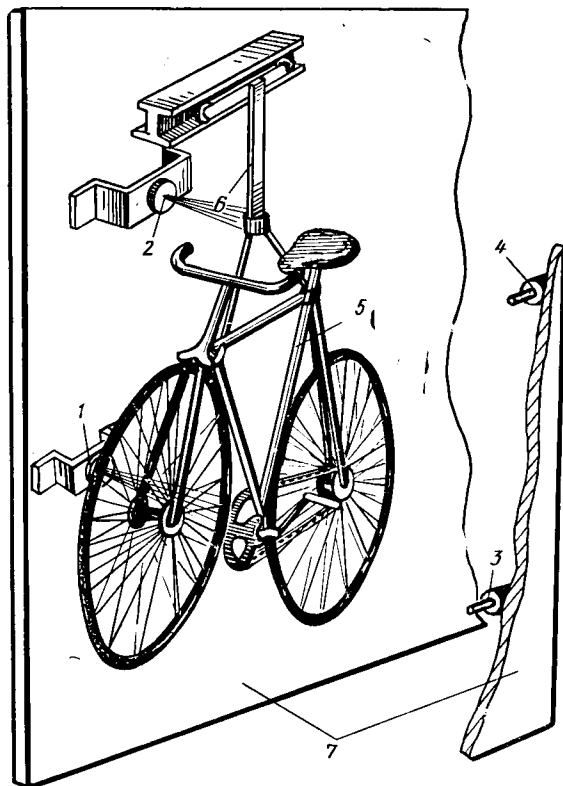


Рис. 1. Прохождение велосипеда мимо датчиков устройства счета:

1 — источник ионизирующего излучения  $I_1$ ; 2 — источник ионизирующего излучения  $I_2$ ; 3 — датчик релейного блока *IPB*; 4 — датчик релейного блока *2PB*; 5 — велосипед; 6 — шток подвески; 7 — защитные шторы

табло *ЦТ*, знаковыми индикаторами в которых служат индикаторы тлеющего разряда типа ИИ-1. Аналогичная информация одновременно поступает на световое табло *СТ*, находящееся в цехе сборки. Оно содержит 22 сегментные цифры, составленные из газоразрядных ламп МТХ-90.

Необходимые комбинации светящихся сегментов в цифрах табло получаются с помощью диодно-матричных дешифраторов, выполненных по известным схемам [2 и 3]. Однако за счет того, что авторами применена десятичная система счета, число диодов в схеме уменьшено с 60 до 24 при одновременном увеличении числа управляемых элементов цифры с 7 до 10.

На световое табло, помимо данных о фактическом количестве изготовленных велосипедов, выводится информация о плановом задании с нарастающим итогом.

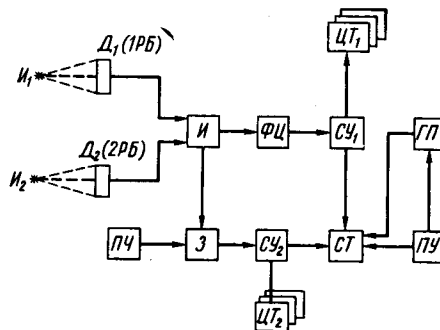


Рис. 2. Блок-схема устройства:

$D_1$  и  $D_2$  — датчики СТС-5; И — схема совпадений; ПУ — программное устройство; ПЧ — первичные часы

Деление частоты генератора для получения необходимой частоты импульсов осуществляется пересчетной декадой, выполненной на триггерах ЭТ-ЛОЗ, в которой выход каждого предыдущего триггера присоединен по счетному входу последующего.

Время простоя конвейеров в минутах учитывается по схеме, аналогичной схеме счета. В качестве счетного импульса используется импульс электрических часов. Схема запрета прохождения счетного импульса времени  $Z$  отпирается при перерыве в прохождении велосипедов мимо датчиков на вперед заданное и регулируемое время (технологический интервал). Таким образом, под простоем конвейера подразумевается не остановка его движения, а непоступление велосипедов в течение времени, превышающего технологический интервал.

Для проведения расчета экономической эффективности от внедрения системы учета в качестве руководящих материалов приняты две методики<sup>1</sup>.

Расчет выполнен на основании анализа технико-экономических показателей велосипедного завода «Вайрас» за 1968—1969 гг.

Из расчета следует, что с первых же месяцев работы системы учета получено повышение ритмичности на 1,42%, сокращение простоев оборудования составило 10% от существующего уровня. Получен, исходя из этих данных, срок окупаемости системы 1,1 года.

Внедрение системы учета велосипедов и времени простоев конвейеров позволило соблюдать постоянный ритм производства, сократить простои сборочных конвейеров при производстве велосипедов.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Гамер А., Прессе Р., Яковичский Э. Методы автоматического учета продукции в машиностроении. Изд-во «Беларусь», 1967.

2. Алешин А. Д., Лизько Ю. В. «Приборостроение», 1965, № 5.

3. Гоичаров В. П., Семенов В. С. «Приборы и системы управления», 1967, № 3.

<sup>1</sup> Методика определения годового экономического эффекта, полученного в результате внедрения новой техники», ГНТС при Совете Министров СССР, 1967; «Методика определения экономической эффективности автоматизированных систем и подсистем управления на предприятиях машиностроения (1-я редакция)», Минск, ЦНИИТУ, 1967.

## Повышение эффективности действия стальных маслосъемных колец

Канд. техн. наук Ю. А. КОГАН, С. С. НАУМОВ, Л. Н. КОЖАНОВ

НАМИ

**КОЛИЧЕСТВО** моторного масла, расходуемого автомобильными двигателями на угар, зависит от ряда факторов конструктивного и эксплуатационного характера, среди которых важную роль играет конструкция маслосъемных поршневых колец. При использовании чугунных поршневых колец коробчатого поперечного сечения на двигателях с «мокрыми» гильзами цилиндров, имеющими пониженную жесткость, маслосъемные кольца работают не всегда удовлетворительно, поэтому их заменяют более эластичными стальными многоэлементными кольцами, состоящими из кольцевых дисков, радиальных и осевых расширителей.

Кольцевые диски навиваются на ребро из пружинной термообработанной ленты толщиной 0,7 мм, изготовленной из стали У8А. Рабочая поверхность дисков покрывается слоем хрома толщиной 0,1 мм (после притирки). Собственная упругость дисков должна быть по возможности малой и не превышать 0,3 кг.

Радиальные расширители изготавливаются из аналогичной ленты (сталь У10А или 70С2ХА) толщиной 0,45 мм. Упругость расширителя, обжатого в сборе с кольцевыми дисками, до рабочего зазора в стыке последних (тангенциальное усилие) составляет 3,5—4,5 кг.

Осевые расширители изготавливаются из стали 65Г. Толщина ленты 0,7 мм, ширина 2,5 мм.

В табл. 1 приведены основные размеры элементов различного ряда стальных сборных маслосъемных колец.

Внедрение сборных маслосъемных колец на двигателях Московского автозавода им. Лихачева, Заволжского и Мелитопольского моторных заводов обеспечило значительную экономию в эксплуатационном расходе масла на угар. Одновременно опыт эксплуатации показал, что четырехэлементные стальные кольца характеризуются заметным уменьшением упругости по мере нарастания износа с увеличением пробега автомобиля, что нежелательно.

В связи с этим в НАМИ разработана конструкция трехэлементных стальных маслосъемных колец с расширителями из стальной пружинной ленты. Они выполнены в виде сопряженных П-образных элементов с гребнями на горизонтальных перемычках, согнутыми U-образно вокруг средней оси канавки поршня. Для повышения эластичности упругие элементы наклонены к торцевой поверхности канавки. Такие расширители при установке в цилиндры двигателя деформируются в тангенциальном направлении и поэтому в дальнейшем именуются «тангенциальными». Поперечное сечение тангенциального расширителя показано на рис. 1, а, развертка — на рис. 1, б.

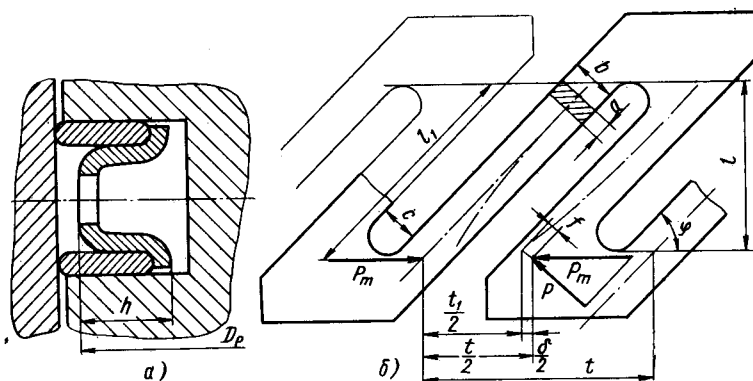


Рис. 1. Тангенциальный расширитель:

а — поперечное сечение маслосъемного кольца; б — развертка расширителя

При конструировании тангенциальных расширителей определяют деформацию  $\delta$  одного упругого звена длиной  $t$  под действием заданного тангенциального усилия  $P_m$  (рис. 1, б), используя известное уравнение для определения прогиба  $f$  конца

Таблица 1

| Модель двигателя | Диаметр цилиндра в мм | Канавка поршня в мм |                    | Ширина кольцевого диска $m_1$ в мм | Радиальный расширитель  |                     |                            |                                     |                                    | Осевой расширитель  |                 |                     |
|------------------|-----------------------|---------------------|--------------------|------------------------------------|-------------------------|---------------------|----------------------------|-------------------------------------|------------------------------------|---------------------|-----------------|---------------------|
|                  |                       | Высота              | Внутренний диаметр |                                    | Ширина ленты $m_2$ в мм | Число звеньев $i_1$ | Радиус скругления $R$ в мм | Высота дренажных про-резей $n$ в мм | Длина дренажных про-резей $l$ в мм | Число звеньев $i_2$ | Высота $H$ в мм | Длина шага $t$ в мм |
| MeM3-966         | 72                    | 4,18                | 63,3               | 3                                  | 4                       | 8                   | 10                         | 1,2                                 | 12                                 | 17                  | 2,7             | 12,7                |
| MeM3-968         | 76                    | 4,0                 | 67,5               | 3                                  | 3,9                     | 9                   | 10                         | 1,2                                 | 12                                 | 18                  | 2,5             | 12,6                |
| M3MA-408         | 82                    | 5,0                 | 67,2               | 3                                  | 4,9                     | 9                   | 12                         | 1,5                                 | 12                                 | 18                  | 3,5             | 13,5                |
| M3MA-412         |                       |                     | 73,5               |                                    |                         |                     |                            |                                     |                                    |                     |                 |                     |
| ГАЗ-51А          | 92                    | 5,0                 | 72,5               | 3                                  | 4,9                     | 9                   | 12                         | 1,5                                 | 14                                 | 19                  | 3,5             | 14,5                |
| ЗМЗ-21           |                       |                     | 82,5               |                                    |                         |                     |                            |                                     |                                    |                     |                 |                     |
| ЗМЗ-53           | 100                   | 5,0                 | 89,0               | 4                                  | 4,9                     | 10                  | 11                         | 1,5                                 | 14                                 | 19                  | 3,5             | 15,5                |
| ЗИЛ-130          | 101,6                 | 4,79                | 91,0               | 3,6                                | 4,7                     | 11                  | 8                          | 1,4                                 | 12                                 | 20                  | 3,3             | 15,15               |
| ЗИЛ-164          |                       |                     | 97,4               |                                    |                         |                     |                            |                                     |                                    |                     |                 |                     |
| ЗИЛ-375          | 108                   | 5,0                 | 97,4               | 4                                  | 4,9                     | 11                  | 11                         | 1,5                                 | 14                                 | 30                  | 3,5             | 10,8                |

консольно заделанной балки, имеющей длину  $l_1$  и момент инерции сечения  $J$ :

$$f = \frac{Pl_1^3}{3EJ},$$

где  $E$  — модуль упругости материала балки.

Из этого уравнения с учетом геометрических соотношений (рис. 1, б) получим

$$\frac{\delta}{2} = f \sin \varphi = \frac{4 P_m}{\sin \varphi Ea} \left( \frac{l}{b} \right)^3.$$

Длина деформированного звена  $l_1 = l - \delta$ .

Число звеньев расширителя

$$i = \frac{L}{l_1} = \frac{\pi D_p E a b^3 \sin \varphi}{t E a b^3 \sin \varphi - 8 P_m t^3},$$

где  $L$  — длина расширителя;

$D_p$  — диаметр окружности расширителя в рабочем состоянии.

Для принятой конструкции при  $\varphi = 45^\circ$ ,  $a = 0,6$  мм,  $E = 2 \cdot 10^4$  кг/мм<sup>2</sup>

$$i = \frac{\pi D_p 1062 b^3}{1062 t b^3 - P_m t^3}. \quad (1)$$

Во время выбора конструктивных параметров необходимо следить за тем, чтобы длина расширителя в свободном состоянии не превышала длину в рабочем состоянии более чем на 4%, так как в противном случае масляное кольцо будет трудно вмонтировать в цилиндр двигателя. Это условие выражается соотношением

$$\Delta = \frac{it - \pi D_p}{it} 100 \leq 4\%. \quad (2)$$

По формулам (1) и (2) рассчитан размерный ряд тангенциальных расширителей для отечественных автомобильных двигателей.

С целью сравнительной оценки маслосъемных колец различных конструкций проводились их испытания на двигателях моделей ЗИЛ, ГАЗ и ЗМЗ. Расход масла на угар определялся весовым методом. В процессе его освоения и отладки было установлено, что для получения надежных результатов необходимо соблюдать следующие условия:

1. Во избежание увеличения вязкости масла в длинных магистралях измерительное устройство должно быть компактным.

2. Элементы измерительной схемы относительно выпускного тракта двигателя должны располагаться так, чтобы тепловой поток не мог сказаться на вязкости масла. Полезно экранировать выпускной коллектор и выпускную трубу или использовать направленный обдув.

3. Площадь поперечного сечения патрубка для слива масла из картера двигателя в резервуар, установленный на весах (рис. 2), должна быть по возможности мала, чтобы дросселировать поток картерных газов и тем самым избежать искажений в показаниях весов.

Точность измерения расхода масла на угар в значительной степени зависит от стабильности температуры масла, поэтому отклонения температуры не должны превышать  $\pm 1^\circ$ . В связи с этим важную роль играет место расположения масляного радиатора. Недопустимо устанавливать радиатор на сливе масла, как это обычно делается на автомобильных двигателях. В данном случае регулировочные операции по поддержанию общего постоянства температуры масла, вызывая изменения вязкости масла на сливе, заметно влияют на показания весов. Желательно располагать масляный радиатор на всасывающей ветви масляного насоса, так как при этом влияние регулировочных операций нивелируется массой масла, сливающегося из подшипников и деталей цилиндрико-поршневой группы. Согласно рис. 2, б масло из емкости через заборник, масляный радиатор и одну из секций масляного насоса поступает в общую магистраль, где смешивается с основным потоком, подаваемым другой секцией насоса. Для осуществления такой циркуляции масла входные полости секций масляного насоса разделены. В нижнюю секцию масло подается через пробку редукционного клапана. Во избежание обратного движения масла редукционный клапан регулируется на увеличенное давление (больше,

чем давление редукционного клапана верхней секции). Масляный радиатор расположен ниже уровня масла в баке, чтобы обеспечивать его заполнение.

Масляный радиатор не удается расположить на всасывающей ветви масляного насоса при испытаниях двигателей с одноконтурным масляным насосом.

В этих случаях радиатор приходится располагать на нагнетательной ветви насоса. Такая схема приведена на рис. 2, а. Водомасляный радиатор установлен между фильтром грубой очистки и главной масляной магистралью.

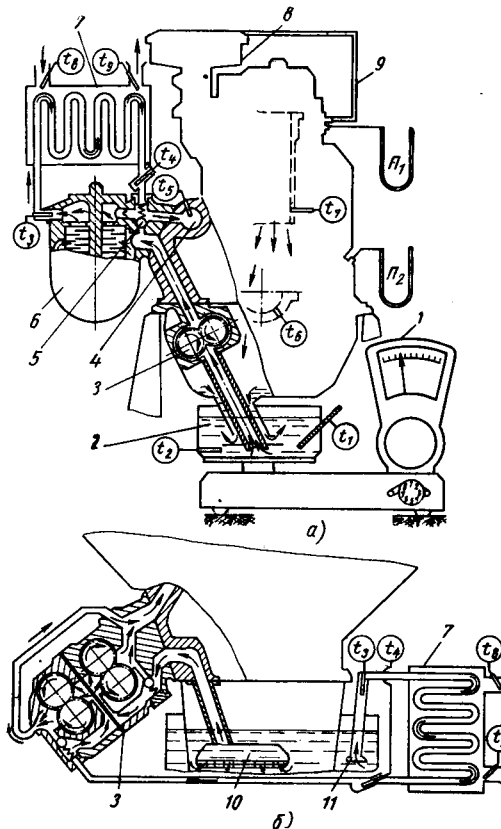


Рис. 2. Схемы измерения расхода масла на угар:

а — двигатель ГАЗ-ЗМЗ-21; б — двигатель ЗИЛ-130; 1 — весы циферблатные; 2 — масляный бак; 3 — секция масляного насоса; 4 — главная масляная магистраль; 5 — редукционный клапан; 6 — масляный фильтр; 7 — водомасляный радиатор; 8 — воздушный фильтр; 9 — патрубок системы вентиляции картера; 10 и 11 — маслозаборники первой и второй секции насоса;  $t_1$  — ртутный термометр;  $t_2$  — термометры и дистанционные термометры сопротивления для измерения температуры масла в различных точках;  $t_3$  и  $t_4$  — аэротермометры контроля температуры воды в водомасляном радиаторе

Для получения надежных результатов измерений режимы, на которых определяется расход масла, должны быть продолжительными. Измерения (8—10 за один режим) осуществляются через равные промежутки времени. Это позволяет вывести закон изменения расхода масла по времени и оценить влияние на точность каждого измерения нестабильности различных параметров работы двигателя.

Перед измерением расхода масла двигателя прогреваются до температуры воды и масла 75—80°. Особое внимание уделяется устранению всех подтеканий масла. Измерения осуществляются при включенной системе вентиляции картера. Работа этой системы контролируется пьезометрами  $P_1$  и  $P_2$ , подсоединенными к клапанной коробке и к картеру двигателя.

Результаты испытаний по определению расхода масла для двигателей ГАЗ, ЗМЗ и ЗИЛ приведены в относительных единицах в табл. 2. Величины расходов масла даны в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов работы двига-

Таблица 2

| Модель двигателя  | Число оборотов двигателя в процентах от $n_{max}$ | Результаты испытаний при нагрузке в % от $N_e$ для данного $n$ с различными кольцами |                                |              |                                |               |                                 |                              |
|-------------------|---------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------|--------------|--------------------------------|---------------|---------------------------------|------------------------------|
|                   |                                                   | чугунных 25%                                                                         | стальных четырехэлементных 25% | чугунных 50% | стальных четырехэлементных 50% | чугунных 100% | стальных четырехэлементных 100% | стальных трехэлементных 100% |
| ЗМЗ-21 . . . . .  | 50—60                                             | 1,13                                                                                 | 1,1                            | —            | —                              | 1,27          | 1,17                            | 0,67                         |
|                   | 70—80                                             | 2,08                                                                                 | 2,08                           | 2,0          | 2,08                           | 2,34          | 2,0                             | 1,33                         |
| ГАЗ-51А . . . . . | 50—60                                             | 1,0                                                                                  | 0,56                           | 1,03         | 0,63                           | 1,33          | —                               | —                            |
|                   | 70—80                                             | 1,67                                                                                 | 1,0                            | 1,67         | 1,17                           | —             | —                               | —                            |
| ЗИЛ-130 . . . . . | 50—60                                             | —                                                                                    | 0,9                            | 2,0          | 0,93                           | —             | 1,06                            | 0,8                          |
|                   | 70—80                                             | —                                                                                    | 1,27                           | 3,0          | 1,33                           | —             | 1,57                            | 1,23                         |

теля с чугунными и стальными кольцами двух типов: четырехэлементными с радиальными и трехэлементными с тангенциальными расширителями. Данные таблицы подтверждают, что применение сборных масляеъемных колец резко снижает расход моторного масла. Аналогичные результаты получены для малолиitraжных двигателей.

Так, расход масла (50% нагрузки) двигателем ЗМЗ-408 в относительных единицах составил: при  $n=2000$  об/мин с чугунными кольцами — 1,0, со стальными четырехэлементными — 0,53; при  $n=3000$  об/мин с чугунными кольцами — 1,4 и со стальными — 0,71.

Расход масла двигателем МеМЗ-966 со стальными кольцами оказался в 2,3 раза меньше, чем с чугунными. На двигателях ЗМЗ-21 расход моторного масла в начале работы двигателя существенно снижается лишь с применением трехэлементных колец с тангенциальными расширителями.

Иа рис. 3 приведены полученные в НАМИ кривые расходов масла на угар в относительных единицах в функции нагрузки и скорости вращения коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130. Двигатель оборудовался трех- и четырехэлементными кольцами с одинаковой упругостью, равной упругости применяемых в эксплуатации колец (4—5 кг). Трехэлементные кольца обладают лучшими показателями по расходу масла. Стендовые испытания, проведенные на Московском автозаводе им. Лихачева с расширителями пониженной упругости (3 кг), показали, что у двигателей с расширителями обоих типов одинаковый расход масла на угар. Лучшие показатели по расходу масла трех-

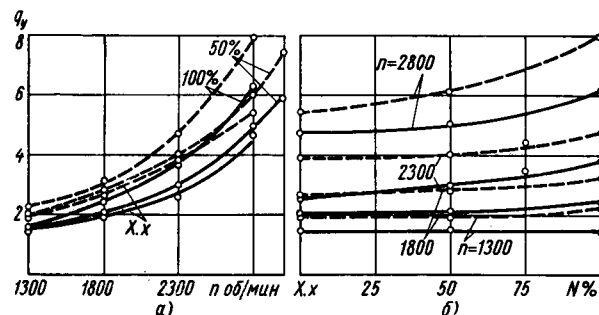


Рис. 3. Расход масла на угар при комплектации двигателя ЗИЛ-130 стальными сборными масляеъемными кольцами упругостью 4—5 кг:

а — по числу оборотов коленчатого вала  $n$ ; б — по нагрузке  $N$  четырехэлементные кольца с радиальными расширителями — штриховые линии, трехэлементные кольца с тангенциальными расширителями — сплошные линии

элементных колец нормальной упругости можно объяснить тем, что число точек контакта тангенциального расширителя и кольца в 4—5 раз больше, чем у расширителя, выполненного по форме многоугольника. Вследствие этого обеспечивается более равномерное прижатие кольца к поверхности цилиндра, что очень важно для стальных колец, не имеющих собственной упругости и не обеспечивающих без помощи расширителя плотного прилегания без просветов к поверхности цилиндра.

Графики, приведенные на рис. 3, показывают, что влияние нагрузки двигателя на угар масла незначительно. Вместе с тем угар масла резко увеличивается с возрастанием оборотов, что связано с интенсификацией подачи масла на зеркало цилиндров из шатунных подшипников и с возрастанием сил инерции, действующих на масляную пленку в зазорах между кольцами, цилиндром и поршнем.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Коган Ю. А., Чепурий В. Д. Поршневые масляеъемные стальные кольца. Конструктивный обзор. НИИНАвтопром. Серия автомобилестроения, 1966.
2. Коган Ю. А., Наумов С. С. «Автомобильная промышленность», 1965, № 5.

УДК 621.43.068:543.27

## Исследование токсичности картерных газов

Канд. техн. наук И. Я. РАЙКОВ, канд. техн. наук Г. Н. РЫТВИНСКИЙ, Г. Е. ТЮРИН

Московский автомеханический институт, Научно-исследовательская и проектно-конструкторская лаборатория токсичности двигателей

ИССЛЕДОВАН состав картерных газов карбюраторного двигателя ЗИЛ-130 и определена их токсичность. Работа выполнена в лаборатории двигателей Московского автомеханического института при участии Научно-исследовательской и проектно-конструкторской лаборатории токсичности двигателей.

Состав картерных газов, а следовательно, и их токсичность определяются прежде всего соотношением долей рабочей смеси и продуктов сгорания, прорывающихся в картер из надпоршневого пространства, а также количественным содержанием в них основных компонентов.

Утечка газа из цилиндров имеет определенную закономерность, обусловленную параметрами рабочего цикла двигателя и размерами цилиндра. Количество газа, вытекающее в картерную полость, с достаточной для практики точностью можно определить, например, по эмпирической зависимости, полученной Рытвинским Г. Н. по данным экспериментального исследования ряда двигателей:

$$V_{k2} = (0,1 \div 0,25) p_i \frac{D^3}{S} \sqrt{V_h} \text{ л/мин,}$$

где  $V_h$  — рабочий объем одного цилиндра в  $\text{см}^3$ ;  
 $i$  — количество цилиндров;

$(0,1 \div 0,25) p_i \frac{D}{S}$  — факторы, учитывающие параметры цикла, геометрические размеры цилиндра и изношенность цилиндро-поршневой группы.

Приведенное соотношение свидетельствует, что утечка газа из цилиндра данного двигателя в единицу времени предопределяется средним давлением в цилиндре  $p_i$ . Очевидно, основная масса газов прорывается в картерную полость в процессах сжатия рабочей смеси, ее сгорания и расширения продуктов сгорания. Исследования, выполненные в Московском автомеханическом институте, позволили установить, что картерные газы содержат примерно 50—60% (по объему) рабочей смеси и 40—50% продуктов сгорания. Соотношение между количеством рабочей смеси и продуктов сгорания незначительно изменяется в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов работы двигателя.

Все газообразные компоненты картерных газов сравнительно точно определяются путем непосредственного химического анализа. Существенные трудности возникают при выявлении содержания в них углеводородов, которые покидают картерную полость как в газообразной, так и в жидкой фазах. Углеводороды топлива, поступающие в картер с горючей смесью, ча-

стично конденсируются в нем и накапливаются в смазочном масле. Одновременно картерные газы насыщаются парами и мельчайшими частицами (аэрозолями) масла. Проведенные опыты по определению количества прорывающихся газов за время осуществления отдельных тактов рабочего цикла и выявлению потерь смазочного масла в зависимости от способа вентиляции картера позволили уточнить суммарное содержание углеводородных соединений в картерных газах. Оказалось, что количество углеводородов достигает в них 45–50 мг/л, или 1,2–1,3%, а не 0,7–1%, как фиксировалось прямым анализом на хроматографической установке с ионизационным детектором. Поэтому данные химического анализа картерных газов на содержание в них углеводородов необходимо корректировать с учетом изложенных результатов кобвенного анализа, особенно при оценке токсичности картерных газов.

При составе горючей смеси, близком к стехиометрическому ( $\alpha=1$ ), в картерных газах содержится 14–16% кислорода ( $O_2$ ), 3–4% двуокиси углерода ( $CO_2$ ), 0,5–2% угарного газа ( $CO$ ), 0,9–1,4 мг/л окислов азота ( $N_2O_5$ ) и 0,15–0,25 мг/л альдегидов (А). Поскольку доли рабочей смеси и продуктов сгорания в картерных газах практически не изменяются с изменением скоростного и нагрузочного режима работы двигателя, то и содержание в них основных компонентов ( $O_2$ ,  $CO_2$ ,  $CO$ ) изменяется весьма незначительно (рис. 1).

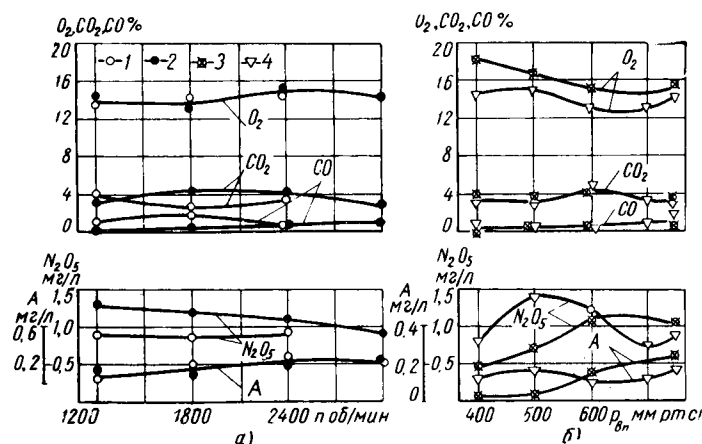


Рис. 1. Содержание основных компонентов в картерных газах двигателя ЗИЛ-130:

а — в зависимости от числа оборотов коленчатого вала; б — в зависимости от нагрузки двигателя; 1 — полная нагрузка; 2 —  $P_{bn} = 600$  мм рт. ст.; 3 —  $n = 2400$  об/мин; 4 —  $n = 1800$  об/мин

Более резко при изменении нагрузки изменяется содержание окислов азота. Максимум их (1,1–1,4 мг/л) наблюдается при давлении во впускном трубопроводе 500–600 мм рт. ст., т. е. при средних и больших нагрузках. Содержание токсичных компонентов в картерных газах, особенно  $CO$ ,  $N_2O_5$  и альдегидов, резко изменяется с изменением состава горючей смеси (рис. 2). В частности, по мере обеднения смеси содержание угарного газа снижается с 4,5% до нуля при  $\alpha=1,1$ . Наоборот, содержание  $N_2O_5$  и альдегидов достигает своего максимума при составе горючей смеси, близком к стехиометрическому, и соответственно равно 1,2–1,5 и 0,2–0,25 мг/л. При работе на переобогащенных и переобедненных смесях содержание окислов азота снижается до 0,05–0,1 мг/л. По такой же примерно закономерности изменяется и содержание альдегидов. По мере обеднения или обогащения горючей смеси количество их уменьшается до 0,07–0,08 мг/л.

Сопоставление количественного содержания токсичных компонентов в единице объема отработавших и картерных газов показало, что последние содержат в 2–5 раз больше альдегидов и в десятки раз больше углеводородов. Содержание окислов азота в картерных газах в 5–7 раз меньше, чем в отработавших, а угарного газа — в среднем в 1,5–2 раза. Количество токсичных компонентов в картерных газах, приведенное к токсичности  $CO$  [1], при составе горючей смеси, близком к стехиометрическому, достигает 50–60 г/кг газа. Это примерно в 1,5–2 раза превышает количество токсичных компонентов в 1 кг отработавших газов.

При работе двигателя на бедных горючих смесях картерные газы токсичнее отработавших в 2,5–3 раза, а на богатых го-

рючих смесях содержание токсичных компонентов в картерных газах почти равно или незначительно (в 1,1–1,2 раза) превышает их содержание в отработавших газах.

Относительная токсичность картерных газов, или отношение количества токсичных компонентов в 1 кг картерных газов к содержанию их в 1 кг отработавших газов, несколько изменяется также от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя. Относительная токсичность картерных газов уменьшается, как это показано на рис. 3, а, с ростом числа оборотов вала двигателя. То же наблюдается по мере увеличения нагрузки. Однако на больших нагрузках относительная токсичность картерных газов вновь возрастает, что особенно характерно для работы двигателя с малыми числами оборотов (рис. 3, б).

Обнаруженная закономерность объясняется разной природой токсичности картерных и отработавших газов. В отработавших газах основную долю токсичных компонентов составляют  $N_2O_5$  и  $CO$ . Анализ компонентов картерных газов показывает, что наибольшее влияние на их токсичность оказывают углеводороды топлива и масла (65–82%), хотя собственная токсичность этих компонентов, вычисленная с учетом допускаемых в СССР норм концентрации отравляющих веществ в атмосфере в 1,5 раза меньше токсичности угарного газа. На втором месте оказывается  $CO$ , доля которого в суммарной токсичности картерных газов составляет 6–22% в зависимости от состава горючей смеси. Доля  $N_2O_5$  и альдегидов, относительная токсичность которых в 10 раз выше токсичности угарного газа, в общем балансе токсичных компонентов в картерных газах не превышает 20%.

Таким образом, основную долю суммарной токсичности картерных газов составляют углеводороды топлива и масла, содержание которых определяется в основном количеством газов, прорывающихся из надпоршневого пространства, и насыщением их парами и аэрозолями масла в картерной полости. Как показали исследования, выполненные в Московском автомеханическом институте, насыщенность картерных газов парами и аэрозолями масла практически не зависит от количества газов, проходящих через картер, и составляет 10–11 мг/л.

Удельное количество газов, прорывающихся в картерное пространство современных автомобильных двигателей (для всех опробованных моделей), также оказалось весьма близким по величине и составило в среднем 1,7 см<sup>3</sup>/цикл на 1 см линейного размера ци-

линдра двигателя  $(\sqrt[3]{V_h})$

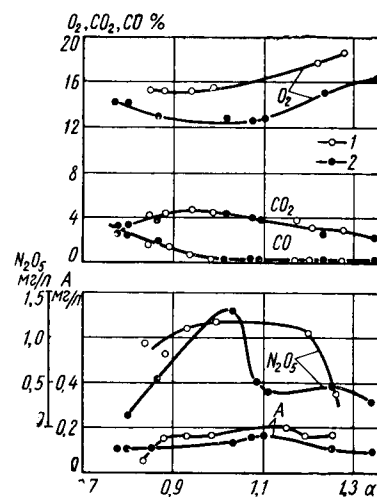


Рис. 2. Содержание основных компонентов в картерных газах двигателя ЗИЛ-130 в зависимости от изменения состава горючей смеси (давление впуска  $P_{вп} = 600$  мм рт. ст.): 1 —  $n = 2400$  об/мин; 2 —  $n = 1800$  об/мин

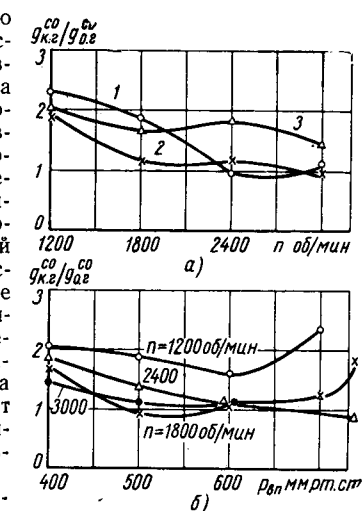


Рис. 3. Относительная токсичность картерных газов двигателя ЗИЛ-130 в зависимости от изменения числа оборотов коленчатого вала (а) и нагрузки (б) двигателя:

1 — 100%-ная нагрузка; 2 —  $P_{вп} = 600$  мм рт. ст.; 3 —  $P_{вп} = 400$  мм рт. ст.

при длительности цикла  $\tau_c = 0,1$  сек. Указанная величина характеризует прорыв газа в двигателях с малоизношенной цилиндро-поршневой группой и по мере ее износа возрастает в 2—2,5 раза [2].

Теоретический анализ механизма прорыва газов из надпоршневого пространства [3, 4] и экспериментальные данные, полученные при испытании различных двигателей, показывают, что количество прорвавшихся газов (при прочих равных условиях) в общем случае предопределяется давлением в надпоршневом пространстве, а точнее перепадом давлений между надпоршневым пространством и пространством за первым поршневым кольцом. Последующие поршневые кольца редуцируют указанный перепад и растягивают по времени процесс истечения газов в картер. Поэтому доли газов, прорывающихся как в период сжатия, так и в период сгорания и расширения продуктов сгорания, можно считать пропорциональными соответствующим площадям индикаторной диаграммы, однако с учетом того, что истечение газов происходит из периферийных областей камеры сгорания, куда фронт пламени доходит в последнюю очередь. Вследствие этого утечка горючей смеси из цилиндра происходит не только в процессе сжатия, но частично и в процессе видимого сгорания, чем и объясняется несколько большая доля горючей смеси в картерных газах.

Поскольку основным токсичным компонентом картерных газов являются углеводороды топлива и масла, то те мероприятия, которые ведут к снижению токсичности отработавших газов, не могут в той же мере снизить токсичности картерных газов. Следовательно, единственный эффективный путь борьбы с загрязнением атмосферы токсичными продуктами картерных газов состоит в предотвращении их проникновения в атмосферу, т. е. в создании так называемых закрытых систем вентиляции картерного пространства.

Настоятельность этого диктуется тем, что доля картерных газов при общем небольшом их количестве, равном 2—10% отработавших, в общем балансе загрязнения атмосферы токсич-

ными продуктами автомобиля составляет более 10% у малоизношенного и возрастает до 20—30% при эксплуатации двигателя с изношенной цилиндро-поршневой группой. Поэтому в ряде стран (США, ФРГ, Англия и др.) выпуск двигателей с закрытыми системами вентиляции предусмотрен законодательными актами. Некоторые модели отечественных двигателей также снабжены закрытыми системами вентиляции, но, к сожалению, у нас применяются еще и открытые системы вентиляции.

Вместе с тем существуют вполне обоснованные опасения увеличения содержания канцерогенных веществ, прежде всего 3,4-бензпирена, в отработавших газах за счет попадания в цилиндры двигателя высокомолекулярных углеводородных соединений смазочного масла, вносимых картерными газами при закрытой системе вентиляции. Это требует тщательной очистки картерных газов в специально предусмотренных фильтрующих элементах.

Применение закрытых систем вентиляции в автомобильных двигателях не только исключает попадание в атмосферу значительного количества токсичных компонентов, но, как показал ряд исследований [2, 5], позволяет существенно продлить срок службы смазочного масла, на 4—5% уменьшить эксплуатационные расходы на масло, а также улучшить экономические и мощностные показатели двигателя за счет утилизации углеводородов, содержащихся в картерных газах.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Варшавский И. Л. Сб. «Токсичность двигателей внутреннего сгорания и пути ее снижения». 1966.
2. Ананьев Н. Г. Вентиляция картера двигателей внутреннего сгорания. ЦИНТИМАШ, 1961.
3. Энглиш К. Поршневые кольца. Т. 1. Машгиз, 1962.
4. Заренбин В. Г. и др. Экспериментальное определение давления газов в заколочном пространстве быстроходного дизеля. «Известия вузов. Машиностроение», 1966, № 12.
5. Райков Н. Я., Рытвинский Г. Н. «Автомобильная промышленность», 1965, № 4.

УДК 621.43.001.4

## Измерение нестационарного расхода воздуха двигателем внутреннего сгорания, установленным в автомобиле

Н. П. ТОЛМАЧЕВ, Н. К. ЗАРЯ

**АППАРАТУРА**, применяемая для измерения расхода воздуха двигателем при движении автомобиля, в силу ряда специфических условий работы должна удовлетворять следующим требованиям:

а) обладать высокими динамическими качествами и обеспечивать высокую точность измерения меняющегося во времени расхода воздуха;

б) обеспечивать возможность ее установки на автомобиль без существенных конструктивных изменений в системе питания двигателя воздухом;

в) быть высоконадежной и сохранять стабильность характеристик в различных условиях эксплуатации автомобиля;

г) иметь градуировочные характеристики, позволяющие определять расход воздуха двигателем при различных атмосферных условиях.

Подбор регистрирующей аппаратуры, удовлетворяющей этим требованиям, не вызывает значительных трудностей; например, можно использовать портативные шлейфовые осциллографы. В этом случае необходимо лишь правильно выбрать характеристику вибратора и осуществить надлежащую защиту прибора от вибраций с помощью амортизаторов, что позволяет практически полностью исключить появление динамических погрешностей измерения за счет регистрирующего прибора [1, 2].

Основную сложность в свете изложенных требований к аппаратуре представляет выбор способа измерения расхода воздуха двигателем на неустановившихся режимах.

Из всех известных способов измерения нестационарного расхода воздуха наиболее полно удовлетворяет указанным выше требованиям способ, основанный на измерении разности давлений потока на каком-либо участке трубопровода.

Применительно к системе питания двигателя воздухом таким участком может служить воздухоочиститель, создающий

достаточно высокое сопротивление на входе, скорость воздуха в котором на сравнительно малом по длине участке циклонных аппаратов и части входного патрубка (в дальнейшем именуемом индикаторным участком) изменяется от 0 до 30—50 м/сек и более. Возникающая при этом разность атмосферного и статического давлений (статического давления в патрубке за воздухоочистителем) является тем параметром, по которому может определяться расход воздуха двигателем [3]:

$$Q = \alpha \varepsilon F_0 \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\gamma}}, \quad (1)$$

где  $\alpha$  — коэффициент расхода воздухоочистителя;

$\varepsilon$  — коэффициент расширения;

$F_0$  — проходная площадь в месте сужения;

$g$  — ускорение свободного падения;

$\Delta p$  — разность давлений;

$\gamma$  — удельный вес воздуха на входе в воздухоочиститель.

Преобразуем формулу (1) к виду

$$\Delta p = K Q^2 \gamma, \quad (2)$$

где

$$K = \frac{1}{\varepsilon^2 \alpha^2 F_0^2 2g} = \text{const.}$$

Такое допущение является условным, но оно позволяет упростить ход дальнейших рассуждений без ущерба для существа дела.

Можно видеть, что разность давлений  $\Delta p$  пропорциональна произведению квадрата расхода на удельный вес. Задача, таким образом, заключается в разработке достаточно чувстви-



тельного датчика для измерения  $\Delta p$  и отыскания формы градуировочного графика, позволяющей учитывать изменение удельного веса воздуха  $\gamma$  в зависимости от температуры и атмосферного давления.

Для измерения разности давлений при движении автомобиля был разработан и изготовлен дифференциальный датчик (рис. 1), чувствительным элементом которого является воздухоочиститель, а преобразователем давления служит упругая мембрана 1 с наклеенными с обеих сторон тензometрами сопротивления. Мембрана гайкой 2 зажимается в корпусе 3, образуя совместно с крышками 4 две полости, сообщаемые через отверстие в корпусе датчика с атмосферой и потоком воздуха на входе в двигатель. Отбор статического давления осуществляется через отверстие диаметром 1—1,5 мм за воздухоочистителем. Такой диаметр отверстия назначается в соответствии с известными рекомендациями по уменьшению колебаний воздуха в полости датчика при измерении пульсирующего потока. Контактные винты 5 служат для включения тензометров в измерительную схему. Размещение тензометров по обе стороны мембраны наряду с температурной компенсацией позволяет увеличить чувствительность датчика.

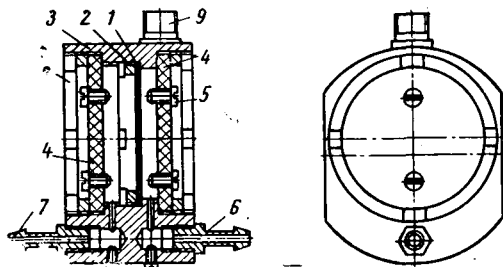


Рис. 1. Датчик расхода воздуха:

1 — мембрана; 2 — гайка мембраны; 3 — корпус; 4 — крышка; 5 — контактные винты; 6 и 7 — штуцеры; 8 — гайка; 9 — соединительная колодка

Как видно из структурной схемы (рис. 2), тензометры 1 и 2 образуют измерительную диагональ моста, сигнал с которой при деформации мембраны подается на тензометрический усилитель 3, а затем на шлейф осциллографа 4.

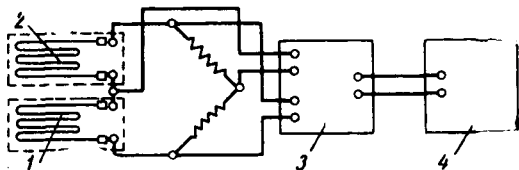


Рис. 2. Блок-схема измерителя расхода воздуха

Для получения градуировочного графика часового расхода воздуха двигателем  $G_0 = f(l_{шл}, \gamma)$ , где  $l_{шл}$  — отклонение луча шлейфа осциллографа, уравнение (2) представим в следующем виде:

$$\Delta p = K \frac{G_0^2}{\gamma \cdot 3600}. \quad (3)$$

Выражение (3) является уравнением пучка прямых  $\Delta p = f(G_0^2, \gamma)$ , в котором изменение углового коэффициента определяется изменением  $\gamma$ . Следовательно, для построения всего пучка прямых, характеризующего данный воздухоочиститель, достаточно в стендовых условиях на установившихся режимах в исследуемом диапазоне оборотов снять характеристику  $\Delta p_{\gamma=\text{const}} = f(G_0)$ .

Для получения этой зависимости предварительно определяется сопротивление воздухоочистителя на каком-то заданном режиме работы двигателя (как правило, на режиме мак-

симальной мощности), затем на двигатель устанавливается мерный коллектор, двигатель выводится на тот же режим и с помощью дроссельной заслонки на входе воздуха в двигатель устанавливается сопротивление, равное сопротивлению воздухоочистителя. После этой предварительной подготовки, изменяя скоростной режим работы двигателя в исследуемом диапазоне оборотов, получаем характеристику  $\Delta p_{\gamma=\text{const}} = f(G_0)$ .

Такой порядок определения характеристики воздухоочистителя возможен лишь в том случае, если коэффициенты расхода воздухоочистителя и дроссельной заслонки отличаются незначительно. В наших экспериментах соответствие указанных коэффициентов расхода проверялось с помощью последовательного сочленения мерного коллектора с воздухоочистителем, при этом последний заключался в герметичный ресивер. Как показали эти исследования, коэффициенты расхода воздухоочистителя и дроссельной заслонки практически совпадают.

При использовании в качестве регистрирующего прибора шлейфового осциллографа необходимо также иметь зависимость  $\Delta p = f(l_{шл})$ . Эта зависимость может быть получена как при работе двигателя с воздухоочистителем, так и с мерным коллектором.

Полученные зависимости используются для построения градуировочного графика (номограмма на рис. 3), позволяющего

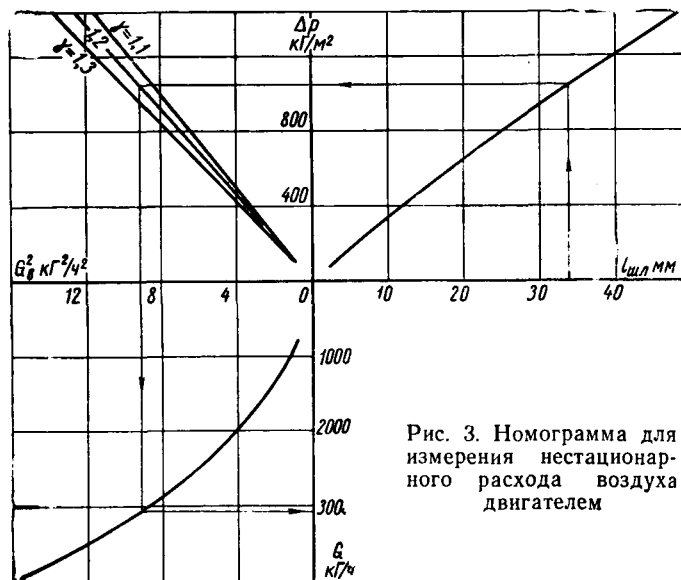


Рис. 3. Номограмма для измерения нестационарного расхода воздуха двигателем

определять часовой расход воздуха двигателем при известных  $l_{шл}$  и  $\gamma$ . Удельный вес воздуха определяется как функция атмосферного давления и температуры воздуха на входе в воздухоочиститель в момент эксперимента.

Как видно из номограммы, зависимости  $\Delta p_{\gamma=\text{const}} = f(G_0)$ , полученные расчетным путем с использованием экспериментальных данных, близки к линейным. Некоторая нелинейность объясняется тем, что коэффициент расхода воздухоочистителя  $\alpha$  и коэффициент расширения  $\epsilon$  в действительности несколько изменяются с изменением расхода воздуха, причем  $\epsilon$  изменяется в большей степени. Поэтому исходную экспериментальную зависимость требуется определить во всем исследуемом диапазоне чисел оборотов двигателя.

Таким образом, для определения расхода воздуха двигателем в нужный момент времени следует с осциллограммы снять соответствующую ординату, по значениям температуры и давления окружающего воздуха определить плотность воздуха на входе в воздухоочиститель и, пользуясь номограммой (порядок пользования показан стрелкой на номограмме), определить значение мгновенного расхода воздуха двигателем.

Изложенный способ измерения мгновенных значений нестационарного расхода воздуха применялся в процессе экспериментальных работ на двенадцатицилиндровом V-образном дизеле, установленном на тягаче. В системе питания воздухом двигателя использовался воздухоочиститель только с инерционной очисткой воздуха от пыли.

Для оценки погрешности измерений преобразуем уравнение (1):

$$Q = \alpha \varepsilon F_0 \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\gamma}} = c \sqrt{\frac{\Delta p T_0}{p_0}},$$

где

$$c = \alpha \varepsilon F_0 \sqrt{2gR};$$

$T_0$  — температура атмосферного воздуха;

$p_0$  — давление атмосферного воздуха;

$R$  — газовая постоянная воздуха.

Максимальная относительная погрешность измерения расхода воздуха двигателем

$$\delta_Q = \frac{\Delta c}{c} + \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta(\Delta p)}{\Delta p} + \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta T_0}{T_0} + \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta p_0}{p_0}. \quad (4)$$

Отношение  $\frac{\Delta c}{c}$  в основном характеризует влияние температуры окружающей среды на стабильность закона изменения  $c=f(Q)$ .

Расчеты показывают, что  $\delta_c = \frac{\Delta c}{c} \cdot 100\%$  при изменении температуры воздухоочистителя на  $|\Delta t_{\text{вс}}| = 30^\circ$  не превышает 0,2% ( $\delta_c \leq 0,2\%$ ).

Отношение  $\frac{\Delta(\Delta p)}{\Delta p}$  характеризует влияние на точность измерения расхода воздуха целого ряда факторов: динамической погрешности измерения  $\Delta p_{\partial}$ , погрешности при обработке осциллограммы  $\Delta p_{\text{осц}}$ , погрешности в определении расхода воздуха с помощью мерного коллектора при тарировании устройства  $\Delta p_k$  и погрешности за счет имитации сопротивления воздухоочистителя с помощью дроссельной заслонки  $\Delta p_m$ .

Динамическая погрешность измерения  $\frac{\Delta p_{\partial}}{\Delta p}$  складывается из собственно динамической погрешности вследствие инерционности измерительной системы и вынужденной динамической погрешности в результате влияния на измерительное устройство вредных динамических возмущений. Вынужденные динамические погрешности исключаются применением качественных амортизаторов.

Собственно динамические погрешности определяются частотными характеристиками вибратора осциллографа и чувствительного элемента датчика, а также влиянием инерционного напора потока воздуха на индикаторном участке. Собственные частоты вибратора и чувствительного элемента датчика должны превышать частоту изменений параметра примерно на один порядок, что исключает динамическую погрешность. При максимальной частоте пульсации потока в несколько десятков гц выбор соответствующего вибратора не представляет трудностей. А так как в качестве чувствительного элемента в датчике используется высокочастотная упругая мембрана, что обеспечивает собственную частоту датчика до 2 кгц [4], то можно утверждать, что появление динамической погрешности за счет датчика и регистрирующего прибора полностью исключается. Таким образом, единственным источником динамической погрешности в измерении нестационарного расхода воздуха двигателем с помощью предлагаемого способа является влияние на результаты измерения инерционного напора потока на индикаторном участке:

$$\Delta p_{\partial} = \Delta p_{\text{и}}.$$

Относительные динамические погрешности измерения на оборотах максимальной мощности  $n_N$  и максимального крутящего момента  $n_M$  при угловом ускорении коленчатого вала  $\ddot{\varphi} = 100 \text{ 1/сек}^2$  и удельном весе воздуха  $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$ , подсчитанные по формуле  $\delta_{\partial} = \frac{\Delta p_{\text{и}}}{\Delta p}$ , составляют соответственно:

$$\delta_{\partial N} = 0,05\%, \quad \delta_{\partial M} = 0,15\%.$$

Значения  $\ddot{\varphi} > 100 \text{ 1/сек}^2$  будут встречаться редко, и в случае работы двигателя с  $\ddot{\varphi} > 100 \text{ 1/сек}^2$  при необходимости можно учесть влияние динамической погрешности на результаты измерения как погрешности систематической.

Погрешности за счет ошибок при обработке осциллограмм  $\Delta p_{\text{осц}}$  можно определить из выражения

$$\Delta p_{\text{осц}} = k \Delta(l_{\text{шл}}),$$

где  $k = \frac{\Delta p}{\Delta l_{\text{шл}}}$  определяется из градуировочного графика и равно  $31,7 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{мм}$ .

При отсчете ординаты по линейке с ценой деления 0,5 мм  $\Delta(l_{\text{шл}}) = 0,25 \text{ мм}$  и  $\Delta p_{\text{осц}}$  составит примерно  $8 \text{ кг/м}^2$ . Соответственно  $\delta_{\text{осц} N} = 0,4\%$  и  $\delta_{\text{осц} M} = 1,34\%$ .

Погрешности в определении расхода воздуха с помощью мерного коллектора  $\Delta p_k$  носит случайный характер и при достаточно большом числе измерений в процессе построения градуировочного графика с использованием метода наименьших квадратов доля  $\delta_k$  в общей относительной погрешности составит 0,2—0,4%.

Определение погрешности, вносимой в градуировочный график при имитации сопротивления воздухоочистителя дроссельной заслонкой, было выполнено по результатам специального исследования по нахождению коэффициента сопротивления воздухоочистителя в исследуемом диапазоне чисел оборотов двигателя, при этом доля относительной погрешности  $\delta_k$  составила всего лишь 0,3%.

Величины относительных погрешностей в определении температуры и давления атмосферного воздуха составили соответственно (при  $T_0 = 288^\circ \text{K}$ ,  $B_0 = 760 \text{ мм рт. ст.}$ ,  $\Delta T_0 = 1^\circ \text{K}$  и  $\Delta B_0 = 2 \text{ мм рт. ст.}$ ):

$$\delta_{T_0} \approx 0,17\% \text{ и } \delta_{p_0} \approx 0,13\%.$$

На основании проведенного анализа выражение (4) для определения максимальной относительной погрешности можно представить в виде

$$\delta_Q = \frac{\Delta c}{c} + \frac{\Delta p_{\partial}}{2 \Delta p} + \frac{\Delta p_{\text{осц}}}{2 \Delta p} + \frac{\Delta p_k}{2 \Delta p} + \frac{\Delta p_m}{2 \Delta p} + \frac{\Delta T_0}{2 T_0} + \frac{\Delta p_0}{2 p_0}.$$

Вычислим дисперсию относительной погрешности для режима максимальной мощности, полагая, что ее составляющие не коррелированы:

$$\delta_{Q_N} = \sqrt{\delta_c^2 + \delta_{\partial}^2 + \delta_{\text{осц}}^2 + \delta_k^2 + \delta_m^2 + \delta_{T_0}^2 + \delta_{p_0}^2} = 0,615\%.$$

С вероятностью  $P = 0,9973$  можно считать, что величина погрешности не выходит за пределы интервала  $(-3\sigma_Q, 3\sigma_Q)$  и для режима максимальной мощности составит

$$\delta_{Q_N} \leq 3 |\sigma_{Q_N}| = 3 \cdot 0,615 = 1,845 = \sim 2\%.$$

Подсчитанная величина погрешности для режима максимального крутящего момента составила

$$\delta_{Q_M} \leq 3 |\sigma_{Q_M}| = 4,4\%.$$

Таким образом, в диапазоне эксплуатационных чисел оборотов при работе двигателя изложенный способ измерения расхода воздуха обеспечил точность в пределах 2—5%.

В качестве усиливающей аппаратуры при исследованиях использовалась серийно выпускаемая четырехканальная тензостанция ТА-5, а сигнал регистрировался с помощью осциллографа К-12-22.

Особенностью применения предлагаемого способа является обязательное соблюдение стабильности коэффициента сопротивления воздухоочистителя в процессе экспериментов. Этому требованию отвечают воздушные фильтры, имеющие лишь инерционную очистку воздуха от пыли, а также касетные воздухоочистители при отсутствии запыленности окружающего воздуха. В случае запыленности при использовании касетного воздухоочистителя возникает необходимость в периодическом определении сопротивления на впуске на контрольных режимах работы двигателя, что позволит своевременно учесть систематическую погрешность за счет изменения коэффициента сопротивления воздухоочистителя.

В процессе настоящих исследований нижний предел регистрируемого расхода воздуха ограничивался  $700 \text{ кг/ч}$ , так как меньшие расходы воздуха лежат в зоне неустойчивых оборотов холостого хода двигателя, где нет необходимости определять расходы воздуха. Однако изложенный способ измерения нестационарного расхода воздуха двигателя может применяться и на двигателях меньшей размерности, а следовательно,

и с меньшими расходами воздуха, так как величина нижнего предела измеряемого расхода воздуха зависит не только от размерности двигателя, но также от геометрических размеров воздухоочистителя и его коэффициента сопротивления.

В заключение отметим, что предлагаемый способ измерения нестационарных расходов воздуха двигателем внутреннего сгорания в условиях движения автомобиля по местности служит целям экспериментального исследования неустановившихся режимов работы двигателя и не может рассматриваться как средство штатного контроля работы двигателя в автомобиле.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Акатов Е. И. и др. Работа автомобильного двигателя на неустановившемся режиме. Изд-во «Машиностроение», 1960.
2. Бодьер В. А. Авиационные приборы. Изд-во «Машиностроение», 1969.
3. Макаров А. Н., Шерман М. Я. Расчеты дроссельных устройств. Металлургиздат, 1953.
4. Катус Г. П. Методы и приборы для измерения параметров нестационарных тепловых процессов. Машгиз, 1959.

УДК 621.43.01.001.5

# Расчет характеристики активного тепловыделения по индикаторной диаграмме с использованием ЭЦВМ

Д-р техн. наук М. Д. АПАШЕВ, В. И. БЕЙЛИН, канд. техн. наук В. Д. МИХАЙЛЕНКО

Всесоюзный заочный политехнический институт

**В** СВЯЗИ с широким внедрением в практику инженерных расчетов ЭЦВМ понятен интерес, проявляемый к созданию методик обработки индикаторной диаграммы двигателя внутреннего сгорания, предусматривающих проведение расчетов на ЭЦВМ.

Приведем уравнения, по которым составлен алгоритм расчета индикаторной диаграммы с использованием универсального алгоритмического языка АЛГОЛ-60 [1].

Применение универсального алгоритмического языка позволяет выполнять расчет на любой вычислительной машине, снабженной соответствующим транслятором. АЛГОЛ-60 отличается удобством, простотой, а главное, обзорностью вычислительных программ и алгоритмов.

В качестве исходных данных для расчета используется индикаторная диаграмма, по которой составляется таблица значений угла поворота коленчатого вала и соответствующих им значений давления.

Для уменьшения ошибок при задании исходных данных применяется аппроксимация функции, представляющей собой зависимость давления от угла поворота коленчатого вала  $P=P(\varphi)$ . Аппроксимация осуществляется следующим образом. Через точки  $n-2, n-1, \dots, n+2$  методом наименьших квадратов проводится квадратичная парабола.

Для вычисления значений  $P(\varphi_n)$  в формулу параболы подставляются значения  $\varphi_n$ .

Коэффициент активного тепловыделения определяется по формуле

$$\xi(\varphi) = \frac{U|_{\varphi_n}^{\varphi} + Q_d|_{\varphi_n}^{\varphi} + L|_{\varphi_n}^{\varphi}}{Q_c}, \quad (1)$$

где  $U|_{\varphi_n}^{\varphi}$  — количество теплоты, затраченное на изменение внутренней энергии при повороте коленчатого вала от  $\varphi_n$  до  $\varphi$ ;

$Q_d|_{\varphi_n}^{\varphi}$  — количество теплоты, затраченное на диссоциацию рабочего тела при повороте коленчатого вала от  $\varphi_n$  до  $\varphi$ ;

$L|_{\varphi_n}^{\varphi}$  — работа расширения рабочего тела при повороте коленчатого вала от  $\varphi_n$  до  $\varphi$ ;

$\varphi$  — текущее значение угла поворота коленчатого вала;

$\varphi_n$  — угол поворота коленчатого вала, соответствующий началу процесса сгорания (отсчет ведется от момента подачи искры в карбюраторном двигателе или впрыска топлива в двигателе с воспламенением от сжатия);

$Q_c$  — количество теплоты, выделяющееся за цикл при полном сгорании топлива.

Количество теплоты, затраченное на изменение внутренней энергии рабочего тела, определяется по формуле

$$U|_{\varphi_n}^{\varphi} = \mu c_v(\varphi) M(\varphi) T(\varphi) - \mu c_v(\varphi_n) M(\varphi_n) T(\varphi_n), \quad (2)$$

где  $\mu c_v$  — молярная теплоемкость рабочего тела;

$M$  — число молей рабочего тела;

$T$  — средняя температура заряда.

Количество теплоты, затраченное на диссоциацию, определяется согласно работе [2] по формуле

$$Q_d = \alpha_{\text{CO}_2} M_{\text{CO}_2} q_{\text{CO}_2} + \alpha_{\text{H}_2\text{O}} M_{\text{H}_2\text{O}} q_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (3)$$

где  $\alpha_{\text{CO}_2}$  и  $\alpha_{\text{H}_2\text{O}}$  — степень диссоциации соответственно  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$ ;

$M_{\text{CO}_2}$  и  $M_{\text{H}_2\text{O}}$  — количество диссоциирующих молей соответственно  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$ ;

$q_{\text{CO}_2}$  и  $q_{\text{H}_2\text{O}}$  — количество теплоты, расходуемое на диссоциацию 1 моля  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$ .

Степень диссоциации  $\alpha$  определим из следующего уравнения:

$$K_p = \frac{p \alpha^3}{(100 - \alpha)^2 (200 + \alpha)}, \quad (4)$$

где  $K_p$  — константа химического равновесия диссоциирующего газа;

$p$  — парциальное давление диссоциирующего газа.

Константа химического равновесия определяется по табличным данным в зависимости от температуры.

Уравнение (4) решается относительно  $\alpha$  методом последовательных приближений.

Средняя температура рабочего тела определяется из уравнения состояния.

Для нахождения числа молей рабочего тела, изменяющегося в процессе сгорания, использовался закон сгорания, который определялся непосредственно из индикаторной диаграммы методом последовательных приближений.

В первом приближении примем линейную зависимость изменения числа молей от давления и будем считать, что при максимальном значении давления  $P_{\text{max}}$  состав рабочего тела соответствует составу продуктов сгорания. Тогда текущее значение числа молей выражается уравнением

$$M(\varphi) = M_a + \frac{P(\varphi) - P(\varphi_n)}{P_{\text{max}} - P(\varphi_n)} (M_{\text{пр.сг}} - M_a), \quad (5)$$

где  $M_a$  — число молей заряда в конце наполнения;

$M_{\text{пр.сг}}$  — число молей продуктов сгорания.

После вычисления по индикаторной диаграмме характеристики тепловыделения повторяем расчет. Теперь для вычисления текущего значения числа молей воспользуемся формулой

$$M(\varphi) = M_a + \frac{\xi(\varphi)}{\xi_{\text{max}}} (M_{\text{пр.сг}} - M_a), \quad (6)$$

где  $\xi(\varphi)$  — текущее значение коэффициента тепловыделения;  
 $\xi_{\max}$  — максимальное значение коэффициента тепловыделения.

В формуле (6) предполагается, что копец химического превращения рабочего тела наступит при  $\xi_{\max}$ .

Процесс последовательных приближений продолжаем до тех пор, пока для всех расчетных значений аргумента  $\varphi$  не выполнится соотношение

$$\left| \frac{\xi_n(\varphi) - \xi_{n-1}(\varphi)}{\xi_n} \right| \leq \varepsilon, \quad (7)$$

где  $\xi_n(\varphi)$  — значение  $n$ -го приближения функции тепловыделения  $\xi(\varphi)$ ;

$\xi_{n-1}(\varphi)$  — значение  $(n-1)$ -го приближения функции  $\xi(\varphi)$ ;

$\varepsilon$  — заданная точность вычислений.

Мольная теплоемкость рабочего тела определяется по формуле

$$\mu_{cv} = a + bT + cT^2, \quad (8)$$

где  $a$ ,  $b$  и  $c$  — постоянные коэффициенты.

Значения коэффициентов  $a$ ,  $b$  и  $c$  меняются в процессе сгорания от значений  $a_a$ ,  $b_a$  и  $c_a$ , характеризующих рабочую смесь в начале сгорания, до значений  $a_{пр.сг}$ ,  $b_{пр.сг}$  и  $c_{пр.сг}$ , соответствующих продуктам сгорания.

В первом приближении примем линейную зависимость изменения коэффициентов  $a$ ,  $b$  и  $c$  от температуры, причем будем считать, что при максимальном значении температуры состав рабочего тела соответствует составу продуктов сгорания.

При уточнении расчета полагаем, что коэффициенты  $a$ ,  $b$  и  $c$  изменяются от начального до конечного значения пропорционально изменению коэффициента тепловыделения.

Момент окончания выделения теплоты определяется по известной методике [3], в которой показателем окончания выделения теплоты предлагается считать минимум суммы приращения энергии, израсходованной на совершение полезной работы и изменение внутренней энергии газа.

Таким образом, требуется определить минимум функции

$$f(\varphi) = \frac{du(\varphi) + dL(\varphi)}{d\varphi}, \quad (9)$$

где  $du(\varphi)$  — бесконечно малое приращение внутренней энергии газа при значении угла поворота коленчатого вала, равном  $\varphi$ ;

$dL(\varphi)$  — бесконечно малое приращение полезной работы при значении угла поворота коленчатого вала, равном  $\varphi$ .

Выразив уравнение (9) в виде конечных разностей, окончательно получим

$$f(\varphi) = \frac{u(\varphi) - u(\varphi - \Delta\varphi)}{\Delta\varphi} + \frac{L(\varphi) - L(\varphi - \Delta\varphi)}{\Delta\varphi}, \quad (10)$$

где  $\Delta\varphi$  — элементарное приращение угла поворота коленчатого вала.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Агеев М. И. Основы алгоритмического языка. АЛГОЛ-60. ВЦ АН СССР, 1965.

2. Иноземцев Н. В. Основы химической кинетики. Машгиз, 1953.

3. Алашев М. Д. Труды лаборатории двигателей АН СССР. Вып. 5. 1958.

УДК 629.113.011.5/7:658.382 СЭВ

## Организация рабочего места водителя с учетом требований СЭВ

В. Б. ПРОЦЕНКО

Всесоюзный научно-исследовательский институт технической эстетики

**КОМИССИЯ СЭВ** по транспорту разработала технико-эксплуатационные требования к грузовому автотранспорту общего назначения, предусматриваемому для производства в странах-членах СЭВ, и к автобусам общего назначения. Эти требования наряду с повышением технико-эксплуатационных показателей предусматривают мероприятия, улучшающие условия труда водителя. Они рекомендованы к учету при разработке новых конструкций автомобилей [1, 2].

Стремление улучшить условия труда водителя находит отражение в техническом и эстетическом совершенствовании его рабочего места в соответствии с психофизиологическими особенностями строения и функционирования человеческого организма, согласно законам удобства и красоты. При этом особое внимание уделяют трем общепризнанным эргономическим аспектам при обосновании рационализации:

1) антропометрический подход предусматривает учет размеров тела человека и оптимальные зоны движения рук и ног, где расположены органы управления;

2) психофизиологический аспект в своей основе отражает особенности человека воспринимать раздражители и в ответ на них выполнять рабочие движения; на рабочем месте необходимо создавать условия, способствующие точному приему и своевременной переработке полезной информации;

3) биомеханический подход выражается в необходимости учитывать то обстоятельство, что для продолжительного поддержания однообразной рабочей позы необходимо функционирование частей тела в суставах, которые фиксируются напряжением окружающих их мышц [3].

Конструкция сиденья водителя, его удобное положение по отношению к органам управления и оптимальное пространство свободного поля зрения обеспечивают водителю удобную основную рабочую позу, при которой физическое утомление становится наименьшим, а профессиональные заболевания, такие, как пояснично-крестцовые боли, радикулит, смещение желудка и др., исключаются совсем.

Требования СЭВ обязывают выполнять сиденье водителя по форме, размеру, оформлению подушки и спинки соответ-

венно форме тела человека и обеспечивать поддержку корпуса при боковых толчках, но при этом не должна ограничиваться свобода рабочих движений. Чтобы рабочее место было удобным для водителей высокого и низкого роста, требования предусматривают применение регулируемого сиденья. Его перемещение из одного крайнего положения в другое должно быть не менее 100 мм в продольном и 80 мм в вертикальном направлениях, а для автомобилей грузоподъемностью 0,5; 1 и 1,5 т сиденье водителя (при отсутствии вертикального регулирования) должно передвигаться в продольном направлении не менее чем на 120 мм. Дополнительным удобством для водителей является возможность регулирования наклона спинки сиденья от вертикального положения назад (минимум 10°). При этом, помимо того, что сохраняются оптимальные углы сгиба в суставах рук, а соответственно рабочие движения остаются наиболее экономными, глаза водителя, обладающего удлиненным туловищем, при соответствующем наклоне спинки располагаются в зоне оптимального обзора. Сиденье водителя автобуса может быть поворачивающимся вокруг вертикальной оси до 90°. Требования СЭВ регламентируют также следующие планировочные размеры в мм:

|                                                                                                                |         |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------|
| Минимальный зазор:                                                                                             |         |
| между любыми деталями кабины и рулевым колесом . . . . .                                                       | 100     |
| между любыми деталями кабины и ручьями рычагов переключения передач и тормоза в любом положении . . . . .      | 40      |
| Расстояние:                                                                                                    |         |
| от вертикальной плоскости, проходящей через ось рулевого колеса, до осей площадок педалей тормоза и сцепления: |         |
| максимальное . . . . .                                                                                         | 150     |
| минимальное . . . . .                                                                                          | 50      |
| минимальное от оси площадки педалей сцепления до стенки кабины . . . . .                                       | 80      |
| минимальное между осями площадок педалей тормоза и дроссельной заслонки . . . . .                              | 110     |
| минимальное от рулевого колеса до задней стенки кабины . . . . .                                               | 580     |
| от рулевого колеса до спинки сиденья . . . . .                                                                 | 370—390 |
| Внутренняя ширина кабины:                                                                                      |         |
| одноместной . . . . .                                                                                          | 750     |
| двухместной . . . . .                                                                                          | 1250    |
| трехместной со спальным местом . . . . .                                                                       | 1900    |

Рукоятка рычага переключения передач должна быть расположена по отношению к поверхности сиденья впереди и не ниже 100 мм. Очень важно обеспечить удобство выхода водителя с обеих сторон автомобиля.

Несмотря на то, что в деятельности водителя автомобиля преобладает нервная нагрузка по сравнению с мускульной работой, последняя в некоторых случаях, например при работе в условиях интенсивного уличного движения, которые обуславливают повышенную частоту манипуляций, и при отсутствии усилителей органов управления становится существенным фактором повышения физической усталости водителя. Поэтому требования СЭВ ограничивают максимальные усилия в кг (не более) для приведения в действие следующих органов управления автомобиля:

|                                                                                |     |
|--------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Педали ножного тормоза . . . . .                                               | 70* |
| Педали сцепления . . . . .                                                     | 15  |
| Рулевого колеса при движении по дороге с асфальто-бетонным покрытием . . . . . | 6** |
| Рычага переключения передач . . . . .                                          | 6   |
| Рычага ручного тормоза . . . . .                                               | 40  |

Все автобусы, начиная с автобусов длиной 9,5 м, намеченные для производства, должны быть оборудованы усилителем рулевого управления. Следящее устройство любой конструкции усилителя должно быть чувствительным и быстродействующим; оно должно обеспечивать постоянное сохранение пропорциональности между силой, необходимой для поворота управляемых колес, и силой, прикладываемой водителем к рулевому колесу, не допуская потери ощущаемой связи водителя с колесами.

Удобство и быстрота включения в работу и эффективность восприятия информации обеспечиваются соответствующим единообразием размещения органов управления и контрольных приборов, а также оптимальной обзорностью и видимостью дороги, окружающего пространства и внутреннего помещения с места водителя.

В соответствии с этими положениями требования СЭВ обязывают располагать рулевое колесо с левой стороны в плоскости, перпендикулярной к плоскости симметрии автомобиля (допустимое отклонение не должно превышать 5°), и симметрично сиденью водителя, рукоятку рычага переключения передач во всех ее положениях под рулевым колесом справа от сиденья водителя, педаль управления дроссельной заслонкой карбюратора или педаль управления топливным насосом дизеля справа от педали тормоза, кнопку ножного переключателя света фар левее педали сцепления. Управление рычагами переключения раздаточной коробки, включения переднего моста, гидравлического подъемника, блокировки дифференциала осуществляется правой рукой водителя, включатель указателя поворота устанавливается слева на рулевой колонке, а включатель звукового сигнала — сверху на рулевом колесе.

Дальнейшая градация вспомогательных органов управления для зон правой и левой рук учитывает частоту пользования и важность, а также то, что правая рука является главной почти у всего контингента водителей. К группе переключателей, управляемых правой рукой, следует отнести:

центральный переключатель света, который может иметь включатель с регулировкой освещения щитка приборов; включатель (замок) зажигания и стартера; кнопку управления дроссельной заслонкой; кнопку воздушной заслонки; рукоятку управления приводом дверей; включатель внутреннего освещения салона.

Центральный переключатель света должен быть расположен крайним слева в этой группе переключателей.

К группе переключателей, управляемых левой рукой, следует отнести:

переключатель света щитка приборов, если он не объединен с центральным переключателем света; кнопку включателя стеклоочистителя; кнопку включателя стартера, если он не совмещен с замком зажигания.

Спидометр, тахометр, амперметр и другие контрольные приборы располагаются так, чтобы водитель мог наблюдать за их показаниями, не изменяя положения корпуса, и чтобы не было их отражения в ветровом стекле. Цифровые обозначения шкал должны хорошо различаться водителем с нормальной остротой зрения при естественном и искусственном освещении.

\* Для автомобилей малой грузоподъемности (0,5—1,0 т) — 50 кг.

\*\* При наличии усилителя рулевого управления в случае его отказа обеспечить возможность управления автомобилем без усилителя.

Повышенные требования предъявляются к обзорности автобусов. Водитель автобуса должен видеть верхний сигнал светофора, расположенного на высоте 5 м над поверхностью дороги, на расстоянии не далее 10 м, длина невидимой части впереди автобуса не должна превышать 3 м, а ширина необозреваемой зоны (равная 0,9 м) за левой стойкой переднего стекла измеряется на расстоянии не более 10 м [2] (не более 5 м по ГОСТу 12024-66) впереди автобуса.

Особое внимание уделяется оптимизации физических условий жизнедеятельности водителя на рабочем месте. Главными направлениями в этом вопросе следует считать: создание микроклимата, поддержание нормального химического состава воздуха в кабине, снижение шума вибраций.

При работающей вентиляции должна быть плюсовая температура в любой точке кабины водителя, а сами отопительные устройства выполняются регулируемые, чтобы водитель мог изменять температуру по желанию. При скорости автомобиля 15 км/ч система вентиляции должна обеспечивать 20-кратный воздухообмен в час.

Безвредный состав воздуха рабочей зоны водителя сохраняется благодаря сочетанию хорошей вентиляции и надежного уплотнения, препятствующего проникновению вредных веществ через соединения кузова. Требования СЭВ устанавливают следующие предельно допустимые концентрации вредных веществ в воздушной среде (мг/л) при закрытых окнах на стоянке и в движении:

|                                                                                                |        |
|------------------------------------------------------------------------------------------------|--------|
| Окиси углерода . . . . .                                                                       | 0,02   |
| Диоксида углерода . . . . .                                                                    | 0,40   |
| Акролеина . . . . .                                                                            | 0,007  |
| Паров бензина . . . . .                                                                        | 0,1    |
| Оксидов серной кислоты . . . . .                                                               | 0,001  |
| Минеральной пыли, содержащей более 7% SiO <sub>2</sub> в кристаллической модификации . . . . . | 0,0005 |

Шум в автомобиле раздражает нервную систему водителя и снижает его работоспособность. Утомляющее действие зависит от уровня громкости и частоты шума. В требованиях СЭВ нормируется допустимый уровень интенсивности шума в кабине водителя на расстоянии 1 м от пола в следующих пределах: при частоте менее 250 гц — не выше 90 дб, при частоте 250—800 гц — не выше 80 дб, при частоте более 800 гц — не выше 70 дб.

Для устранения шума, проникающего в рабочую зону водителя, осуществляют комплекс следующих мероприятий: ослабление источников (наиболее эффективный и радикальный метод, но не всегда самый простой и дешевый); звукопоглощение пористыми и волокнистыми материалами; звукоизоляция уплотнением щелей и отверстий виброизолирующими комингсами и пластмассовыми манжетами, креплением металлических деталей клеевым способом и т. д.

В настоящее время большое внимание уделяется предотвращению травмирования водителя при аварийной обстановке. Требования СЭВ предусматривают обязательное оборудование сиденья водителя ремнями безопасности или приспособлением для крепления этих ремней, применение безопасных противосолнечных козырьков, ручек, кнопок и пр.

Вместе с тем предотвращение аварий — первостепенная задача и основной принцип обеспечения безопасности движения. В этом направлении положительная роль отводится: стабилизации управляемых колес с целью придать устойчивое движение автомобилю по прямой без заметного усилия со стороны водителя и обеспечить самовозврат колес при поворотах; двойной интенсивности свечения (днем и ночью) указателей поворота и стоп-сигналов; применению дверей, открывающихся только по ходу автомобиля, и дверных замков и ручек, препятствующих непроизвольному открыванию двери; исключению из поля зрения водителя поверхностей, ослепляющих его отраженным светом; установке раздельного привода к тормозам каждой из осей; оборудованию автомобилей эффективными наружными осветительными и сигнальными приборами согласно международным рекомендациям ИСО/ТК-22 и ИСО-38.

Известную роль в улучшении условий работы водителя автомобиля, помимо эргономических факторов, направленных на совершенствование рабочей функции поста управления, играет эстетика окружающего водителя пространства, что является темой самостоятельного освещения.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Островцев А. Н. Основы проектирования автомобилей. Изд-во «Машиностроение», 1968.
2. Шупляков С. И. Автомобильный транспорт социалистических стран — членов СЭВ. Изд-во «Транспорт», 1968.
3. Косилов С. А. «Социалистический труд», 1968, № 1.

## Об оценке управляемости автомобиля

В. М. ТЕЛЕГИН

Усть-Каменогорский строительно-дорожный институт

**К** СВОЙСТВУ управляемости автомобиля необходимо подходить с точки зрения его взаимодействия с окружающей обстановкой и с движущимся потоком автотранспорта: автомобиль должен двигаться по траектории, задаваемой водителем, и изменять ее своевременно и в строгом соответствии с величиной управляющего воздействия.

Существует несколько оценок управляемости автомобиля, различающихся методикой проведения эксперимента и параметрами, используемыми в качестве оценочных. На наш взгляд, большинство оценок имеет общие особенности.

Испытания на управляемость различных автомобилей или одного, но с измененными характеристиками, проводятся как сравнительные. Получаемые оценочные показатели скорее характеризуют систему автомобиль — водитель, нежели сам автомобиль. Поэтому результаты испытаний, проведенных в различных условиях с разными водителями, могут оказаться несопоставимыми, так как они включают в себя и субъективные качества водителя.

Вместе с тем определенный интерес представляет численная оценка свойства автомобиля изменять траекторию движения в соответствии с управляющим воздействием или, напротив, его склонности к влиянию по дороге вопреки действиям водителя.

При анализе управляемости автомобиля в качестве одного из исследуемых параметров рассматриваются углы поворота управляемых колес или рулевого колеса. Очевидно, целесообразнее оперировать значениями угла поворота рулевого колеса, поскольку характеристики рулевого управления (упругость, демпфирующая способность, зазоры) оказывают влияние на управление автомобилем.

Если представить  $F(p)$  — изображение по Лапласу входной величины (т. е. изменение по времени управляющего воздействия, приложенного к рулевому колесу), а  $\Phi(p)$  — изображение по Лапласу выходной величины (т. е. соответствующее изменение параметров траектории движения автомобиля), то отношение

$$R(p) = \frac{\Phi(p)}{F(p)}$$

явится передаточной функцией системы управления, зависящей от конструктивных и эксплуатационных особенностей автомобиля в целом и рулевого управления в частности.

Функция  $\Phi(p)$  может задаваться в произвольной форме. Известны, например, способы, когда она задается изменением по времени курсового угла, угловой скорости относительно вертикальной оси, боковыми составляющими линейных ускорений. Ее удобнее задавать функцией изменения кривизны  $\rho$  траектории движения автомобиля.

В общем случае автомобиль движется по траектории, состоящей из суммы отрезков дуг постоянной и переменной кривизны, совершая колебания относительно определенной, мысленно выбранной водителем линии, причем в каждый конкретный момент времени значения кривизны являются случайными. Без учета упругих деформаций элементов конструкции автомобиля связь между углом поворота рулевого колеса  $\psi$  и кривизной траектории  $\rho$  середины заднего моста выражается зависимостью

$$\rho = \frac{1}{L} \operatorname{tg} \frac{\psi}{i},$$

где  $L$  — база автомобиля;

$i$  — передаточное число механизма рулевого управления.

В таком случае значение передаточной функции  $R(p)$  постоянно и неприемлемо для оценки свойств управляемости автомобиля.

Однако из-за эластичности шин, упругости и зазоров в сопряжениях деталей рулевого управления, колебаний подвески функциональная связь между величинами  $\psi$  и  $\rho$  уступает место корреляционной. Действительно, боковые реакции  $Y_1$  и  $Y_2$  на оси автомобиля зависят от угла и скорости поворота управляемых колес и ускорения автомобиля [1].

В общем виде можно представить, что

$$Y_1 = Y'_1 \pm Y''_1 \quad \text{и} \quad Y_2 = Y'_2 \pm Y''_2,$$

где  $Y'_1, Y'_2$  — соответственно реакции на передней и задней осях, обусловленные величиной угла поворота управляемых колес;

$Y''_1, Y''_2$  — реакции, обусловленные изменением скорости вращения управляемых колес и ускорением автомобиля.

При повороте управляемых колес на некоторый угол  $\theta$  имеем различные значения боковых реакций  $Y_1$  и  $Y_2$ , зависящие от модуля и знака составляющих  $Y'_1$  и  $Y'_2$ . Непостоянство реакции  $Y_1$  и соответствующего стабилизирующего момента на поворотных цапфах приводит к изменению упругих деформаций деталей рулевого управления. В частности, при фиксации рулевого колеса после поворота исчезают нагрузки, обусловленные скоростью вращения рулевого колеса. Это вызывает уменьшение упругих деформаций механизма рулевого управления и шин и последующий дополнительный поворот управляемых колес, т. е. после остановки рулевого колеса автомобиль движется по траектории с возрастающей кривизной. Непостоянство боковых реакций на обеих осях автомобиля приведет к изменению их углов увода и соответствующему изменению кривизны траектории движения.

Таким образом, для произвольного текущего значения угла поворота рулевого колеса  $\psi$  в зависимости от направления и скорости его вращения из-за изменения углов увода шин и упругих деформаций деталей рулевого управления кривизна траектории движения автомобиля принимает значения в пределах  $\rho \pm \Delta\rho$ .

Колебания подвески автомобиля приводят к тому, что при произвольном положении рулевого колеса кривизна траектории движения автомобиля также изменяется. На соответствие значений  $\rho$  и  $\psi$  существенно влияют износы (зазоры) в сопряжениях деталей рулевого управления и шкворнях.

Следовательно, при повороте рулевого колеса на некоторый угол действительная кривизна траектории движения автомобиля соответствует этому значению только в среднем за некоторый промежуток времени, что является признаком корреляционной связи.

На рис. 1 показана экспериментальная осциллограмма со следующими обозначениями:  $v$  — скорость движения автомобиля;  $M$  — крутящий момент на рулевом валу. Поперечные линии соответствуют отметкам времени, равным 0,1 сек.

Как видно на осциллограмме, запись процесса  $\rho = f(t)$  подобна записи  $\psi = f(t)$  только в общих чертах. В каждый конкретный момент времени величины  $\rho$  и  $\psi$  не полностью соответствуют друг другу. Так, в средней части осциллограммы

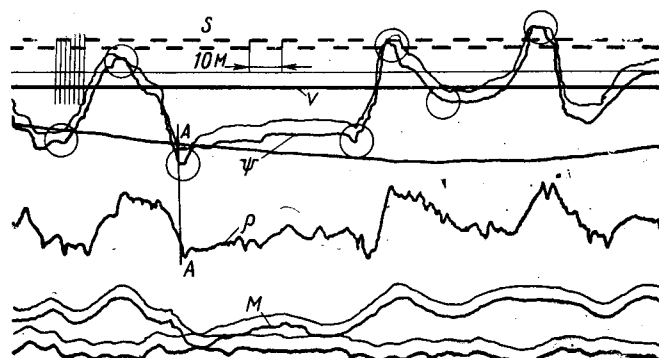


Рис. 1. Осциллограмма движения автомобиля при исследовании чувствительности к управляющим воздействиям



наблюдается колебание величины  $\rho$  при постоянном значении  $\psi$ . При изменении угла поворота рулевого колеса изменение кривизны траектории носит несколько иной характер. Во всех случаях фиксации рулевого колеса в некотором положении после вращения (на осциллограмме соответствующие участки записи взяты в круг) наблюдается дальнейшее изменение кривизны траектории движения автомобиля. Например, после линии А—А рулевое колесо некоторое время остается неподвижным, тогда как кривизна траектории движения автомобиля около 0,2 сек продолжает нарастать.

Таким образом, записи подтверждают корреляционную связь указанных процессов. Очевидно, чем выше влияние различных факторов на характер движения автомобиля и чем больше проявляется склонность автомобиля к влиянию и неподчинению воздействиям на рулевое колесо, тем меньше величина значения коэффициента корреляции процессов изменения угла поворота рулевого колеса и кривизны траектории движения автомобиля. Величина этого коэффициента, вычисленная по выражению

$$r_{\rho\psi} = \frac{\sum \delta_{\psi} \delta_{\rho}}{\sqrt{\sum \delta_{\psi}^2 \sum \delta_{\rho}^2}},$$

может быть принята за оценочный показатель чувствительности автомобиля к управляющему воздействию.

В приведенном выражении  $\delta_{\psi} \delta_{\rho}$  — разность между измеренными значениями варианта выборки распределения угла поворота рулевого колеса и кривизны траектории движения автомобиля и их среднеарифметических величин.

Л. Сиджел [2], исследуя реакцию автомобиля на управляющее воздействие, предлагает отдельно рассматривать чувствительность автомобиля к повороту рулевого колеса и к крутящему моменту на рулевом валу.

Тогда, имея непрерывные записи процессов изменения угла поворота рулевого колеса, величины крутящего момента на рулевом валу и кривизны траектории движения автомобиля, можно вычислить значения коэффициентов корреляции  $r_{\rho\psi}$  и  $r_{\rho M}$ , характеризующих чувствительность автомобиля к изменению соответствующих управляющих воздействий. При необходимости может быть вычислено значение коэффициента множественной корреляции  $r_{\rho\psi M}$ , определяющего чувствительность автомобиля к управляющим воздействиям одновременно.

Различные модели автомобилей в зависимости от их конструктивных и эксплуатационных особенностей имеют для одинаковых режимов движения различную чувствительность к изменению управляющего воздействия. С увеличением скорости движения наблюдается снижение чувствительности автомобиля к управляющим воздействиям, поскольку в этих условиях возрастают инерционные нагрузки при изменении направления движения. Одновременно с этим увеличивается запаздывание изменения направления движения автомобиля после поворота рулевого колеса. При повороте рулевого колеса на угол  $\psi$  в течение времени  $\Delta t$ , равного времени реакции автомобиля на управляющее воздействие, устанавливается равновесие между моментами упругих сил рулевого управления и шин, с одной стороны, и моментами внешних сил — с другой.

Нелинейный характер изменения боковых реакций на шины автомобиля с увеличением скорости движения влечет за собой аналогичное изменение времени реакции автомобиля на управляющее воздействие. Наибольший интерес представляет время реакции не на отдельное единичное возмущение, а среднее, выявленное в результате движения автомобиля по участку сравнительно большой протяженности.

На осциллограммах запись процесса изменения кривизны траектории движения автомобиля смещена относительно записей угла поворота рулевого колеса на некоторую величину, равную времени реакции автомобиля на эти воздействия. Очевидно, для выборки значений  $\rho$ , смещенных относительно выборки  $\psi$  и  $M$  на величину времени реакции, имеем наибольшие значения коэффициентов корреляции.

Для выявления чувствительности автомобиля к изменению управляющих воздействий и среднего времени реакции на эти воздействия использовался метод построения графиков нормированных функций взаимной корреляции [3]. Для этих целей непрерывные записи исследуемых процессов заменялись дискретными значениями параметров, взятых через 0,05 сек. В результате были получены три ряда цифр, выражающих отклонения процессов  $\rho = f(t)$ ,  $\psi = f(t)$  и  $M = f(t)$  в мм от нулевой

линии. Методы корреляционного анализа позволяют оперировать этим цифровым материалом, не прибегая к помощи тарировочных графиков. Нормированные функции взаимной корреляции процессов изменения угла поворота рулевого колеса и кривизны траектории середины заднего моста автобуса ПАЗ-652 определяли при скорости движения 20, 40, 60 и 80 км/ч (рис. 2).

Для построения графиков в качестве коррелируемых вариант рассматривались значения  $\psi_1$  и  $\rho_1$ ,  $\psi_2$  и  $\rho_2$ , ...,  $\psi_i$  и  $\rho_i$ , затем  $\psi_1$  и  $\rho_2$ ,  $\psi_2$  и  $\rho_3$ , ...,  $\psi_{i-1}$  и  $\rho_i$ , далее  $\psi_1$  и  $\rho_3$ ,  $\psi_2$  и  $\rho_4$ , ...,  $\psi_{i-2}$  и  $\rho_i$  и т. д. до выявления положения максимума графика функции взаимной корреляции исследуемых процессов. Максимум значения функции указывает на степень чувствительности автомобиля к повороту рулевого колеса и на среднее значение времени реакции автомобиля на это воздействие на каждом из режимов движения автомобиля.

Испытания проводились на участке дороги с гудронированным покрытием. Продолжительность заезда определялась необходимостью получения достаточно достоверных значений коэффициентов корреляции и обычно составляла 15—20 сек.

Угол поворота рулевого колеса измеряли потенциометрическим проволоочным датчиком, который устанавливали на картере рулевого механизма. Ползунок потенциометра перемещался при помощи стержня, пропущенного через отверстие в рулевом валу и закрепленного на выходе из него. Крутящий момент измеряли с помощью тензодатчиков, наклеенных на рулевой вал, а радиус кривизны траектории движения автомобиля — с помощью устройства, представляющего собой комбинацию гироскопического датчика угловой скорости поворота автомобиля вокруг вертикальной оси, тахогенератора и транзисторного счетно-решающего устройства, выдающего

сигнал в соответствии с равенством  $\rho = \frac{\omega}{v}$  ( $\omega$  — угловая скорость поворота автомобиля вокруг вертикальной оси).

Электрические сигналы записывались на ленте осциллографа Н-700. Для выявления степени чувствительности принятого оценочного показателя к изменению условий эксперимента детали рулевого управления искусственно разрегулировались. С каждой регулировкой проводились заезды с двумя водителями, у которых классность, стаж работы и степень знакомства с испытываемым автомобилем были различны: первый водитель — 1-го класса, стаж 15 лет, постоянно работал на испытываемом автомобиле; второй водитель — любитель, стаж 8 лет, управляет автомобилем эпизодически.

Величины коэффициентов корреляции, вычисленные по экспериментальным записям для двух водителей, оценивались на предмет существенности расхождений. Оценка расхождений значений коэффициентов корреляции по критерию Романовского показала, что различия между ними не существенны. В то же время с увеличением зазоров в сопряжениях деталей рулевого управления получены различные значения тесноты связи коррелируемых процессов и времени реакции автомобиля на поворот рулевого колеса.

На рис. 3 показано изменение максимума тесноты связи процессов изменения угла поворота рулевого колеса и кривизны траектории в функции от скорости движения автомобиля без свободного хода ( $\psi_0 = 0$ ) рулевого управления и ее свободным ходом ( $\psi_0 = 5^\circ$ ).

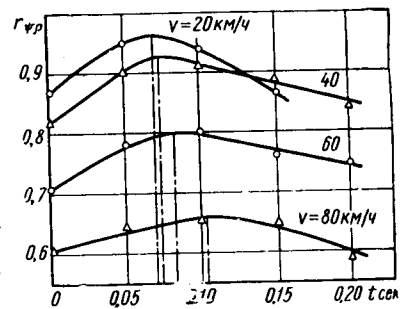


Рис. 2. Нормированные функции взаимной корреляции процессов изменения угла поворота рулевого колеса и кривизны траектории движения автомобиля

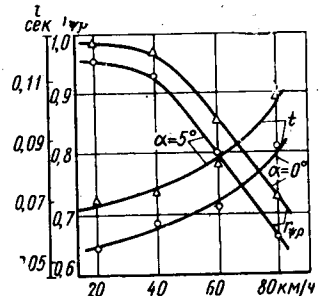


Рис. 3. Изменение чувствительности и времени реакции автомобиля на управляющее воздействие при увеличении скорости движения и зазора в сопряжениях деталей рулевого управления

Как видно из графиков, принятый показатель позволяет численно оценить степень контролируемости водителем траектории движения автомобиля при увеличении скорости движения и изменения конструктивных и эксплуатационных характеристик. Смещение по времени максимума нормированной функции позволяет выявить среднее время реакции автомобиля на управляющее воздействие.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Иларнонов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля. Машгиз, 1966.
2. Управляемость и устойчивость автомобиля. Машгиз, 1963.
3. Пугачев В. С. Теория случайных функций, ее применение к задачам автоматического управления. Физматгиз, 1962.

УДК 629.113.62—567.2.001.5

## Исследование влияния температуры окружающей среды на работу гидравлического телескопического амортизатора подвески автомобиля

А. А. ДЫЧКО, А. Д. ЛАЙКОВ, В. В. ГНЕТНЕВ, В. А. САФОНОВ, В. С. СОЛОВЬЕВ

Омский институт инженеров железнодорожного транспорта

**В** НАСТОЯЩЕЕ время влияние отрицательных и положительных температур на динамическую характеристику гидравлического амортизатора подвесок автомобилей изучено недостаточно, поэтому нельзя правильно оценить существующие типы амортизаторов и наметить пути в создании более совершенных.

В связи с этим проведены лабораторные исследования работы гидравлических телескопических амортизаторов подвески автомобилей «Волга» и ГАЗ-53 в интервале температур от  $-40$  до  $80^\circ$ .

Влияние низких температур на характеристику гидравлических телескопических амортизаторов устанавливалось испытанием их на эксцентриковом стенде, оборудованном холодильной камерой.

Два амортизатора верхними головками прикрепляются к штоку, проходящему через крышу холодильной камеры и имеющему возвратно-поступательное движение, а нижние головки амортизаторов соединяются с жесткой рамой, которая через дно холодильной камеры прикреплена к раме стенда. В холодильной камере находятся только два амортизатора и жесткая рама. Установка одновременно двух амортизаторов позволяет испытывать их под различными углами наклона. Холодильная установка заряжается фреоном-22 и дает возможность получить температуру в камере до  $-45^\circ$ . Температура в камере измерялась термометром.

При исследовании положительных температур в камеру помещали электронагреватель, позволяющий получить нагрев амортизатора до  $80^\circ$ .

Параметры стенда выбраны с таким расчетом, чтобы получить достаточно широкий диапазон изменения скорости перемещения поршня амортизатора:

- а) число колебаний в минуту — 35, 73, 133, 224;
- б) максимальный ход в мм — 30, 80, 120, 142.

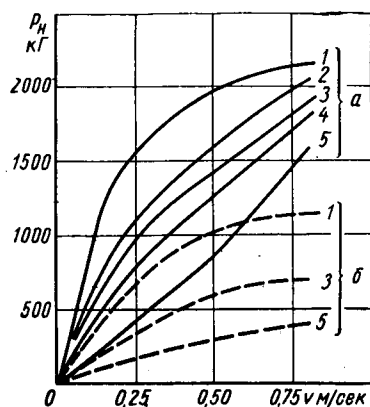


Рис. 1. Скоростная характеристика амортизатора задней подвески автомобиля «Волга»:

а — ход отдачи; б — ход сжатия;  
1 —  $t = -40^\circ$ ; 2 —  $t = -20^\circ$ ; 3 —  
 $t = -18^\circ$ ; 4 —  $t = -40^\circ$ ; 5 —  $t = 80^\circ$

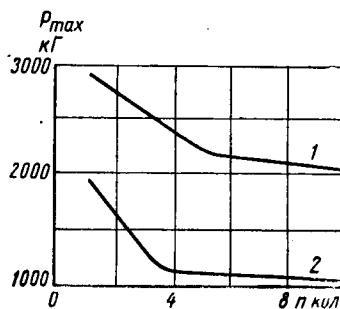


Рис. 2. Зависимость усилий, развиваемых амортизатором задней подвески автомобиля «Волга», от числа колебаний при  $t = -40^\circ$ :

1 — ход отдачи; 2 — ход сжатия

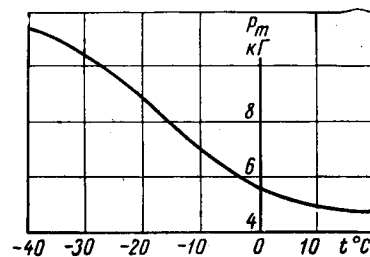


Рис. 3. Зависимость силы трения в салниковом уплотнении амортизатора задней подвески автомобиля «Волга» от температуры

Усилия, развиваемые амортизатором, определялись из рабочих диаграмм, записанных с помощью торсионного регистрирующего устройства<sup>1</sup>.

При исследованиях устанавливалась зависимость максимальных усилий, развиваемых амортизатором, от температуры и скорости перемещения поршня амортизатора, влияния угла наклона амортизатора и способа его установки (на резиновых или металлических втулках).

Испытания амортизаторов проводились при температуре от  $18$  до  $-40^\circ$  с интервалом  $10^\circ$ , от  $18$  до  $80^\circ$  через  $20^\circ$ .

Рабочие диаграммы записывались при пониженных и повышенных температурах в камере. Максимальный ход поршня амортизатора при вертикальном расположении равен  $0,12$  м с изменением скорости от  $0$  до  $0,84$  м/сек, а наклонно установленного соответственно  $0,1$  м и скорости  $0-0,7$  м/сек.

Испытывались гидравлические амортизаторы, заполненные веретенным маслом марки АУ. Скоростная характеристика строилась по испытаниям десяти амортизаторов.

Запись рабочих диаграмм проводилась в течение десяти колебаний, так как усилия амортизатора затем стабилизируются.

Исследования амортизаторов подвесок автомобилей «Волга» и ГАЗ-53 позволили установить, что максимальные усилия изменяются незначительно ( $10-25\%$ ) в интервале температур  $20-40^\circ$ . Относительное повышение максимальных усилий уменьшается с увеличением скорости, особенно при температуре окружающей среды  $-40$  и  $80^\circ$ .

Так, при ходе отдачи характеристика амортизаторов в интервале скоростей  $0-0,3$  м/сек изменяется в  $2-3$  раза, а при скорости  $0,6-0,8$  м/сек — на  $20-40\%$ , при ходе сжатия максимальные усилия изменяются в  $1,5-2,0$  раза во всем интервале скоростей  $0-0,8$  м/сек. Результаты исследования амортизатора задней подвески автомобиля «Волга» при положительных и отрицательных температурах приведены на рис. 1.

Амортизаторы задней подвески автомобиля «Волга» испытывались при вертикальном расположении и под углом  $43^\circ$ .

<sup>1</sup> Скнидер И. В. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1956, № 8.



В результате испытаний установлено, что характер влияния низких и положительных температур на работу амортизаторов не зависит от угла наклона его.

Испытания амортизаторов, установленных на резиновых и металлических втулках, показали, что резиновые втулки снижают скоростную характеристику амортизаторов на 10—15% по сравнению с металлическими в интервале температур от —20 до —40°. С дальнейшим понижением температуры эти изменения отсутствуют, так как резина начинает терять эластичность.

Усилия, развиваемые гидравлическими амортизаторами при температуре в камере —40°, в начальный момент значительно больше и уменьшаются в зависимости от числа колебаний до определенной величины.

Из зависимости изменения максимальных усилий амортизатора задней подвески автомобиля «Волга» при скорости перемещения штока 0,25 м/сек от числа колебаний (рис. 2) видно, что на ходе отдачи (кривая 1) максимальные усилия резко падают в течение первых пяти-шести колебаний, а на ходе сжатия (кривая 2) — в первые три колебания, и медленно — в течение четырех-пяти последующих колебаний.

Испытания амортизаторов передней подвески автомобиля

«Волга» при скорости перемещения штока 0,84 м/сек и температуре —40° показали, что возможны случаи работы амортизатора как жесткого стержня, если начало работы стержня соответствовало ходу отдачи.

При низкой температуре —40° наблюдается утечка масла из амортизатора через сальниковое уплотнение, что говорит о ненадежной его работе при отрицательных температурах.

Проведенные исследования работы трущейся пары сальник—шток амортизатора при температуре —40° показали (рис. 3), что силы трения увеличиваются в 2 раза и более.

Сила трения измерялась с помощью тензометрического датчика при движении штока относительно сальника.

В результате проведенных исследований установлено:

1) в интервале температур от —20 до —40° изменение скоростной характеристики составляет 10—25% от нормальной (+18°);

2) при температуре —40 и 80° изменения усилий, развиваемых амортизатором, зависят от скорости перемещения штока; с увеличением скорости от 0 до 0,35 м/сек усилия изменяются в 2—3 раза, а от 0,35 до 0,8 м/сек — на 20—40%.

3) при низких температурах наблюдается утечка масла из амортизатора через сальник.

УДК 629.114.4:629.113—578/—587.001.5

## Крутильные колебания в трансмиссии грузовых автомобилей Горьковского автозавода

Канд. техн. наук И. Н. УСПЕНСКИЙ, Б. В. САВИНОВ

Горьковский политехнический институт

**КРУТЯЩИЙ** момент, действующий в трансмиссии при любом режиме ее работы, в общем случае может быть представлен в виде суммы среднего значения и амплитуды (или амплитуд) момента. Величина среднего момента легко поддается определению, изменяется в требуемом направлении варьированием конструктивных параметров автомобиля. Величина амплитуды момента определяется значительно сложнее расчетным путем и очень трудно поддается воздействию изменения конструктивных параметров. Правильным выбором амплитудно-частотной характеристики при конструировании трансмиссии можно существенно повысить прочность и долговечность, а также снизить шумность работы отдельных узлов.

При анализе крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля большое значение имеет выбор расчетных методов и схем, которые используются при теоретическом исследовании собственных и вынужденных колебаний системы.

Ниже приведены результаты экспериментального исследования трансмиссии грузовых автомобилей Горьковского автозавода и проанализировано влияние некоторых факторов на точность расчетных методов. При экспериментальном исследовании с помощью тензодатчиков и бесконтактных индукционных токосъемников были одновременно измерены крутящие моменты в трех точках трансмиссии: на первичном валу коробки передач, на карданном валу и на полуосях.

Схема образования эквивалентной динамической системы на примере трансмиссии автомобиля ГАЗ-53 показана на рис. 1. Минимальное количество масс эквивалентной системы должно быть для указанного автомобиля не менее пяти, так как по данным экспериментальных исследований в диапазоне эксплуатационных скоростей наблюдаются четыре формы крутильных колебаний. В результате совпадения частот главной гармонки двигателя и собственной частоты четырехузловой формы в трансмиссии автомобиля ГАЗ-53 возникает при скорости движения 58—60 км/ч резонансный режим, который хорошо фиксируется и на карданном валу, и на первичном валу коробки передач. Максимальное количество масс эквивалентной системы принято равным десяти, так как дальнейшее дробление масс для данной трансмиссии уже не может дать заметного повышения точности расчета.

Значения жесткостей валов и моментов инерции основных масс трансмиссии грузовых автомобилей Горьковского автозавода, определенные экспериментально, приведены в табл. 1 и 2.

Используя известные способы приведения, массы и жесткости трансмиссии были отнесены к коленчатому валу двигателя.

Собственные частоты колебаний десятичной системы были определены методом остатка. Для определения собственных частот пятимассовой системы было использовано частотное уравнение в виде

$$x^4 - Ax^3 + Bx^2 - Dx + E = 0, \quad (1)$$

где  $x = P^2 \cdot 10^{-5}$ ;

$P$  — собственные частоты колебаний системы.

Значения коэффициентов  $A$ ,  $B$ ,  $D$  и  $E$  приведены в работе [1].

Уравнение (1) может быть решено точно. В данном случае его корни могут быть получены известными способами из решения двух квадратных уравнений [1]:

$$x^2 - Ax + B = 0, \quad (2)$$

$$Bx^2 - Dx + E = 0. \quad (3)$$

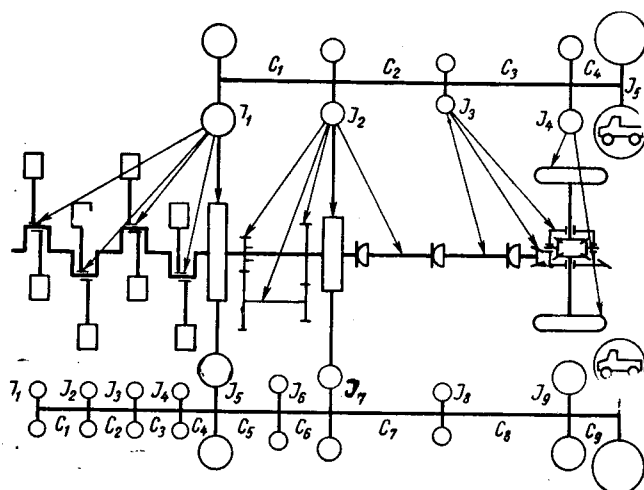


Рис. 1. Эквивалентная расчетная схема трансмиссии

Таблица 1

| Узлы                                                             | Жесткость $C$ в $\text{кг/м.рад}$ |          |           |
|------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|----------|-----------|
|                                                                  | ГАЗ-51                            | ГАЗ-53А  | ГАЗ-66    |
| Гаситель крутильных колебаний ведомого диска сцепления . . . . . | —                                 | 516      | 516       |
| Коробка передач:                                                 |                                   |          |           |
| первая передача . . . . .                                        | 240                               | 376,5    | 376,5     |
| вторая передача . . . . .                                        | 1130                              | 659      | 659       |
| третья передача . . . . .                                        | 1230                              | 807,5    | 807,5     |
| четвертая передача . . . . .                                     | 2260                              | 1685     | 1685      |
| Карданная передача . . . . .                                     | 2200                              | 1800     | 6030*     |
| Раздаточная коробка:                                             |                                   |          |           |
| прямая передача с приводом:                                      |                                   |          |           |
| на задний мост . . . . .                                         | —                                 | —        | 7820      |
| на передний мост . . . . .                                       | —                                 | —        | 6350      |
| понижающая передача с приводом:                                  |                                   |          |           |
| на задний мост . . . . .                                         | —                                 | —        | 3100      |
| на передний мост . . . . .                                       | —                                 | —        | 2810      |
| Карданный вал от раздаточной коробки:                            |                                   |          |           |
| к заднему мосту . . . . .                                        | —                                 | —        | 4030      |
| к переднему мосту . . . . .                                      | —                                 | —        | 4140      |
| Задний мост . . . . .                                            | 110                               | 131      | 110       |
| Передний мост . . . . .                                          | —                                 | —        | 132       |
| Шина . . . . .                                                   | 11000**                           | 12150*** | 24050**** |

\* Жесткость карданного вала между коробкой передач и раздаточной коробкой.  
 \*\* Вертикальная нагрузка 1000 кг,  $P_{ш} = 2,8 \text{ кг/см}^2$ .  
 \*\*\* Вертикальная нагрузка 1400 кг,  $P_{ш} = 4,3 \text{ кг/см}^2$ .  
 \*\*\*\* Вертикальная нагрузка 1600 кг,  $P_{ш} = 3 \text{ кг/см}^2$ .

Таблица 2

| Детали                                             | $J$ в $\text{кг.см.сек}^2$ |         |        |
|----------------------------------------------------|----------------------------|---------|--------|
|                                                    | ГАЗ-51                     | ГАЗ-53А | ГАЗ-66 |
| Коленчатый вал . . . . .                           | 1,04                       | 0,86    | 0,86   |
| Сцепление с маховиком в сборе . . . . .            | 3,7                        | 4,37    | 4,37   |
| Ведомый диск сцепления . . . . .                   | 0,14                       | 0,209   | 0,209  |
| Первичный вал коробки передач . . . . .            | 0,0049                     | 0,0055  | 0,0055 |
| Синхронизатор в сборе . . . . .                    | —                          | 0,017   | 0,017  |
| Зубчатые колеса передачи:                          |                            |         |        |
| третьей . . . . .                                  | 0,011                      | 0,01    | 0,01   |
| второй . . . . .                                   | 0,0766                     | 0,032   | 0,032  |
| первой . . . . .                                   | —                          | 0,113   | 0,113  |
| Блок промежуточных зубчатых колес . . . . .        | 0,14                       | 0,182   | 0,182  |
| Вторичный вал коробки передач . . . . .            | 0,003                      | 0,005   | 0,005  |
| Фланец вторичного вала . . . . .                   | 0,028                      | 0,028   | 0,028  |
| Барабан ручного тормоза . . . . .                  | 0,875                      | 0,875   | 0,875  |
| Карданный вал в сборе . . . . .                    | 0,2575                     | 0,356   | 0,108  |
| Карданные валы:                                    |                            |         |        |
| передний . . . . .                                 | —                          | —       | 0,132  |
| задний . . . . .                                   | —                          | —       | 0,132  |
| Ведущее зубчатое колесо главной передачи . . . . . | 0,013                      | 0,015   | 0,015  |
| Дифференциал с коронным зубчатым колесом . . . . . | 3,19                       | 3,55    | 3,55   |
| Полуось . . . . .                                  | 0,14                       | 0,15    | 0,16   |
| Тормозной барабан . . . . .                        | 7,1                        | 7,51    | 7,5    |
| Колесо в сборе . . . . .                           | 70                         | 83,5    | 149    |

Как показали специальные исследования, при определении собственных частот колебаний трансмиссии грузового автомобиля в большинстве случаев можно ограничиться значениями, полученными при решении уравнений (2) и (3).

В табл. 3 приведены частоты собственных колебаний трансмиссии автомобиля ГАЗ-53А при включенной четвертой передаче, полученные расчетным путем различными методами и определенные экспериментально.

Частоты собственных крутильных колебаний, приведенные в табл. 3, определены как для стандартной трансмиссии автомобиля ГАЗ-53А, так и для трансмиссии, в которой был установлен ведомый диск сцепления без гасителя крутильных колебаний.

В табл. 4 приведены значения собственных частот колебаний стандартной трансмиссии автомобиля ГАЗ-53А при включении промежуточных передач. В числителе указаны значения собственных частот, полученные путем точного решения уравнения (1), в знаменателе — значения собственных частот, найденные экспериментальным путем.

Некоторое уточнение величин частот собственных колебаний трансмиссии, особенно одноузловой формы, может быть полу-

Таблица 3

| Метод определения частоты                                        | Тип трансмиссии                                                                      | Частота колебаний в $\text{рад/сек}$ |            |            |            |
|------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------|------------|------------|------------|
|                                                                  |                                                                                      | $P_1$                                | $P_2$      | $P_3$      | $P_4$      |
| Расчетом для пяти-массовой системы из уравнений (2) и (3)        | Стандартная . . . . .<br>С ведомым диском сцепления без гасителя колебаний . . . . . | 37,8<br>44,6                         | 94<br>115  | 236<br>410 | 925<br>942 |
| Расчетом для пяти-массовой системы точным решением уравнения (1) | Стандартная . . . . .<br>С ведомым диском сцепления без гасителя колебаний . . . . . | 37,5<br>40,1                         | 109<br>—   | 204<br>481 | 925<br>—   |
| Расчетом для десяти-массовой системы (методом остатка)           | Стандартная . . . . .<br>С ведомым диском сцепления без гасителя колебаний . . . . . | 37,4<br>39,9                         | 109,8<br>— | 212<br>475 | 928<br>—   |
| Экспериментальным путем                                          | Стандартная . . . . .<br>С ведомым диском сцепления без гасителя колебаний . . . . . | 31<br>37                             | —<br>—     | —<br>520   | 956<br>—   |

чено при учете влияния жесткости реактивных звеньев трансмиссии. При анализе трансмиссии автомобиля ГАЗ-53 необходимо прежде всего учесть эластичность крепления кожуха ведущего моста к раме автомобиля.

Таблица 4

| Включенная передача | Частота собственных крутильных колебаний в $\text{рад/сек}$ |       |         |          |
|---------------------|-------------------------------------------------------------|-------|---------|----------|
|                     | $P_1$                                                       | $P_2$ | $P_3$   | $P_4$    |
| Первая . . . . .    | 9,2/7,2                                                     | 111   | 640/680 | 970/1200 |
| Вторая . . . . .    | 15,5/12,7                                                   | 110   | 425/595 | 940      |
| Третья . . . . .    | 25/21,5                                                     | 110   | 273     | 927      |

Если представить трансмиссию автомобиля в виде трехмассовой системы с реактивным звеном (рис. 2), то собственные частоты крутильных колебаний такой системы могут быть определены из уравнения

$$P^4 - \left[ \frac{C_x}{J_1} + \frac{C_x}{J_2} + \frac{C_x + C_y}{J_3} \right] P^2 + \frac{C_x C_y (J_1 + J_2)}{J_1 J_2 J_3} = 0, \quad (4)$$

где  $C_x$  — приведенная жесткость трансмиссии;  
 $C_y$  — приведенная крутильная жесткость подвесок ведущего моста;  
 $J_1, J_2, J_3$  — приведенные моменты инерции соответственно вращающихся частей двигателя, массы автомобиля и балки ведущего моста.

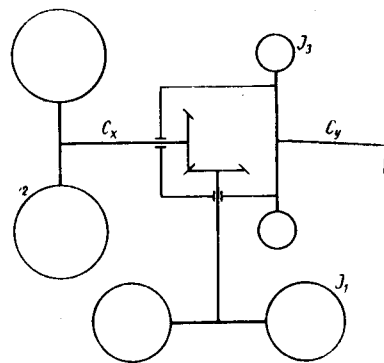


Рис. 2. Схема трансмиссии с реактивным звеном

Для трансмиссии автомобиля ГАЗ-53А подсчитанные по уравнению (4) частоты собственных крутильных колебаний одноузловой формы приведены в табл. 5.

Таблица 5

| Передача            | Частоты собственных колебаний трансмиссии в рад/сек |                                             |                                         |                                       |
|---------------------|-----------------------------------------------------|---------------------------------------------|-----------------------------------------|---------------------------------------|
|                     | с маховиком                                         | без маховика, не учитывая реактивного звена | без маховика с учетом реактивного звена | экспериментальные данные без маховика |
| Первая . . . . .    | 8,07                                                | 31,7                                        | 30,1                                    | 29,3                                  |
| Вторая . . . . .    | 14,03                                               | 56,6                                        | 50,65                                   | 50,5                                  |
| Третья . . . . .    | 22,6                                                | —                                           | —                                       | —                                     |
| Четвертая . . . . . | 33,7                                                | —                                           | —                                       | —                                     |

В табл. 5 в графах «без маховика» приведены данные для случая, когда сцепление выключено, т. е. маховик отсоединен от трансмиссии, в графе «без маховика, не учитывая реактивного звена» приведены частоты, подсчитанные по уравнению (1).

Как показывают приведенные расчетные и экспериментальные данные, при анализе крутильных колебаний трансмиссию грузового автомобиля достаточно представить пятимассовой эквивалентной схемой. Применение десятимассовой эквивалентной схемы, или схемы с большим количеством масс, не дает заметного повышения точности расчета, но значительно повышает его трудоемкость. Аналогичный вывод при анализе крутильных колебаний в трансмиссии легкового автомобиля был сделан Е. С. Веселым [2].

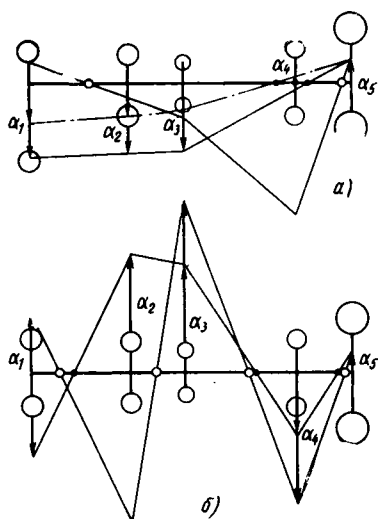


Рис. 3. Формы собственных колебаний в трансмиссии автомобиля ГАЗ-53А

а — одноузловая и двухузловая;  
б — трехузловая и четырехузловая

Соотношения амплитуд колебаний масс системы, определенные расчетом, приведены в табл. 6. Для некоторых режимов

Таблица 6

| Форма колебаний | Включенная передача | Экспериментальное значение $\alpha_1$ в рад | Отношение амплитуд колебаний |                             |                             |                             |
|-----------------|---------------------|---------------------------------------------|------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
|                 |                     |                                             | $\frac{\alpha_2}{\alpha_1}$  | $\frac{\alpha_3}{\alpha_1}$ | $\frac{\alpha_4}{\alpha_1}$ | $\frac{\alpha_5}{\alpha_1}$ |
| Одноузловая     | Первая . . .        | 3                                           | 0,975                        | 0,885                       | -0,403                      | -0,605                      |
|                 | Вторая . . .        | 1,3                                         | 0,955                        | 0,895                       | 0,0008                      | -0,152                      |
|                 | Третья . . .        | 0,5                                         | 0,883                        | 0,846                       | 0,0378                      | -0,0235                     |
|                 | Четвертая . .       | 0,3                                         | 0,815                        | 0,78                        | 0,1115                      | -0,022                      |
| Двухузловая     | Первая . . .        | —                                           | -1,9                         | -16,2                       | -207,0                      | 4,24                        |
|                 | Вторая . . .        | —                                           | -1,2                         | -6,0                        | -41,6                       | 0,835                       |
|                 | Третья . . .        | —                                           | -0,96                        | -1,9                        | -14,0                       | 0,27                        |
|                 | Четвертая . .       | —                                           | -0,7                         | -1,1                        | -5,28                       | 0,11                        |
| Трехузловая     | Первая . . .        | 0,00012                                     | -85,5                        | -190,0                      | 0,113                       | -0,00045                    |
|                 | Вторая . . .        | 0,00025                                     | -30,3                        | -37,4                       | 0,392                       | -0,00053                    |
|                 | Третья . . .        | 0,0015                                      | -11,0                        | -11,4                       | 0,32                        | -0,00104                    |
|                 | Четвертая . .       | 0,0027                                      | -4,26                        | -4,2                        | 0,246                       | -0,00148                    |
| Четырехузловая  | Первая . . .        | $5,5 \cdot 10^{-5}$                         | -219,9                       | 640,0                       | -0,167                      | 0,000316                    |
|                 | Вторая . . .        | —                                           | -145,0                       | 582,0                       | -0,157                      | 0,000312                    |
|                 | Третья . . .        | —                                           | -120,0                       | 540,0                       | -1,16                       | 0,000317                    |
|                 | Четвертая . .       | $8 \cdot 10^{-5}$                           | -79,0                        | 368,0                       | -0,755                      | 0,000211                    |

даны определенные экспериментально значения амплитуд колебаний первой массы (с моментом инерции  $J_1$ ), наиболее часто встречающиеся при крутильных колебаниях трансмиссии автомобиля ГАЗ-53А. Режимы, для которых эти амплитуды не указаны, не были зафиксированы при экспериментальных исследованиях.

Формы собственных крутильных колебаний трансмиссии определяют многие ее свойства. Знание их необходимо, чтобы определить соотношение амплитуд крутящих моментов на отдельных валах трансмиссии и изменить параметры трансмиссии с целью получения требуемой амплитудно-частотной характеристики [5].

Вынужденные крутильные колебания, возбуждаемые двигателем, агрегатами трансмиссии, неровностями дорожного полотна и колебаниями подвески, имеют широкий диапазон частот. Однако, как показали экспериментальные исследования, преобладающие колебания лежат в определенных, узких диапазонах частот. Низкочастотные колебания в большинстве случаев имеют частоты, близкие к собственным частотам трансмиссии одноузловой формы. Экспериментально определенные частоты этих колебаний для автомобиля ГАЗ-53А приведены в табл. 7.

Колебания трехузловой формы обычно возбуждаются главной гармоникой двигателя, круговая частота которой при четырехтактном рабочем процессе определяется выражением

$$P = 0,5i\omega,$$

где  $i$  — число цилиндров двигателя;

$\omega$  — угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя.

Если принять, что наиболее часто встречающиеся в эксплуатации числа оборотов двигателя в минуту лежат в пределах 1000—2500, то наиболее вероятная частота колебаний трехузловой формы составляет у автомобиля ГАЗ-51 315—785 рад/сек, у автомобилей ГАЗ-53А и ГАЗ-66 и 420—1050 рад/сек.

Колебания четырехузловой формы возникают главным образом вследствие неравномерной работы зубчатых передач.

Таблица 7

| Включенная передача | Частота в рад/сек       |            |
|---------------------|-------------------------|------------|
|                     | при включении сцепления | в движении |
| Первая . . .        | 20—30                   | 6,5—7,5    |
| Вторая . . .        | 25—38                   | 11—15      |
| Третья . . .        | —                       | 19—22      |
| Четвертая . .       | —                       | 25—31      |

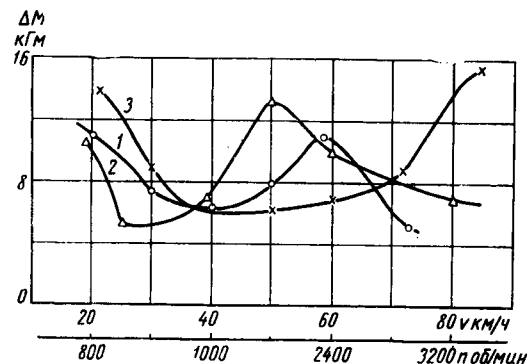


Рис. 4. Зависимость размаха момента на первичном валу коробки передач от скорости движения на четвертой передаче:

1 — ГАЗ-53А; 2 — ГАЗ-66 (передний мост выключен); 3 — ГАЗ-66 (передний мост включен)

У автомобиля ГАЗ-51, имеющего зубчатые колеса с прямыми зубьями в коробке передач, частота этих колебаний в большинстве случаев может быть определена из выражения

$$P = z_1\omega,$$

где  $z_1$  — число зубьев зубчатого колеса первичного вала коробки передач.

У автомобилей ГАЗ-53А и ГАЗ-66, имеющих зубчатое колесо с косыми зубьями на первичном валу коробки передач, экспериментально не установлена четкая зависимость частоты этих колебаний от числа оборотов двигателя.

Зависимость размахов крутящего момента, измеренного на первичном валу коробки передач автомобилей ГАЗ-53А и ГАЗ-66, от скорости движения и числа оборотов двигателя (шкалы согласованы для четвертой передачи) показана на рис. 4. Аналогичные характеристики для автомобиля ГАЗ-51 приведены в работе [6].

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Успенский И. Н., Вайсман М. И. Труды Горьковского сельскохозяйственного института. Т. XXII. Вып. 2, 1968.

2. Веселый Е. С. «Автомобильная промышленность», 1965, № 12.

3. Симак Ф. Ф. «Известия вузов. Машиностроение», 1963, № 3.

4. Куприянов А. А. «Известия вузов. Машиностроение», 1966, № 11.

5. Терских В. П. Расчет крутильных колебаний силовых установок. Машгиз, 1954—1955.

6. Стефанович Ю. Г., Москалев В. Н., Лунев И. С. «Автомобильная промышленность», 1960, № 10.

УДК 629.114.3:625.7.033.4.001.5

## О влиянии неровностей дорог на продольное взаимодействие звеньев автопоезда

Канд. техн. наук А. В. ЖУКОВ

Белорусский политехнический институт

ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ продольные перемещения звеньев прицепного автопоезда носят ярко выраженный колебательный характер [1] из-за наличия в сцепке упругих элементов. Горизонтальные продольные колебания происходят под действием изменяющихся тяговых или тормозных сил при неустановившихся режимах движения. При установившемся движении возникают вынужденные колебания звеньев автопоезда.

Основной причиной, вызывающей эти колебания, является непрерывное изменение силы сопротивления движению автопоезда. Силы сопротивления изменяются потому, что угловые и вертикальные колебания поддресоренных и неподдресоренных масс тягача и прицепных звеньев вызывают изменение суммарной динамической силы взаимодействия колес с поверхностью дороги.

Схема горизонтальных продольных колебаний, а также колебаний поддресоренных масс в продольной плоскости при движении автомобиля с двухосным прицепом по неровной дороге показана на рис. 1.

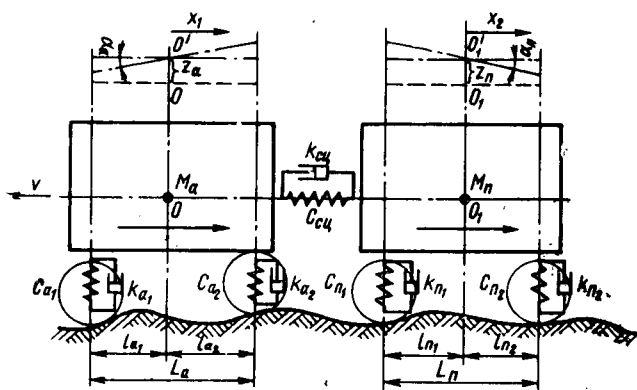


Рис. 1. Схема колебаний автопоезда

Считая характеристику упругого элемента сцепного устройства линейной и пренебрегая зазором в сцепке, общезвестными приемами получаем дифференциальные уравнения продольных горизонтальных колебаний автопоезда.

$$\begin{aligned} M_a \ddot{x}_1 + k_{cu} \dot{x}_1 + C_{cu} x_1 - k_{cu} \dot{x}_2 - C_{cu} x_2 &= P_{fa}; \\ M_n \ddot{x}_2 + k_{cu} \dot{x}_2 + C_{cu} x_2 - k_{cu} \dot{x}_1 - C_{cu} x_1 &= P_{fn}. \end{aligned} \quad (1)$$

Уравнения (1) преобразуются в одно следующее дифференциальное уравнение:

$$\ddot{x} + 2a \dot{x} + b^2 x = P_f, \quad (2)$$

где

$$2a = \frac{k_{cu}(M_a + M_n)}{M_a M_n} \text{ — коэффициент затухания;}$$

$$b = \sqrt{\frac{C_{cu}}{C_{cu}} \frac{M_a + M_n}{M_a M_n}} \text{ — круговая частота собственных колебаний системы;}$$

$k_{cu}$  — коэффициент сопротивления сцепки;  
 $C_{cu}$  — жесткость упругого элемента сцепки;

$M_a$  и  $M_n$  — массы тягача и прицепа;

$x = x_2 - x_1$  — деформация упругого элемента сцепки;

$$P_f = \frac{P_{fn}}{M_n} - \frac{P_{fa}}{M_a} \text{ — сила сопротивления движению автопоезда.}$$

Движение автопоезда рассматривается на дороге, микрорельеф которой носит случайный характер, и представляется стационарной случайной функцией. Следовательно, рассматриваемые силы сопротивления движению также носят случайный характер  $P_{fn} = f_1(t)$  и  $P_{fa} = f_2(t)$ . После преобразования Лапласа уравнения (2) имеем

$$(s^2 + 2as + b^2)x(s) = \frac{1}{M_n} F_1(s) - \frac{1}{M_a} F_2(s). \quad (3)$$

В частном случае предполагаем, что продольные колебания автопоезда в горизонтальной плоскости происходят только под действием силы сопротивления движению прицепа, т. е.  $f_2(t) = 0$ . Тогда, разделив на  $F_1(s)$  правую и левую части уравнения (3) и перейдя затем от преобразования Лапласа к преобразованию Фурье, получим выражение амплитудно-фазовой частотной характеристики продольных горизонтальных колебаний автопоезда, модуль которой

$$|W_x(i\omega)| = \frac{1}{M_n} \sqrt{\frac{1}{(b^2 - \omega^2)^2 + 4a^2\omega^2}}, \quad (4)$$

где  $\omega$  — круговая частота возмущения.

Усилие в сцепке автопоезда можно выразить в виде

$$P_{cu} = C_{cu}x + k_{cu}\dot{x}. \quad (5)$$

Из уравнения (5) с помощью преобразования Лапласа и Фурье получаем выражение модуля амплитудной частотной характеристики усилия в сцепном устройстве автопоезда

$$|W_{cu}(i\omega)| = \sqrt{k_{cu}^2\omega^2 + C_{cu}^2} |W_x(i\omega)|. \quad (6)$$

Спектральная плотность  $S_{cu}(\omega)$  реакции в сцепке:

$$S_{cu}(\omega) = |W_{cu}(i\omega)|^2 S_{P_{fn}}(\omega), \quad (7)$$

где  $S_{P_{fn}}(\omega)$  — спектральная плотность воздействия или энергетический амплитудный спектр сопротивления движению прицепа.

Спектральная плотность воздействия  $|S_{P_{fn}}(i\omega)|$ , в свою очередь, определяется произведением квадрата модуля  $|W_{P_{fn}}(i\omega)|$  амплитудной частотной характеристики сопротивления движению прицепа на энергетический спектр воздействия  $\Phi(\omega)$  от дороги на прицеп, т. е.

$$S_{P_{fn}}(\omega) = |W_{P_{fn}}(i\omega)|^2 \Phi(\omega). \quad (8)$$

Чтобы определить сопротивление движению прицепа, запишем

$$P_{fn} = Rf,$$

где  $R$  — суммарная динамическая вертикальная реакция на всех колесах прицепа от дороги;

$f$  — удельное сопротивление передвижению прицепа по дороге.

Динамическая вертикальная реакция определяется взаимодействием поддресоренных и неподдресоренных масс транспортной системы с неровностями дороги:

$$R = \sum_{i=1}^n m_n \ddot{y}_i + \sum_{i=1}^n R_i + \sum_{i=1}^n N_i + G_n,$$

где  $\ddot{y}$  — ускорение оси колеса, обусловленное микропрофилом дороги;

$\sum_{i=1}^n R_i$  — равнодействующая упругих сил рессор;

$\sum_{i=1}^n N_i$  — равнодействующая упругих сопротивлений;

$m_n$  и  $G_n$  — масса и вес неподдресоренных частей транспортной системы;

$n$  — число осей.

Пренебрегая массой и весом неподдресоренных частей и вы

ражая  $\sum_{i=1}^n R_i$  и  $\sum_{i=1}^n N_i$  через линейные демфирующие со

противления  $k_i$ , жесткости  $C_i$  упругих элементов и обобщенные координаты  $z$  и  $\alpha$  вертикальных и продольно-угловых колебаний (прицепа или автомобиля), после преобразований получаем выражение для модуля амплитудной частотной характеристики сопротивления движению двухосного прицепа:

$$|W_{P_{fn}}(i\omega)| = f \sum_{i=1}^2 \left\{ \sqrt{(C_{ni} - m_n \omega^2)^2 + k_{ni}^2 \omega^2} - \sqrt{C_{ni} + k_{ni}^2 \omega^2} [ |W_{zn}(i\omega)| + |W_{\alpha n}(i\omega)| l_{ni} ] \right\}, \quad (9)$$

где  $W_{zn}(i\omega)$  и  $W_{\alpha n}(i\omega)$  — амплитудно-фазовые частотные характеристики соответственно вертикальных и продольно-угловых колебаний прицепа от неровностей микрорельефа дороги;

$l_{ni}$  — расстояние от центра тяжести поддресоренной массы прицепа до соответствующей оси.

Формула (7) для спектральной плотности усилия в сцепке автопоезда при подстановке в нее выражений (4), (6) и (8) принимает вид

$$S_{cu}(\omega) = \frac{k_{cu}^2 \omega^2 + C_{cu}}{M_n^2 [(b^2 - \omega^2)^2 + 4a^2 \omega^2]} |W_{P_{fn}}(i\omega)|^2 \Phi(\omega). \quad (10)$$

Спектральная плотность воздействия  $\Phi(\omega)$  определяется [2, 3] путем статистической обработки записей микропрофиля дорог. Модуль  $|W_{P_{fn}}(i\omega)|$  амплитудно-частотной характери

ки сопротивления движению прицепа находится по уравнению (9), а входящие в него амплитудно-фазовые характеристики  $W_{zn}(i\omega)$  и  $W_{\alpha n}(i\omega)$  могут быть получены общими методами расчета, изложенными, например, в работе [2].

Рассмотрим, как изменяются усилия в сцепке автопоезда при движении по грунтовой дороге со среднеквадратичным значением высоты неровностей  $\sigma_n = 3,33$  см, энергетический спектр которой представлен в работе [3]. Учитываются только силы сопротивления движению прицепа в продольной плоскости.

Приняты следующие параметры:  $M_a = 7$  кг·сек<sup>2</sup>/см;  $M_n = 17,5$  кг·сек<sup>2</sup>/см;  $L_n = 8,6$  м;  $C_{n1} = 953$  кг/см;  $C_{n2} = 967$  кг/см;  $C_{cu} = 1300$  кг/см;  $k_{n1} = 25,6$  кг·сек/см;  $k_{n2} = 19$  кг·сек/см;  $k_{cu} = 16$  кг·сек/см;  $l_{n1} = 15,6$  м.

На рис. 2 приведены модули амплитудно-частотных характеристик сопротивления движению прицепа (кривые 1 и 2) для скоростей движения 10 и 30 км/ч, вычисленные по формуле (9), а также модуль  $|W_{cu}(i\omega)|$  (кривые 3, 4 и 5), вычисленный по формулам (4) и (6). Амплитудно-частотная характеристика сопротивления движению меняется с изменением скорости движения в связи с тем, что в выражение (9) входят амплитудно-фазовые характеристики вертикальных и продольно-угловых колебаний прицепа, которые зависят от скорости движения потому, что воздействие на задние колеса запаздывает по отношению к передним. Модуль  $|W_{cu}(i\omega)|$  не зависит от скорости движения, так как рассматриваем продольное взаимодей

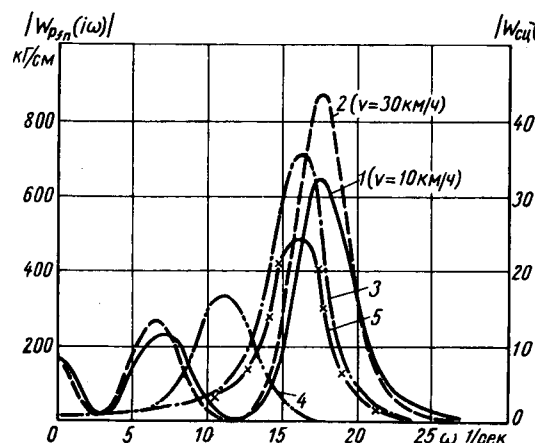


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики

ствие звеньев автопоезда при действии возмущающей силы  $P_{fn}$  только на прицеп (запаздывание воздействия отсутствует).

Как видно из рис. 2 (кривые 1 и 2),  $W_{P_{fn}}(i\omega)$  имеет два максимума, которые проявляются на частотах, близких к собственным частотам вертикальных и продольно-угловых колебаний прицепа. Кривая 3 —  $W_{cu}(i\omega)$  имеет один максимум на частоте  $\omega = 16,1$  1/сек собственных продольных горизонтальных колебаний звеньев автопоезда.

По данным расчетов по формуле (10) построены графики энергетических спектров усилия в сцепке для скоростей движения 10 и 30 км/ч по грунтовой дороге и 30 км/ч по булыжному шоссе, показанные на рис. 3.

Максимумы кривых спектральной плотности  $S_{cu}(\omega)$  проявляются в области частот собственных колебаний поддресоренных масс прицепа. Максимальные значения  $S_{cu}(\omega)$  для  $v = 30$  км/ч при движении по грунтовой дороге достигают  $250 \cdot 10^3$  кг<sup>2</sup>·сек при  $v = 10$  км/ч —  $60 \cdot 10^2$  кг<sup>2</sup>·сек. Спектральная плотность зависит от характера микронеровностей дороги (рис. 3), например, на дороге с булыжным покрытием при  $v = 30$  км/ч  $S_{cu}(\omega)_{\max} = 180 \cdot 10^3$  кг<sup>2</sup>·сек, т. е. значительно меньше, чем при той же скорости движения, но на грунтовой дороге. Это объясняется характером протекания кривых спектральной плотности воздействия от дороги [3].

Кроме качества дороги, характер изменения энергетических спектров зависит от колебательных свойств звеньев автопоезда, которые оказывают влияние на амплитудно-частотные характеристики сопротивления движению (рис. 2). В значительной степени  $S_{cu}(\omega)$  зависит от амплитудно-частотной характе

ристики  $|W_{сц}(\omega)|$  усилия в сцепном устройстве, на которую сильно влияет соотношение масс тягача и прицепа, а также параметров сцепки.

При  $C_{сц} = 1300 \text{ кг/см}$  и  $k_{сц} = 16 \text{ кг·сек/см}$  частота максимума кривой  $|W_{сц}(\omega)|$  составляет  $16,1 \text{ }^1/\text{сек}$  (рис. 2, кривая 3), максимальное ее значение равно 36,4. При изменении жесткости сцепки частота  $\omega$  изменяется. Так, при  $C_{сц} = 600 \text{ кг/см}$  частота равняется  $11 \text{ }^1/\text{сек}$ , максимальное значение составляет

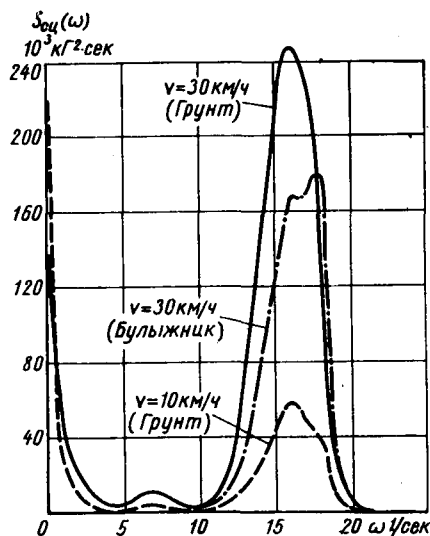


Рис. 3. Энергетические спектры усилий в сцепке автопоезда

в этом случае 17,3 (рис. 2, кривая 4). При изменении коэффициента сопротивления сцепки частота остается неизменной, однако значение максимума изменяется (при  $k_{сц} = 20 \text{ кг·сек/см}$  он становится меньше и равняется 24,8).

Планиметрирование площади кривых спектральной плотности дает возможность найти дисперсию усилий в сцепном устрой-

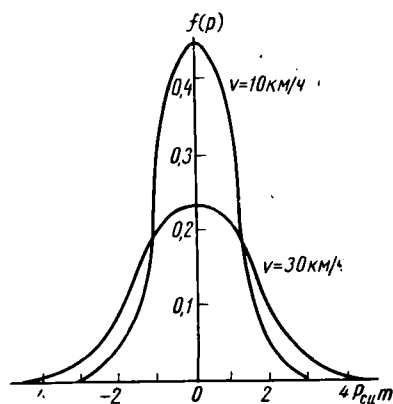


Рис. 4. Распределения амплитуд усилий в сцепке автопоезда

| Тип покрытия дороги | Краткая характеристика покрытия                                                                                                         | Средняя квадратичная высота неровности в см | Скорость движения в км/ч | Средние квадратичные значения усилий в сцепке в кг при жесткости $C_{сц}$ в кг/см |                          |                          |                          |
|---------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------|--------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|
|                     |                                                                                                                                         |                                             |                          | 600                                                                               | 900                      | 1300                     | 2000                     |
| Грунтовое           | Состояние плохое, грунт местами перемешан с гравием, поверхность неровная с нарезанной колеей                                           | 8,00—10,00                                  | 10<br>15<br>30           | 520<br>772<br>1070                                                                | 870<br>1500<br>2350      | 1450<br>2500<br>3860     | 1550<br>2680<br>4000     |
| Грунтовое           | Качество удовлетворительное, местами встречаются неровности большой высоты                                                              | 4,50—5,00                                   | 10<br>15<br>30           | 423<br>706<br>1090                                                                | 712<br>1220<br>1920      | 1180<br>2000<br>3160     | 1410<br>2450<br>3600     |
| Грунтовое           | Качество удовлетворительное, поверхность волнистая, неровности значительной длины                                                       | 3,00—4,27                                   | 10<br>15<br>30           | 300<br>473<br>598                                                                 | 498<br>820<br>1050       | 895<br>1370<br>1670      | 1000<br>1640<br>2070     |
| Гравийное           | Покрытие в хорошем состоянии с отдельными выбоинами и волнами большой длины                                                             | 2,00—2,45                                   | 10<br>15<br>30<br>60     | 134<br>223<br>298<br>219                                                          | 226<br>386<br>524<br>389 | 373<br>646<br>864<br>630 | 445<br>774<br>970<br>770 |
| Асфальто-бетонное   | Поверхность в основном ровная, выпуклости и впадины большой длины, местами встречаются трещины и короткие неровности                    | 0,70—1,03                                   | 15<br>30<br>60           | 141<br>173<br>219                                                                 | 244<br>303<br>389        | 410<br>500<br>630        | 488<br>598<br>770        |
| Булыжное            | Поверхность в основном ровная, местами неровности малой высоты, длиной около 2 м; булыжник крепкой породы размером по диаметру 10—15 см | 0,92—1,15                                   | 15<br>30<br>60           | 665<br>547<br>209                                                                 | 1100<br>820<br>335       | 1500<br>950<br>515       | 2030<br>1500<br>860      |

По значениям  $\sigma_r$ , пользуясь формулой нормального закона распределения, можно рассчитать [2] кривые распределения амплитуд усилий в сцепном устройстве, которые дают возможность охарактеризовать вероятность появления различных по величине амплитуд усилий в сцепке.

Построенные для скорости движения 10 и 30 км/ч (грунтовая дорога) кривые распределения приведены на рис. 4, где видно, что в сцепке автопоезда возможно появление значительных по величине усилий. При движении со скоростью 30 км/ч в сцепке могут возникнуть усилия до 4000 кг, однако вероятность этого невелика. Вероятность того, что будут возникать усилия величиной 2000—3000 кг, составляет 0,06—0,10. При скорости движения 10 км/ч вероятность таких нагрузок меньше и равна 0,01—0,05.

Анализ и проведенные вычисления показывают, что при установившемся движении автопоезда возможно появление в его сцепном устройстве значительных усилий, обусловленных воздействием неровностей дороги. Величина и характер изменения этих усилий зависят от скорости движения автопоезда, качества, типа и состояния дороги, а также от параметров подвески тягача и прицепных звеньев, параметров сцепного устройства.

Изложенный расчет продольного горизонтального взаимодействия тягача с прицепом дает возможность согласовать вопросы выбора параметров сцепного устройства с характером взаимодействия звеньев автопоезда и неровной дороги.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Шукин М. М. Сцепные устройства автомобилей и тягачей. Машгиз, 1961.
2. Силаев А. А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. Машгиз, 1963.
3. Жуков А. В., Давыдулин Г. Г. Сб. «Вопросы лесозаготовок и транспорта леса». Труды Белорусского технологического института им. С. М. Кирова, 1967.

стве. Средние квадратичные отклонения усилий в сцепке  $\sigma_r$  для скоростей движения 10 и 30 км/ч при движении автопоезда по грунтовой дороге получились равными соответственно 895 и 1670 кг. Значения  $\sigma_r$  для различных скоростей движения автопоезда и типов покрытий даны в таблице.

# Вероятностная оценка проходимости автомобиля по статистическим распределениям характеристик дорожных условий

Канд. техн. наук Г. Б. БЕЗВОРОДОВА

Киевский автомобильно-дорожный институт

**ПОКАЗАТЕЛИ** проходимости автомобиля определяются применительно к заданным состояниям поверхности дорог. Учитывая большое разнообразие и частые изменения дорожных условий, необходимо установить их количественные характеристики с целью типизации расчетных состояний для районов местности и периодов года. Это возможно сделать, применяя методы теории вероятностей и математической статистики, которые позволяют определить вероятность появления расчетного состояния грунтов на заданной местности и возможную продолжительность его по календарному времени, появление зон нарушения проходимости автомобиля или ограничения скорости его движения, показатели транспортной работы в трудных дорожных условиях и др.

В результате проведенного исследования разработана методика получения вероятностных характеристик опорно-сцепной проходимости автомобиля, основанная на статистической обработке многолетних данных об изменении влажности грунта в пределах заданной местности и на параметрах распределения показателей оценки рельефа автомобильных дорог и местности.

Абсолютная влажность грунта рассматривалась как непрерывная случайная величина, для которой построены законы распределения и установлены количественные параметры, характеризующие состояние грунта для целого периода года или однотипных районов местности.

По предложенной методике обработаны многолетние данные гидрометеорологических станций по влажности грунта на глубине 10 см от его поверхности. Данные брались по декадам для весеннего (март—апрель) и осеннего периода (сентябрь—ноябрь), исключая периоды заморозания грунта, и группировались по разрядам с интервалом влажности 2%, который давал выразительные эмпирические ряды. Полученные для разных станций эмпирические распределения влажности выравнены по нормальному закону и закону Лапласа-Шарлье, а согласованность экспериментальных данных с полученными теоретическими кривыми проверена по критерию Колмогорова, значения которого  $P(\lambda) > 0,2$ .

Установленные параметры распределений влажности — математическое ожидание и дисперсия — характеризуют состояние грунтов в весенний и осенний периоды с учетом территориального расположения. Исходя из значения математического ожидания оказалось возможным сгруппировать распределения, полученные для различных метеостанций и периодов года. Наиболее типичные распределения  $r_w$  показаны на рис. 1.

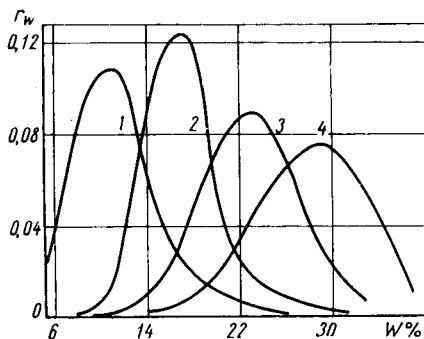


Рис. 1. Плотности распределения абсолютной влажности грунта в весенний (вес.) и осенний (ос.) периоды на метеостанциях

1 — № 5 (ос.); 2 — № 5 (вес.); 3 — № 2 (вес.); 4 — № 1 (вес.)

Чтобы для оценки проходимости автомобилей с колесными формулами 6×6, 4×4 и 4×2 на шинах регулируемого давления можно было воспользоваться распределениями влажности

грунта, экспериментально-расчетным путем установлен характер изменения основных показателей опорно-сцепной проходимости (предельной по сцеплению удельной свободной силы тяги  $\gamma_m$  и коэффициента  $f_a$  сопротивления качению) в зависимости от влажности суглинистого грунта. Эти изменения описаны приближенными эмпирическими зависимостями:

для автомобиля с колесной формулой 6×6

$$\gamma_m = 218,8 W^{-2,2}; f_a = -0,196 + 0,016 W; \quad (1)$$

для автомобиля с колесной формулой 4×4

$$\gamma_m = 708 W^{-2,68}; f_a = -0,100 + 0,012 W; \quad (2)$$

для автомобиля с колесной формулой 4×2

$$\gamma_m = 0,852 - 0,038 W; f_a = -0,100 + 0,012 W. \quad (3)$$

При совместном анализе зависимостей (1)—(3) и распределений  $r_w$  влажности грунта (рис. 1) установлено, что движители автомобилей с колесными формулами 6×6 и 4×4 обеспечивают по сцеплению возможность проезда в заданных грунтовых условиях и вероятность нарушения проходимости практически отсутствует. У автомобиля с колесной формулой 4×2, для которого опорно-сцепная проходимость ограничивается влажностью грунта более 22,5%, ее возможное нарушение связано с вероятностью появления влажности, равной или большей указанного значения. Такая вероятность находится путем вычисления площади под кривой  $r_w$ , расположенной справа от вертикали с абсциссой  $W = 22,5\%$ . В нашем примере таким способом получены следующие вероятности появления влажности, определяющей нарушение проходимости автомобиля с колесной формулой 4×2 по сцеплению колес с грунтом (см. таблицу):

| Метеостанция | Тип чернозема                      | Вероятность появления влажности в период |         |
|--------------|------------------------------------|------------------------------------------|---------|
|              |                                    | весенний                                 | осенний |
| № 1          | Слабовыщелоченный легкосуглинистый | 0,776                                    | 0,380   |
| № 2          | Темно-серый среднесуглинистый      | 0,422                                    | 0,130   |
| № 3          | Мощный малогумусный выщелоченный   | 0,420                                    | 0,081   |

Для более широкого анализа влияния конструктивных параметров на проходимость автомобиля построены вероятностные законы распределения предельной по сцеплению удельной свободной силы тяги  $\gamma_m$  и коэффициента  $f_a$  сопротивления качению колес движителя.

Метод получения распределений величин  $\gamma_m$  и  $f_a$  заключается в следующем [1]. Задана непрерывная случайная величина  $W$  с плотностью распределения  $f(W)$ . Другая случайная величина  $y$  связана с величиной  $W$  функциональной зависимостью  $y = \varphi(W)$ . Плотность распределения величины  $g(y)$  определяется как

$$g(y) = f[\psi(y)] |\psi'(y)|, \quad (4)$$

где  $\psi(y)$  — функция, полученная решением зависимости  $\varphi(W)$  относительно  $W$ ;

$\psi'(y)$  — производная от функции  $\psi(y)$ .

В нашем случае уравнения (1)—(3) решались относительно величины  $W$ , затем полученное выражение подставлялось в функцию плотности распределения влажности  $r_w$ , которая умножалась на производную. Таким методом получены уравнения, по которым построены плотности распределения  $r_{\gamma}$ ,  $r_f$  величин  $\gamma_m$  и  $f_a$  (рис. 2) по заданному распределению влажности грунта (рис. 1, кривая 3).

Рассматривая полученные данные, находим, что средние значения распределений и диапазоны изменения показателей  $\gamma_m$  и  $f_a$  более полно оценивают проходимость автомобилей по грунтовой поверхности.



На рис. 2 показано, что в одних и тех же грунтовых условиях для автомобилей с колесной формулой 6×6 характерно наиболее вероятное значение критерия проходимости по сцеплению колес — удельной свободной силы тяги  $\gamma_m = 0,22$ , для автомобиля с колесной формулой 4×4  $\gamma_m = 0,16$ . На рис. 2 резко выделяется расположенная под кривой 3 область совсем малых и нулевых вероятных значений  $\gamma_m$  для автомобиля с колесной формулой 4×2, который значительно уступает по критерию опорно-сцепной проходимости автомобилям с колесными формулами 6×6 и 4×4 (кривые 1 и 2).

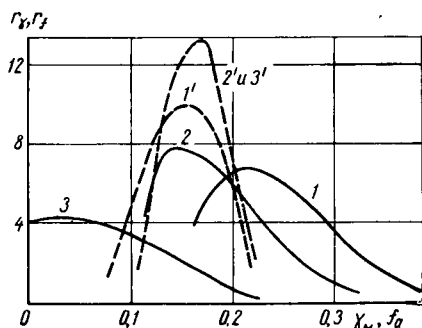


Рис. 2. Плотности распределений величины предельной по сцеплению удельной свободной силы тяги  $\gamma_m$  (кривые 1—3) и коэффициента  $f_a$  сопротивления качению колес (кривые 1'—3') для автомобилей: 1 — с колесной формулой 6×6; 2 — 4×4; 3 — 4×2

Распределения коэффициента сопротивления качению колес рассматриваемых автомобилей (рис. 2, пунктирные кривые) определяют наиболее вероятное среднее его значение (0,156 и 0,170) и ожидаемую минимальную и максимальную его величину при заданном распределении влажности грунта в рас-

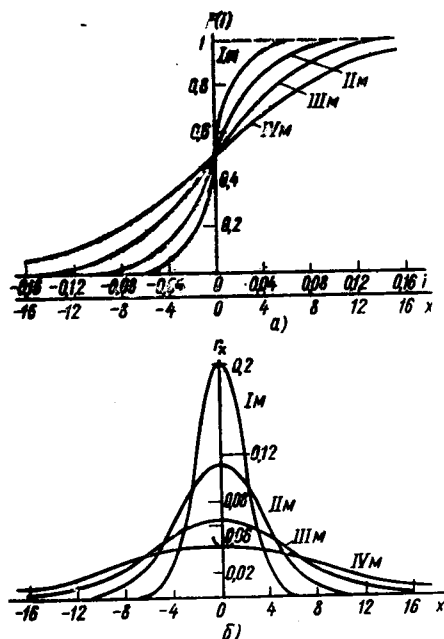


Рис. 3. Кривые распределения уклонов на грунтовых дорогах: а — функция распределения; б — плотность распределения; I М — слабохолмистый рельеф; II М — холмистый; III М — резкопересеченный; IV М — горный

сматриваемом периоде года. По полученным данным могут более обоснованно приниматься расчетные значения коэффициента  $f_a$  при определении скорости движения автомобилей.

Кроме влажности грунта, в вероятностную оценку проходимости автомобиля были введены распределения показателей оценки рельефа автомобильных дорог и местности.

Показана целесообразность характеризовать рельеф дорог с твердым покрытием и естественных грунтовых дорог (местности) случайными величинами уклонов и их длин, расстояниями между последовательно встречающимися горизонтальными кривыми плана дороги (углами поворота плана мест-

ности), радиусами и длиной кривой в плане [2, 3]. В результате проведенного исследования дана типизация дорожных условий по их рельефу, представленная параметрами распределения уклонов на грунтовых дорогах (рис. 3) и автомобильных дорогах с твердым покрытием (рис. 4).

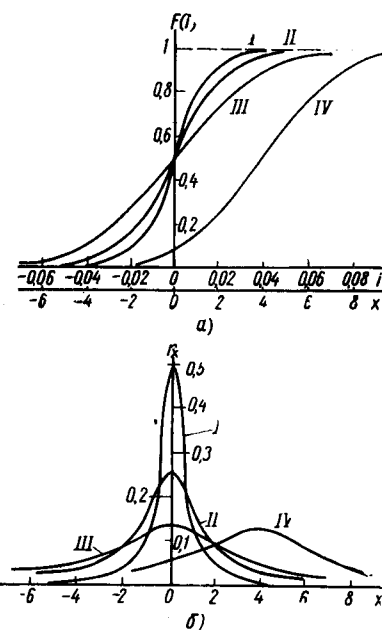


Рис. 4. Кривые распределения уклонов на автомобильных дорогах с твердым покрытием: а — функция распределения; б — плотность распределения; I — слабохолмистый рельеф; II — холмистый; III — резкопересеченный; IV — горный

На основании полученных распределений уклонов в типичных по рельефу дорожных условиях и влажности грунта прогнозируется вероятность появления непроходимых для автомобилей уклонов, на которых движение ограничено буксованием колес.

Максимальный по условию буксования колес уклон дороги определяется значением предельной по сцеплению удельной свободной силы тяги движителя:  $i_m = \gamma_m$ . Любые уклоны  $i \geq i_m$ , равные или большие уклона  $i_m$ , будут непроходимыми для данного автомобиля.

При определении вероятности появления предельных уклонов  $i \geq i_m$  на грунтовых дорогах и на обледенелых, заснеженных автомобильных дорогах используются кумулятивные функции распределения уклонов (рис. 3, а и 4, а) в типичных категориях рельефа. Вычисленная вероятность определяет те дорожные условия, на которых можно ожидать ограничения опорно-сцепной проходимости автомобиля.

В рассматриваемом выше примере для автомобиля с колесной формулой 4×2 установлена вероятность появления непроходимых уклонов  $i \geq i_m$  на грунтовых дорогах, имеющих верхний размокий слой суглинистого грунта (до 10—15 см). При влажности грунта 20% вероятность ограничения проходимости на уклонах дорог составляет 0,02 на типичном рельефе I М и 0,10 на рельефе II М, при влажности 22% она увеличилась до 0,34 на рельефе I М и до 0,42 на рельефе II М.

Поскольку описанная методика прогнозирования основывается на параметрах распределения характеристик дорожных условий, установленные показатели проходимости автомобиля имеют вероятностный характер, т. е. не привязаны строго к конкретным участкам дорог и местности. Поэтому метод особенно эффективен при обобщающей проверке и многовариантном анализе совместного влияния выбранных при проектировании параметров на проходимость автомобиля в наиболее вероятных условиях его эксплуатации. Данный метод позволяет определять требуемый тип подвижного состава и планировать использование автомобилей с учетом заданных дорожных условий и времени года.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. Изд-во «Наука», 1964.
2. Безбородова Г. Б., Галушко В. Г. Сб. «Автомобильник Украины». Вып. 2 (28). Киев, изд-во «Техника», 1967.
3. Безбородова Г. Б., Галушко В. Г. Типизация дорожных условий работы машин по рельефу местности. «Механізація сільського господарства», 1969, № 10.

# Удерживающая способность стояночного тормоза

И. И. ДЕМЬЯНЕЦ, С. С. КОГАН

Одесский автосборочный завод

**ЗАТОРМОЖЕННОЕ** транспортное средство, находящееся на уклоне, не будет сдвигаться к основанию уклона, когда суммарная тормозная сила больше скатывающей силы.

Исходя из этого, автомобиль с колесной формулой 4×2 (см. рисунок) или 6×4 будет удерживаться на уклоне, если [1]

$$P_{1a} + P_{2a} > G_a \sin \alpha, \quad (1)$$

где  $P_{1a} = Z_{1a} f_1$  — сила сопротивления качению передних колес;

$P_{2a} = Z_{2a} \varphi$  — сила сцепления задних колес с дорогой;

$Z_{1a}$  и  $Z_{2a}$  — вертикальные реакции дороги соответственно на передние и задние колеса;

$f_1$  — коэффициент сопротивления качению колес;

$\varphi$  — коэффициент сцепления шин блокированных колес с дорогой;

$G_a$  — вес автомобиля (тягача);

$\alpha$  — угол продольного уклона дороги в град.

Максимальный уклон  $Y$ , на котором удерживается заторможенный автомобиль, и значение минимального коэффициента

6×6, у которого заторможены все колеса, — на уклоне  $Y = 100 \varphi$ %. Для автопоезда, заторможенного на подъеме и состоящего из автомобиля и прицепа.

$$Y_{\max} = 100 \frac{Q [L_a \varphi - b (\varphi - f_1)] + k L_a f_1}{Q [L_a - h_{ga} (\varphi - f_1)] + k L_a}, \quad (4)$$

где  $Q = \frac{G_a}{G_n}$ ;

$G_n$  — вес прицепа или полуприцепа;

$k$  — количество прицепов.

Для автопоезда, состоящего из седельного тягача с колесной формулой 4×2 или 6×4 и полуприцепа,

$$Y_{\max} = 100 \times$$

$$\times \frac{Q L_n [L_a \varphi - b (\varphi - f_1)] + L_a L_n f_1 + d (L_a - l_c) (\varphi - f_1)}{Q L_n [L_a \mp h_{ga} (\varphi - f_1)] + L_a L_n \pm h_{gn} (L_a - l_c) (\varphi - f_1)}, \quad (5)$$

где  $l_c$  — расстояние от оси седельного устройства до задней оси (оси балансира) тягача.

Для многоосного прицепа

$$Y_{\max} = 100 \frac{N L_n f_1 + (L_n - d) (\varphi - f_1)}{N L_n \mp h_{gn} (\varphi - f_1)}, \quad (6)$$

где  $N = \frac{n}{m}$ ;

$n$  — число колес задней тележки;

$m$  — число затормаживаемых колес задней тележки.

Для многоосного полуприцепа с опорными катками

$$Y_{\max} = 100 \frac{N d f_2 + (L'_n - d) [\varphi + (N - 1) f_1]}{N L'_n \mp h_{gn} [\varphi - N f_2 + (N - 1) f_1]}, \quad (7)$$

Чтобы многоосный прицеп или полуприцеп удерживался стояночным тормозом на заданном уклоне, необходимо определить количество затормаживаемых колес задней тележки.

Минимальное количество колес, которые должны быть заторможены, для многоосного прицепа

$$m_{\min} = \frac{n L_n (Y - 100 f_1)}{(\varphi - f_1) [100 (L_n - d) \pm Y h_{gn}]}, \quad (8)$$

и для многоосного полуприцепа

$$m_{\min} = \frac{n \{ Y [L'_n \pm h_{gn} (f_2 - f_1)] - 100 [L'_n f_1 + d (f_2 - f_1)] \}}{(\varphi - f_1) [100 (L'_n - d) \pm Y h_{gn}]}. \quad (9)$$

В таблице приведены значения  $Y_{\max}$  для некоторых отечественных транспортных средств с номинальной нагрузкой при  $\varphi = 0,7$  (асфальтовое и бетонное шоссе [2]),  $f_1 = 0,02$  и  $f_2 = 0,1$ .

Согласно требованиям СЭВ, груженный автомобиль должен удерживаться стояночным тормозом на дороге с уклоном 16%, а стояночный тормоз тягача должен удерживать автопоезд при уклоне 8%.

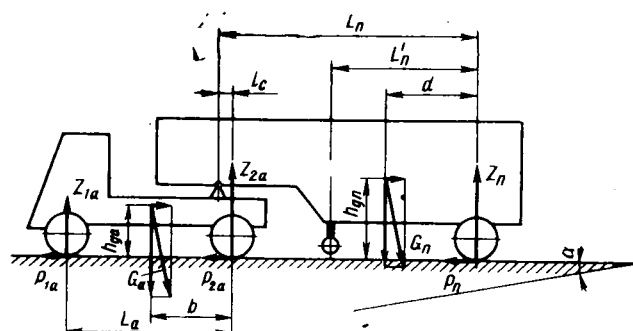
ГОСТ 3163-54 регламентирует минимальные уклоны для прицепного состава: для груженных прицепов и полуприцепов — 20% и для прицепов-тяжеловозов — 12%.

Из таблицы следует, что геометрические параметры транспортных средств позволяют удерживать их на уклонах больших, чем требуется нормативами. В связи с этим тормозной момент на каждом из блокированных колес должен быть

$$M \geq Z \varphi r_k, \quad (10)$$

где  $r_k$  — статический радиус колеса, только в том случае, если есть необходимость в удержании транспортного средства на максимальном уклоне.

Подставляя в уравнение (10) значение вертикальной реакции дороги на задние колеса, получаем выражение для опре-



сцепления  $\varphi$ , при котором автомобиль может находиться на заданном уклоне, определяются из уравнения (1).

Для автомобилей с колесными формулами 4×2 и 6×4

$$Y_{\max} = 100 \frac{L_a \varphi - b (\varphi - f_1)}{L_a \mp h_{ga} (\varphi - f_1)}, \quad (2)$$

где  $L_a$  — база автомобиля;

$b$  — расстояние от задней оси (оси балансира) до центра тяжести автомобиля;

$h_{ga}$  — высота центра тяжести автомобиля.

$$\varphi_{\min} = \frac{(L_a \pm h_{ga} f_1) Y - 100 b f_1}{100 (L_a - b) \pm h_{ga} Y}. \quad (3)$$

В выражениях (2) и (3) и далее верхний знак соответствует подъему, а нижний — спуску.

Выражения (2) и (3) могут быть использованы также для двухосных и многоосных прицепов со всеми заторможенными колесами задней тележки после замены  $L_a$ ,  $b$  и  $h_{ga}$  на  $L_n$ ,  $d$  и  $h_{gn}$  и для полуприцепов со всеми заторможенными колесами после подстановки значений  $L'_n$ ,  $d$ ,  $h_{gn}$  и  $f_2$  вместо  $L_a$ ,  $b$ ,  $h_{ga}$  и  $f_1$  ( $L_n$  — база прицепа или полуприцепа;  $L'_n$  — расстояние от опорных устройств до задней оси или оси балансира полуприцепа;  $d$  — расстояние от центра тяжести до задней оси прицепа или полуприцепа;  $h_{gn}$  — высота центра тяжести прицепа или полуприцепа;  $f_2$  — коэффициент сопротивления качению опорных катков полуприцепа).

Из выражения (2) следует, что максимальный уклон, на котором может быть удержан заторможенный автомобиль, зависит от распределения веса и коэффициента сцепления. Кроме того, значения уклонов, определяемые из уравнения (2), для подъемов больше, чем для спусков.

Изоторможенный автомобиль будет оставаться неподвижным на уклоне  $Y = 100 f_1$ %, а автомобиль с колесной формулой

| Транспортное средство          | Величина $Y_{\max}$ в % при |        |
|--------------------------------|-----------------------------|--------|
|                                | подъеме                     | спуске |
| <b>Автомобили</b>              |                             |        |
| ЗИЛ-130 . . . . .              | 66,2                        | 44,6   |
| ЗИЛ-131 . . . . .              | 70,0                        | 70,0   |
| Урал-377 . . . . .             | 63,1                        | 44,0   |
| МАЗ-500 . . . . .              | 65,4                        | 40,7   |
| <b>Прицепы</b>                 |                             |        |
| МАЗ-886 . . . . .              | 55,5                        | 26,6   |
| ГКБ-816 . . . . .              | 51,1                        | 27,0   |
| ГКБ-817 . . . . .              | 47,7                        | 26,4   |
| <b>Полуприцепы</b>             |                             |        |
| МАЗ-5245 . . . . .             | 52,7                        | 37,5   |
| ОдАЗ-885 . . . . .             | 58,8                        | 29,8   |
| ОдАЗ-794 . . . . .             | 50                          | 24,0   |
| ОдАЗ-795 . . . . .             | 44,7                        | 27,7   |
| ОдАЗ-935 . . . . .             | 22,9                        | 20,7   |
| <b>Автопоезда</b>              |                             |        |
| МАЗ-500 и МАЗ-886 . . . . .    | 31,7                        | —      |
| ЗИЛ-130 и ГКБ-817 . . . . .    | 35,3                        | —      |
| МАЗ-504 и МАЗ-5245 . . . . .   | 27,6                        | 30,4   |
| ЗИЛ-130В1 и ОдАЗ-885 . . . . . | 23,1                        | 29,1   |

деления тормозного момента блокированных колес автомобиля с колесной формулой 4×2

$$M = \frac{G_a \varphi r_k}{L_a} [(L_a - b) \cos \alpha + h_{ga} \sin \alpha]. \quad (11)$$

Тормозной момент будет иметь максимальное значение при

$$\alpha = \arctg \frac{h_{ga}}{L_a - b}, \quad (12)$$

что выясняется после исследования выражения (11) на экстремум.

Найденный по формуле (12) угол  $\alpha$  для прицепов и полуприцепов может быть больше 45°. В этом случае в выражении (11) после замены соответствующих обозначений в нем необходимо подставить значение угла  $\alpha$ , найденное из условия удержания транспортного средства на уклоне (2).

Если же транспортное средство должно удерживаться стояночным тормозом на уклонах, не превышающих общие требования, то к заторможенным колесам автомобилей с колесными формулами 4×2 и 6×4 должен быть приложен тормозной момент

$$M = \frac{G_a r_k}{L_a} [(L_a \pm f_1 h_{ga}) \sin \alpha - f_1 b \cos \alpha], \quad (13)$$

к колесам автомобилей с колесными формулами 4×2 и 6×4 с прицепами

$$M = \frac{r_k}{L_a} \{ [L_a (G_a + k G_n) \pm f_1 h_{ga} G_a] \sin \alpha - f_1 (b G_a + k G_n L_a) \times \times \cos \alpha \} \quad (14)$$

и к колесам седельного тягача

$$M = \frac{r_k}{L_a L_n} \{ (G_a + G_n) L_a L_n \mp [h_{gn} G_n (L_a - l_c) - h_{ga} G_a L_n] \times \times f_1 \} \sin \alpha - [L_n (G_n L_a + b G_a) - d G_n (L_a - l_c)] f_1 \cos \alpha \}. \quad (15)$$

Чтобы определить тормозной момент центрального тормоза, необходимо выражения (13), (14) и (15) разделить на  $i_0$  — передаточное число главной передачи.

При практических расчетах тормозной момент на колесах автомобиля можно определить по формуле (13), полагая  $f_1 = 0$ . Формулу (13) можно также использовать для определения тормозного момента на колесах двухосных прицепов и одноосных полуприцепов.

Для многоосных прицепов и полуприцепов после определения минимально необходимого количества затормаживаемых колес по формулам (8) и (9) тормозной момент на каждом из затормаживаемых колес может быть найден по формуле (16) для прицепа и по формуле (17) для полуприцепа

$$M = \frac{m G_n r_k}{n L_n'} \{ (n L_n' \pm f_1 m h_{gn}) \sin \alpha - f_1 [n d + (n - m) \times \times (L_n - d)] \cos \alpha \}, \quad (16)$$

$$M = \frac{m G_n r_k}{n L_n'} \{ [n (L_n' \pm f_2 h_{gn}) \mp f_1 h_{gh} (n - m)] \sin \alpha - \times [n f_2 d + f_1 (n - m) (L_n' - d)] \cos \alpha \}. \quad (17)$$

Для иллюстрации применения формул (13), (14) и (15) определялся тормозной момент  $M$  в кгм центрального тормоза, необходимый для удержания автомобиля на уклоне 16% (9°5') и автопоезда на уклоне 8% (4°35').

Результаты расчетов такие:

|                                |     |
|--------------------------------|-----|
| МАЗ-500 . . . . .              | 148 |
| МАЗ-500 и МАЗ-886 . . . . .    | 127 |
| МАЗ-504 и МАЗ-5245 . . . . .   | 113 |
| ЗИЛ-130 . . . . .              | 109 |
| ЗИЛ-130 и ГКБ-817 . . . . .    | 85  |
| ЗИЛ-130В1 и ОдАЗ-885 . . . . . | 67  |

Если необходимо определить уклон, на котором будет удерживаться автомобиль, имеющий тормозной момент блокированных колес  $M$ , следует решить уравнения (13), (14) и (15) относительно  $\alpha$ . В этом случае очевидно, что уклон не может быть больше значений уклонов, определенных на основе геометрических параметров автомобиля.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Литвинов А. С., Ротенберг Р. В., Фрумкин А. К. Шасси автомобиля. Машгиз, 1963.
2. Таборек Я. Механика автомобиля. Машгиз, 1960.

УДК 629.113—585.862:539.538

## Износостойкость автомобильных полуосевых шарниров

Б. М. ТВЕРСКОЕ

Курганский машиностроительный институт

**НЕДОСТАТОК** полуосевых шарниров равной угловой скорости типа Вейс состоит в сравнительно быстром их выходе из строя из-за износа и поломок. Износ шариковых шарниров вызывается, во-первых, высокими удельными нагрузками в зоне контакта, а во-вторых, скольжением шарика между канавками, приводящим при больших нагрузках к заклиниванию шарика.

Скольжение шариков в канавках шарниров типа Вейс не может быть устранено, так как на этом основана идея шарнира. Величина скольжения по отношению к величине качения в общем пути перемещения шарика будет зависеть от ве-

личины смещения центров торцов (см. рисунок), частями которых являются канавки. Смещение центров торцов определяет также угол между канавками. При меньшем угле, т. е. меньшем смещении торцов, шарик перемещается с большей величиной качения. Чистое качение возможно, когда смещение равно нулю, но в этом случае не обеспечивается постоянная угловая скорость. Минимальная величина качения — при угле между канавками 90°. В этом случае минимальными будут и условия заклинивания шарика.

Экспериментами установлено, что работа шарнира типа Вейс осложняется также недостаточной жесткостью вилки,

что затрудняет перемещение шарика в канавке, приводит к поломке шарнира и является причиной больших осевых нагрузок. Деформация края вилки шарнира при максимальной нагрузке составляет 2—3 мм. В этом случае шарик, не участвующий в передаче крутящего момента, при больших углах и значительных износах могут свободно выкатываться из шарнира.

Недостаточной жесткостью вилки, по-видимому, может быть объяснено и то, что износ шарнира сильно зависит от угла, при котором он работает. Как показали испытания, износ канавок шарнира автомобиля ЗИЛ-157 при угле  $7^\circ$  в 3—4 раза меньше, чем при угле  $29^\circ$ . Обработка результатов испытаний с

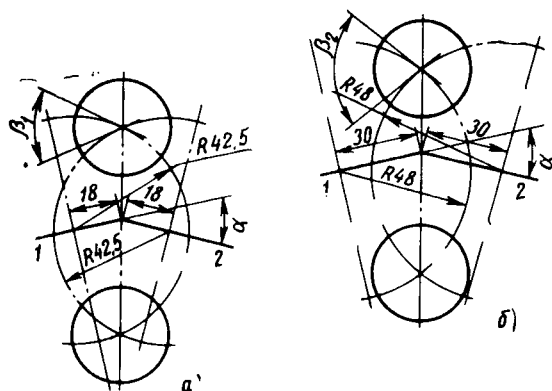


Схема геометрических параметров шарнира типа Вейс:

*a* — серийный шарнир автомобиля ЗИЛ-157; *б* — шарнир с увеличенным отношением смещения центра тора к радиусу; 1 — ось первого вала; 2 — ось второго вала

использованием методов математической статистики дает следующую зависимость между износом канавки шарнира, углом и нагрузкой:

$$\delta = 0,000668 \cdot 10^{-6} M_{\kappa p}^{1,2361} a^{0,0708},$$

где  $\delta$  — износ в мм/об;

$M_{кр}$  — крутящий момент в кгм;

$\alpha$  — угол шарнира в град.

Кроме того, износостойкость шарнира зависит от смазки, на которой он работает. Так, стендовые испытания шарниров автомобиля ЗИЛ-157 на смазке ВНИИНП-242 (с 4% сернистого молибдена) показали повышение износостойкости в среднем на 20—30% по сравнению с износами на карданной смазке.

Другой путь повышения износостойкости — изменение конструктивных параметров шарнира, таких как угол между канавками влок, диаметр рабочих шариков, длина губок вилок и т. п. Для уменьшения износа шарниров типа Вейс желательно отключать привод к управляемым колесам не только в раздаточной коробке, но и в районе колеса, как это сделано на автомобиле ГАЗ-66.

Ранее отмечалось [1], что шарниры типа Вейс в отечественных автомобилях, как правило, быстрее изнашиваются на холстом ходу, нежели при передаче ими крутящего момента двигателя, включаемого обычно на непродолжительное время.

Увеличение угла между торами ведет к увеличению степени проскальзывания шариков в общем пути их перемещения. Однако при этом уменьшается возможность заклинивания шарика и резкого повышения давлений, приводящих к повышенному износу или даже к поломкам вилки. Поэтому при выборе размеров периферийного шарика и толщины вилки можно не занижать последнюю для размещения шарика боль-

шого диаметра. Недостаточная толщина перемычки между канавками приведет к большим деформациям вилок, заклиниванию шариков и высоким контактным нагрузкам.

Результаты испытаний дают возможность утверждать, что работоспособность шарниров равной угловой скорости типа Вейс в автомобилях ГАЗ-69 и ЗИЛ-157 может быть повышена. Решение этой задачи может идти по следующим путям:

1) увеличение наружного диаметра вилков без изменения радиуса и взаимного расположения горбов. Если это невозможно из-за габаритов поворотного устройства, можно увеличить угол между торами;

2) уменьшение диаметра периферийных шариков без изменения взаимного расположения торцов. Чтобы шарики не рассыпались при больших износах канавок, необходимо увеличить длины губок, обеспечив большие их перекрытия.

Однако высокие контактные нагрузки в шарнире типа Вейс заставляют сомневаться в том, что без существенного увеличения габаритов удастся создать шарнир со сроком службы более 100 тыс. км.

Известно [2, 3], что шарниры типа Тракта имеют срок службы до 200 тыс. км. Трение скольжения двух плоских поверхностей, как это имеет место в шарнире Тракта, не может считаться отрицательным фактором, ведущим к снижению к.п.д. Стендовые износные испытания показывают, что шарниры с плоскими рабочими поверхностями имеют износ несравнимо меньший, чем шарниры типа Вейс. Исходя из этого, следует признать удачной идею заменить шарики в шарнире Вейс овальными пластинками. Такой шарнир (с сохранением прежних габаритов) создан английской фирмой Гаррингтон. Овальные пластинки исключают заклинивание, а большие контактные площади уменьшают давление, тем самым увеличивая износостойкость. Эксплуатационные испытания этого шарнира, по сообщениям, дали хорошие результаты.

Испытания шарнира с плоскими рабочими элементами показали, что при длительной работе шарнира и постоянной нагрузке, т. е. при условиях, не имеющих места на автомобиле, происходит схватывание рабочих поверхностей. Остановка станда для охлаждения шарнира, а затем новые пуски и остановки позволили работать без задигов рабочих поверхностей при максимальных нагрузках.

Анализируя режим нагрузок полусосевых шарниров в рабочих условиях, нетрудно заметить, что наиболее тяжелый режим (максимальные углы поворота колес) бывает кратковременным. Большую часть пути автомобиль совершает при незначительных углах поворота, когда количество тепла, образуемого при трении элементов шарнира, невелико и успевает рассеиваться, не приводя к перегреву деталей и свариванию их поверхностей. Длительная работа шарнира Тракта при максимальных нагрузках невозможна [2]. Срок службы шарниров с плоскими рабочими элементами в значительной степени определяется их конструктивными особенностями.

Склонность к заклиниванию шарниров типа Вейс зависит от угла между пересекающимися торами и определяется отношением смещения центра тора к его радиусу. Для серийного шарнира типа Вейс автомобиля ЗИЛ-157 (см. рисунок) это отношение равно 0,425 (а). Увеличение отношения величины смещения к радиусу тора до 0,72 (б), как показали испытания, практически исключает заклинивание шарниров, предотвращая тем самым поломки шарниров.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Тверсков Б. М. «Автомобильная промышленность», 1966, № 11.
2. «Ingénieurs de l'Automobile», 1964, v. 37, № 2, стр. 77—86.
3. «Ingénieurs de l'Automobile», 1964, v. 38, № 4, стр. 213—228.

## Разработка и внедрение технологических процессов блестящего никелирования

Е. В. КУНИК

НИИТавтопром

**В** АВТОМОБИЛЬНОЙ промышленности широко применяют ся трехслойные защитно-декоративные покрытия медью, никелем и хромом. Однако стоимость таких покрытий сравнительно высока (до 5 руб. за 1 м<sup>2</sup> покрываемой поверхности), 70—80% общей трудоемкости обработки деталей по этой технологии составляют шлифование основного металла и полирование медного и никелевого слоев.

Необходимость полирования промежуточных слоев затрудняет создание автоматических линий, ограничивает повышение производительности труда и внедрение новой техники.

НИИТавтопром разработана и в 1965 г. внедрена новая технология получения блестящих никелевых осадков непосредственно в гальванических ваннах, что снижает трудоемкость изготовления изделий, улучшает условия труда рабочих и делает возможным проведение непрерывного процесса меднения — никелирование — хромирование в одном автомате.

Для получения блестящих осадков в электролиты никелирования вводят специальные добавки органических соединений разных классов [1].

Органические добавки по эмпирической классификации Собе-стра, условно разделяемые на два класса [2], вводятся в электролит одновременно.

Добавки II класса, применяемые для образования зеркального блеска на покрытии, при отсутствии добавок I класса приводят к образованию хрупких высоконапряженных осадков.

Добавки I класса увеличивают блеск, вызываемый добавками II класса, препятствуют росту внутренних напряжений, образующихся в осадках под воздействием добавок II класса, а также снижают вредное воздействие блескообразователей на механические свойства покрытий.

Кроме блескообразующих добавок, в ванны блестящего никелирования вводят органические выравнивающие добавки, которые ускоряют сглаживание микронеровностей поверхности покрываемого металла.

В процессе электролиза выравнивающие добавки адсорбируются преимущественно на микровыступах основного металла, поэтому электроосаждение никеля на них затруднено по сравнению с микровпадинами [3]. В результате этого рельеф самовыравнивается, осадок получается более гладким по сравнению с исходной поверхностью.

Анализ выравнивающих добавок показал, что большая их часть может быть отнесена ко II классу блескообразователей [4].

Для предупреждения питтингообразования в ванну никелирования вводят специальные смачивающие добавки, которые уменьшают поверхностное натяжение на границе металл-электролит.

На Горьковском автозаводе и Автозаводе им. Ленинского комсомола эксплуатируется электролит, содержащий в качестве блескообразователя 2,6-2,7-нафталиндисульфокислоту в виде натриевой соли. Электролит достаточно устойчив в работе и легко корректируется, но получаемые покрытия в нем имеют значительные внутренние напряжения и не обладают зеркальным блеском, вследствие чего никелевые осадки приходится дополнительно полировать.

Некоторые заводы автомобильной промышленности освоили технологию блестящего никелирования в электролите с выравнивающими добавками — кумарином и паратолуолсульфамидом, который дает возможность получать твердые, зеркальные, относительно пластичные покрытия с выровненной поверх-

ностью. Однако этот электролит нестабилен в работе: в процессе осаждения никеля блескообразователи разлагаются с образованием соединений, резко снижающих выравнивающую способность электролита и блеск осадков.

В целях дальнейшего совершенствования электролитов блестящего никелирования НИИТавтопром были проведены сравнительные исследования различных электролитов с выравнивающими добавками и полученных из них осадков.

В качестве основной блескообразующей и выравнивающей добавки испытывался 1,4-бутиндиол, а добавки, увеличивающей пластичность, — сахарин, хлорамин Б и паратолуолсульфамид.

Наилучшие результаты по блеску и пластичности покрытия получены в электролите с добавкой сахарина.

Дальнейшие исследования по подбору концентрации составляющих добавок и их действию на свойства получаемых покрытий проводили в широком диапазоне температур и плотностей тока.

Для сравнительной оценки действия добавок на электролит определяли выравнивающую способность электролита, стабильность и долговечность его работы.

Для изучения действия органических добавок на качество никелевых осадков определяли сцепление и пластичность покрытия, микротвердость, пористость и блеск.

Пластичность покрытия определяли на прессе Эриксона методом выдавливания пуансоном.

Микротвердость измеряли на приборе ПМТ-3 методом вдавливания алмазной пирамиды.

Выравнивающую способность электролита определяли на микрощлифах, изготовленных из матриц долгоиграющих пластинок. Величину выравнивающей способности рассчитывали по формуле

$$B_c = \frac{h_1 - h_2}{h_1} 100\%,$$

где  $h_1$  — глубина канавки до покрытия;

$h_2$  — глубина канавки после покрытия.

Толщину слоя никеля определяли объемно-струйным методом.

При расчете толщины покрытия применялся полученный на основании проведенной работы коэффициент 1,6.

В результате исследований был подобран оптимальный состав электролита с бутиндиолом и сахаринном, установлен режим электроосаждения никеля и условия работы электролита.

Электролит с бутиндиолом превосходит по своим технологическим свойствам электролит с кумарином и паратолуолсульфамидом, стабилен в работе и находится на уровне электролитов блестящего никелирования фирм Бласберг и Эфко-Юд-лайт.

Производственные испытания нового электролита проводились в стационарной ванне, в которой было отникелировано 2800 м<sup>2</sup> поверхности деталей, а затем в автоматической установке для нанесения трехслойного покрытия медь-никель-хром.

В процессе производственного опробования выявилась необходимость дополнительного введения в электролит антипиттинговой добавки и добавки, стабилизирующей концентрацию блескообразователей во время работы ванны.

В качестве антипиттинговой добавки выбрано поверхностно активное вещество «Прогресс», а стабилизатора блескообразователей — формалин.

Электролит с бутиндиолом и сахарином дает возможность получать зеркальные никелевые покрытия с высокой твердостью, мелкокристаллической структурой и эластичностью непосредственно в ванне и проводить последующее хромирование деталей без дополнительного полирования.

Средняя величина микротвердости осадка никеля из данного электролита составляет 588 кг/мм<sup>2</sup>.

Этот электролит обладает хорошими выравнивающими свойствами (процент выравнивания — 60). Образцы, покрытые никелем на толщину 20 мкм, получают практически беспористыми. Состав электролита следующий:

|                                           |           |
|-------------------------------------------|-----------|
| Серноокислый никель в г/л                 | 300       |
| Хлористый никель в г/л                    | 60        |
| Борная кислота в г/л                      | 40        |
| 1,4-бутиндиол в мл/л                      | 0,5       |
| Сахарин кристаллический в г/л             | 1         |
| Формалин в мл/л                           | 0,02—0,05 |
| Антипиттинговая добавка «Прогресс» в мл/л | 0,01      |

1,4-бутиндиол применяется в виде 35%-ного водного раствора коричневого цвета. Увеличение его содержания в электролите более 1 мл/л значительно ухудшает механические свойства покрытия. Являясь промежуточным продуктом производства поливинил- и метилпирилоидона, 1,4-бутиндиол сильно загрязнен органическими примесями. Поэтому перед введением в никелевую ванну он тщательно очищается от примесей следующим образом: в эмалированной посуде бутиндиол засыпается активированным углем (1 г/л), подогревается до 70° в течение 2—3 ч и отфильтровывается через толстый слой гигроскопической ваты.

#### Режим и условия электроосаждения

|                                    |         |
|------------------------------------|---------|
| Температура электролита в °С       | 55—60   |
| Плотность тока в а/дм <sup>2</sup> | 3—8     |
| Кислотность (рН) электролита       | 4,5—4,8 |

Аноды марки Н-1 должны быть заключены в чехлы из ткани «Хлорин».

Электролит должен перемешиваться сжатым воздухом, объем которого на каждые 10 см длины катодной штанги составляет 10—20 дм<sup>3</sup>/мин.

Трубки барбаторов закрепляются под катодом.

Для равномерного распределения воздуха отверстия в трубках, имеющие диаметр 4 мм, должны быть просверлены под углом 45° к горизонтали.

Чтобы осадки никеля получались хорошего качества, необходима непрерывная фильтрация электролита для удаления из него грязи, пыли и анодных частичек.

Рекомендуемая скорость фильтрации — один объем электролита в час.

Медь, свинец, цинк и железо — наиболее вредные примеси в никелевом электролите. Однако они легко удаляются избирательным электролизом при пропускании тока низкой плотности (0,1—0,2 а/дм<sup>2</sup>) и напряжении 1 в.

Для селективной очистки электролита необходима отдельная ванна с индивидуальным источником тока и гофрированными катодами из малоуглеродистой стали. На проработку достаточно подавать 1/3 объема электролита в час.

При отсутствии такой установки очищают электролит периодически в нерабочее время.

При этом надо следить за режимом тока, чтобы в случае прекращения его подачи выделившиеся вредные примеси не перешли в раствор. После проработки количество примесей не должно превышать в г/л: меди — 0,01; цинка — 0,01; железа — 0,05; свинца — 0,01.

Приготовление электролита. Ванну на 2/3 объема наполняют водой и нагревают до 60°. Затем в ней растворяют требуемое количество основных компонентов электролита в следующем порядке: сначала борную кислоту, затем серноокислый и хлористый никель. Раствор доливают до рабочего объема, доводят величину рН до 2,0—2,5, затем электрохимически очищают электролит в течение 24 ч при следующем режиме электролиза: плотность тока 0,1—0,2 а/дм<sup>2</sup>, напряжение 1 в, перемешивание — воздушное.

Подогретый до 60° раствор перекачивают в запасную емкость. В электролит добавляют свежесоздаженный карбонат никеля для доведения рН до 5,2 и химически очищают электролит от органических примесей окислением их марганцовокислым калием (0,25 г/л) и адсорбцией активированным углем (3 г/л). После добавления перманганата, растворенного в небольшом количестве горячей воды, раствор перемешивают в течение 30 мин. Затем в ванну добавляют активированный уголь «Вау» и перемешивают раствор в течение 2 ч. Дав раствору отстояться в течение 4—12 ч, его отфильтровывают в чистую рабочую ванну, не взмучивая со дна шлам. В очищенный и отфильтрованный электролит вводят блескообразующие и выравнивающие добавки в количестве, указанном в рецептуре.

Сахарин перед добавлением в ванну растворяют в воде при температуре 50—60°. Формалин, как и антипиттинговую добавку «Прогресс», вводят непосредственно в электролит. Чтобы не внести механических загрязнений в рабочую ванну никелирования, все добавки вводят в электролит через ванну селективной очистки.

При толщине получаемого никелевого покрытия 15—18 мкм расход добавок составляет: бутиндиола 8—10 мл/м<sup>2</sup>, сахарина 2—3 г/м<sup>2</sup>.

Опробование работы электролита в производственных условиях показало хорошие результаты.

За время эксплуатации электролит с бутиндиолом работал стабильно, зеркальные осадки никеля не требовали дополнительного полирования.

Испытания электролита проводились на деталях, изготовленных из стали, латуни и цинкового сплава. Никелевые осадки имели хорошее сцепление с медным подслоем. При испытаниях на изгиб никель не растрескивался и не отслаивался.

Корректирование электролита. Никелевые соли и борная кислота добавляются по результатам анализа, который проводится 2 раза в неделю известными методами.

Кислотность (рН) раствора проверяется ежедневно один раз в смену.

Сахарин добавляется один раз в неделю из расчета 0,03 г на 1 а·ч. Ежедневно вводятся бутиндиол (из расчета 0,08 мл на 1 а·ч), формалин (в количестве 0,01 мл/л), добавка «Прогресс» — по мере исчезновения пены (50—100 мл на ванну). При появлении на деталях шлама в электролит вводится фтористый натрий (0,5 г/л).

Неполадки в работе электролита и способы их устранения. На поверхности деталей после хромирования могут появиться мелкие пузыри, которые возникают за счет загрязнений бутиндиола и электролита продуктами полураспада блескообразователей, происходящего в результате некачественной зарядки фильтра активированным углем. Для удаления из электролита загрязнений и устранения этого дефекта необходимо постоянно фильтровать электролит через активированный уголь. Прочие дефекты не отличались от неполадок, наблюдаемых в электролитах блестящего никелирования и устранялись общепринятыми способами.

Таким образом, можно сказать, что электролит с бутиндиолом и сахарином технологичнее электролита с кумарном, стабильнее в работе и равноценен лучшим зарубежным электролитам блестящего никелирования.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. «Nickel plating». The international Nickel Company (Mond) Limited, 1963.
2. Saubestre E. B. «Plating». 1958, № 45, стр. 927.
3. Матулис Ю. Ю. Электроосаждение блестящих защитно-декоративных покрытий. Всесоюзное химическое об-во им. Д. И. Менделеева, 1964, т. 8, № 5.
4. Матулис Ю. Ю., Жиленко Б. М. Основные свойства блескообразователей никеля, обладающих выравнивающим действием. Институт химии и химической технологии АН Литовской ССР. Вильнюс, 1966.

# Оценка геометрической точности заготовок для объемной штамповки

(в порядке обсуждения)

Канд. техн. наук В. Т. СИНИЦЫН

Ярославский технологический институт

**Б**ОЛЬШУЮ часть заготовок для объемной штамповки получают резанием круглого сортового проката в штампах и на пресс-ножницах. Пластическое деформирование разрезаемого проката и отрезаемой заготовки в процессе резки приводит к искажению исходной геометрической формы боковой поверхности и неплоскостности образующихся торцов.

Искажения геометрической формы заготовок при резке в штампах и на пресс-ножницах исследовались многими [1—3]. Однако в большинстве из приведенных работ отсутствует единая терминология искажений и нет единообразия в их буквенных обозначениях. Это затрудняет сопоставление результатов имеющихся исследований.

Попытка создать методику, позволяющую оценить как качественную картину искажений геометрической формы отрезаемых заготовок, так и количественную величину их, сделана в Экспериментальном научно-исследовательском институте кузнечно-прессового машиностроения [3] для заготовок длиной, равной или большей половины диаметра разрезаемого проката, и дополнена в Московском станко-инструментальном институте для коротких заготовок ( $l < 0,5d$ ). Предложена типовая схема измерения геометрических параметров, характеризующих искажения формы отрезанной заготовки (рис. 1).

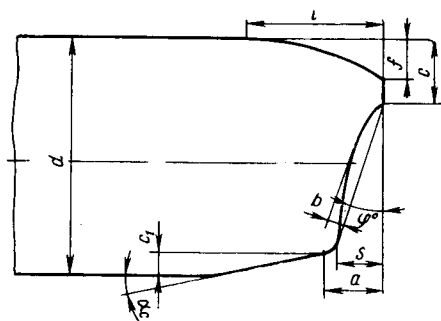


Рис. 1

Для сравнительной оценки точности размеров и формы отрезанной заготовки рекомендуется пользоваться следующими показателями:

$$\text{относительное внедрение ножа } E = \frac{c}{d};$$

$$\text{относительное смятие } K = \frac{c_1}{d};$$

$$\text{относительная радиальная утяжка } Y = \frac{f}{d};$$

$$\text{относительная осевая утяжка } L = \frac{l}{d};$$

$$\text{относительная волнистость } B = \frac{b}{d};$$

$$\text{относительный створ } S = \frac{s}{d};$$

относительная овальность  $O = \frac{d_1}{d}$  ( $d_1$  — наибольший размер торца в диаметральной сечении, перпендикулярном направлению движения ножей;

$$\text{относительный перегиб } A = \frac{a}{d};$$

угол скоса торца, определяющий наклон плоскости среза к вертикальной плоскости  $\varphi^\circ$ ;

угол базирования, определяющий наклон плоскости, проходящей через контактирующие точки на торце заготовки, к вертикальной плоскости  $\varphi_0^\circ$ ;

угол смятия  $\alpha_c$ .

Приведенные в литературе данные свидетельствуют о том, что в зависимости от разрезаемого материала и условий резки величины  $\varphi^\circ$ ,  $a$ ,  $\varphi_0^\circ$  и  $s$  могут быть положительными и отрицательными. Положительными они будут в том случае, когда «блестящий пояс» будет дальше всех остальных точек торца, расположенных в осевом сечении заготовки.

Типовая схема измерения искажений формы, возникающих в процессе резки коротких заготовок ( $l < 0,5d$ ), приведена на рис. 2. За базу отсчета величины искажений принята в этом случае площадка смятия, параллельно которой проведена ось заготовки. При измерении коротких заготовок добавляется также показатель относительной непараллельности торцовых поверхностей

$$N_k = \frac{A - B}{A}.$$

При оценке точности формы отрезанных в штампе и на пресс-ножницах заготовок необходимо измерять геометрические параметры как переднего, так и заднего торцов заготовки.

Параметры, характеризующие искажения формы заготовки, а также показатели точности формы, предложенные в работах [3 и 4] (кроме E), имеют существенные недостатки:

1) установление пределов изменения показателей затруднительно, поскольку теоретически они могут принимать значения, равные нулю и любой величине больше нуля;

2) часть показателей является относительной (безразмерной) величиной, другие — абсолютными (выраженными, например, в градусах).

Для характеристики искажений формы заготовок, отрезанных от штанг круглого сортового проката, условимся под «геометрической точностью» понимать степень соответствия формы заготовки прямому цилиндру, диаметр которого равен диаметру разрезаемого прутка.

Для количественной оценки степени геометрической точности заготовок, у которых отношение длины к диаметру больше или равно единице ( $\frac{l}{d} \geq 1$ )

предлагаются следующие относительные показатели-коэффициенты геометрической точности:

осевой утяжки

$$K_L = \frac{d - l}{d} = 1 - L;$$

радиальной утяжки  $K_Y =$

$$= \frac{d - f}{d} = 1 - Y;$$

волнистости  $K_B =$

$$= \frac{d - b}{d} = 1 - B;$$

скоса торца  $K_\varphi = 1 - |\operatorname{tg} \varphi|;$

угла смятия  $K_\alpha = 1 - |\operatorname{tg} \alpha|;$

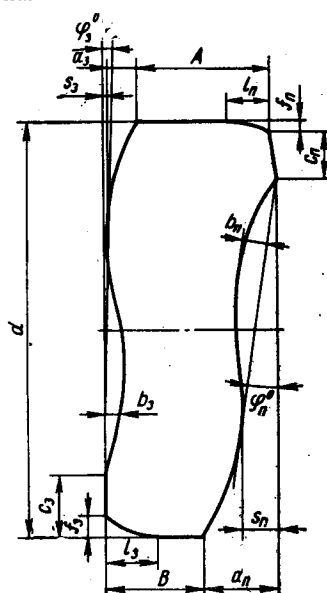


Рис. 2



неперпендикулярности торца  $K_{\varphi_0} = 1 - |\operatorname{tg} \varphi_0|$ ;

перегиба  $K_A = \frac{d-a}{d} = 1 - A$ ;

створа  $K_S = \frac{d-s}{d} = 1 - S$ ;

смятия  $K_K = \frac{d-c_1}{d} = 1 - K$ ;

овальности  $K_D = \frac{d}{d_1}$ .

Совокупность этих коэффициентов характеризует с количественной стороны геометрическую точность заготовок, отрезанных сдвигом. Достоинство показателей в их единообразии: все они являются относительными величинами, изменяющимися от единицы до нуля.

Работы по резке круглого сортового проката в штампах и на пресс-ножницах, выполненные как отечественными, так и зарубежными исследователями, показывают, что еще не удалось изыскать универсальной схемы и режимов резки, пригодных для металлов с различными механическими свойствами.

В имеющихся к настоящему времени работах для получения заготовок высокой геометрической точности рекомендуются различные схемы резки и технологические параметры: усилия зажима прутка и заготовки, угол наклона прутка в процессе резки, усилия осевого подпора, величина и конфигурация осевого зазора, которые выбираются в зависимости от механических свойств разрезаемого металла. Однако количественной оценки точности заготовок, получаемых при резке тем или иным способом, не приводится, поэтому необходимо провести исследования, которые позволили бы установить количественные границы геометрической точности заготовок, получаемых при резке металлов с различными механическими свойствами в штампах и на пресс-ножницах.

При резании заготовок под объемную штамповку требования к их геометрической точности могут быть различны в зависимости от технических условий (основных и вспомогательных технологических операций).

В таблице приведены четыре класса геометрической точности заготовок, отрезанных из проката в штампах и на пресс-ножницах, которые учитывают технические требования, предъявляемые к заготовке современными технологическими процессами штамповки.

К первому классу отнесены заготовки, применяемые для холодного объемного выдавливания, ко второму — заготовки для горячей безоблойной штамповки, высадки на горизонтально-ковочной машине и облойной штамповки с использованием индукционного нагрева. К третьему — заготовки для облойной штамповки с применением нагрева в полуметодических печах толкательного типа. К четвертому — заготовки для облойной

| Коэффициенты геометрической точности | Класс точности |           |           |           |
|--------------------------------------|----------------|-----------|-----------|-----------|
|                                      | 1              | 2         | 3         | 4         |
| $K_L$                                | 1—0,50         | 0,90—0,40 | 0,80—0,30 | 0,70—0,20 |
| $K_Y$                                | 1—0,89         | 0,88—0,87 | 0,86—0,85 | 0,84—0,83 |
| $K_B$                                | 1—0,98         | 0,97—0,95 | 0,94—0,92 | 0,91—0,88 |
| $K_\varphi$                          | 1—0,98         | 0,97—0,95 | 0,94—0,84 | 0,83—0,70 |
| $K_a$                                | 1—0,98         | 0,97—0,92 | 0,91—0,84 | 0,83—0,76 |
| $K_{\varphi_0}$                      | 1—0,98         | 0,97—0,95 | 0,94—0,84 | 0,83—0,70 |
| $K_A$                                | 1—0,98         | 0,97—0,93 | 0,95—0,85 | 0,84—0,72 |
| $K_S$                                | 1—0,98         | 0,97—0,96 | 0,95—0,87 | 0,86—0,75 |
| $K_K$                                | 1—0,98         | 0,97—0,96 | 0,95—0,92 | 0,91—0,80 |
| $K_D$                                | 1—0,98         | 0,97—0,96 | 0,95—0,92 | 0,91—0,85 |

штамповки и свободнойковки с применением нагрева в камерных печах.

Значения коэффициентов точности установлены в результате обработки статистического материала, собранного в кузнечном цехе Ярославского моторного завода, и данных, приведенных в опубликованных работах. При измерении искажений геометрической формы использовались заготовки, отрезаемые от штанг круглого сортового проката на пресс-ножницах и в штампах с очковыми ножами и клиновой фиксацией штанги и отрезаемой заготовки [5]. Результаты измерений установлено, что резка стального проката с твердостью  $HV \geq 180$  в штампах позволяет получать заготовки класса 1—2 (в штампах с клиновой фиксацией) и 2—3 класса (в штампах с очковыми ножами), а резка на пресс-ножницах без поддержки отрезаемой заготовки — 3—4 класса точности. Получение заготовок двух классов точности при резке одного и того же проката на одном и том же оборудовании объясняется постепенным затуплением режущих кромок ножей в процессе работы, нестабильностью механических свойств у отдельных штанг разрезаемого проката, а также колебанием величины диаметрального размера прутка при резке в штампе с очковыми ножами и на пресс-ножницах.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Журавлев А. З. «Сельхозмашины», 1954, № 8.
2. Подосенова Н. А. Сб. «Новая технология изготовления инструмента». Вып. 2, Машгиз, 1961.
3. Обзор способов резки круглого прутка на заготовки. Эникмаш, Воронеж, 1962.
4. Мещерин В. Т. и др. «Вестник машиностроения», 1967, № 4.
5. «Бюллетень изобретений и товарных знаков», 1968, № 7. Авторское свидетельство № 211273.

УДК 621.541.1.001.5

## Некоторые особенности пневмоприводов с торможением в конце хода

А. А. ПАРОВ  
НИИТавтопром

В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ необходимость в пневмоприводах с торможением в конце хода возникает при транспортировании и складировании изделий и заготовок, подаче заготовок из зоны загрузки в рабочую зону, при штамповке деталей, для прошивки опок в литейных цехах и опускания секций толкающих конвейеров и т. д.

В каждом случае применения пневмоприводов с торможением необходимо, чтобы особенности самих приводов со встроенным тормозным устройством сочетались с особенностями технологических процессов.

Рассмотрим торможение транспортных устройств. Заготовки, изделия или специальные приспособления-спутники с заготовками транспортируются между позициями автоматических линий, как правило, по направляющим планкам при помощи

толкающих шаговых транспортеров возвратно-поступательного движения. На рис. 1 показана принципиальная схема пневмопривода с торможением шагового транспортера. При каждом ходе поршня 1 пневмопривода 2 заготовка 3 перемещается захватом 4 из положения А в положение В на расстояние, равное длине хода цилиндра (включая тормозной путь). При подходе поршня к втулке 5 привод замедляет свой ход с помощью тормозного устройства, включающего игольчатый дроссель 6. Клапаны К1 и К2 обеспечивают работу привода в автоматическом режиме. Пуск и выключение пневмопривода осуществляются клапаном К3. Скорость привода при прямом и обратном ходе регулируется дросселями 7.

При торможении шагового транспортера необходимо обеспечить движение изделий без отрыва от захватов.

Для выявления условий, при которых в процессе торможения изделия отрываются от захватов, необходимо рассмотреть силы, действующие в это время на транспортируемое изделие: веса  $G$ , инерции  $P_{ин} = m\ddot{x}$  силу  $P_3$ , действующую со стороны захвата, и силу трения между изделием и направляющей планкой

$$P_{тр} = f_{тр} G,$$

где  $m$  — масса изделия;

$\ddot{x}$  — отрицательное ускорение (замедление) заготовки;

$f_{тр}$  — коэффициент трения скольжения между изделием и направляющими планками.

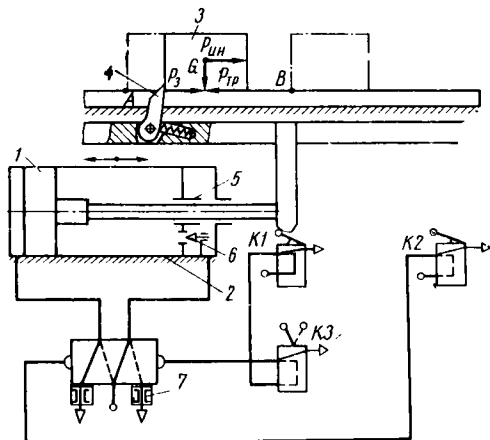


Рис. 1

Уравнение движения изделия под действием этих сил принимает вид

$$P_3 - f_{тр}G = m\ddot{x}.$$

Сила  $P_3$  при  $\ddot{x} = -f_{тр}g$  ( $g$  — ускорение силы тяжести) уменьшается до нуля. Поэтому, чтобы заготовка не отрывалась от захватов при торможении, тормозное устройство должно ограничить абсолютную величину отрицательного ускорения.

Коэффициент трения скольжения стальных и чугунных изделий, транспортируемых на автоматических линиях по направляющим планкам, по данным испытаний, составляет 0,1—0,3 в зависимости от состояния трущихся поверхностей, наличия масла и т. п. Следовательно,

$$|\ddot{x}| < (0,1 - 0,3) g.$$

Скорость подхода транспортера в положение В определяется следующим: после остановки транспортера изделие неминуемо отрывается от захватов и движется до тех пор, пока его кинетическая энергия не израсходуется на преодоление силы трения о направляющие. Поэтому

$$\frac{m\dot{x}^2}{2} = P_{тр} \Delta S = f_{тр}mg \Delta S,$$

где  $\dot{x}$  — скорость движения поршня;

$\Delta S$  — путь изделия после отрыва.

Отсюда

$$\Delta S = \frac{\dot{x}^2}{2 f_{тр}g}.$$

Изделия стопорятся фиксаторами, имеющими конусную заходную часть, так что они могут входить в предназначенные для них отверстия в изделии (заготовке) даже при некотором несовпадении осей фиксаторов и отверстий. Это позволяет допустить отрыв изделий от захватов до величины  $\Delta S = 0,5$  мм, которой при  $f_{тр} = 0,1 \div 0,3$  соответствует скорость подхода транспортера в положение В, равная 0,03—0,05 м/сек.

Из вышесказанного вытекают два основных требования к закону торможения пневмопривода:  $|\ddot{x}| < f_{тр}g$  и  $\dot{x} = 0,3 \div 0,05$  м/сек.

Эти условия выполняются в пневмоприводах с торможением при равномерном движении поршня со скоростью до

0,5 м/сек\*. При скорости поршня 0,5—1 м/сек для выполнения первого требования необходимо к тормозной полости подключить предохранительный клапан, который выполняет функцию ограничителя ускорения при торможении.

Схема реализации процесса торможения пневмопривода с ограничением по ускорению  $\ddot{x} = (0,1 - 0,3)g$  представлена на рис. 2.

В некоторой точке хода поршень 1 перекрывает основной выходной канал 2, в результате чего воздух из полости противодавления выходит через малый канал 3 с установленным на нем переменным дросселем 4. При торможении давление в полости противодавления начинает резко возрастать, соответственно растет и ускорение. Когда величина давления достигнет величины, на которую настроен предохранительный клапан 5, последний открывается и при дальнейшем движении поршня регулирует давление в полости, поддерживая его на постоянном уровне. В соответствии с постоянством давления в этой области получаем  $\ddot{x} = \text{const}$ . Изменяя настройку предохранительного клапана, можно выбрать требуемое предельное ускорение  $\ddot{x}$ . В конце хода, когда поршень остановится, воздух из полости торможения выходит в атмосферу через канал 3, степень открытия которого выбирается при настройке тормозного устройства в момент наладки.

Как показывают эксперименты, проведенные на Московском автозаводе им. Лихачева, процесс торможения поршня с величиной  $\ddot{x}$ , не превышающей заданного предела, может быть реализован обычным пневмоцилиндром (например, диаметром 0,1 м), имеющим тормозное устройство в конце хода, если к его тормозной полости подключить предохранительный клапан (например, автомобильный). При этом выходной канал этого клапана выведен в выхлопной канал пневмопривода после иглычатого тормозного дросселя 4 (рис. 2).

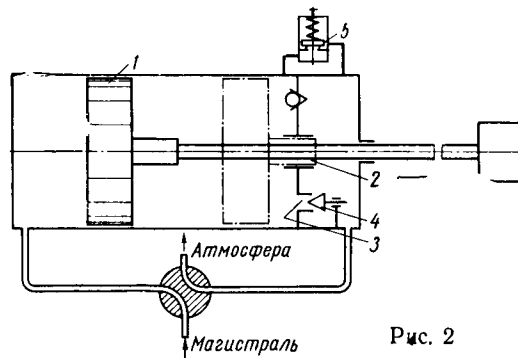


Рис. 2

В процессе торможения в полости за тормозным дросселем давление близко к атмосферному, т. е. предохранительный клапан работает, как при выхлопе в атмосферу. При обратном ходе в эту полость подается воздух из магистрали и клапан открывается, так как давление в его выходном канале равно или больше давления на входе в клапан.

Важным фактором при выборе пневмоприводов с торможением в конце хода является температура воздуха  $T$  в обеих полостях в период торможения. Рассмотрим кривые изменения температуры воздуха, приведенные на рис. 3. Они записаны в полостях пневмопривода с торможением (диаметр пневмоцилиндра 0,1 м, рабочий ход 0,6 м), при весе поступательно-движущихся частей 200 кг, длине тормозного пути 0,035 м, степени открытия тормозного дросселя

$$\frac{\mu_{вм} f_{вм}}{\mu f} = \frac{90 \cdot 10^{-5}}{450 \cdot 10^{-5}} = 0,2$$

(где  $\mu f$  и  $\mu_{вм} f_{вм}$  — эффективные площади сечения подводящей и выхлопной магистралей в момент торможения) и  $x = 0,8$  м/сек.

После переключения распределителя (линия 1—1) сжатый воздух поступает в рабочую полость, температура  $T_p$  в которой сначала резко повышается до 80° (одновременно с повышением давления), а затем вследствие теплообмена с окружающей средой падает. В начале движения поршня (линия 2—2) температура воздуха падает из-за увеличения объема.

\* Герц Е. В., Воробейчук Ю. Г., Парой А. А. Экспериментальное исследование пневмопривода с торможением в конце хода. «Автомобильная промышленность», 1968, № 3.

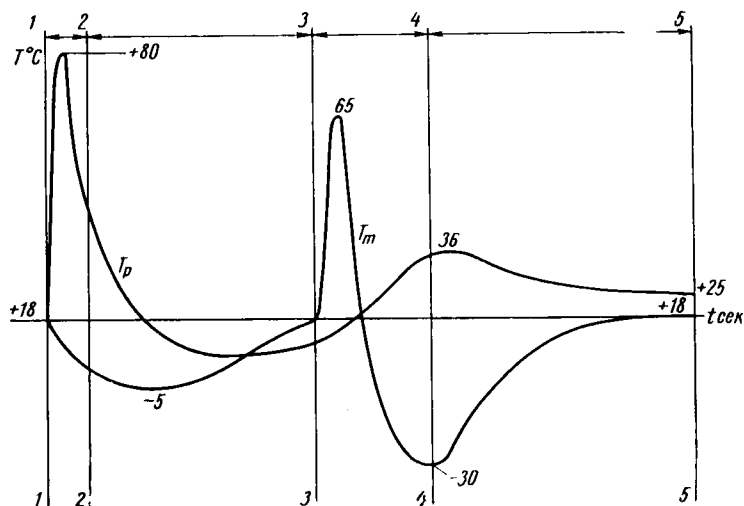


Рис. 3

ма полости, притока свежих порций воздуха и продолжающегося теплообмена. Эта температура сохраняется до момента начала торможения (линия 3—3). При торможении (между линиями 3—3 и 4—4) наблюдается увеличение температуры до 36°, а после остановки поршня (линия 4—4) температура

воздуха падает вследствие теплообмена с внешней средой до 25°.

Температура воздуха  $T_m$  полости противодействия после переключения распределителя (линия 1—1) падает до -5°, затем вследствие увеличения давления повышается и достигает к моменту начала торможения (линия 3—3) температуры окружающей среды. При торможении (между линиями 3—3 и 4—4) температура возрастает до +70°, а затем в результате расширения воздуха резко снижается до -30°. После окончания тормозного процесса (линия 4—4) она снова возрастает до значения температуры окружающей среды.

Температура воздуха в процессе торможения в значительной степени зависит от скорости движения поршня до начала торможения, которая определяет степень сжатия воздуха в процессе торможения.

Опыт показывает, что при скорости начала торможения 0,7—1,0 м/сек величина  $T_m$  в процессе торможения повышается до 60—80°. Перепад температур (от +65 до -30°) необходимо учитывать при выборе материала тормозных манжет, так как они могут потерять свои упругие свойства. Из-за этого ухудшаются условия торможения, в частности, наблюдается недостаточная степень сжатия воздуха в тормозной полости, что приводит к неполному поглощению кинетической энергии поступательно-движущихся масс, т. е. к сильным ударам в конце хода.

УДК 669.14.018.298:621.78.011

## Влияние предварительной термической обработки на структуру и свойства конструкционных сталей после цементации и нитроцементации

В. Д. КАЛЬНЕР, С. А. ЮРАСОВ, И. Л. КРИВАНКИНА, Л. И. ЮСФИНА

Московский автозавод им. Лихачева

**РАЗНООБРАЗИЕ** режимов предварительной термической обработки конструкционных сталей обусловлено в большинстве случаев стремлением получить лучшую обрабатываемость заготовок. С этих же позиций, как правило, рассматриваются режимы термической обработки поковок при использовании тепла ковочного нагрева [1]. Однако изменения, происходящие в структуре металла в результате предварительной термической обработки, могут быть устойчивыми и сохраняться при длительных выдержках повторного нагрева. Так, исходная структура и условия повторного нагрева могут на 100—150° изменить температуру полной перекристаллизации стали [2]. Регулированием размера и объемной доли труднорастворимых частиц второй фазы в процессе предварительной термической обработки увеличивают прочность строительных сталей за счет измельчения зерна [3]. Предварительной термической обработкой поковок зубчатых колес из стали 55ПП удалось получить при последующем индукционном нагреве более стабильную величину зерна и прокаливаемость [4].

На Московском автозаводе им. Лихачева изучалось влияние режимов предварительной термической обработки на величину зерна аустенита при повторном кратковременном нагреве и после насыщения цементуемых и нитроцементуемых сталей, на микроструктуру, прокаливаемость слоя, а также механические свойства.

Исследование проводилось на сталях 25, 25ХГТ, 25ХГМ серийных мартеновских плавков, а также на опытной стали с повышенным содержанием молибдена, алюминия и азота, химический состав которой приведен в таблице. Повышенное содержание азота при индукционной плавке достигалось введением азотированного феррохрома. Предварительная термическая обработка проводилась на прутках сечением 20×20 мм и состояла из улучшения или изотермического отжига с нагревом от 900 до 1250° через каждые 50°. Температура выдержки

| Марка стали | Химический состав в % |      |      |      |      |      |      |                                          |
|-------------|-----------------------|------|------|------|------|------|------|------------------------------------------|
|             | C                     | Mn   | Si   | Ni   | Cr   | Mo   | Ti   | А <sub>расп.</sub><br>Н <sub>расп.</sub> |
| 25          | 0,23                  | 0,50 | 0,25 | 0,08 | 0,10 | —    | —    | 0,02                                     |
| 25ХГТ       | 0,26                  | 1,00 | 0,26 | 0,15 | 1,10 | —    | 0,09 | 0,01                                     |
| 25ХГМ       | 0,26                  | 1,00 | 0,24 | 0,17 | 1,00 | 0,20 | 0,03 | 0,02                                     |
| 25ХГНМАЮ    | 0,30                  | 0,76 | 0,35 | 0,75 | 1,00 | 0,50 | —    | 0,09                                     |
| 25ХГНМАЮ    | 0,27                  | 0,60 | 0,30 | 1,03 | 0,51 | 0,42 | —    | 0,08                                     |

( $\tau=1$  ч) при изотермическом отжиге или отпуске была 650°. Скорость охлаждения  $\nu$  до изотермической выдержки была 50°/ч, 30°/мин и 120°/сек. Цементация и нитроцементация образцов проводилась в безмуфельных агрегатах непрерывного действия в смеси эндогаза, городского газа (при цементации) и аммиака (при нитроцементации) с автоматическим регулированием углеродного потенциала по содержанию  $\text{CO}_2$ . Температура цементации 940°,  $\tau=10$  ч. Нитроцементация сталей 25ХГТ, 25ХГМ, 25ХГНМАЮ велась при 860°, а стали 25 при 900° в течение 5 ч. После насыщения образцы подвергались непосредственной закалке в масло и низкому отпуску при 180° в течение 1,5 ч.

Границы зерна аустенита (на мартенситной структуре) выявлялись травлением шлифов в водном растворе пикриновой кислоты с добавлением синтола. Величина зерна  $d$  оценивалась по методу случайных секущих [5]. Увеличение числа полей и секущих выбиралось с расчетом, чтобы общее число пересечений было не менее 2000, что гарантировало точность измерения не ниже 2%. Величина зерна, фазовый состав и твер-

дость измерялись через 0,025 мм для первых слоев и через 0,05—0,1 мм для последующих по всей глубине насыщенного слоя.

Испытания на статический изгиб образцов величиной 15×15×100 мм проводились на универсальной испытательной машине фирмы Болдвин усилием 20 т. Усталостные испытания по схеме чистого изгиба при вращении гладких образцов с минимальным диаметром 7,5 мм проводились на машине типа НУ в соответствии с требованиями ГОСТа 2860—65. Количество испытанных образцов в каждой серии было 20—80 в зависимости от рассеяния и долговечности на заданном уровне напряжения.

Анализ полученных данных (рис. 1) показывает, что при предварительных нагревах до  $t=1250^\circ$  с последующим ускоренным охлаждением в масле (кривая 1) или на воздухе (кривая 2) можно в обычной конструкционной стали, раскисленной только алюминием ( $N_{раск}=0,005\%$ ), значительно изменить кинетику роста зерна аустенита при повторном нагреве по сравнению с обычными температурами ( $t=900^\circ$ ) предварительного нагрева и теми же скоростями охлаждения (кривые 3 и 4). Температура начала интенсивного роста зерна аустенита повышается после высокотемпературного предварительного нагрева более чем на  $100^\circ$ .

Причина такого изменения в характере роста зерна аустенита связана с образованием различного количества и размеров труднорастворимых частиц второй фазы, в частности, нитрида алюминия при предварительной термической обработке, растворение и выделение которого подробно исследовано в работах [6 и 7]. Растворение AlN в аустените при  $1250^\circ$  и выделение его в случае ускоренного охлаждения при температурах ниже  $A_{с3}$  уменьшают размер частиц, а следовательно, и среднее расстояние между ними и замедляют миграцию границ зерен. Медленное охлаждение ( $v=120^\circ/ч$ ) после высокотемпературного нагрева ( $t=1250^\circ$ ), вызывая коагуляцию частиц второй фазы при их выделении, приводит при одной и той же объемной доле к увеличению размера частиц, среднего расстояния между ними и, как следствие, увеличению скорости роста зерна при повторном нагреве (кривая 5).

Учитывая постоянно температуры цементации и нитроцементации, целесообразно рассмотреть влияние предварительных термических обработок на изменение зерна при повторном нагреве на 850 и  $950^\circ$ .

Увеличение объемной доли AlN ( $Al_{раск}=0,09\%$ ,  $N_{раск}=0,023\%$ ) по сравнению со сталью 25 или другими серийными плавками совместно с предварительной термической обработкой привело к измельчению зерна до 13-го балла при  $850^\circ$  и  $t=30$  мин, а при  $950^\circ$  (рис. 2) до 12-го балла по ГОСТу 5639—65. Подобная величина  $d$ , по данным некоторых работ [8], достигается только при помощи специальной подготовки структуры и последующих высоких скоростей нагрева т. в. ч. до  $300\text{—}500^\circ/сек$ .

Исследования показали, что использование ковочного тепла с замедленным охлаждением до  $800\text{—}900^\circ$  нежелательно, так как способствует значительной коагуляции труднорастворимых частиц и резкому укрупнению зерна при окончательной термической обработке. По этой же причине различие в скорости охлаждения поковок впоследствии сказывается на прокаливаемости и деформации деталей. Ускоренное охлаждение послековки или штамповки в интервале выпадения труднорастворимых частиц второй фазы в аустенитной области с последующим использованием оставшегося тепла ( $500\text{—}700^\circ$ ) для экономичного нагрева под нормализацию или закалку будет способствовать измельчению зерна.

В тех случаях, когда труднорастворимые частицы (например, AlN) могут выделяться не только в аустените, но и в феррите, предварительная обработка должна включать в себя соответствующие температуры отпуска для дополнительного выделения этих частиц.

После цементации и нитроцементации прежде всего следует отметить изменение величины  $d$  по глубине слоя в зависимости от кинетики роста зерна без насыщения и от образования дополнительных частиц второй фазы в процессе насыщения (особенно карбидов; например, в стали 25ХГТ). Влияние величин  $t$  и  $v$  в процессе предварительной обработки на величину зерна (рис. 3) после насыщения с  $\tau=7\div 10$  ч аналогично влиянию этих факторов при повторных коротких нагревах и возрастает с увеличением  $t$  и  $\tau$  (рис. 4) в процессе химико-термической обработки. Величина зерна в слое и сердцевине меняется при этом на 4—5 баллов. Таким образом, используя

предварительную термическую обработку и образование дополнительного количества частиц второй фазы в процессе насыщения, можно получить весьма мелкое зерно (близкое к начальному) даже при длительных выдержках до  $7\text{—}10$  ч в процессе химико-термической обработки. Изменение величины зерна за счет предварительной обработки на 4—5 баллов тем не менее не повлияло на характер распределения углерода и азота в слое. Даже увеличение зерна от 11-го до 4-го балла (предварительный нагрев в нейтральных соляных ваннах стали 25ХГТ на  $880$  и  $1200^\circ$  соответственно с выравниванием температуры образцов при  $850^\circ$  и цинированием при этой температуре в течение 1,5 ч) не изменяет распределение азота и углерода по глубине слоя.

По-видимому, большеугловые границы в пределах  $d=12\div 4$  баллов не оказывают практического влияния на распределение азота и углерода по глубине цементованного, нитроцементованного и цинированного слоев.

Предварительная обработка, изменяя величину  $d$ , оказывает существенное влияние на прокаливаемость слоя.

Диаграммы (рис. 5) для крупного (до 5-го балла) и мелкого (до 10-го балла) зерна показывают, что различие в прокаливаемости увеличивается с уменьшением скорости охлаждения при закалке. На расстоянии  $l=25$  мм от торца, соответствующем скорости охлаждения поверхности впадины зуба ведущего цилиндрического зубчатого колеса заднего моста ЗИЛ-130, изменение зерна аустенита с 5-го до 10-го баллов

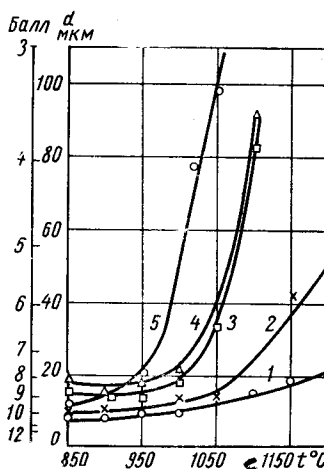


Рис. 1. Влияние предварительной термической обработки на кинетику роста зерна стали 25

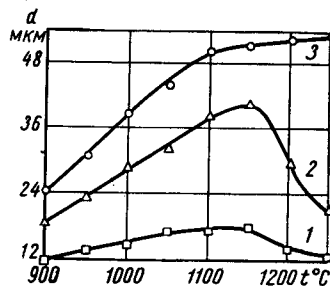


Рис. 3. Рост величины зерна аустенита стали 25ХГНМАЮ при цементации и нитроцементации в зависимости от режимов предварительной термической обработки:

1 — аустенизация, охлаждение в масле, отпуск, нитроцементация; 2 — аустенизация, охлаждение в масле, отпуск, цементация; 3 — аустенизация, охлаждение с  $v=120^\circ/ч$ , цементация

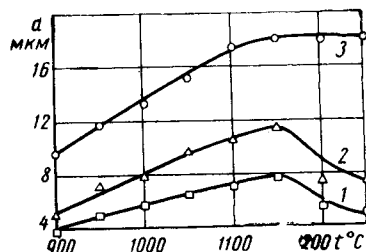


Рис. 2. Изменение величины зерна стали 25ХГНМАЮ в зависимости от предварительной термической обработки с различными скоростями охлаждения после аустенизации:

1 — в масле + отпуск; 2 — на воздухе; 3 — с  $v=120^\circ/ч$

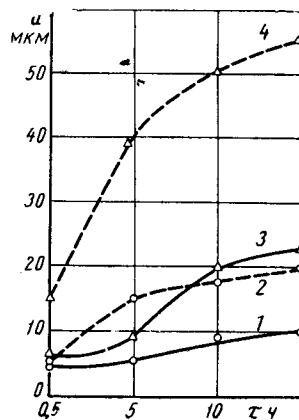


Рис. 4. Характер роста зерна аустенита в зависимости от режимов предварительной термической обработки при различной длительности цементации:

1 — слой; 2 — сердцевина (предварительная обработка — улучшение с  $900^\circ$ ); 3 — слой; 4 — сердцевина (предварительная обработка — нагрев до  $1250^\circ$ ,  $t=1,5$  ч, охлаждение с  $v=120^\circ/ч$ )

приводит к смещению линий равной твердости  $HV\ 400-800$  на расстояние, соответствующее изменению концентрации  $C$  на  $0,1\%$ , что соответствует уменьшению глубины эффективного слоя (с твердостью до  $HV\ 500$ ) и зоны слоя с высокой твердостью (до  $HV\ 700$ ) на  $20\%$  или различию в твердости при равной концентрации углерода до  $HV\ 100$ . Степень уменьшения глубины эффективного слоя при аналогичном изменении величины зерна увеличивается для сталей с более низкой прокаливаемостью (25ХГТ, 15Х и др.). Испытания сталей 25ХГНМАЮ, 25ХГМ и 25ХГТ после нитроцементации и цементации на статический изгиб показали, что в стали 25ХГНМАЮ как при цементации, так и при нитроцементации в случае измельчения зерна до 13—12 баллов можно получить предел прочности при изгибе до  $260\text{ кг/мм}^2$ .

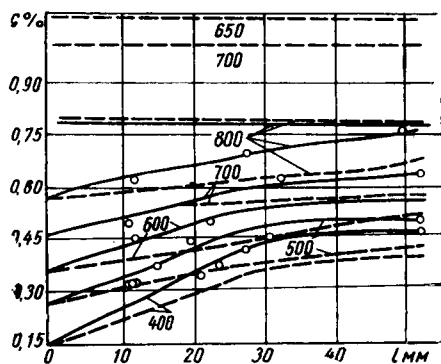


Рис. 5. Диаграмма прокаливаемости цементованного слоя: сплошная линия — мелкое зерно, штриховая линия — крупное зерно (цифра обозначена твердость)

Увеличение зерна за счет предварительной обработки до 7-го балла приводит к снижению прочностных свойств при изгибе на  $20\%$ . В стали 25ХГТ такое же изменение величины  $d$  не изменяет предела прочности, который остается равным  $160-170\text{ кг/мм}^2$ .

Испытания на усталость показали большую чувствительность к изменению величины зерна (рис. 6, а). Для стали 25ХГНМАЮ усталостная прочность  $113\text{ кг/мм}^2$  получена при нитроцементации для варианта с наименьшим зерном (4 мкм). При увеличении зерна аустенита до 7 мкм (кривая 2) долговечность  $N$  образцов при одинаковом напряжении  $\sigma_{max}$  заметно снижается. Для цементованных образцов, у которых зерно в слое возрастает до 10 мкм, снижается как  $N$ , так и предел усталости на базе  $5 \cdot 10^6$  циклов (кривая 3) по сравнению с данными, полученными после нитроцементации той же стали. Увеличение зерна до 22 мкм за счет предварительной термической обработки снижает усталостную прочность до  $70\text{ кг/мм}^2$ , т. е. еще на  $25\%$ . Аналогичные результаты были получены при изменении  $d$  в цианированном слое для стали 25ХГТ с 11 до 4 баллов (рис. 6, б). В этом случае происходит уменьшение усталостной прочности с 95 до  $51\text{ кг/мм}^2$ .

Однако измельчение зерна аустенита в цементованном слое образцов стали 25ХГТ предварительной обработкой с 7-го до 11-го баллов не только не привело к увеличению усталостной прочности, но даже понизило их долговечность. Анализ микро-

структуры и микротвердости поверхностных фильмов слоя показал, что на глубине до  $0,05\text{ мм}$  в зоне внутреннего окисления легирующих элементов появляются немартенситные продукты распада аустенита, количество которых уменьшается с ростом величины  $d$ , что повышает твердость поверхностных фильмов. Увеличение количества немартенситных продуктов распада в зоне с наибольшими напряжениями приводит к снижению долговечности.

С уменьшением размера зерна в слое со структурой: мартенсит и остаточный аустенит — увеличивается конструктивная прочность сталей после химико-термической обработки, повышая сопротивление изгибу и особенно усталостную прочность стали, но снижаются свойства при появлении немартенситных продуктов распада в поверхностных фильмах после цементации и нитроцементации.

Таким образом, получение особо мелкого зерна в насыщенном слое за счет предварительной термической обработки должно быть строго согласовано с выбранной маркой стали и полным циклом технологии термической обработки. В противном случае весьма мелкое зерно в слое может ухудшить качество готового изделия.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Шевелев А. Е. «Металловедение и термическая обработка металлов», 1958, № 4.
2. Садовский В. Д. «Металловедение и термическая обработка металлов», 1968, № 8.
3. Wiester H. S., Bading W., Riedel H., Scholz W. «Stahl und Eisen», 1957, № 77, стр. 773.
4. Зеленова В. Д., Островский Г. А., Шепеляковский К. З., Шор Ф. И. «Металловедение и термическая обработка металлов», 1966, № 11.
5. Салтыков С. А. Стереометрическая металлография. Металлургиздат, 1958.
6. Leslie W. и др. «Transaction of the ASM», 1954, № 46, p. 1479.
7. Gladman T., Pickering F. I. «Iron and Steel Inst.», July 1967.
8. Островский Г. А., Шепеляковский К. З. Структурные и фазовые превращения при нагреве сталей и сплавов. Ч. 1. Пермь, 1969.

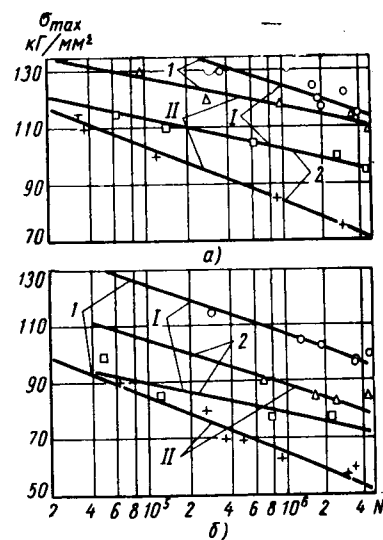


Рис. 6. Влияние предварительной обработки на усталостную прочность стали 25ХГТ и 25ХГНМАЮ после нитроцементации и цементации:

а — сталь 25ХГНМАЮ; б — сталь 25ХГТ; I — мелкое зерно; II — крупное зерно; 1 — нитроцементация; 2 — цементация

#### УВАЖАЕМЫЙ ТОВАРИЩ!

Не забудь своевременно подписаться на журнал

«АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»  
на 1971 год

Подписка принимается без ограничения в пунктах подписки «Союзпечать», в почтамтах, городских, районных узлах и отделениях связи, а также у общественных распространителей печати.

Журнал можно приобрести только по подписке.

## АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ И ИСПЫТАНИЙ БЕНЗОНАСОСА ТИПА Б7 С МЕХАНИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

**Б**ЕНЗИНОВЫЙ диафрагменный насос с механическим приводом типа Б7 с номинальным наружным диаметром фланцев 70 мм входит в типоразмерный ряд бензиновых подкачивающих насосов для автомобильных двигателей, являясь наименьшим типоразмером ряда.

Бензонасос типа Б7 разработан применительно к новому двигателю автомобиля «Москвич-412» и может быть также использован для серийных и перспективных автомобильных двигателей с часовым расходом топлива до 20—25 кг/ч. При разработке конструкции малогабаритного насоса типа Б7 необходимо было обеспечить его малые габариты согласно монтажному месту на двигателе и устойчивую работу бензонасоса при высокой температуре окружающего воздуха, а также достаточную его производительность во всех условиях эксплуатации. При уменьшении габаритных размеров насоса указанные требования могли быть обеспечены только использованием целого комплекса мероприятий: специальной обработки его рабочей камеры с целью уменьшения «вредного пространства» и снижения гидравлического сопротивления насоса, повышения рабочего давления с соответствующим увеличением давления нулевой подачи, выбором оптимального хода диафрагмы насоса и др.

Бензиновый насос типа Б7 (рис. 1) имеет следующие конструктивные особенности:

1. Поддиафрагменное пространство насоса отделено от полости картера двигателя специальным уплотнителем, который предотвращает вредное химическое воздействие на диафрагму картерных газов, выброс масла через дренажное отверстие в корпусе насоса и попадание бензина в картер двигателя в случае нарушения герметичности диафрагмы.

2. Размеры плеч рычага привода выбраны такими, что передаточное отношение близко 1:1, что обеспечивает наименьшее влияние на параметры насоса случайных неточностей изготовления деталей привода, их износа в эксплуатации, а также возможной неточности подбора прокладок при монтаже насоса.

У насоса типа 965 автомобиля «Запорожец» [1] и у некоторых насосов зарубежных фирм из-за неблагоприятного соотношения плеч рычага привода все указанные отклонения влияют на действительное положение диафрагмы в насосе с увеличением в 2,5 раза.

3. Возможность замены диафрагмы в случае ее износа без демонтажа рычага привода.

4. Большое проходное сечение клапанов и соответственно малое их гидравлическое сопротивление.

Однако даже при большом проходном сечении клапанов продолжительность открытия их на высоких оборотах двигателя составляет всего около 0,01 сек. Время сечения всасывающего клапана при этом становится недостаточным для полного заполнения бензином освобождающегося объема в рабочей камере, в результате чего в ней образуется высокое разрежение, что приводит к закипанию бензина. Часть объема рабочей камеры заполняется парами бензина, а также выделяющимся из него воздухом. Описанные процессы, происходящие в насосе, значительно ухудшают его работу в случае применения бензинов с большим содержанием легких фракций, а также при эксплуатации автомобиля в условиях высокой температуры окружающего воздуха. Доля паровоздушной среды при этом становится значительной, для ее быстрого удаления из камеры и последующего нагнетания имеющегося в рабочей камере небольшого количества топлива через нагнетательный клапан, в особенности при больших числах оборотов коленчатого вала, необходимо увеличение максимального давления, развиваемого насосом, т. е. повышение давления нулевой подачи  $p_0$ . Однако повышение величины давления нулевой подачи связано с ужесточением условий работы поплавкового механизма карбюратора и более интенсивным износом диафрагмы насоса. Для обеспечения надежной работы малогабаритного насоса Б7 размерности 70 мм в условиях высокой температуры окружающего воздуха, принятый диапазон допустимого давления нулевой подачи выше, чем у бензонасосов отечественного производства, на 20%, т. е. величина давления нулевой подачи бензонасоса Б7 составляет минимально 225 и максимально 275 мм рт. ст. При этом в насосе применена более износостойкая диафрагма, состоящая из двух листов мембранного полотна, изготовленного на основе капроновой ткани (арткул 1520) с двусторонней резиновой обмоткой ИРП-1024 толщиной листа 0,4 мм.

Сравнительные испытания бензонасоса Б7 и серийных насосов старых конструкций отечественного производства типа А4/402, устанавливаемых на автомобилях «Москвич-408» включительно, типа 965 автомобиля «Запорожец», а также насоса типа BCD фирмы Корона автомобиля ФИАТ-124, проводились на безмоторном стенде, гидравлическая схема которого соответствовала нормам ОН-025 226-64 [2]. Насосы испытывались как при обычной (20—25°), так и при более высокой температуре окружающей

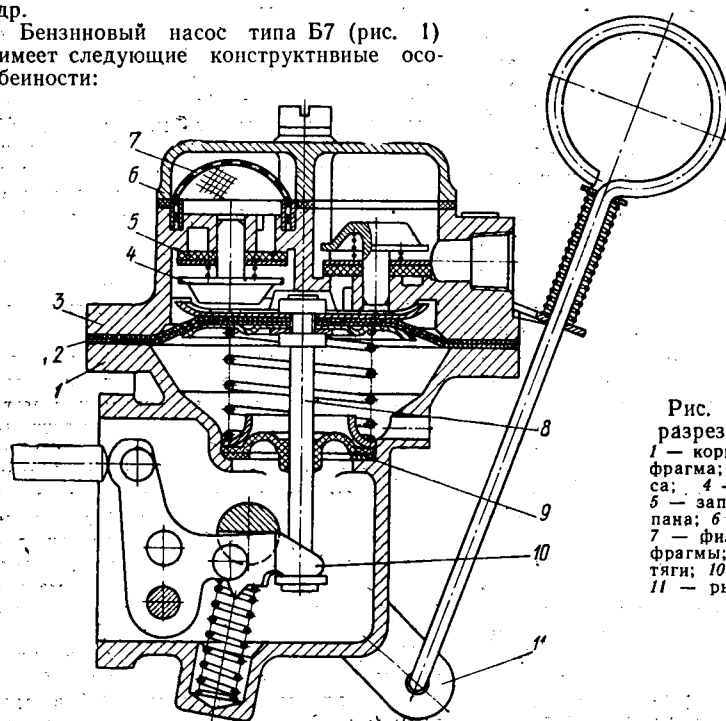


Рис. 1. Поперечный разрез бензонасоса Б7:

1 — корпус насоса; 2 — диафрагма; 3 — головка насоса; 4 — обойма клапана; 5 — запорная пластина клапана; 6 — крышка головки; 7 — фильтр; 8 — тяга диафрагмы; 9 — уплотнитель тяги; 10 — рычаг привода; 11 — рычаг валика ручного привода

среды (90—100°). При испытаниях величина давления нулевой подачи  $p_0$  бензонасосов А4/402 и 965 путем подбора пружины диафрагмы приводилась к примерно одинаковому значению и составляла 217—230 мм рт. ст., т. е. имела нижний предел  $p_0$ , принятый для насоса Б7. Величина давления нулевой подачи бензонасоса BCD автомобиля ФИАТ-124 не регулировалась и превышала указанные

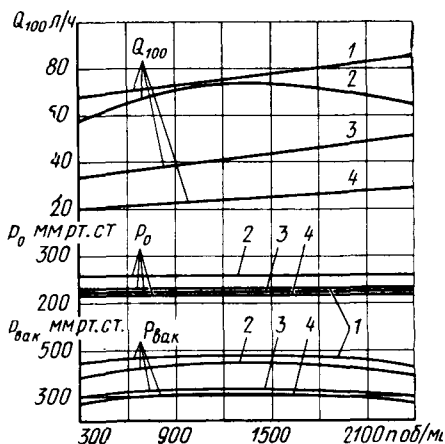


Рис. 2. Зависимость производительности  $Q_{100}$  давления нулевой подачи  $p_0$  и предельного разрежения  $p_{вак}$  от числа оборотов приводного вала:  
1 — насос типа Б7; 2 — насос типа BCD; 3 — насос типа А4 (402); 4 — насос типа 965

значения соответствующей величины бензонасосов А4/402 и 965 в среднем на 15%. На рис. 2 и 3 приведены зависимости насосов при дросселировании топлива на выходе с противодавлением 100 мм рт. ст. ( $Q_{100}$ ), соответствующем противодавлению при работе насоса на двигателе, от числа оборотов приводного вала и температуры окружающей среды.

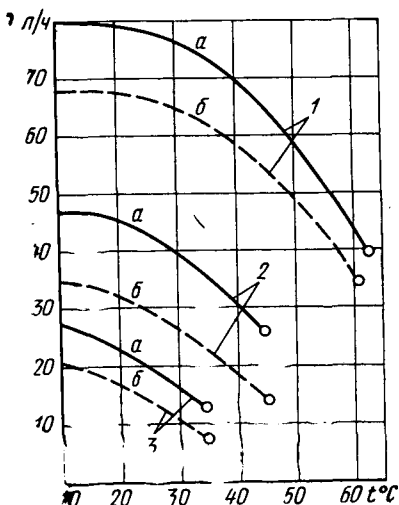


Рис. 3. Зависимость производительности бензонасосов от температуры топлива на выходе из насоса (крестиком обозначен температурный предел устойчивой работы):  
а — при  $n = 1800$  об/мин; б — при  $n = 600$  об/мин; 1 — насос типа Б7; 2 — насос типа А4/402; 3 — насос типа 965

Производительность насосов  $Q_{100}$  (рис. 2) в зависимости от числа оборотов приводного вала изменяется следующим образом: 68—85 л/ч для Б7, 34—52 л/ч для А4/402 и 20—30 л/ч для 965. Производительность  $Q_{100}$  насоса Б7 почти в 2 раза превышает соответствующую производительность насоса А4/402 размерности 80 мм и почти в 3 раза производительность насоса автомобиля «Запорожец». Бензонасос типа BCD автомобиля ФИАТ-124 с увеличением числа оборотов приводного вала повышает свою производительность, которая достигает примерно уровня производительности насоса Б7 при 1200 об/мин приводного вала. Дальнейшее увеличение числа оборотов не способствует росту производительности, а наоборот, производительность насоса, видимо, из-за увеличения внутренних гидравлических сопротивлений в нем понижается и при 2400 об/мин достигает всего 65 л/ч, т. е. на 20 л/ч меньше соответствующей величины для бензонасоса Б7, несмотря на то, что давление нулевой подачи бензонасоса BCD на 30 мм рт. ст. превышало давление нулевой подачи бензонасоса Б7. Предельное разрежение, создаваемое насосом Б7, превышает соответствующую величину для насосов старых моделей в среднем на 150—170 мм рт. ст. и на 30 мм рт. ст. насоса BCD.

Работоспособность насосов в зависимости от температуры окружающей среды показана на рис. 3. Определение указанной зависимости обеспечивалось путем подогрева насоса [3]. Характеристики строились в зависимости от температуры топлива, выходящего из насоса. При достижении некоторого значения температуры топлива на выходе производительность насосов снижается, затем подача топлива либо прекращается совсем (происходит срыв подачи), что наблюдается у насосов старых моделей А4/402 и 965, либо становится неравномерной, т. е. наступает так называемый «температурный предел устойчивой работы», как это наблюдается у насосов Б7. Подача топлива при этом остается достаточной для работы двигателя. Прекращение подачи топлива для насосов А4/402 и 965, а также начало неравномерной подачи топлива для насоса Б7 на графике для удобства обозначены одинаковым условным знаком. Бензонасос Б7 достигает предела устойчивой работы при температуре топлива, выходящего из насоса, выше 60°. При этом подача топлива продолжается, но с кратковременными перерывами. В силу конструктивных особенностей насоса Б7 (минимальный коэффициент «вредного» объема в рабочей камере, ликвидация «мертвых» зон в головке, клапаны с увеличенным проходным сечением и др.) обеспечивается вытеснение образующейся в головке паровоздушной прослойки, в результате чего насос продолжает подкачивать топливо, хотя и неравномерными порциями. Несмотря на высокую температуру топлива на выходе, превышающую 60°, полного отказа в работе бензонасоса Б7 не наблюдалось, его работа продолжалась и производительность  $Q_{100}$  превышала потребление топлива двигателем при соответствующих числах оборотов при температуре окружающей среды (водяная ванна) 100°. Серийные насосы старых моделей А4/402 и 965 пол-

ностью прекращают подачу уже при температуре топлива на выходе из насоса соответственно 45 и 35° и температуре окружающей среды (водяная ванна) всего 60—70°.

Сравнительные испытания бензонасосов были проведены также на моторных стендах на автозаводе им. Ленинского комсомола, на двигателе «Москвич-412» и Мелитопольском моторном заводе на двигателе 966 АТ. На автозаводе им. Ленинского комсомола 20 бензонасосов испытывались при обычной температуре окружающего воздуха с измерениями их параметров, при этом топливо в карбюратор подавалось самотеком. Число оборотов коленчатого вала двигателя изменялось в широком диапазоне с 600 до 5800 в минуту, т. е. двигатель выводился на режим максимальной мощности. Средняя производительность  $Q_{100}$  в зависимости от числа оборотов двигателя составляла минимально 24 и максимально 70 л/ч. В заключении завода по результатам испытаний отмечается, что производительность бензонасосов Б7 растет примерно до 3600 об/мин коленчатого вала, после чего производительность остается постоянной вплоть до оборотов, соответствующих максимальной мощности двигателя, т. е. до 5800 об/мин. Таким образом, у бензонасоса Б7 в отличие от бензонасоса BCD фирмы Корона падения производительности при высоких числах оборотов не наблюдается.

На Мелитопольском моторном заводе испытания проводились в тепловой камере при температуре окружающего воздуха 55—60°, температуре топлива в топливном баке 50—55° и температуре масла в картере двигателя 105—110°. Двигатель работал при полном открытии дроссельной заслонки с числом оборотов коленчатого вала 4000 в минуту. Режим испытаний включал двухчасовую работу двигателя с последующей его остановкой на 12 мин с тем, чтобы тепло, поступающее от горячего блока двигателя, максимально нагрело неохлаждаемый топливом насос, после чего двигатель пускался и продолжал работать в течение 3 ч. Затем следовала вторичная остановка двигателя на 12 мин и заключительный контрольный пуск. На протяжении всех испытаний двигатель с бензонасосом Б7 работал равномерно без перебоев и пуск осуществлялся в течение первых 3 сек. При установке на двигатель насоса модели 965 в его работе начались перебои при температуре окружающего воздуха в камере 50° и вторичный пуск после остановки двигателя был невозможен, так как насос из-за перегрева полностью прекратил подачу топлива.

Для сравнения конструкций насосов представляется интерес дополнить поставление их по следующим параметрам: коэффициенту вредного пространства  $\epsilon$  (отношение объема вредного пространства в головке насоса к объему, описываемому диафрагмой); удельной производительности насоса (отношение производительности  $Q_{100}$  к площади диафрагмы  $F$ , взятой по ее номинальному наружному диаметру); удельной металлоемкости насоса (отношение веса насоса  $\sigma$  к площади диафрагмы  $F$ ).

При сравнении насосов их производительность принималась при числе оборотов приводного вала стенда 2400 в минуту (рис. 2). Конструктивные и гидрав-



| Тип насоса | Размерность в мм | Вес в кг | Число клапанов | Полный ход диафрагмы в мм | Коэффициент вредного пространства ε | Давление нулевой подачи $P_0$ в мм рт.ст. | Производительность при 2400 об/мин в л/ч | Удельная производительность $\frac{Q_{100}}{F}$ в л/ч · см <sup>2</sup> | Удельная металлоемкость $\frac{\sigma}{F}$ в г/см <sup>2</sup> |
|------------|------------------|----------|----------------|---------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------------|------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------|
| B7         | 70               | 0,55     | 2              | 5                         | 0,8                                 | 230                                       | 85                                       | 2,210                                                                   | 14,35                                                          |
| 965        | 70               | 0,60     | 2              | 6                         | 1,96                                | 217                                       | 30                                       | 0,782                                                                   | 15,64                                                          |
| BCD        | 70               | 0,55     | 2              | 6                         | 1,01                                | 260                                       | 65                                       | 1,690                                                                   | 14,35                                                          |
| A4 (402)   | 80               | 1,00     | 2              | 5                         | 2,27                                | 225                                       | 52                                       | 0,745                                                                   | 19,90                                                          |

лические параметры насосов приведены в таблице.

Из таблицы следует, что величина ε у бензонасосов B7 минимальная и равна 0,8, что на 26% меньше коэффициента вредного пространства для бензонасоса BCD автомобиля ФИАТ-124 и в среднем примерно на 250% меньше этой же величины для насосов 965 и A4/402. Минимальное соотношение объема вредного пространства к объему, описываемому диафрагмой, имеет большее значение при работе бензонасоса в условиях высокой температуры окружающей среды.

Удельная производительность бензонасоса B7 превышает соответствующую ве-

личину для насоса BCD почти на 24%, а насосов старых моделей — в среднем в 3 раза. Такое соотношение величин удельной производительности говорит о высокой степени использования габаритных размеров, т. е. о компактности конструкции бензонасоса B7. По металлоемкости бензонасосы B7 и BCD стоят на одном уровне. Металлоемкость серийных насосов старых моделей 965 и A4/402 значительно превышает эту величину бензонасосов B7 и BCD.

Малогабаритный бензонасос типа B7 с 1967 г. серийно выпускается на Буйнакском агрегатном заводе и эксплуатируется в течение почти трех лет на автомобилях «Москвич-412». По сведениям авто-

завода им. Ленинского комсомола бензонасосы B7 полностью удовлетворяют работу двигателя на всех режимах его работы и надежны в эксплуатации.

Надежность работы бензонасосов B7 подтвердилась в автомобильном ралли Лондон — Сидней, в котором все четыре автомобиля «Москвич-412» успешно прошли тропические районы Индии и пустыни Австралии.

Долговечность бензонасосов B7 подтвердили эксплуатационные испытания автомобилей «Москвич-412». После пробега автомобилями 150 тыс. км бензонасосы B7 отказов не имели и продолжали нормально работать.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Дикарев В. Н., Калугин К. П., Маркеев В. В. Современные конструкции зарубежных и отечественных автомобильных бензиновых насосов. НИИ-автопром, 1966.

2. Калугин К. П., Маркеев В. В. Исследования работы бензонасосов в условиях высоких температур на безмоторном стенде. Труды ЦНИТА, 1963, № 18.

3. Маркеев В. В. «Автомобильная промышленность», 1969, № 3.

В. В. МАРКЕЕВ

УДК 621.43.629.114.6(4)

## НЕКОТОРЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ЕВРОПЕЙСКИХ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

**В**ЫПУСК автомобилей в Европе определяется производством автомобилей в четырех наиболее развитых капиталистических странах: ФРГ, Англии, Франции и Италии. Производство автомобилей в этих странах в 1967 г. составило 7 971 763 шт., а в 1968 г. — 9 071 422 шт., т. е. их выпуск увеличился на 14%. На первом месте по выпуску автомобилей в Европе находится ФРГ (3 106 958 шт.), на втором Англия (2 225 122 шт.), на третьем Франция (2 075 694 шт.) и на четвертом Италия (1 663 648 шт.). В сравнении с 1967 г. выпуск автомобилей в ФРГ увеличился на 24%, в Англии на 15%, во Франции на 4% и в Италии на 8%.

Выпуск легковых автомобилей основными фирмами и распределение двигателей по рабочему объему в четырех рассматриваемых странах представлены в табл. 1 и 2.

На европейские легковые автомобили устанавливаются главным образом бензиновые двигатели и значительно в меньшей степени — дизели. Выпуск легковых автомобилей с дизелями составляет менее 1% от выпуска легковых автомобилей.

Бензиновые двигатели отличаются большим конструктивным разнообразием, определяемым числом и расположением цилиндров, типом механизма газораспределения, формой камеры сгорания, системой охлаждения и т. п. Двигатели имеют оппозитное, вертикальное, наклонное и V-образное расположение цилиндров. Число цилиндров два — восемь,

Таблица 1

| Фирма                  | Выпуск автомобилей в шт. за годы |           |            |
|------------------------|----------------------------------|-----------|------------|
|                        | 1966                             | 1967      | 1968       |
| <b>Ф Р Г</b>           |                                  |           |            |
| Фольксваген            | 1 295 621                        | 1 089 237 | 1 449 773  |
| Опель                  | 649 376                          | 540 206   | 648 033    |
| Даймлер-Бенц           | 191 625                          | 200 470   | 216 284    |
| В том числе с дизелями | 62 000                           | 70 000    | 74 000     |
| Форд                   | 291 201                          | 193 780   | 207 763    |
| <b>А н г л и я</b>     |                                  |           |            |
| Бритиш Лейланд         | 604 350                          | 539 219   | 609 473    |
| Форд                   | 466 177                          | 440 711   | 573 701    |
| Воксхолл               | 172 777                          | 196 877   | 244 819    |
| <b>Ф р а н ц и я</b>   |                                  |           |            |
| Рено                   | 666 224                          | 706 622   | 734 455    |
| Ситроен                | 451 875                          | 419 245   | 384 040    |
| Пежо                   | 338 846                          | 374 028   | 362 208    |
| В том числе с дизелями | 13 873                           | 16 619    | Нет данных |
| Симка                  | 327 433                          | 275 881   | 350 083    |
| <b>И т а л и я</b>     |                                  |           |            |
| ФИАТ                   | 1 110 701                        | 1 233 892 | 1 301 751  |
| Альфа Ромео            | 59 971                           | 76 831    | 97 220     |
| Иниосети               | 35 967                           | 46 026    | 50 540     |

Таблица 2

| Рабочий объем в л    | Выпуск двигателей в шт. за годы |           |           |
|----------------------|---------------------------------|-----------|-----------|
|                      | 1966                            | 1967      | 1968      |
| <b>Ф Р Г</b>         |                                 |           |           |
| До 0,5               | 12 490                          | 8 961     | 6 906     |
| 0,5—1,0              | 73 417                          | 85 664    | 87 508    |
| 1,0—2,0              | 2 305 903                       | 1 781 933 | 2 206 855 |
| 2,0—3,0              | 120 763                         | 165 055   | 232 132   |
| Свыше 3,0            | 2 702                           | 1 219     | 2 032     |
| <b>А н г л и я</b>   |                                 |           |           |
| До 1,0               | 301 397                         | 289 077   | 258 342   |
| 1,0—1,6              | 813 832                         | 898 850   | 1 133 760 |
| 1,6—2,8              | 412 541                         | 319 508   | 363 182   |
| Свыше 2,8            | 77 909                          | 44 758    | 60 652    |
| <b>Ф р а н ц и я</b> |                                 |           |           |
| До 1,0               | 859 783                         | 808 511   | 782 987   |
| 1,0—1,5              | 624 554                         | 657 158   | 743 888   |
| Свыше 1,5            | 301 569                         | 310 833   | 306 172   |
| <b>И т а л и я</b>   |                                 |           |           |
| До 0,5               | 324 787                         | 398 902   | 381 117   |
| 0,5—1,0              | 470 972                         | 440 479   | 525 790   |
| 1,0—1,5              | 440 861                         | 475 754   | 452 607   |
| 1,5—2,0              | 37 798                          | 118 209   | 181 393   |
| Свыше 2,0            | 8 000                           | 5 867     | 4 025     |

легковых автомобилях применяются рядные четырехцилиндровые дизели, некоторые из них по быстротходности не уступают карбюраторным двигателям.

Фирма Фольксваген выпускает автомобили с четырехцилиндровыми оппозитными двигателями воздушного охлаждения. Рабочий объем двигателей лежит в пределах 1,286—1,679 л, а мощность 50—76 л. с.

Итальянская фирма ФИАТ выпускает легковые автомобили с рядными четы-

рабочий объем 0,5—6,3 л и мощность 18—300 л. с.

Конструкция дизелей для легковых автомобилей не столь разнообразна, как бензиновых двигателей. Основной причиной является меньший их выпуск. На

рехцилиндровыми двигателями рабочим объемом 0,767—1,6 л и мощностью 18—90 л. с. Фирма выпускает также шестицилиндровые рядные двигатели рабочим объемом 1,987—2,278 л и V-образные, которые предназначаются для спортивных автомобилей класса «Дино» и автомобиля высокого класса «Фиат-130».

Французская фирма Рено выпускает легковые автомобили с четырехцилиндровыми рядными двигателями. Рабочий объем двигателей изменяется от 0,845 до 1,565 л, а мощность — от 30 до 103 л. с. Наиболее форсированная модификация двигателя Рено 8 Гордини имеет литровую мощность 82 л. с./л, что достигается главным образом за счет большой степени сжатия — 10,5 и высоких максимальных оборотов — 6750 в минуту.

Фирма Опель выпускает легковые автомобили, двигатели которых имеют рабочий объем 1,078—4,638 л и мощность 54—220 л. с. Наибольшее количество автомобилей выпускается с четырехцилиндровыми рядными двигателями рабочим объемом 1,078 л. Двигатели рабочим объемом 2,49—2,784 л шестицилиндровые. На автомобиль высокого класса устанавливается V-образный восьмицилиндровый двигатель рабочим объемом 4,638 л и мощностью 220 л. с.

Концерн Бритиш Лейланд Корпорейшн, объединяющий восемь автомобильных фирм, выпускает в основном легковые автомобили фирм Остин и Моррис. Двигатели этих автомобилей имеют жидкостную систему охлаждения и в подавляющем большинстве четырехцилиндровые рядные. Исключение составляет только один двигатель фирмы Остин рабочим объемом 2,912 л, который имеет шесть цилиндров. Диапазон изменения рабочего объема 0,848—1,797 л, а мощности 34—96 л. с.

Фирма Форд (Англия) выпускает главным образом рядные четырехцилиндровые двигатели рабочим объемом 1,098—1,6 л и мощностью 48—88 л. с. В гораздо меньших количествах фирма выпускает двигатели с V-образным расположением цилиндров под углом 60°. Наибольший рабочий объем имеет двигатель V6—2,994 л (мощность 144 л. с.). Выпуск этого двигателя составляет 5% от всего выпуска фирмы [1, 2].

В Европе в наибольшем количестве выпускаются автомобили с малолитражными двигателями имеющими рабочий объем 1,0—1,5 л. На втором месте по выпуску находятся автомобили с микролитражными двигателями, на третьем месте малолитражные рабочие объемом 1,5—2,0 л и затем свыше 2,0 л.

Распределение выпуска двигателей по рабочему объему весьма условно, так как все автомобильные фирмы после выпуска первой модели двигателя последующие его модификации выпускают большего рабочего объема. Основной причиной увеличения рабочего объема является желание повысить комфортабельность, динамические качества автомобиля, что не удается сделать при установке двигателя небольшой мощности. Так, фирма ФИАТ выпустила двигатель «Фиат-124» рабочим объемом 1,197 л, а затем (табл. 3) рабочим объемом 1,438 л («Фиат-124 Спецшл») и 1,608 л («Фиат-125»). Так же поступила фирма Пежо, выпустившая вначале двигатель рабочим объемом 1,618 л, а затем 1,796 л и т. п.

Таблица 3

| Марка двигателя                    | Диаметр цилиндра в мм | Ход поршня в мм | Отношение хода поршня к диаметру цилиндра | Рабочий объем в л | Степень сжатия | Мощность в л. с. при числе оборотов в минуту | Крутящий момент в кг/м при числе оборотов в минуту | Литровая мощность в л. с./л |
|------------------------------------|-----------------------|-----------------|-------------------------------------------|-------------------|----------------|----------------------------------------------|----------------------------------------------------|-----------------------------|
| • Фиат-124*                        | 73                    | 71,5            | 0,98                                      | 1,197             | 8,8            | 60/5600                                      | 9/3400                                             | 50                          |
| • Фиат-124 Спецшл*                 | 80                    | 71,5            | 0,895                                     | 1,438             | 9,0            | 70/5400                                      | —                                                  | 48,6                        |
| • Фиат-125*                        | 80                    | 80              | 1,0                                       | 1,608             | 8,8            | 90/5600                                      | 13/3500                                            | 56                          |
| • Фиат-128*                        | 80                    | 55,5            | 0,635                                     | 1,116             | 8,8            | 55/6000                                      | 7,9/3000                                           | 47,5                        |
| • Фиат-130*                        | 96                    | 66              | 0,69                                      | 2,86              | 8,3            | 140/5400                                     | 22/3200                                            | 49                          |
| • Воксхолл*                        | 85,88                 | 69,24           | 0,8                                       | 1,59              | 8,5            | 83/5800                                      | 12,5/3200                                          | 52,25                       |
| • Форд*                            | 95,25                 | 62,99           | 0,72                                      | 1,97              | 8,5            | 104/5500                                     | 16,1/3200                                          | 53                          |
|                                    | 80,97                 | 77,62           | 0,778                                     | 1,3               | 7,9            | 58/5000                                      | 9,5/2500                                           | 44,5                        |
|                                    |                       |                 | 0,96                                      | 1,6               | 7,9            | 71/5000                                      | 12,6/2500                                          | 44,5                        |
| • Рено 16 TS*                      | 77                    | 84              | 1,1                                       | 1,565             | 8,6            | 88/5400                                      | 13,3/3600                                          | 55                          |
| • Мерседес-Бенц* V8                | 92                    | 65,8            | 0,72                                      | 3,5               | 9,5            | 200/5800                                     | 29,1/4000                                          | 57                          |
| • Мерседес-Бенц* роторно-поршневой | —                     | —               | —                                         | 3,6               | 9,0            | 280/7000                                     | 30/5000—6500                                       | 78                          |

Среди микролитражных двигателей получили распространение двух- и четырехцилиндровые, среди малолитражных двигателей — только четырехцилиндровые, двигатели среднего литража имеют шесть цилиндров. Исключение составляют два четырехцилиндровых двигателя: «Мерседес-Бенц 220» рабочим объемом 2,197 л и мощностью 116 л. с. при 5000 об/мин и «Ситроен DS-21» рабочим объемом 2,175 л и мощностью 115 л. с. при 5750 об/мин. На автомобилях высшего класса устанавливаются и восьмицилиндровые двигатели с V-образным расположением цилиндров, но выпуск их очень ограничен. Автомобильные фирмы находят, что экономически более выгодно покупать двигатель данной конструкции американского производства, чем изготовлять самим.

В европейском автомобилестроении широко развита унификация деталей, особенно это относится к двигателям одной фирмы. Фирма Опель выпускает 15 моделей двигателей, из них восемь четырехцилиндровые и пять шестицилиндровые. Для четырехцилиндровых двигателей применяются два типа коленчатого вала: один трехопорный — для двигателей рабочим объемом 1,1 л и другой полноопорный — для двигателей рабочим объемом 1,5; 1,7 и 1,9 л. Пять моделей шестицилиндровых двигателей имеют один полноопорный коленчатый вал. В этих двигателях унифицированы и многие другие детали [3].

Унифицируются детали не только двигателей одного типа. Так, фирма Мерседес выпускает бензиновые двигатели моделей 200 и 220 и дизели моделей 200Д и 220Д с одинаковыми геометрическими размерами, для которых используются одни и те же основные детали.

Большинство автомобильных двигателей, выпущенных за последнее время в Европе («Триумф», «Форд-Кортина», «Воксхолл-Виктор»), имеют цилиндры, отлитые из модифицированного чугуна за одно целое с рубашкой охлаждения. Основным преимуществом безгильзовой конструкции является высокая жесткость блока, минимальные тепловые деформации и, как следствие этого, меньшие износ деталей и уменьшение затрат мощности на механические потери.

Имеются и новые двигатели, в блоки которых устанавливаются мокрые гильзы цилиндров, например двигатель «Рено-16TS» [4].

В V-образном восьмицилиндровом двигателе «Ровер» («Бюнк-225») с алюминиевым блоком цилиндров значительное повышение жесткости достигнуто за счет применения сухих гильз и расположения нижней плоскости блока ниже оси коленчатого вала.

Двигатели с блоками цилиндров из чугуна по своим удельным весовым характеристикам не уступают двигателям с алюминиевыми блоками, а в отдельных случаях даже их превосходят. Сравнение двух V-образных восьмицилиндровых двигателей с одинаковым рабочим объемом — «Ровер» и «Мерседес-Бенц» — показывает, что удельный вес двигателя «Мерседес-Бенц» с чугунным блоком цилиндров значительно ниже, чем двигателя «Ровер» с алюминиевым блоком: 0,62 и 0,91 кг/л. с. соответственно.

В большинстве двигателей применяют камеры сгорания, близкие по форме к полусферическим, у которых поверхности охлаждения минимальные, а благодаря наклону клапана они могут быть большего диаметра. Уменьшение поверхности охлаждения, направленного вихревого движения заряда в каналах впускного трубопровода и камере сгорания способствует снижению в выпускных газах окиси углерода и углеводородов, являющихся продуктами неполного сгорания топлива.

Камера сгорания в поршне, снижающая токсичность выпускных газов, находила ограниченное применение, так как встречаются затруднения с установкой клапанов большого диаметра. Кроме того, часть головок клапанов закрывается стенками выемок в головке поршня, а другая часть входит в камеру сгорания, поэтому головки клапанов нагреваются неравномерно и возникает их коробление. На двигателях с камерами сгорания в поршне приходится применять механизм вращения клапанов, что позволяет избежать их неравномерного нагрева.

Верхнее расположение распределительного вала находит все большее применение на автомобилях массового выпуска. Наряду с цепным приводом распределительного вала, используется и зубчатый ремень, изготовленный из неопрена («Воксхолл-Виктор», «Фиат-128», «Фиат-130»). Продолжается совершенствование и механизма газораспределения обычного типа, жесткость которого повышают за счет уменьшения длины

штанг, для этого распределительный вал устанавливается около верхней плоскости блока. Указанная конструкция механизма газораспределения применяется на двигателе «Рено-16TS» и обеспечивает надежную работу двигателя до 5750 об/мин.

Из впускных систем европейских двигателей наибольший интерес представляет система двигателей «Мерседес-Бенц 200» и «Мерседес-Бенц 220». Система имеет большую длину и поперечное сечение впускных каналов, что позволяет использовать инерцию движения смеси для улучшения наполнения на малых скоростных режимах двигателя и благодаря этому избежать резкого падения крутящего момента. Кроме того, увеличенная длина впускных каналов способствует улучшению смесеобразования, что особенно важно при работе двигателя на холостом ходу, когда распыливание топлива ухудшается и появляется возможность образования пленки топлива на стенках. Улучшение наполнения и смесеобразования позволило получить устойчивую работу двигателя на холостом ходу.

В шестицилиндровых двигателях подобных проблем не возникает, и шестицилиндровый двигатель той же фирмы («Мерседес-Бенц 280») имеет впускные каналы в трубопроводе обычных размеров [5].

На автомобильных двигателях применяются два способа подогрева впускного трубопровода: жидкостной и газовый.

При выборе типа подогрева исходят главным образом из общей конструкции двигателя, в частности расположения впускных и выпускных каналов в головке блока. При расположении каналов с разных сторон головки блока подогрева впускного трубопровода осуществляют жидкостью, циркулирующей в системе охлаждения. Подогрев отработавшими газами осуществляют в тех двигателях, где впускные и выпускные каналы расположены с одной стороны головки.

Исходя из необходимости снижения токсичности выпускных газов, предпочтительнее следует отдать газовому подогреву впускного трубопровода, при котором возможно регулирование подогрева в зависимости от режима работы двигателя.

Имеются и системы жидкостного охлаждения с изменяемым подогревом впускного трубопровода. На двигателе «Симка-1100» во время прогрева циркуляция жидкости происходит по малому кругу с интенсивным подогревом впускного трубопровода. При достижении заданной температуры циркуляция охлаждающей жидкости происходит по большому кругу с уменьшенной величиной подогрева трубопровода. Особенностью данной системы охлаждения является также электрический привод вентилятора с автоматическим включением от специального термостата, установленного в верхнем бачке радиатора.

Основной системой питания бензинового двигателя продолжает оставаться карбюратор. Наибольшее распространение получают двухкамерные карбюраторы с последовательным открытием дроссельных заслонок, однако применяются и карбюраторы с параллельным открытием заслонок, например карбюратор «Вебер» для двигателя «Рено 16TS».

Системы впрыска топлива имеют ограниченное распространение, но возможность снижения токсичности отработавших газов заставляет по-новому оценить целесообразность их применения.

На европейских автомобильных двигателях применяются системы впрыска топлива во впускной трубопровод фирм Кугельфишер и Бош. Последняя фирма применяет две принципиально разные системы впрыска топлива.

Механическая система впрыска, устанавливаемая на двигателе «Мерседес-Бенц 280SL», состоит из многоплунжерного топливного насоса и форсунок, в конструктивном отношении аналогична системам питания дизелей. Цикловая подача топлива в этой системе регулируется в зависимости от положения дроссельной заслонки и скоростного режима двигателя. Рейка топливного насоса системой тяг связана с центробежным регулятором и управлением дроссельной заслонки.

Электронная система фирмы Бош, устанавливаемая на двигатели «Фольксваген-1600» и «Мерседес-Бенц 250E», состоит из топливного насоса низкого давления, электромагнитных форсунок (форсунка у каждого впускного клапана) и блока управления. Цикловая подача топлива определяется давлением во впускном трубопроводе и скоростным режимом, подача корректируется в зависимости от разрежения во впускной системе, давления и температуры окружающей среды [6].

Система впрыска топлива фирмы Кугельфишер с четырехплунжерным прецизионным насосом и форсунками у каждого клапана, работающими при давлении впрыска 30—35 кг/см<sup>2</sup>, устанавливается на двигателях «Пежо-404» и «Лянча Флавиа».

Механическая система фирмы Лукас предназначена для двигателя «Триумф TRS» и состоит из насоса, золотникового распределительного устройства и двух форсунок. Цикловая подача топлива определяется разрежением во впускной системе двигателя.

Преимуществами систем впрыска топлива перед карбюраторами являются возможность увеличения наполнения и равномерное распределение топлива по цилиндрам и, как следствие, повышение мощности двигателя. Эти преимущества не столь значительны при сопоставлении мощности двигателя с многокамерным карбюратором и системой впрыска. Значительно большее преимущество системы впрыска и в первую очередь электронной заключается в возможности сочетать равномерное распределение топлива по цилиндрам с точностью дозирования в зависимости от режима работы двигателя. Немаловажное значение имеет и выключение подачи топлива при торможении автомобиля двигателем, что при наличии карбюратора осуществить не удастся и приходится устанавливать дополнительные устройства.

Дозировка, равномерное распределение топлива по цилиндрам и выключение подачи на принудительном холостом ходу значительно снижают токсичность выпускных газов. Применение системы электронного впрыска на двигателе «Фольксваген» уменьшило количество токсичных веществ в выпускных газах примерно в 2 раза по сравнению с кар-

бами, принятыми в США для двигателей данного рабочего объема.

При карбюраторном питании невозможность оптимального дозирования топлива на всех режимах работы двигателя и неравномерное распределение смеси по цилиндрам являются основными причинами, затрудняющими снижение токсичности выпускных газов.

Специальные устройства для снижения токсичности выпускных газов на европейских автомобилях не применяются, исключение составляют автомобили, подлежащие экспорту в США.

На двигателе «Фольксваген-1500» изменена регулировка карбюратора и угла опережения зажигания, а также осуществляется подогрев воздуха, поступающего в карбюратор.

На двигателе «Фольксваген-1600» снижение токсичности выпускных газов достигнуто применением системы электронного впрыска.

Уделяется большое внимание снижению шумности и вибраций двигателя. До сего времени основным способом снижения шумности работы двигателя являлась установка двух последовательно расположенных глушителей. Подобная конструкция выпускной системы применена на автомобиле «Форд-Экскорт» (Англия), но, кроме этого, выпускной трубопровод имеет двойные стенки, что существенно уменьшает распространение звука. Применяют и трубы с двойными стенками, соединяющие глушитель с выпускным трубопроводом. Шумность работы вентилятора снижают за счет увеличения числа лопастей. Двигатель «Форд-Экскорт» имеет пластмассовый одиннадцатилопастный вентилятор с небольшим уровнем шума. Применение верхнего распределительного вала также способствует снижению шума, особенно если применить гидравлические компенсаторы зазора, как это сделано на двигателях фирмы Мерседес-Бенц. Шумность работы двигателя с обычным механизмом газораспределения снизить трудно из-за деформации штанг на больших скоростных режимах.

Основной путь снижения вибраций двигателя — это улучшение балансировки деталей, применение гасителей колебаний и совершенствование подвески двигателя на автомобиле. Все эти направления широко используются в автомобилестроении. На некоторых двигателях наряду с эластичным креплением двигателя для снижения вибраций применяют гидравлические амортизаторы.

Рассмотрим конструктивные особенности распространенных европейских двигателей, выпущенных в последние годы.

На рис. 1 показан двигатель английской фирмы Воксхолл. Двигатель «Воксхолл-Виктор» выпускается в двух модификациях: с разными рабочими объемами (табл. 3). Рабочий объем изменен за счет увеличения диаметра цилиндров при одном и том же ходе поршня.

Двигатель имеет наклонное расположение блока цилиндров под углом 45° к вертикальной оси, полусферическую камеру сгорания и верхний распределительный вал. Привод вала осуществляется зубчатым ремнем из неопрена. Блок двигателя отлит из чугуна с толщиной стенок не более 5 мм и не имеет отдельных гильз. Головка блока отлита также из чугуна и не имеет отдельно из-

готовляемых направляющих клапанов; впускные и выпускные каналы расположены с разных сторон головки. На головку блока устанавливается картер распределительного вала из алюминиевого сплава, в поперечных перегородках которого расточены отверстия для пяти, опорных подшипников. Коленчатый вал полноопорный, отлит из чугуна со сферическим графитом. Маслонасос и распределитель зажигания приводятся в действие от валика привода агрегатов,

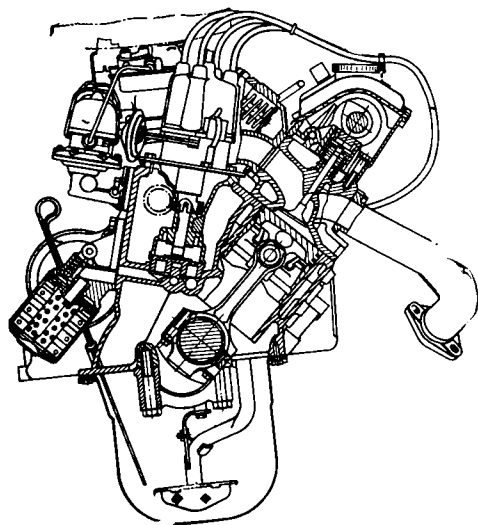


Рис. 1. Двигатель «Воксхолл-Виктор»

установленного в верхней части картера и приводимого во вращение тем же зубчатым ремнем, что и распределительный вал. Зубчатый ремень никакой защиты от пыли не имеет и работает в тех же условиях, что и клиновой ремень привода генератора, вентилятора и насоса системы охлаждения.

Фирма Форд (Англия) выпустила новый двигатель для автомобиля «Кортина». Конструкция двигателя показана на рис. 2. Двигатель рядный четырехцилиндровый, с камерой сгорания в порш-

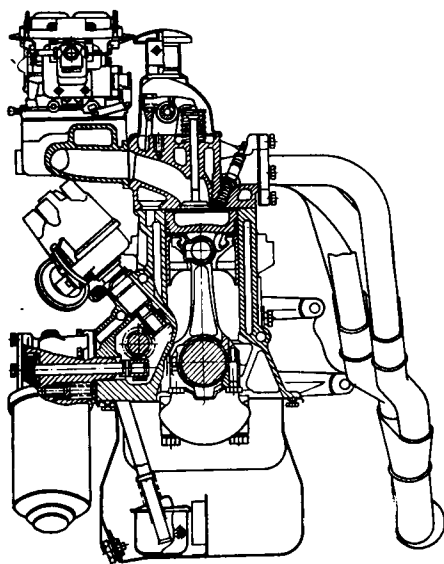


Рис. 2. Двигатель «Форд-Кортина»

не и обычным механизмом газораспределения. Двигатель имеет две модификации с разным рабочим объемом, который получен за счет изменения хода поршня, т. е. установки другого коленчатого вала.

Блок цилиндров не имеет отдельных вставных гильз и отлит из модифицированного чугуна. Головка блока также отлита из чугуна, выпускной канал в головке блока в верхней части не соприкасается с охлаждающей жидкостью. Это позволяет несколько уменьшить отвод тепла в систему охлаждения. Свеча зажигания расположена в головке блока так, что ее электроды находятся у стенок камеры сгорания, где в результате вращательного движения заряда оказывается слой более богатой смеси [4].

В 1969 г. фирма ФИАТ выпустила два новых автомобиля: «Фиат-130» и «Фиат-128», данные об их двигателях приведены в табл. 3.

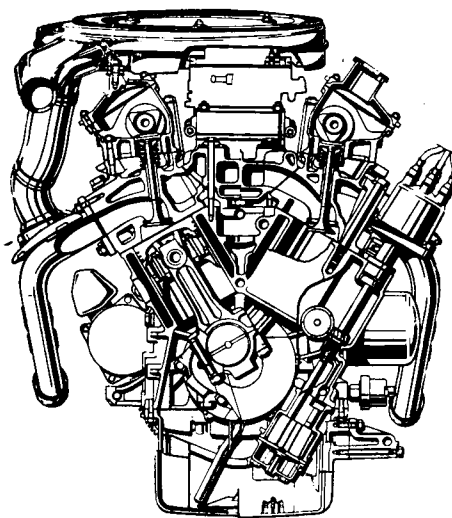


Рис. 3. Двигатель «Фиат-130»

Двигатель автомобиля «Фиат-130» V-образный шестицилиндровый, с углом развала между цилиндрами 65°. На каждом блоке устанавливается по одному распределительному валу, привод которых осуществляется зубчатым ремнем (рис. 3).

Двигатель автомобиля «Фиат-128» четырехцилиндровый рядный, с наклонным расположением блока и верхним распределительным валом. Вал приводится во вращение зубчатым ремнем (рис. 4). Автомобиль «Фиат-128» с передним приводом, однако это не отразилось на конструктивных особенностях двигателя, так как фирма сочла более выгодным трансмиссию автомобиля разместить отдельно от двигателя.

Оба двигателя имеют блоки цилиндров из чугуна, а головки блоков — из алюминиевого сплава. В двигателе «Фиат-128» из чугуна изготавливаются также шатуны.

Дизели, устанавливаемые на легковые автомобили, по своим мощностным и весовым показателям все больше приближаются к карбюраторным двигателям, а по экономическим показателям значительно превосходят их. Лучшими показателями дизелей рабочего объема (до

2 л) являются: литровая мощность 35 л. с./л, удельный вес 2,5 кг/л. с., максимальное число оборотов в минуту 5000.

Применяются дизели с предкамерным или вихрекамерным способами смесеобразования, так как основное значение имеет меньшая зависимость процесса

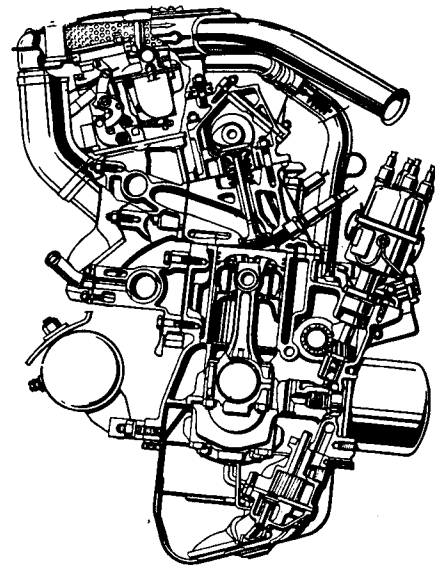


Рис. 4. Двигатель «Фиат-128»

смесеобразования от скоростного режима двигателя, более мягкая работа, меньший шум и отсутствие дымного выпуска, чем соображения экономии топлива, которую можно получить при других способах смесеобразования и, в частности, при непосредственном впрыске.

Дизели данного типа выпускают: в ФРГ фирма Мерседес-Бенц, во Франции — Пежо, в Англии — Перкинс, в Италии — ФИАТ.

Фирма Мерседес-Бенц выпускает два дизеля для легковых автомобилей (200Д и 220Д). Дизели предкамерные, имеют одинаковую конструкцию и различаются только рабочим объемом и мощностью. Рабочий объем соответственно 1,988 и 2,197 л, мощность 55 л. с. при 4200 об/мин и 60 л. с. при 4200 об/мин. Оба дизеля с верхним расположением распределительного вала, привод вала осуществляется цепью.

Масляный и топливный насосы приводятся во вращение от специального валика, зубчатое колесо которого находится в зацеплении с цепью привода распределительного вала [6].

Во Франции выпускаются также два дизеля, оба устанавливаются на автомобили «Пежо». Дизель для автомобиля «Пежо-204» предкамерный рабочим объемом 1,255 л, мощностью 45 л. с. (SAE) при 5000 об/мин. Второй дизель предназначен для автомобиля «Пежо-404», рабочий объем дизеля 1,947 л, мощность 67 л. с. (SAE) при 4500 об/мин.

В Англии дизель класса малолитражных двигателей выпускает фирма Перкинс, рабочий объем дизеля 1,76 л, мощность 52 л. с. при 4000 об/мин. Две другие английские фирмы — Ровер и Стандарт — выпускают автомобильные дизе-

ли рабочим объемом 2,28 и 2,26 л, мощностью 62 л. с. при 4000 об/мин и 54 л. с. при 3800 об/мин.

В Италии дизель рабочим объемом 1,9 л выпускает фирма ФИАТ, мощность двигателя 50 л. с. при 3800 об/мин.

Отношение хода поршня к диаметру цилиндра у рассмотренных дизелей изменяется от 0,91 до 1,21, наиболее короткоходный дизель «Пежо» (1,94 л) имеет литровую мощность 31,6 л. с./л, а длинноходный «Стандарт» (2,26 л) — 23,9 л. с./л.

Вольшая литровая мощность дизеля «Пежо» получена не только за счет повышения скоростного режима (на 500 об/мин), но и среднего эффективного давления (6,15—7,1 кг/см<sup>2</sup>).

Последнее показывает, что можно получить высокие показатели процесса сгорания в широком диапазоне изменения отношения хода поршня к диаметру цилиндра.

Ограниченное применение дизелей на легковых автомобилях может быть объяснено следующим: большая стоимость дизеля, повышенная шумность и больший вес. Стоимость автомобиля «Мерседес-Бенц» с дизелем на 5—7% выше, чем с карбюраторным двигателем, аналогичная разница цен наблюдалась и у других фирм, выпускающих автомобили с дизелями.

Важное значение имеет и то, что получить литровую мощность у дизеля, одинаковую с карбюраторным двигателем, невозможно. Различие в мощности более ощутимо, чем экономия топлива у дизеля. Двигатель «Мерседес-Бенц 200» имеет мощность 95 л. с., а дизель того же рабочего объема 55 л. с., т. е. на 42% меньше. Экономические показатели дизеля лучше только на 25%. Расход топлива на 100 км пути у автомобилей «Мерседес-Бенц 200» и «Мерседес-Бенц 220» составляет 10,9 и 11,1 л, а у «Мерседес-Бенц 200Д» и «Мерседес-Бенц 220Д» соответственно 8,1 и 8,5 л.

Чтобы уменьшить разницу в максимальной мощности карбюраторного двигателя и дизеля, рабочий объем последнего несколько увеличивают, но это приводит к повышению габаритов и веса. На автомобиль «Пежо-204» устанавливают карбюраторный двигатель рабочим объемом 1,130 л, мощностью 53 л. с.

(DIN) или дизель рабочим объемом 1,255 л и мощностью 46 л. с. (SAE). Расход топлива на 100 км пробега автомобилей с этими двигателями составляет 6,8 и 5,3 л.

Автомобиль «Пежо-404» также выпускается с карбюраторным двигателем и дизелем. Карбюраторный двигатель имеет рабочий объем 1,618 л и мощность 70 л. с. (DIN), а дизель при рабочем объеме 1,948 л развивает мощность 60 л. с. (DIN). Расходы топлива на 100 км пробега составляют 11,0 и 8,5 л [7].

Устанавливаются в Европе на автомобили и роторно-поршневые двигатели. Фирма HCV выпускает для автомобиля с роторно-поршневыми двигателями: однороторный ККМ-502 и двухроторный Ro-80. Оба двигателя имеют одинаковую конструкцию и различаются только числом роторов, а следовательно, рабочим объемом и мощностью.

Мощность однороторного двигателя 55 л. с., двухроторного 110 л. с., максимальное число оборотов в минуту 6000\*.

Фирма Мерседес-Бенц устанавливает на своем спортивном автомобиле трехроторный двигатель [8] мощностью 280 л. с. при 7000 об/мин (рис. 5). Двигатель — с непосредственным впрыском топлива от трехплунжерного топливного насоса фирмы Бош. В каждой секции устанавливается одна свеча зажигания, что существенно упростило систему зажигания по сравнению с двигателями Ro-80 и «Мазда», у которых в каждой секции установлены две свечи.

Длина впускных трубопроводов подобрана из условий осуществления инерционного наддува. Вес двигателя 140 кг, что соответствует удельному весу 0,5 кг/л. с.

По экономическим показателям, а также надежности роторно-поршневые двигатели несколько уступают поршневым, но по литровой мощности, габаритам и весу значительно их опережают.

К основной причине, ограничивающей распространение роторно-поршневых двигателей на автомобилях, следует прежде всего отнести меньшую долговечность.

\* В 1968 г. выпущено 5986 автомобилей Ro, а в 1969 г. — 7811.

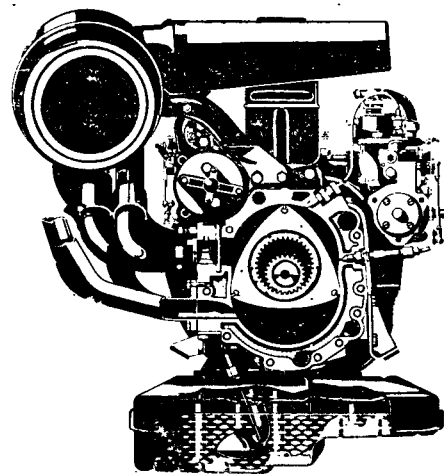


Рис. 5. Роторно-поршневой двигатель фирмы Мерседес-Бенц

На роторно-поршневом двигателе, как и на обычном поршневом, пока не решена основная проблема автомобильного двигателестроения — снижение токсичных составляющих в выпускных газах.

Вполне возможно, что в ближайшее время основным критерием, оценивающим пригодность двигателя в качестве силового агрегата легкового автомобиля, будет минимальная токсичность. Поэтому от решения этого вопроса будет зависеть дальнейшая перспектива развития поршневых и роторно-поршневых двигателей.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. L'argus de l'Automobile», juin 1969, стр. 11—27.
2. «Quattroruote», 1969, № 157, стр. 89.
3. «Ingénieur de l'Automobile», 1968, № 4, стр. 219—233.
4. «Automobile Engineer», may 1968, стр. 202—212.
5. «Torino Motori», 1968, № 94, стр. 45—49 и 67—72.
6. «ATA», 1969, № 1, стр. 5.
7. «Autorama», 1969, № 4, стр. 153—162.
8. «L'Automobile», 1969, № 6, стр. 16—17.

Канд. техн. наук А. В. КОСТРОВ

## ПРИМЕНЕНИЕ ЭВМ В АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ ЗА РУБЕЖОМ

В АВТОМОБИЛЬНОЙ промышленности совершенствуется организация управления производством и учетом, все шире используется новейшая электронно-вычислительная техника.

Значительный рост выпуска автомобильной продукции в нашей стране и увеличивающееся разнообразие ее, усложнение технологических процессов и оборудования, а также связей внутри предприятия и между предприятиями, необходимость обеспечения планомерной и ритмичной работы их делают управление производством все более сложной

и трудной задачей. Последнее обуславливает необходимость использования в управлении производством информационных систем.

В свете этого весьма актуальна задача изучения и использования у нас известного положительного опыта организации и управления автомобильной промышленностью при помощи ЭВМ в высоко развитых в промышленном отношении капиталистических странах.

В зарубежной автомобильной промышленности ЭВМ используется для решения целого комплекса задач, в том

числе для управления автомобильным производством в целом; для автоматизации производственных процессов; контроля качества продукции; подготовки производственной документации; оптимизации использования оборудования и работы складов, автоматизации проектирования и конструирования, в планировании, в бухгалтерии и т. п.

Для крупных промышленных комплексов создаются не отдельные машины, а системы и семейства машин, конструируемых из набора функциональных устройств.



Фирма Крайслер (США) для контроля качества автомобилей на своих сборочных заводах уже несколько лет применяет уникальную систему, основанную на использовании ЭВМ [1]. На каждом заводе фирмы при двухсменной работе 5000 человек собирают в среднем каждую минуту один автомобиль. Система контроля качества на линиях сборки базируется на вычислительном комплексе ИБМ-1710 в сочетании с устройствами, собирающими данные на важнейших участках завода. Целью системы является быстрое устранение дефектов каждого собираемого автомобиля, передача этой информации руководящему персоналу.

По новой системе все данные технического контроля специальным трехзначным кодом занесены в карту, которой снабжен каждый автомобиль на сборочных конвейерах. На контрольных пунктах, расположенных вдоль сборочных конвейеров, операторы обводят кружком на карте соответствующие кодовые номера обнаруженных дефектов, которые с помощью клавиатуры и электронного передающего устройства поступают в ЭВМ.

ЭВМ суммирует сведения о полученных дефектах, подытоживает не только одинаковые, но и подобные дефекты и подает о них сводки руководству участка или цехом.

Вся информация поступает в то время, когда автомобиль еще движется на конвейере. Это позволяет контролеру установить и устранить причину возникших дефектов в ходе текущего производства, в то время как раньше для этого требовались часы или дни.

В результате применения этой системы сократилось количество повторяющихся дефектов и соответственно количество работающих по их устранению.

Более сложная система контроля качества сборки легковых автомобилей с помощью ЭВМ находит применение на сборочном заводе концерна Крайслер в г. Бельведер (США). Запоминающие устройства машины состоят из дисков с объемом памяти 2 млн. единиц.

Ежедневно перед началом работы ЭВМ модели ИБМ-1710 в соответствии с полученной инструкцией устанавливает, какие автомобили должны быть собраны в течение дня, подробно указывая особенности внешнего их оформления и вид устанавливаемого оборудования, а также определяя последовательность, в которой эти автомобили должны быть выпущены, так как она ведет ежедневный и постоянный учет материалов приспособлений, наличного инструмента и всего остального, что требуется для сборки автомобилей.

ЭВМ помогает также начинать 30—40 подсоборочных операций одновременно, так как требуемые узлы собираются и подаются на главный конвейер по графику и в должной последовательности. Благодаря ЭВМ ликвидированы табельные карточки. Вместо них работники носят небольшую пластмассовую карточку, которую вставляют в электронное приемное устройство, когда они приходят на место своей работы, и их присутствие немедленно передается ЭВМ, которая, в свою очередь, информирует мастера.

Специалисты фирмы Интернейшнл бизнес машинз (США) по конструированию систем автоматического контроля считают, что в ближайшие пять лет в автомобильной промышленности управление и контроль за процессом производства от исходного сырья до готового изделия будет полностью осуществляться путем использования ЭВМ.

Фирма Кросс Ко. [2] (США) изготовила 35-позиционную полуавтоматическую линию для сборки узлов главных передач легковых автомобилей, полностью управляемую специально запрограммированной ЭВМ. Общая длина линии 30,2 м, производительность при 100%-ной загрузке 171 узел в час. ЭВМ, универсальная, со стандартным оборудованием была изготовлена совместно фирмами Кросс Ко и Вестингауз Электрик Корпорейшн и названа «Продьюс 50», отличается быстротой действия. Емкость внутреннего блока памяти может быть увеличена постановкой дополнительных секций. ЭВМ выполняет все необходимые логические решения и дает команды управления всеми технологическими процессами, а также вырабатывает информацию об использовании и обслуживании полуавтоматической линии и записывает ее. Для выполнения ручных операций в этом технологическом процессе ЭВМ также выдает необходимую информацию и обеспечивает синхронизацию автоматических и ручных операций сборки, а также выполняет дополнительные функции для общего руководства предприятием. Фирмой Кросс Ко была выполнена аналогичная полуавтоматическая линия для сборки тех же узлов, управляемая с помощью магнитных реле, производительностью почти вдвое выше описанной. Однако надежность в работе ЭВМ несравненно выше надежности линии с магнитными реле и при необходимости переналадки такой линии для сборки измененной продукции затраты почти достигают первоначальных затрат на линию. При линии, управляемой ЭВМ, переналадка сводится к изменению ее программы.

На промышленных предприятиях Англии широко применяют ЭВМ для дитетчеризации производства, управления складскими запасами, управления предприятиями и др. ЭВМ осуществляет регистрацию поступающих заказов, проверку обеспечения заказов деталями, подачу требований в производственный отдел на изготовление деталей при недостаточном их количестве или отсутствии.

При выдаче готовых изделий ЭВМ автоматически выписывает накладные, содержащие описание изделий, количество, стоимость, наименование и адреса заказчиков [3].

Применение ЭВМ в промышленности Австралии на основных этапах производственного процесса позволило снизить запасы готовой продукции на 30% (расчет вручную запасов готовой продукции занимает 600 чел.-ч, тогда как ЭВМ выполняет эту работу за несколько часов); добиться оптимального использования оборудования, сократить период освоения производства новой продукции, улучшить обслуживание потребителей [4]. Ожидается, что в ближайшие 5—10 лет в американском машиностроении ЭВМ будут применять не только

для подготовки программных перфолент к станкам с программным управлением, но и заменят индивидуальные программные устройства металлорежущих станков [5]. Все чаще ЭВМ используют для проектирования и оформления чертежей конструкции машин и деталей, конструирования кузовов автомобилей и т. д. [6]. Концерн Форд ввел в строй расположенный в инженерном корпусе вычислительный центр, где установлена большая ЭЦВМ, часть запоминающих устройств и машина «Дженерал электрик-265» [7]. Возможность одновременного и поочередного пользования машинами с наименьшей затратой времени обеспечивается благодаря доступу к вычислительной системе с рабочего места почти каждого инженера-исследователя или конструктора этой фирмы в любой момент времени и в любом месте США. Это один из наиболее развитых вычислительных центров, которые существуют в настоящее время. Чтобы обеспечить максимум полезного использования, машина «Дженерал электрик-265» соединена по телетайпным каналам связи с 30 станциями ввода информации и может обрабатывать 30 сообщений одновременно. Кроме того, она соединена с ЭЦВМ, куда передаются данные решения больших и сложных задач, в результате чего машина «Дженерал электрик-265» освобождается для многих менее сложных задач. В дальнейшем вычислительный центр фирмы Форд будет расширен за счет установки еще одной ЭЦВМ модели «Фиалко-212», которая будет также обслуживать производственный отдел. Для подготовки программ цифрового управления станками будет установлена также вторая машина «Фиалко-1000». Специалисты концерна считают, что задачи по динамике можно быстрее решать на машине «Фиалко-212». Более того, исключительная быстрота действия этой машины позволяет вычерчивать графики процессов в реальном масштабе времени.

Кроме использования для решения сложных научных и инженерных проблем, машина «Фиалко-212» применяется для планирования внедрения перспективных моделей, отыскания решений при анализе критических путей по сетевым графикам, прогнозирования сбыта продукции, исследования операций. Специалисты концерна предполагают, что ЭЦВМ будут использоваться в дальнейшем еще более широко. Например, представляется возможным поместить все подетальные спецификации на выпускаемые автомобили на магнитную ленту и, таким образом, исключить необходимость печатания множества толстых каталогов, обычно рассылаемых по всем отделениям концерна. Когда потребуются какие-то сведения, ЭЦВМ просмотрит ленту в запоминающем устройстве и немедленно ответит на запрос. Проектно-конструкторским отделом концерна Форд ЭВМ широко используется при конструировании кузовов автомобиля.

Специалисты концерна Форд считают выгодным применение гибкого способа математического определения поверхностей [7] при проектировании кузовов, поскольку поверхность определяется математически абсолютно точно. Для определения каждой конкретной поверхности требуется лишь минимальная информа-

ция, каждая поверхность рассчитывается самостоятельно и может быть изменена независимо от поверхностей остальных частей. Математическая модель поверхности какой-либо части кузова создается в машине по данным о координатах точек поверхности, которая математически аппроксимируется.

Смоделировав таким образом поверхность, можно, например, вычислить производные и рассчитать величину и положение перпендикуляров к поверхности из любых произвольно выбранных точек, определить пересечение поверхности линиями, пересечение ее другими поверхностями и изменить или определить новые поверхности и соединение их с ранее определенной поверхностью.

Разработанные методы определения поверхности были применены в решении конструкторских проблем, связанных с проектированием ветрового стекла автомобиля. При помощи этих методов определяется форма щетки стеклоочистителя и оптические искажения, которые могут возникнуть при той или иной форме стекла.

Гибкость и широкие возможности этого метода позволили разработать программу для определения формы щетки стеклоочистителя применительно к любой заданной поверхности ветрового стекла и любого механизма стеклоочистителя.

Выходные данные о поверхности ветрового стекла могут быть получены измерением скульптурной модели с помощью копирующего оборудования или путем измерения линии кузова с использованием оборудования для считывания контуров. Данные о системе стеклоочистителя поступают от инженера-конструктора.

Модель стеклоочистителя определяется на вычислительной машине посредством определения координат конечных и промежуточных точек щетки в местах ее соприкосновения с поверхностью ветрового стекла во множестве положений в пределах сектора ее движения. Таким образом решается первая часть задачи.

Выходные данные вычислительной машины записываются на перфорированной бумажной ленте и вводятся в чертежную машину с цифровым программным управлением, которая создает графическое изображение, решая таким образом вторую часть задачи. В результате получается точный многовидовый технический чертеж стеклоочистителя в натуральную величину с тремя стандартными ортогональными проекциями, истинным изображением и его проекцией в плане. Создание такого чертежа обычным способом требует затраты значительных усилий.

Определение характеристик возможного оптического искажения ветрового стекла в каждом конкретном случае

влечет за собой рассмотрение геометрических свойств поверхности стекла. Существующий метод определения характеристик оптического искажения (которое необходимо устранить, прежде чем форма стекла будет одобрена) требует предварительного изготовления опытного образца стекла и проведения следующих операций: опытный образец стекла помещается между плоской решеткой стандартного образца и неподвижно закрепленной фотокамерой, помещенной на уровне глаз водителя, решетка фотографировается через стекло; затем стекло убирают, и решетка снова фотографируется. Полученная в результате совмещенная фотография показывает искажения решетки ветровым стеклом.

Если при описанном способе необходимо иметь опытный образец стекла, то при решении этой задачи с помощью вычислительной машины опытный образец не нужен. Характеристика искажения на стекле анализируется лишь моделированием описанных процессов.

Входными данными для вычислительной машины являются координаты расположения упорядоченной системы точек на поверхности ветрового стекла, координаты уровня глаз и информация о моделированной линзе фотокамеры, ее положении относительно поверхности ветрового стекла и расстояния от фотопластинки.

Далее выходные данные вычислительной машины используются для получения на чертежной машине с цифровым программным управлением чертежа сетчатой поверхности с искажением и без них.

Такой метод позволяет конструктору получать аналитически полную характеристику оптических искажений проектируемой им формы ветрового стекла.

За последние годы в нашей стране создано и внедрено большое количество новых средств автоматизации производства. В то же время при внедрении в больших масштабах новой техники и ЭВМ для управления производственным процессом требуется тщательный экономический анализ, только с помощью которого можно отобрать для каждого конкретного случая экономически эффективный, а следовательно, наиболее прогрессивный метод управления производством и производственным процессом.

При оценке рентабельности использования ЭВМ для управления производственным процессом решающим фактором является срок окупаемости ее стоимости и затрат на внедрение.

Эффективность внедрения ЭВМ в промышленность зависит от экономики самого процесса, подлежащего автоматизации. Обследование пяти используемых в промышленности ЭВМ, проведенное фирмой Интернейшнл Систем Контрол в

сотрудничестве с американской фирмой Бункер-Рамо Корпорейшн, показало, что при стоимости ЭВМ 70 000 дол. система окупалась в среднем за 10 месяцев. Наибольший срок окупаемости при этом составлял 26 месяцев, а наименьший 2,5 месяца. В последнем случае стоимость системы — 71 800 дол., а ежегодная экономия, достигнутая в результате ее внедрения, — 357 500 дол. [8].

При решении вопроса о необходимости и целесообразности автоматизации какого-либо технологического процесса нужно учитывать то обстоятельство, что стоимость управляющей вычислительной системы зависит от характера выполняемых функций, скорости действия и требуемой степени точности.

Современные вычислительные системы строят из набора функциональных блоков, и добавление каждого блока увеличивает стоимость системы. В связи с этим исключение какой-либо второстепенной функции часто приводит к экономии, значительно большей, чем эффект от автоматизации этой функции.

Применение ЭВМ для управления каким-либо производственным процессом часто связано с большими изменениями в технической оснастке уже действующей производственной установки. Стоимость необходимых переделок может оказаться недопустимо высокой, поэтому при решении вопроса о применении ЭВМ, кроме стоимости машины, необходимо учитывать и стоимость уже имеющегося оборудования.

Вопросам рентабельности и экономической эффективности применения ЭВМ за рубежом придается большое значение. По данным печати, в США создан новый федеральный орган для обработки критериев оценки эффективности использования вычислительных машин, на приобретение которых правительство США расходует ежегодно 3 млрд. дол. [9].

#### ЛИТЕРАТУРА

1. «Industrial Electronics», 1965, № 12, стр. 564—567.
2. «Machinery and production Engineering», 1968, v. 113, № 2914, стр. 629—630.
3. «Factory Management», 1966, № 2, стр. 19—21.
4. «Australasian Engineer», Sept. 1965, стр. 122, 124.
5. «Electronic Design», 1965, v. 13, № 21, стр. 4.
6. «Electronics world», 1965, № 3, стр. 34—35, 59.
7. «Management today», 1968, v. 21, № 7, стр. 22—28.
8. «Electronische Datenverarbeitung», 1964, № 5, стр. 193—204.
9. «Elektronik», 1965, № 19, стр. 71.

М. Я. РОЗЕНШТЕЙН

УДК 53.081(100)

## МЕЖДУНАРОДНАЯ СИСТЕМА ЕДИНИЦ — ОСНОВА НОВОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО СТАНДАРТА НА ЕДИНИЦЫ ФИЗИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН

ПРИНЯТАЯ XI Генеральной конференцией по мерам и весам в 1960 г. Международная система единиц (СИ) разрешила остро назревшую необходи-

мость в единой универсальной практической системе единиц для всех отраслей науки, техники, народного хозяйства и преподавания. Принятие Международ-

ной системы единиц представляет важнейший прогрессивный акт, подытоживший огромную подготовительную работу, проведенную рядом международных



и национальных научных организаций.

Введенная в Советском Союзе Международная система единиц (ГОСТ 9867—61) для предпочтительного ее применения с 1 января 1963 г. во всех областях науки, техники и народного хозяйства, а также при преподавании обладает рядом преимуществ по сравнению с применяемыми в СССР отраслевыми системами единиц (МКС, СГС и МКГСС для механических величин, МКСА и СГС для электрических и магнитных величин, МКСГ для тепловых величин, МКС и СГС для акустических величин, МСС для световых величин).

Внедрение СИ в значительной степени устранит многообразие системных и внесистемных единиц, вызывающее значительные затруднения в преподавании, проведении научных исследований, при проектировании, строительстве и эксплуатации производственных объектов и оборудования. Эти затруднения главным образом связаны с необходимостью перевода значения физических величин из одной системы в другую, с непроизводительной затратой времени на изучение систем единиц и загрузки памяти большим числом вспомогательных понятий и коэффициентов, характеризующих зависимости между единицами однородных величин.

В Советском Союзе со времени введения в действие ГОСТа 9867-61 проведены мероприятия по внедрению в практику единиц СИ при издании научно-технической литературы, преподавании в вузах, техникумах и средней школе (в частности, учебники «Физика-6» и «Физика-7» для учащихся шестых и седьмых классов средней школы составлены под редакцией акад. И. К. Кикоина с применением единиц СИ), при проведении научно-исследовательских работ. В единицах СИ уже утвержден ряд государственных стандартов, выпущено значительное количество учебников, учебных пособий по различным дисциплинам для высших и средних специальных учебных заведений; а также справочников, монографий, пособий для профтехшкол, заводских каталогов, отраслевых нормативов, руководящих технических материалов (РТМ), методик расчетов. В единицах Международной системы подготавливаются к печати третье издание Большой Советской Энциклопедии (БСЭ), Полимерная энциклопедия, Политехнический словарь и другие массовые издания. Проведен ряд семинаров, лекций, передач по радио и телевидению, выпущен специальный фильм по Международной системе единиц.

Комитет стандартов, мер и измерительных приборов при Совете Министров СССР принял решение о развертывании подготовки перехода от предпочтительного к обязательному применению единиц Международной системы (СИ), в том числе о разработке единого стандарта на единицы физических величин.

В результате использования около 700 отзывов, полученных от различных организаций и отдельных лиц на первую редакцию проекта стандарта «Единицы измерений», разработанного Всесоюзным научно-исследовательским институтом метрологии им. Д. И. Менделеева, была составлена вторая редакция проекта государственного стандарта «Единицы физических величин». После широкого

| Наименование величины                                                                   | Единица измерения                  | Сокращенное обозначение |                        |
|-----------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------|-------------------------|------------------------|
|                                                                                         |                                    | русское                 | международное          |
| I. Основные единицы                                                                     |                                    |                         |                        |
| Длина . . . . .                                                                         | метр                               | м                       | m                      |
| Масса . . . . .                                                                         | килограмм                          | кг                      | kg                     |
| Время . . . . .                                                                         | секунда                            | с                       | s                      |
| Сила электрического тока . . . . .                                                      | ампер                              | А                       | A                      |
| Термодинамическая температура Кельвина . . . . .                                        | кельвин                            | К                       | K                      |
| Сила света . . . . .                                                                    | кандела                            | кд                      | cd                     |
| II. Дополнительные единицы                                                              |                                    |                         |                        |
| Плоский угол . . . . .                                                                  | радиан                             | рад                     | rad                    |
| Телесный угол . . . . .                                                                 | стерадиан                          | ср                      | sr                     |
| III. Производные единицы пространства и времени                                         |                                    |                         |                        |
| Площадь . . . . .                                                                       | квадратный метр                    | м <sup>2</sup>          | m <sup>2</sup>         |
| Объем, вместимость . . . . .                                                            | кубический метр                    | м <sup>3</sup>          | m <sup>3</sup>         |
| Скорость . . . . .                                                                      | метр в секунду                     | м/с                     | m/s                    |
| Ускорение . . . . .                                                                     | метр на секунду в квадрате         | м/с <sup>2</sup>        | m/s <sup>2</sup>       |
| Частота . . . . .                                                                       | герц                               | Гц                      | Hz                     |
| Частота вращения . . . . .                                                              | секунда в минус первой степени     | с <sup>-1</sup>         | s <sup>-1</sup>        |
| Угловая скорость . . . . .                                                              | радиан в секунду                   | рад/с                   | rad/s                  |
| Угловое ускорение . . . . .                                                             | радиан на секунду в квадрате       | рад/с <sup>2</sup>      | rad/s <sup>2</sup>     |
| Производные единицы механических величин                                                |                                    |                         |                        |
| Плотность . . . . .                                                                     | килограмм на кубический метр       | кг/м <sup>3</sup>       | kg/m <sup>3</sup>      |
| Удельный объем . . . . .                                                                | кубический метр на килограмм       | м <sup>3</sup> /кг      | m <sup>3</sup> /kg     |
| Динамический момент инерции . . . . .                                                   | килограмм-метр в квадрате          | кг · м <sup>2</sup>     | kg · m <sup>2</sup>    |
| Сила, сила тяжести (вес) . . . . .                                                      | ньютон                             | Н                       | N                      |
| Момент силы . . . . .                                                                   | ньютон-метр                        | Н · м                   | N · m                  |
| Импульс силы . . . . .                                                                  | ньютон-секунда                     | Н · с                   | N · s                  |
| Давление; механическое напряжение, модуль упругости, сдвига, объемного сжатия . . . . . | паскаль                            | Па                      | Pa                     |
| Работа, энергия . . . . .                                                               | джоуль                             | Дж                      | J                      |
| Мощность . . . . .                                                                      | ватт                               | Вт                      | W                      |
| Динамическая вязкость . . . . .                                                         | паскаль-секунда                    | Па · с                  | Pa · s                 |
| Кинематическая вязкость . . . . .                                                       | квадратный метр на секунду         | м <sup>2</sup> /с       | m <sup>2</sup> /s      |
| Массовый расход . . . . .                                                               | килограмм в секунду                | кг/с                    | kg/s                   |
| Объемный расход . . . . .                                                               | кубический метр в секунду          | м <sup>3</sup> /с       | m <sup>3</sup> /s      |
| Производные единицы электрических и магнитных величин                                   |                                    |                         |                        |
| Количество электричества, электрический заряд . . . . .                                 | кулон                              | Кл                      | C                      |
| Электрическое напряжение; электрический потенциал; электродвижущаяся сила . . . . .     | вольт                              | В                       | V                      |
| Электрическая емкость . . . . .                                                         | фарада                             | Ф                       | F                      |
| Электрическое сопротивление . . . . .                                                   | ом                                 | Ом                      | Ω                      |
| Электрическая проводимость . . . . .                                                    | сименс                             | См                      | S                      |
| Магнитный поток . . . . .                                                               | вебер                              | Вб                      | Wb                     |
| Магнитная индукция . . . . .                                                            | тесла                              | Т                       | T                      |
| Магнитодвижущая сила, разность магнитных потенциалов . . . . .                          | ампер                              | А                       | A                      |
| Индуктивность, взаимная индуктивность . . . . .                                         | генри                              | Г                       | H                      |
| Абсолютная магнитная проницаемость . . . . .                                            | генри на метр                      | Г/м                     | H/m                    |
| Магнитное сопротивление . . . . .                                                       | ампер на вебер                     | А/Вб                    | A/Wb                   |
| Магнитная проводимость . . . . .                                                        | вебер на ампер                     | Вб/А                    | Wb/A                   |
| Мощность электрической цепи:                                                            |                                    |                         |                        |
| активная . . . . .                                                                      | ватт                               | Вт                      | W                      |
| реактивная . . . . .                                                                    | вар                                | вар                     | var                    |
| полная . . . . .                                                                        | вольт-ампер                        | В · А                   | V · A                  |
| Производные единицы тепловых величин                                                    |                                    |                         |                        |
| Количество теплоты . . . . .                                                            | джоуль                             | Дж                      | J                      |
| Удельное количество теплоты . . . . .                                                   | джоуль на килограмм                | Дж/кг                   | J/kg                   |
| Удельная теплоспособность, удельная газовая постоянная, удельная энтропия . . . . .     | джоуль на килограмм-кельвин        | Дж/(кг · К)             | J/(kg · K)             |
| Тепловой поток . . . . .                                                                | ватт                               | Вт                      | W                      |
| Коэффициент теплообмена (теплоотдачи), коэффициент теплопередачи . . . . .              | ватт на квадратный метр-кельвин    | Вт/(м <sup>2</sup> · К) | W/(m <sup>2</sup> · K) |
| Теплопроводность . . . . .                                                              | ватт на метр-кельвин               | Вт/(м · К)              | W/(m · K)              |
| Температурный градиент . . . . .                                                        | кельвин в минус первой степени     | К <sup>-1</sup>         | K <sup>-1</sup>        |
| Производные единицы световых величин                                                    |                                    |                         |                        |
| Световой поток . . . . .                                                                | люмен                              | лм                      | lm                     |
| Световая энергия . . . . .                                                              | люмен-секунда                      | лм · с                  | lm · s                 |
| Освещенность . . . . .                                                                  | люкс                               | лк                      | lx                     |
| Светимость . . . . .                                                                    | люмен на квадратный метр           | лм/м <sup>2</sup>       | lm/m <sup>2</sup>      |
| Яркость . . . . .                                                                       | кандела на квадратный метр         | кд/м <sup>2</sup>       | cd/m <sup>2</sup>      |
| Количество освещения . . . . .                                                          | люкс-секунда                       | лк · с                  | lx · s                 |
| Производные единицы акустических величин                                                |                                    |                         |                        |
| Объемная скорость . . . . .                                                             | кубический метр в секунду          | м <sup>3</sup> /с       | m <sup>3</sup> /s      |
| Акустическое сопротивление . . . . .                                                    | паскаль-секунда на кубический метр | Па · с/м <sup>3</sup>   | Pa · s/m <sup>3</sup>  |
| Механическое сопротивление . . . . .                                                    | ньютон-секунда на метр             | Н · с/м                 | N · s/m                |

Продолжение табл.

| Наименование величин                                                                    | Единицы измерения              | Сокращенное обозначение |                 |
|-----------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------|-------------------------|-----------------|
|                                                                                         |                                | русское                 | международное   |
| Производные единицы ионизирующих излучений                                              |                                |                         |                 |
| Доза излучения (поглощенная доза излучения); керма . . . . .                            | джоуль на килограмм            | Дж/кг                   | J/kg            |
| Мощность дозы излучения (мощность поглощенной дозы излучения); мощность кермы . . . . . | ватт на килограмм . . . . .    | Вт/кг                   | W/kg            |
| Экспозиционная доза рентгеновского и гамма-излучений . . . . .                          | кулон на килограмм . . . . .   | Кл/кг                   | C/kg            |
| Мощность экспозиционной дозы рентгеновского и гамма-излучений . . . . .                 | ампер на килограмм . . . . .   | А/кг                    | A/kg            |
| Активность изотопа в радиоактивном источнике (активность нуклида) . . . . .             | секунда в минус первой степени | с <sup>-1</sup>         | s <sup>-1</sup> |

его обсуждения научно-технической общественностью, организованного Комитетом ВСНТО по стандартизации, и представителями министерств, комитетов, институтов и издательств, поддержавшими вторую редакцию проекта стандарта, последняя была одобрена 19 августа 1969 г. коллегией Комитета стандартов.

Составленная по решению Комитета стандартов окончательная редакция проекта стандарта «Единицы физических величин» напечатана отдельным изданием и в журнале «Измерительная техника» (1970, № 2). В обращении к руководителям учреждений, организаций, предприятий, научно-исследовательских институтов, конструкторских бюро, высших и средних специальных учебных заведений, издательств, научно-технических обществ Комитет стандартов рекомендует начать немедленное практическое внедрение стандарта с тем, чтобы в 1970 г. при его утверждении на Комитете учесть возможные затруднения при его практическом внедрении.

Характерные черты окончательной редакции стандарта «Единицы физических величин» и его отличия от действующих стандартов на единицы измерений следующие:

1. Стандарт разработан взамен шести отраслевых стандартов на единицы измерений механических, тепловых, электрических, магнитных, световых, акустических величин и единиц радиоактивности и ионизирующих излучений (ГОСТ 7664—61, ГОСТ 8550—61, ГОСТ 8033—56, ГОСТ 7932—56, ГОСТ 8849—58 и ГОСТ 8848—63), государственного стандарта «Международная система единиц» (ГОСТ 9867—61) и стандарта «Образование кратных и дольных единиц измерений» (ГОСТ 7663—55).

2. В основу стандарта «Единицы физических величин» положены единицы Международной системы. Сокращенный перечень единиц СИ для важнейших величин приведен в таблице. Для величин, не включенных в таблицу, производные единицы СИ могут быть получены по правилам образования когерентных (согласованных) единиц.

3. Электрические и магнитные единицы СИ образованы в соответствии с рационализованной формой уравнений электромагнитного поля.

4. Для измерений температуры в Международной системе единиц принята термодинамическая температурная шкала с

единицей кельвин (наименование кельвин с обозначением К принято в соответствии с решением XIII Генеральной конференции по мерам и весам вместо прежнего — градус Кельвина (°K), а для разности температур — кельвин (K) вместо прежнего наименования «градус» (град)).

В практических измерениях допускается применение международной практической температурной шкалы с единицей градус Цельсия (°C), для разности температур допускается также применение градуса Цельсия (°C) вместо прежнего наименования «градус» (град). Новое определение кельвина, принятое XIII Генеральной конференцией по мерам и весам: «Кельвин — единица термодинамической температуры — 1/273,16 часть термодинамической температуры тройной точки воды».

5. Световые единицы СИ установлены для спектрального состава света при температуре затвердевания платины, соответствующей давлению 101 325 Па. К другому спектральному составу света при световых измерениях следует переходить на основе установленных значений относительной видности по ГОСТу 11093—64.

Единица силы света получила новое наименование — кандела (кд) вместо прежнего наименования «свеча» (св). Новое определение канделы, принятое XIII Генеральной конференцией по мерам и весам: «кандела — сила света, испускаемого с площади 1/600000 м<sup>2</sup> сечения полного излучателя в перпендикулярном этому сечению направлении, при температуре излучателя, равной температуре затвердевания платины при давлении 101 325 Па».

6. В табл. 1\* окончательной редакции проекта приведены определения основных, дополнительных и производных единиц СИ.

7. В проекте стандарта приведено новое определение основной единицы времени — секунды, принятое XIII Генеральной конференцией по мерам и весам: «секунда — 9 192 631 770 периодов излучения, соответствующего переходу между двумя сверхтонкими уровнями основного состояния атома цезия-133».

8. Наряду с единицами СИ допускается применение единиц, перечисленных в табл. 2 проекта стандарта: морской мили (м. мили) и узла (уз) для навигации, тонны (т) и центнера (ц) — для массы; моля (моль) и киломоля (кмоль) — для количества вещества; минуты (мин), ча-

са (ч), суток (сут), недели (нед), месяца (мес), года и века — для времени; градуса Цельсия (°C) — для практических измерений температуры; градуса (°), минуты (′), секунды (″), гона — для плоского угла; гектара (га) — для площади; литра (л) — для объема и вместимости; километра в час (км/ч) — для скорости; оборота в минуту (об/мин) и оборота в секунду (об/с) — для частоты вращения; киловатт-часа (кВт·ч) — для работы и энергии; литра в секунду (л/с) — для объемного расхода; децибела (дБ) для уровня звукового давления, фона — для уровня громкости; распада в секунду (расп./с) — для активности изотопа; альфа-частицы, бета-частицы, нейтрона, гамма-кванта в секунду на квадратный метр — для плотности потока ионизирующих частиц и квантов; процента (%), промилле (‰) и миллионной доли (млн<sup>-1</sup>) — для относительных величин; бела (Б), децибела (дБ), октавы, бита (бит) и непера (Нп) для логарифмических относительных величин.

9. В табл. 3 проекта приведены единицы, подлежащие постепенному изъятию к 1 января 1975 г. и временно допускаемые к применению: ангстрем (А) — для длины; карат (кар) — для массы; килограмм-сила (кгс) и единицы, основанные на ней; лошадиная сила (л. с.), ватт-час (Втч); калория (кал), килокалория (ккал) и единицы, основанные на них; рад (рад), рентген (Р), бэр (бэр), кюри (Ки) и единицы, основанные на них; бар (бар), миллиметр водяного столба (мм. вод. ст.) и миллиметр ртутного столба (мм рт. ст.) — для давления и механического напряжения; ом-квадратный миллиметр на метр (Ом·мм<sup>2</sup>/м) — для удельного электрического сопротивления.

10. В приложении 1 к проекту приведены единицы системы СГС, в том числе максвелл (Мкс), гаусс (Гс), гильберт (Гб), эрстед (Э), пуаз (П), стокс (Ст), астрономические единицы (световой год, парсек, икс-единица, астрономическая единица длины) и некоторые специальные единицы; барн (б), электронвольт (эВ), допускаемые к применению в астрономии и теоретических разделах физики.

III. В приложении 2 к проекту приведены разделы I и II «Международной практической температурной шкалы 1968 г.».

12. В табл. 4 стандарта приведен перечень приставок для образования десятичных кратных и дольных единиц: Тера (Т) — 10<sup>12</sup>, Гига (Г) — 10<sup>9</sup>, Мега (М) — 10<sup>6</sup>, кило (к) — 10<sup>3</sup>, гекто (г) — 10<sup>2</sup>, дека (да) — 10, деци (д) — 10<sup>-1</sup>, санти (с) — 10<sup>-2</sup>, мили (м) — 10<sup>-3</sup>, микро (мк) — 10<sup>-6</sup>, нано (н) — 10<sup>-9</sup>, пико (п) — 10<sup>-12</sup>, фемто (ф) — 10<sup>-15</sup> и атто (а) — 10<sup>-18</sup>. Недопустимо применение двух приставок при образовании кратной или дольной единицы.

Приставки гекто, дека, деци и санти допускается применять только в наименованиях кратных и дольных единиц, уже получивших распространение (например, гектар, декалитр, дециметр, сантиметр).

\* В данную статью не включены таблицы и приложения к ним, упомянутые ниже.

Приставку следует присоединять к первой единице составной единицы, т. е. к производной единице в целом. Например,  $10^3$  единиц момента силы в СИ следует писать — килоньютон-метр (кН·м), а не ньютон-километр (Н·км).

Приставки для образования дольных и кратных единиц следует, как правило, применять только в числителе.

13. Написание обозначений производных единиц, полученных делением одной единицы на другую, допускается применением косой черты (например, для линейной скорости м/с), прямой черты (например, м/с) или умножением числителя на отрицательную степень знаменателя (например, м·с<sup>-1</sup>).

Если применяется косая черта и составной знаменатель, представляющий произведение нескольких сомножителей, следует знаменатель заключать в скобки. Например, следует писать Дж/(кг·К) и нельзя писать Дж/кг·К.

Последняя запись может означать, что Дж/кг умножается на К, т. е. имеется в виду Дж·К/кг.

14. Обозначения производных единиц, состоящих из нескольких сомножителей, надо разделять точками между обозначениями сомножителей на средней линии как знаками умножения.

15. Для единиц СГС и внесистемных единиц приведены в табл. 2 и 3 в приложении 1 соотношения с соответствующими единицами СИ.

16. Введено название величины «частота вращения» для ротационных машин (центробежных и турбонасосов, центробежных и осевых компрессоров, паровых и газовых турбин и других вращающихся машин и их деталей) вместо ранее неправильно применявшихся названий этой величины — числа оборотов, числа оборотов в единицу времени или угловой скорости. Единицы частоты вращения: в СИ — секунда в минус первой степени (с<sup>-1</sup>), внесистемные — оборот в секунду (об/с) и оборот в минуту (об/мин).

17. Введено наименование «паскаль» для единицы давления (Па).

18. Приведено новое определение литра как дольной единицы кубического метра, принятое XII Генеральной конфе-

ренцией по мерам и весам в 1964 г.:  $1 \text{ л} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$  (точно)  $= 1 \text{ дм}^3$  (точно). Таким образом, отменяется прежнее определение ( $1 \text{ л} = 1,000028 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ).

19. Обозначения единиц, получивших наименования в честь ученых (ампер, вольт, ватт, кельвин, кулон, ньютон, ом, паскаль, пауз, сименс, стокс, фарада, рентген, кюри), пишутся с заглавной (прописной) буквы (А, В, Вт, К, Кл, И, Ом, Па, П, См, Ст, Ф, Р, Ки).

20. Все обозначения единиц следует печатать шрифтом текста, т. е. прямым шрифтом, если текст печатается также прямым шрифтом. Это значительно облегчает разметку рукописей к набору и сам набор.

21. Предусматриваются изменения обозначения некоторых единиц: ср — длястерадиана (вместо *стер*), с — для секунды (вместо *сек*), Ки — для кюри, См — для сименса (вместо *сим*), Т — для тесла (вместо *тл*), Кл — для кулона (вместо *к*).

22. Приведены положения о практическом применении стандарта в ряде областей науки, техники и народного хозяйства, а также при преподавании:

а) во всех разрабатываемых или пересматриваемых стандартах всех видов следует применять единицы СИ, кратные и дольные от них, а также единицы, допускаемые к применению наравне с ними. В необходимых случаях допускается приводить (в скобках, в отдельной графе, на параллельной шкале графика или диаграммы) значения величин в прежних единицах, временно допускаемых к применению и подлежащих изъятию;

б) во всех новых стандартах на средства измерений следует предусматривать выпуск средств измерений с градуировкой как в прежних единицах, так и в единицах СИ, в кратных и дольных от них;

в) в нормативно-технической документации на новые типы изделий следует применять единицы СИ, кратные и дольные от них, а также единицы, допускаемые к применению наравне с единицами СИ;

г) при преподавании в высших и средних специальных учебных заведениях, а

также в средней школе следует применять единицы Международной системы, кратные и дольные от них или единицы, допускаемые к применению наравне с ними;

д) во всей издаваемой научно-технической литературе, в том числе в технических справочниках, учебниках и учебных пособиях, журналах, монографиях, энциклопедиях и популярных изданиях следует применять единицы СИ, кратные и дольные от них или единицы, допускаемые к применению наравне с ними.

Особое внимание следует обращать на правильное применение наименований величины: массы и веса, плотности и удельного веса, относительной плотности и относительного удельного веса. Недопустимо применение термина «вес» вместо «масса» с единицами килограмм (кг), грамм (г), тонна (т), центнер (ц), карат (кар), являющимися единицами массы, а не веса (силы тяжести). Не следует допускать применения терминов «удельный вес», «объемный вес» и «насыпной вес» (вместо терминов «плотность», «объемная масса» и «насыпная масса») с единицами килограмм на кубический метр (кг/м<sup>3</sup>), грамм на кубический сантиметр (г/см<sup>3</sup>), тонна на кубический метр (т/м<sup>3</sup>), являющимися единицами плотности, объемной и насыпной массы. При выражении параметра твердых, жидких и газообразных веществ в виде отношения их плотности к плотности воды или воздуха его следует называть относительной плотностью.

**Л. Р. СТОЦКИЙ**

Комитет ВСНТО по стандартизации

**ОТ РЕДАКЦИИ**

В связи с обращением Комитета стандартов, мер и измерительных приборов при Совете Министров СССР о том, чтобы начать внедрение окончательной редакции проекта стандарта «Единицы физических величин», журнал обращается к читателям с просьбой прислать в редакцию свои соображения по вопросам его внедрения.

## Рефераты статей

УДК 621.43—242.2:629.113:621.892.004.18

**Повышение эффективности действия стальных масляемных колец.** Коган Ю. А., Наумов С. С., Кожанов Л. Н. «Автомобильная промышленность», 1970, № 9.

Показаны пути дальнейшего снижения расхода масла на угар в карбюраторных двигателях. Показаны преимущества трехэлементных стальных колец с тангенциальными расширителями по сравнению с кольцами другого типа. Табл. 2. Рис. 3. Библ. 2.

УДК 621.43.001.4

**Измерение нестационарного расхода воздуха двигателем внутреннего сгорания, установленным в автомобиле.** Толмачев Н. П., Заря Н. К. «Автомобильная промышленность», 1970, № 9.

Приведены устройство прибора для измерения нестационарного расхода воздуха двигателем внутреннего сгорания, условия его применения и анализ возможных погрешностей при измерении расхода воздуха. Рис. 3. Библ. 4.

УДК 629.113.001.1:629.113.075.001.5

**Об оценке управляемости автомобиля.** Телегин В. М. «Автомобильная промышленность», 1970, № 9.

Рассматривается вопрос чувствительности автомобиля к изменению управляющих воздействий. Величина корреляции является численной оценкой чувствительности автомобиля к изменению положения рулевого колеса или момента на рулевом валу. Приведены результаты экспериментальных исследований чувствительности и времени реакции автомобиля на поворот рулевого колеса. Рис. 3. Библ. 3.

УДК 629.114.4:629.113-578/-587.001.5

**Крутильные колебания в трансмиссии грузовых автомобилей Горьковского автозавода.** Успенский И. Н., Савинов В. В. «Автомобильная промышленность», 1970, № 9.

Приведены результаты теоретического и экспериментального анализа крутильных колебаний в трансмиссии грузовых автомобилей ГАЗ. Установлены возможные погрешности при определении частот собственных колебаний в трансмиссии автомобиля. Табл. 7. Рис. 4. Вибл. 6.

УДК 629.114.3:625.7.033.4.001.5

О влиянии неровностей дорог на продольное взаимодействие звеньев автопоезда. Жуков А. В. «Автомобильная промышленность», 1970, № 9.

Изложена методика определения усилий в сцепке прицепного автопоезда при установившемся движении под влиянием неровностей дороги. На числовом примере выполнены вычисления усилий в сцепке и дан анализ факторов, влияющих на них для автопоезда, состоящего из автомобиля и двухосного прицепа. Табл. 1. Рис. 4. Библ. 3.

УДК 629.113.001.1:629.113.073

Вероятностная оценка проходимости автомобиля по статистическим распределениям характеристик дорожных условий. Безбородова Г. В. «Автомобильная промышленность», 1970, № 9.

На основании заданных распределений влажности грунта и продольных уклонов на грунтовых дорогах определяются вероятные значения показателей проходимости автомобиля с учетом календарного периода года. Описана методика прогнозирования возможного ограничения движения автомобиля по заданной местности вследствие буксования колес. Табл. 1. Рис. 4. Библ. 3.

УДК 629.113-592.001.24

Удерживающая способность стояночного тормоза. Демьянец И. Н., Коган С. С. «Автомобильная промышленность», 1970, № 9.

Приведены формулы для определения предельных уклонов, на которых могут быть удержаны заторможенные автомобили, прицепы, полуприцепы и автопоезда, и формулы для определения тормозных моментов, необходимых для удержания перечисленных транспортных средств на заданных уклонах. Табл. 1. Рис. 1. Библ. 2.

УДК 629.113-585.862:539.538

Износостойкость автомобильных полуосевых шарниров. Тверсков В. М. «Автомобильная промышленность», 1970, № 9.

Рассматриваются причины износов полуосевых шарниров автомобилей высокой проходимости, приводится формула износа канавок шарнира равной угловой скорости автомобиля ЗИЛ-157, полученная на основе стендовых испытаний. Даются способы, повышающие прочность и износостойкость шарниров. Рис. 1. Библ. 3.

УДК 621.357.7:669.248

Разработка и внедрение технологических процессов блестящего никелирования. Куник Е. В. «Автомобильная промышленность», 1970, № 9.

Электролит с бутиндиолом и сахаринном технологичнее электролита с кумарином, более стабилен в работе и равноценен зарубежным электролитам блестящего никелирования. Получаемые в нем никелевые покрытия обладают высокими декоративными и защитными свойствами. Библ. 4.

УДК 621.541.1.001.5

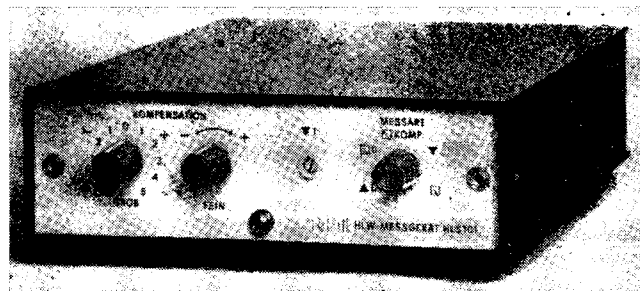
Некоторые особенности пневмоприводов с торможением в конце хода. Парой А. А. «Автомобильная промышленность», 1970, № 9.

Рассматриваются вопросы, связанные с применением пневмоприводов с торможением в конце хода в транспортных устройствах. В работе научно обоснованы величины скоростей, ускорений, допускаемых при использовании пневмопривода с торможением для толкающих шаговых транспортеров. Рис. 3.

УДК 669.14.018.298:621.78.011

Влияние предварительной термической обработки на структуру и свойства конструкционных сталей после цементации и нитроцементации. Кальнер В. Д., Юрасов С. А., Кривакина И. Л., Юсфина Л. И. «Автомобильная промышленность», 1970, № 9.

Предварительной термической обработкой заготовок можно повысить конструктивную прочность сталей 25, 25ХГТ, 25ХГМ и 25ХГММАЮ после цементации и нитроцементации. При выборе окончательной термической обработки во избежание появления нежелательных продуктов распада и ухудшения свойств необходимо учитывать измельчение зерна, полученное в результате предварительной обработки. Табл. 1. Рис. 6. Библ. 8.



РАЦИОНАЛЬНА,  
НАДЕЖНА,

ТОЧНА, НЕ ДОРОГА

HLW-System — преобразовательная система на полупроводниках для электрического измерения механических величин в лабораториях и на производстве

Регистратор измеряемых величин с тензометрическим датчиком на полупроводниках для измерения растяжений, ускорений, пути, сил, давлений

Регистратор температуры на сопротивлениях

Приборы для питания и индикации с усилением для одного или нескольких каналов или без усиления

Торговое представительство ГДР в СССР

Отдел «Электротехника и электроника»,

ул. Димитрова, 31,

Москва/СССР

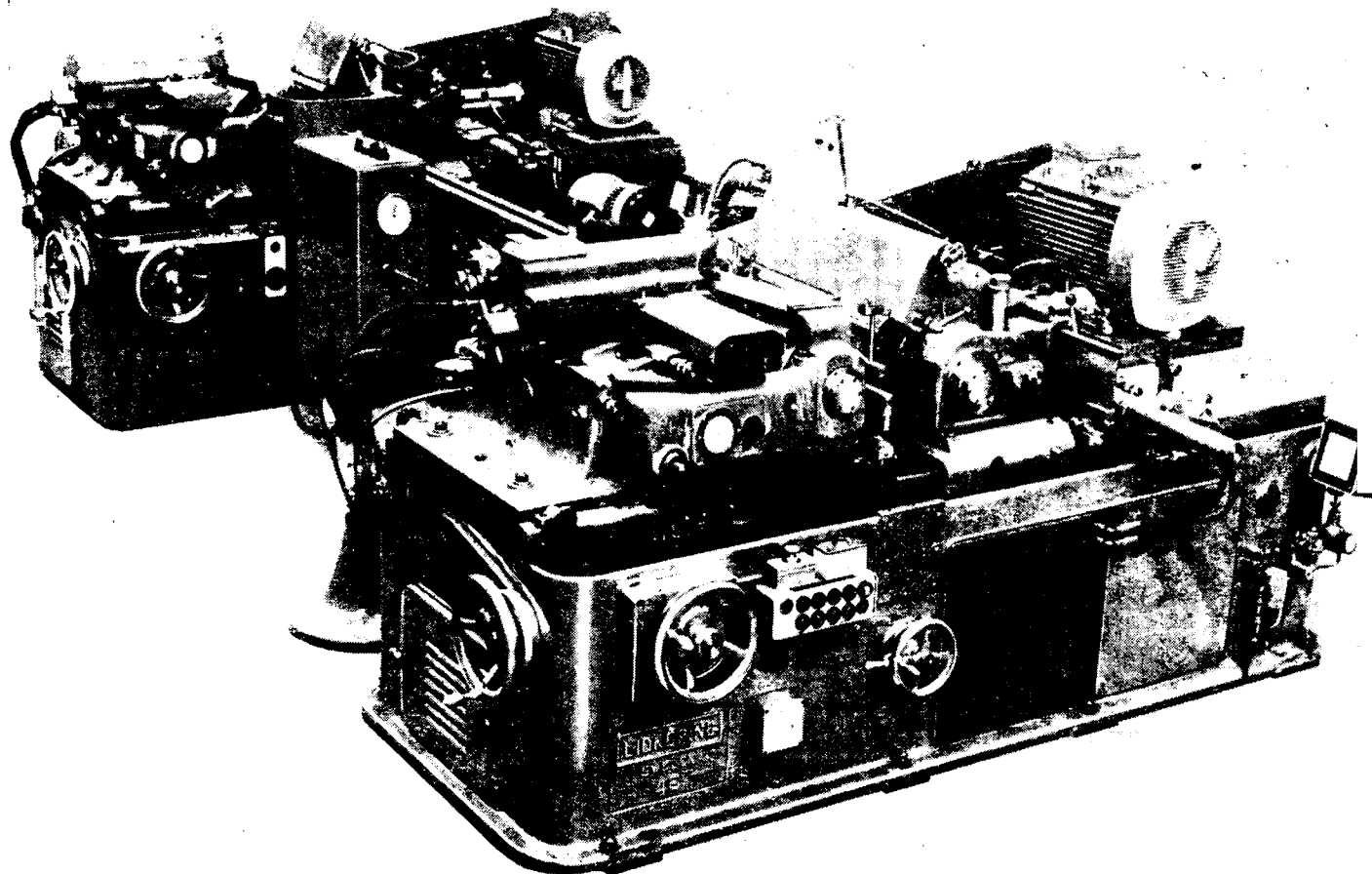
Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями через министерства, в ведении которых они находятся.

Elektrotechnik

EXPORT-IMPORT

VOLKSEIGENER AUSSENHANDELSBETRIEB DER  
DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK  
DDR 102 BERLIN-ALEXANDERPLATZ  
HAUS DER ELEKTROINDUSTRIE

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР.



## ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЛИНИЯ ДЛЯ БЕСЦЕНТРОВОГО ШЛИФОВАНИЯ ПОРШНЕВОГО ПАЛЬЦА

Технологическая линия для бесцентрового шлифования поршневого пальца фирмы ЛИДЧОПИНГ имеет большие преимущества по сравнению с отдельными станками. Главным в решении фирмой проблемы шлифования является то, что на поточных линиях вместо применявшихся 7 станков, ЛИДЧОПИНГ использует только 2, получая тот же результат.

Разнообразие операций, выполняемых станками фирмы ЛИДЧОПИНГ, — основа сокращения числа станков в технологической линии.

Изображенная на рисунке технологическая линия является одной из двух, изготовленных фирмой в 1969 г. для шлифования поршневого пальца. Линия состоит из одного станка № 46 для грубого шлифования и одного станка № 4В для окончательного шлифования.

| Параметры                                                       | Операция 1 | Операция 2 |
|-----------------------------------------------------------------|------------|------------|
| Скорость подачи в $\text{м/мин}$ . . . . .                      | 2          | 2          |
| Толщина снимаемого слоя в $\text{мм}$ . . . . .                 | 0,8        | 0,003      |
| Скругление в $\text{мм}$ . . . . .                              | 0,5        | 0,5        |
| Обработка по цилиндрической поверхности в $\text{мм}$ . . . . . | 0,5        | 0,5        |
| Чистота обработки в $\text{мм}$ . . . . .                       | 0,09       | 0,05—0,07  |

**ЛИДЧОПИНГ**  
Почтовый адрес: п/я 146 S' — 531 01  
Лидчопинг  
Телеграфный адрес: Веркстаден  
Телекс: 5047

**LIDKÖPING**

LIDKÖPINGS MEKANISKA VERKSTADS AB



Запросы на проспекты и их копии направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12, Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР (тел. 220-78-51). В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА».



Они рассчитаны на долгую,  
безупречную работу и к тому же красивы



#### Микроавтобус Nysa M-521

Микроавтобус отличается современной конструкцией кузова, красивым силуэтом и комфортабельным салоном. Очень удобна кабина водителя. Превосходная видимость, рационально расположенный щиток приборов, а также возможность регулировать положения сиденья весьма облегчают работу водителя. Внутреннее помещение микроавтобуса хорошо отапливается и вентилируется специальной системой. Все это создает условия для приятного путешествия пассажирам и для работы водителю.

#### Фургон товаро-пассажирский Nysa T-521

Этот фургон является универсальным и рассчитан для транспортирования грузов и перевозки пассажиров. Внутреннее помещение оснащено двухместными складными сиденьями для удобного размещения восьми человек. Фургон широко применяется в торговой сети, для туризма, в работе при гостиницах, бюро путешествий и др. Фургон Nysa T-521 успешно сочетает в себе черты транспортного фургона и микроавтобуса.

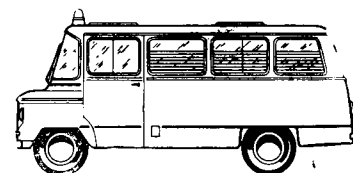
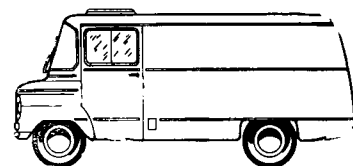
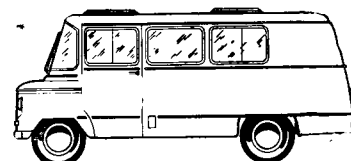
#### Товарный фургон Nysa F-521

Фургон предназначен для перевозки разнообразных грузов весом до 850 кг. Уплотнение кузова полностью предохраняет груз от пыли и дождя, благодаря чему в нем можно перевозить товары без защитной тары. Фургон Nysa F-521 — это быстрое и экономичное средство транспорта, широко используемое для перевозки товаров торговых предприятий.

#### Санитарный автомобиль Nysa S-521

Этот автомобиль предназначен для перевозки двух больных. Внутреннее помещение отделено от кабины водителя перегородкой, оснащено двумя носилками, шкафчиками, умывальником и баком для воды. Имеются два сиденья для медицинского персонала. Оборудование и оснащение внутреннего помещения автомобиля позволяют оказывать первую медицинскую помощь. Санитарный автомобиль широко применяется для нужд скорой помощи, больниц, санаториев и других лечебных учреждений. Он оборудован специальной световой и звуковой сигнализацией.

Каждый автомобиль, предлагаемый объединением POL-MOT, обладает необходимой прочностью и рассчитан на длительный срок службы в самых неблагоприятных условиях.



#### Экспортер:

Поль-Мот,  
Варшава, ул. Сталинградская, 23,  
Польша.

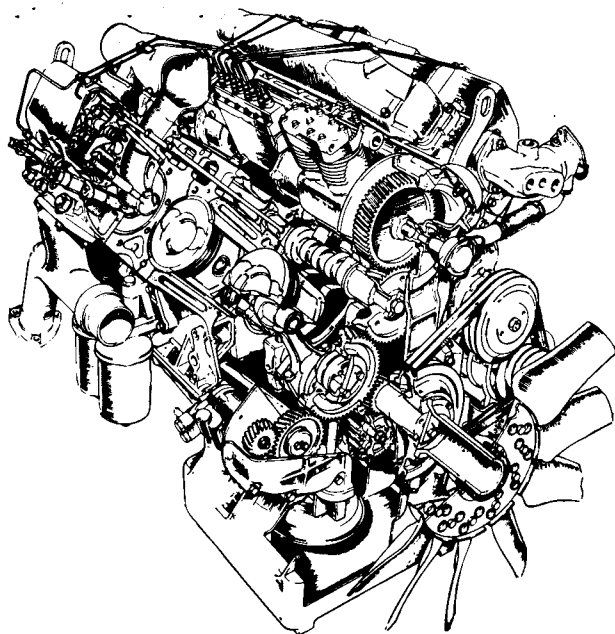
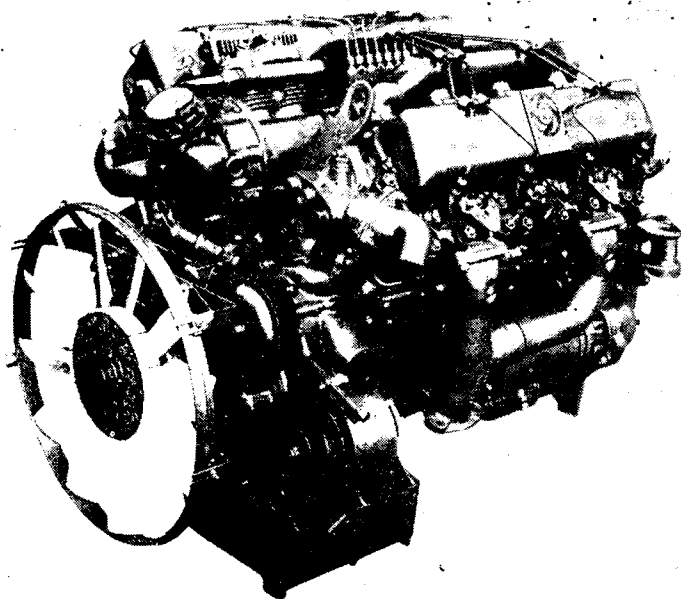
#### Exporters:

Foreign Trade Enterprise for Automotive  
Industry

POL — MOT

Warszawa, Stalingradzka, 23, POLAND

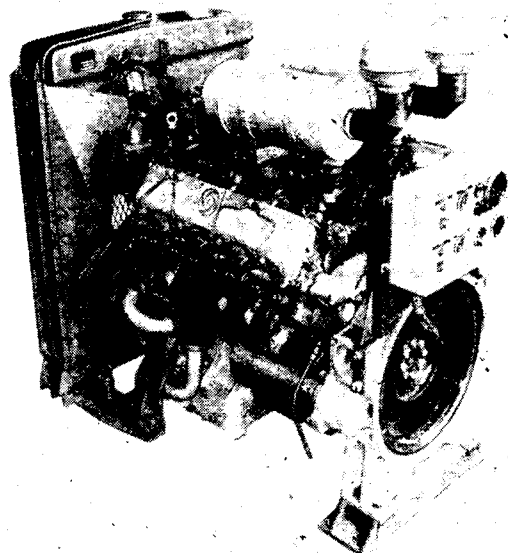
Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12.  
Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР (тел. 220-78-51). В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»



## Дизель V 8 серии 801 мощностью 277 л. с., выпускаемый фирмой Бритиш Лейланд

Восьмицилиндровый V-образный дизель, изготовленный английской фирмой Бритиш Лейланд, предназначен для автомобильного транспорта и промышленных целей. Благодаря рациональной конструкции дизеля, его мощность на единицу веса значительно выше, чем у других дизелей подобного типа. Дизель обладает способностью создавать высокий момент при низком числе оборотов. Обслуживание его при текущем ремонте простое. Этим обеспечивается надежная работа дизеля V8 серии 801 в течение длительного срока службы.

Дополнительные сведения по данному дизелю, а также по другим дизелям производства фирмы БРИТИШ ЛЕЙЛАНД, можно получить от нашего Отдела технического обслуживания.



| Показатели                                       | DIN /0020 | DIN 6270 (непрерывный режим) |
|--------------------------------------------------|-----------|------------------------------|
| Мощность в л. с. . . . .                         | 277       | 201                          |
| Число оборотов в минуту . . . . .                | 2600      | 2200                         |
| Крутящий момент в кг/м при 1400 об/мин . . . . . | 88,6      | 70,8                         |

### Отделение специальных продуктов

Special Products Division  
Leyland, Lancashire,  
Англия, Телетайп: 67665



Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями через Министерства, в ведении которых они находятся.

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР (тел. 220-78-51). В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА».