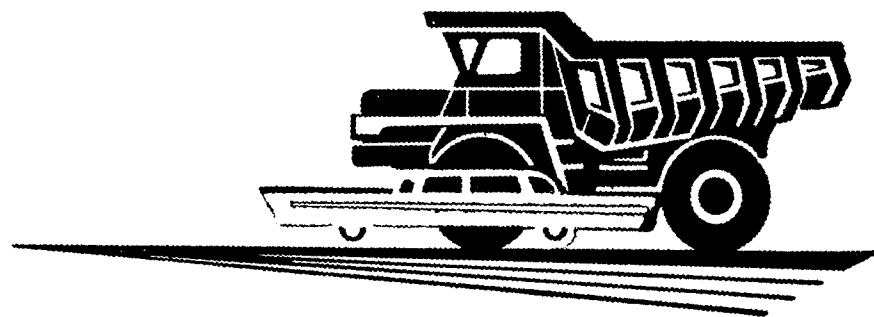


А **ВТОМОБИЛЬНАЯ** **ПРОМЫШЛЕННОСТЬ** **1973**

7



СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- Р. П. Лакно, Ж. А. Ненашева — Об учете долговечности при планировании себестоимости изготовления автотранспортных средств 1

КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

- А. А. Гуреев, В. А. Мифрофанов, Б. Я. Черняк, Я. В. Горячий, В. С. Азев, Б. Е. Кольченко — О новых гребованиях к детонационной стойкости высокооктановых бензинов 5
- Ю. Г. Шнейдер, Г. Г. Лебединский, И. А. Иванов — Исследование влияния маслосъемкости рабочих поверхностей гильз цилиндров двигателей ЗИЛ-130 на динамику их износа 7
- И. М. Цой, В. П. Губчевский, А. И. Махалов — Методика испытания масляного картера двигателя на герметичность 9
- М. А. Андронов, Ю. С. Чухустов, Ю. К. Гаврютин, Н. В. Тимофеева — Расчетное исследование параметров передней обзорности легковых автомобилей 9
- В. И. Кнороз, Е. В. Кленников, И. П. Петров, В. Н. Князьков, Л. Г. Ягодкин, Э. Н. Голубев — Влияние шага рисунка протектора на эксплуатационные свойства автомобиля 11
- Ю. В. Храмов, И. В. Фигуров, О. З. Шур — Математическое моделирование движения автомобиля на дорогах с усовершенствованным покрытием 13
- Б. Н. Попов — Влияние нагрузочных и преобразующих характеристик гидротрансформатора на эксплуатационные показатели легковых автомобилей 15
- В. Е. Боровских, С. С. Дмитриченко, А. Н. Солянов — Параметры распределений эксплуатационного ресурса рамы троллейбуса 17
- Я. Е. Фаробин — Статическая поворотливость прицепов-тяжеловозов 18
- С. А. Шуклин, В. А. Борзенков, В. И. Быков, Н. М. Грингауз — Экспериментальное исследование плавности хода многоосных полноприводных автомобилей 19
- М. Б. Школьников, А. А. Крылов, И. Г. Неженцева — Исследование напряжений кузова легкового автомобиля при кручении 21

ТЕХНОЛОГИЯ

- В. М. Иванова, Р. Г. Яшунский, Ю. А. Кашинцев, А. В. Юрьев — Исследование процесса сборки и сварки колес с использованием математико-статистических методов 24
- В. Т. Мещерин, С. С. Соловцов, А. И. Тимонин — Параметры точной резки сортового проката в штампах при высоких скоростях деформирования 27
- А. В. Чичинадзе, П. И. Таланов, Э. Д. Браун, В. И. Канторович, З. Л. Сироткин, А. Д. Шерман, А. Г. Денисов — Исследование тормозных барабанов автомобилей большой грузоподъемности 29
- А. И. Храменков, В. М. Волков — Методы дегазирования, рафинирования и модифицирования жидких алюминиевых сплавов 31

ИНФОРМАЦИЯ

- Ю. М. Немцов, А. И. Веселов, М. А. Андронов, Ф. Е. Межевич — Проблемы безопасности и перспективы развития конструкции легковых автомобилей 33
- Ю. Н. Бобринский, В. И. Ершов — Перспективы применения промышленных роботов в автомобильной промышленности 36
- С. А. Спесивых, Е. И. Лежнева — XXXI научно-исследовательская конференция Московского автомобильно-дорожного института (Автотракторные двигатели) 38
- И. В. Балабин — Всесоюзное научно-техническое совещание «Пути повышения безопасности конструкции автомобилей в девятой пятилетке» 41
- М. Б. Андреев — Усовершенствование подшипникового узла колес легковых автомобилей 42
- Новости в технологии машиностроения за рубежом 43

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

- А. П. Лебединский — Рецензия на книгу Г. П. Покровского «Электроника в системах питания автомобильных двигателей», изд. 2-е. Изд-во «Машиностроение», М., 1972 44
- Рефераты статей 45

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Адрес редакции:

Москва, К-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 230.

Тел. 226-63-14 и 226-61-49

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор Е. В. Сабынич

Сдано в набор 7/IV-1973 г.

Подписано в печать 26/VI-1973 г.

T-08246

Формат 60×90¹/₈

Печ. л. 6,0

Бум. л. 3,0

Уч.-изд. л. 9,9

Тираж 11 354

Заказ 1756

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

7
ИЮЛЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1973

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Год издания XXXIX

**ЭКОНОМИКА
и организация
ПРОИЗВОДСТВА**

УДК 656.13:658.5.011

Об учете долговечности при планировании себестоимости изготовления автотранспортных средств

Канд. техн. наук Р. П. ЛАХНО, Ж. А. НЕНАШЕВА
НАМИ

СРОК СЛУЖБЫ автотранспортных средств можно разбить на два основных периода: пробег до первого капитального ремонта и пробег после него.

Пробег до первого капитального ремонта может быть фактическим, сложившимся в условиях эксплуатации, и нормативным. Последний регламентируется соответствующими документами: «Положением о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава», «Техническими условиями» или ГОСТом на изготовление автотранспортных средств [1]. Нормативный пробег автотранспортного средства устанавливается в зависимости от категории условий эксплуатации, от модификации подвижного состава и организации его работы, от природно-климатических условий и от некоторых других факторов.

Нормативный пробег до первого капитального ремонта для первой категории условий эксплуатации и Центральной климатической зоны закладывается при проектировании, конструировании и производстве автомобилей. Указанные нормы являются минимальными и подлежат уточнению для конкретных моделей автотранспортных средств. Поэтому, планируя себестоимость изготовления автотранспортных средств, необходимо знать условия их эксплуатации и соответственно установить пробег до первого капитального ремонта конкретного автотранспортного средства. Чем выше пробег до первого капитального ремонта автотранспортного средства, тем ниже себестоимость его эксплуатации. Вместе с тем, чтобы увеличить пробег до первого капитального ремонта, необходимо в конструкцию автотранспортного средства и в технологические процессы изготовления его деталей ввести ряд усо-

вершенствований, которые также влияют на себестоимость изготовления.

Однако до настоящего времени не проводилось исследований по установлению влияния пробега до первого капитального ремонта на изменение себестоимости изготовления автотранспортных средств и не было получено количественной оценки этого изменения.

Поэтому возникает необходимость в разработке метода оценки изменения себестоимости изготовления от пробега до первого капитального ремонта автотранспортного средства.

Известно, что влияние различных факторов на изменение уровня себестоимости изготовления можно оценить при помощи индексов (коэффициентов влияния) [2]. Для принятого базового значения себестоимости изготовления величины индексов, отражающих влияние тех или иных факторов, будут равны 1,00. В этом случае зависимость себестоимости изготовления для данного вида автотранспортного средства от пробега до первого капитального ремонта можно выразить математически:

$$C_{уд.дл. i} = I_{дл. i} C_{уд.дл. б.} \quad (1)$$

где $I_{дл. i}$ — индекс изменения себестоимости изготовления для пробега до первого капитального ремонта $L_{кр. i}$ по сравнению с себестоимостью изготовления при пробеге до первого капитального ремонта $L_{кр. б.}$, принятом за базу сравнения¹;

¹ В дальнейшем индексом «б» при каком-либо показателе будем обозначать базовую величину этого показателя.

$C_{уд.дл.и}$ и $C_{уд.дл.б}$ — себестоимость изготовления соответственно при значениях индексов $I_{дл.и}$ и при величине индекса $I_{дл.б}$, значение которого равно 1,00.

Использование индексного метода дает возможность выявить влияние на себестоимость изготовления автотранспортного средства только рассматриваемого фактора и исключить влияние других факторов, а также значительно ослабить влияние неподдающихся учету факторов. Это связано с тем, что индексы определяются как отношение себестоимости изготовления при изменяющихся величинах рассматриваемого фактора к себестоимости для принятого за базу сравнения значения рассматриваемого фактора при одновременном выполнении условия постоянства всех других факторов или колебания их в диапазоне, который не влияет существенно на себестоимость и не выходит за рамки степени точности расчетов при установлении зависимости индекса от изменения рассматриваемого фактора [2].

Методика проведения исследования по установлению влияния долговечности автотранспортного средства на себестоимость его изготовления заключается в следующем: во-первых, сбор, анализ и отбор отчетных, нормативных и проектных данных; во-вторых, приведение отобранных данных к сопоставимому виду; в-третьих, рассчитываются индексы изменения себестоимости изготовления при различных величинах пробегов до первого капитального ремонта; в-четвертых, устанавливается вид зависимости и параметры уравнения регрессии.

Особое внимание при исследовании должно быть обращено на отбор отчетных, проектных и нормативных данных и приведение их к сопоставимому виду. В противном случае, т. е. при разных значениях остальных факторов и их колебаниях в большом диапазоне, на величину индекса, кроме данного фактора, будут также влиять и другие факторы, что в значительной степени может исказить действительный вид зависимости.

Перед установлением влияния пробега до первого капитального ремонта при работе в первой категории условий эксплуатации на себестоимость изготовления автотранспортного средства производится отбор и приведение к сопоставимому виду исходных данных. Методика приведения всех исходных данных к сопоставимому виду заключается в следующем.

При выпуске на предприятии различной по ассортименту продукции должна быть проведена прежде всего корректировка объема производства на выпуск однородной продукции по данным трудоемкости $T_{уд.и}$ (или себестоимости $C_{уд.и}$) изготовления рассматриваемого изделия в норма-часах (или в рублях за единицу) и общих годовых затрат $T_{об.и}$ в тыс. норма-часах (или полной себестоимости товарной продукции $C_{об.и}$ в тыс. рублях) для всего предприятия в целом с помощью следующих формул:

$$V_{пр.ф.и} = \frac{T_{об.и}}{T_{уд.и}} \text{ тыс. шт./год}$$

или

$$V_{пр.ф.и} = \frac{C_{об.и} k_{сп}}{C_{уд.и} 100} \text{ тыс. шт./год,}$$

где $V_{пр.ф.и}$ — приведенный фактический объем производства на выпуск однородной продукции для данной модели автотранспортного средства в тыс.шт/год;

$k_{сп}$ — процент выпущенной продукции, соответствующей профилю завода, от всей себестоимости товарной продукции.

Затем все данные должны быть приведены к одинаковому объему производства. Как показали исследования, проведенные авторами, это можно осуществить с использованием следующей зависимости:

$$I_{в.э.и} = 0,242 + 0,0016 \frac{V_{пр.ф.и}}{V_{э.и}} + 0,7564 \left(\frac{V_{пр.ф.и}}{V_{э.и}} \right)^{0,28} \quad (2)$$

где $I_{в.э.и}$ — индекс изменения себестоимости изготовления продукции при эталонном (сопоставимом) объеме производства $V_{э.и}$ по сравнению с фактическим объемом производства $V_{пр.ф.и}$, принятом за базу сравнения;

$V_{пр.ф.и}$ и $V_{э.и}$ — объемы производства соответственно фактический (текущий) и эталонный.

В данном случае за эталонный (сопоставимый) объем производства принимался объем, равный $V_{э.и} = 100$ тыс.шт/год.

Следующим этапом является приведение исходных данных

к единому уровню по степени освоения производственной мощности предприятия. Степень освоения производственной мощности предприятия $k_{о.п.м.и}$ оценивается отношением фактического (текущего) объема производства $V_{пр.ф.и}$ к проектной мощности предприятия $V_{пр.п.м}$, т. е. $k_{о.п.м.и} = \frac{V_{пр.ф.и}}{V_{пр.п.м}}$.

Проделанное авторами исследование показало, что приведение исходных данных к сопоставимым условиям может быть осуществлено с использованием индекса изменения себестоимости изготовления от степени освоения производственной мощности предприятия $I_{о.п.м.э.и}$. С достаточной степенью точности это можно осуществить с использованием формулы

$$I_{о.п.м.э.и} = 0,913 + \frac{0,087}{k_{о.п.м.и}} \quad (3)$$

при эталонных значениях объема производства $V_{э.и} = 100$ тыс. шт./год и степени освоения производственной мощности $k_{о.п.м.э.и} = 1,0$.

Откорректировав себестоимость изготовления на индекс $I_{о.п.м.и}$, необходимо все имеющиеся исходные данные по себестоимости привести к одинаковому году с начала постановки изделия на производство. Приведение себестоимости изготовления к третьему (эталонному) году с начала постановки изделия на производство ($t_{э.и} = 3$ года) может быть проведено по индексу изменения себестоимости от времени с начала постановки изделия на производство $I_{т.э.и}$. Анализ и математическая обработка опытных данных по различным автотранспортным средствам (грузовым и легковым автомобилям, автобусам, прицепах и полуприцепах) позволила установить следующую зависимость индекса $I_{т.э.и}$ от времени с начала постановки изделия на производство $t_{т.и}$, использование которой позволяет привести все исходные данные к сопоставимому виду по рассматриваемому фактору:

$$I_{т.э.и} = 0,935 + \frac{0,195}{t_{т.и}} \quad (4)$$

где $t_{т.и}$ — фактическое время с начала постановки изделия на производство в годах.

Формула (4) справедлива при следующих эталонных значениях факторов: $V_{э.и} = 100$ тыс. шт./год;

$$I_{о.п.м.э.и} = 1,00 \text{ и } t_{т.э.и} = 3 \text{ года.}$$

Кроме того, исходные данные, в случае необходимости, должны быть приведены к единому уровню цен на основании данных предприятий о коэффициенте изменения уровня цен $I_{ц.и}$.

Таким образом, приведение исходных данных по каждой модели автотранспортного средства, с использованием зависимостей (2) — (4), в окончательном виде может быть осуществлено по следующей формуле:

$$C_{уд.э.и} = \frac{C_{уд.и} I_{в.э.и} I_{ц.и}}{I_{о.п.м.э.и} I_{т.э.и}} \text{ руб./шт.}$$

где $C_{уд.э.и}$ — себестоимость изготовления, приведенная к сопоставимым условиям (в нашем случае при эталонных значениях величин $V_{э.и} = 100$ тыс. шт./год, $k_{о.п.м.э.и} = 1,0$ и $t_{т.э.и} = 3$ года)

$C_{уд.и}$ — фактическая себестоимость изготовления данной модели автотранспортного средства в руб./шт.

После приведения исходных данных к сопоставимому виду необходимо установить характер зависимости и рассчитать параметры уравнения регрессии. Для этого первоначально рассчитываются индексы изменения себестоимости изготовления по формуле (1), записанной в следующем виде:

$$I_{дл.и} = \frac{C_{уд.э.и}}{C_{уд.э.б}} \quad (5)$$

где $C_{уд.э.и}$ и $C_{уд.э.б}$ — себестоимости изготовления, приведенные к сопоставимому виду соответственно при текущем $L_{кр.и}$ и базовом $L_{кр.б}$ пробегах до первого капитального ремонта, в рублях.

Применение математических методов определения соответствия опытных данных тому или иному виду математического уравнения [3] позволило установить, что зависимость индек-

са изменения себестоимости изготовления разных видов автотранспортных средств от пробега до первого капитального ремонта в лучшей степени отвечает уравнению прямой линии вида

$$I_{дл i} = a + bL_{кр i}, \quad (6)$$

где $L_{кр i}$ — пробег до первого капитального ремонта в тыс. км.

После установления вида зависимости были определены постоянные коэффициенты a и b формулы (6) методом наименьших квадратов [4]. При этом предварительно были определены постоянные коэффициенты уравнения (6) отдельно для грузовых автомобилей, автобусов, легковых автомобилей и прицепов. Анализ полученных данных показал, что для всех видов автотранспортных средств постоянные коэффициенты имеют практически одинаковые значения (расхождение в величинах постоянных коэффициентов находится в пределах 0,13%). Из этого следует, что для всех видов автотранспортных средств имеется, как это подтверждается и данными рисунка, единая зависимость индекса изменения себестоимости пробега до первого капитального ремонта.

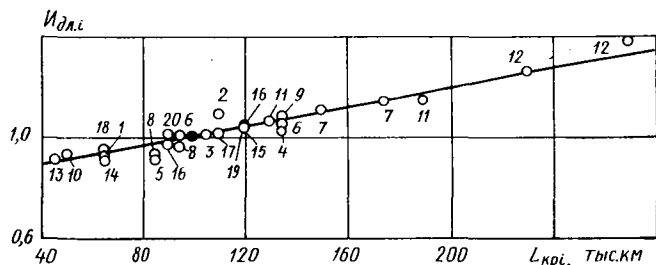


График зависимости индекса изменения себестоимости изготовления автотранспортных средств от их пробега до первого капитального ремонта при работе в условиях эксплуатации первой категории:

1 — «Москвич-430»; 2 — ГАЗ-20 «Победа»; 3 — УАЗ-451Д; 4 — ГАЗ-51А; 5 — «Урал-355М»; 6 — ЗИЛ-150; 7 — ЗИЛ-130; 8 — МАЗ-200; 9 — МАЗ-200Г; 10 — ГАЗ-704 (прицеп); 11 — КАвЗ-651А; 12 — ЗИЛ-158В; 13 — ЗАЗ-965А; 14 — КраАЗ-221; 15 — МАЗ-501; 16 — КраАЗ-214; 17 — ГАЗ-69А; 18 — КАЗ-120Г; 19 — МАЗ-205; 20 — ГАЗ-63А

В результате проведенного расчета была получена следующая статистико-аналитическая зависимость индекса изменения себестоимости изготовления автотранспортного средства от его пробега до первого капитального ремонта при работе в первой категории условий эксплуатации:

$$I_{дл i} = 0,812 + 0,00188 L_{кр i} \quad (L_{кр i} \text{ в тыс. км}). \quad (7)$$

Формула (7) справедлива при следующих эталонных значениях факторов: $B_{э, i} = 100$ тыс. шт./год; $k_{о.п.м.э i} = 1,00$; $t_{э, э i} = 3$ года и $L_{кр, 6} = 100$ тыс. км.

На основании формул (1) и (7) можно записать

$$C_{уд i} = C_{уд, 6} (0,812 + 0,00188 L_{кр i}) \text{ руб.}, \quad (8)$$

где $C_{уд, 6}$ в рублях при $B_{э, i} = 100$ тыс. шт./год, $k_{о.п.м.э i} = 1,00$; $t_{э, э i} = 3$ года и $L_{кр, 6} = 100$ тыс. км.

Полученную зависимость (8) можно использовать для определения степени влияния пробега до первого капитального ремонта на изменение себестоимости изготовления любого вида автотранспортного средства.

С целью дополнительной проверки полученной статистико-аналитической зависимости сравнили фактические и расчетные данные по индексам изменения себестоимости изготовления автотранспортных средств от изменения пробега до первого капитального ремонта при работе в первой категории условий эксплуатации, результаты которого для некоторых видов автотранспортных средств приведены в табл. 1.

Анализ показал, что по всем типам автотранспортных средств отклонение расчетных данных от фактических находится преимущественно в пределах $\pm 1,9\%$ при средней ошибке $\pm 1,6\%$. Однако дополнительный анализ показал, что по некоторым типам автотранспортных средств отклонение расчетных данных от фактических доходило до 10%. Это объясняется тем, что в некоторых случаях не удалось полностью исключить влияние других факторов и привести фактические данные к полностью сопоставимому виду. В связи с этим следует обратить особое внимание на то обстоятельство, что с помощью статистико-аналитической зависимости (8) можно оценить влияние только пробега до первого капитального ремонта на изменение себестоимости изготовления автотранспортных средств. При этом, естественно, предполагается, что все

| Автотранспортное средство | Пробег до первого капитального ремонта в тыс. км | $N_{дл i}$ | | Отклонение расчетных данных от фактических в % |
|---------------------------|--|--------------------------|------------------------|--|
| | | фактическое ¹ | расчетное ² | |
| УАЗ-450Д | 110 135 | 1 1,019 | 1 1,047 | 0 -2,7 |
| ГАЗ-51А | 90 105 135 | 0,900 1 1,095 | 0,972 1 1,056 | -8,0 0 +3,7 |
| «Урал-355М» | 85 105 | 0,928 1 | 0,963 1 | -3,4 0 |
| ЗИЛ-164А | 105 135 | 1 1,067 | 1 1,056 | 0 +1,0 |
| КАЗ-606 | 65 100 | 0,936 1 | 0,934 1 | +0,2 0 |
| МАЗ-525 | 95 105 | 0,988 1 | 0,982 1 | +0,6 0 |
| ЛиАЗ-158В | 230 270 | 1 1,030 | 1 1,061 | 0 -3,0 |
| УАЗ-451ДМ | 135 150 | 1 1,032 | 1 1,027 | 0 +0,5 |
| ГАЗ-53А | 150 170 200 | 1 1,026 1,095 | 1 1,033 1,087 | 0 -0,7 +0,7 |
| ЗИЛ-130 | 150 175 | 1 1,097 | 1 1,043 | 0 +4,9 |
| ЛАЗ-697 | 230 270 | 1 1,152 | 1 1,061 | 0 +7,9 |
| ЗАЗ-965А | 45 65 | 0,971 1 | 0,959 1 | +1,3 0 |
| ГАЗ-704 | 50 100 | 0,937 1 | 0,506 1 | +3,4 0 |
| ГАЗ-69А | 110 135 | 1 1,067 | 1 1,046 | 0 +2,0 |

¹ Индекс изменения себестоимости изготовления $N_{дл i}$ по фактическим данным. ² Индекс изменения себестоимости изготовления по расчетным данным.

остальные факторы (степень освоения мощности предприятия, структура ассортимента выпускаемой предприятием продукции, объемы производства, продолжительность выпуска продукции по времени с начала постановки на производство, уровень цен, удельный вес кооперированных поставок и др.) остаются неизменными (влияние других факторов на изменение уровня себестоимости в данной статье не рассматривается).

Следовательно, установленная зависимость (8) дает возможность определять удельную себестоимость изготовления для любого пробега до первого капитального ремонта. Для этого достаточно иметь абсолютные значения удельной себестоимости при каком-либо значении пробега до первого капитального ремонта, который принимается за исходный вариант сравнения.

Как практически можно пользоваться разработанной методикой, можно показать на примере, исходные данные для которого приведены в табл. 2 для бортового автомобиля грузоподъемностью 5 тс. На этом же примере проверим и степень точности получаемых в результате расчета данных.

Как видно из табл. 2, фактические данные основных показателей, необходимых для проведения расчета в рассматриваемом примере, отличаются от базовых значений, для которых были установлены зависимости (3), (4) и (7). Поэтому непосредственное использование указанных уравнений возможно в том случае, когда исходные значения показателей совпадают с базовыми. При отличии исходных величин показателей

Таблица 2

| Показатель | Фактические данные для вариантов | |
|---|----------------------------------|------------|
| | исходного | расходного |
| Удельная себестоимость изготовления $C_{уд}$ в руб. | 2770 | 2731 |
| Пробег до первого капитального ремонта $L_{кр}$ в тыс. км | 135 | 175 |
| Время с начала постановки изделия на производство t_4 в годах | 1 | 6 |
| Полная себестоимость фактически выпущенной товарной продукции на предприятии $C_{об}$ в тыс. руб. | 343 686 | 653 781 |
| Процент выпущенной продукции, соответствующей профилю завода $k_{сп}$ | 89,6 | 94,2 |
| Приведенный объем производства $V_{пр} = \frac{C_{об} k_{сп}}{C_{уд}}$ в тыс. шт. | 111,171 | 226,503 |
| Приведенная проектная мощность предприятия $B_{п.м}$ в тыс. шт. | 140 | 260 |
| Степень освоения производственной мощности предприятия $k_{о.п.м} = \frac{V_{пр}}{B_{п.м}}$ в долях | 0,808 | 0,917 |
| Коэффициент изменения уровня цен $I_{ц}$ | 1,243 | 1 |

от базовых значений необходимо осуществлять расчет по следующей методике:

1. Себестоимость изготовления автотранспортного средства исходного варианта приводится к объему производства расчетного варианта с использованием формулы (2):

$$C_{уд}^I = C_{уд.и} I_{в.р} = 2770 \left[0,242 + 0,0016 \frac{111,171}{226,503} + 0,7564 \left(\frac{111,171}{226,503} \right)^{0,28} \right] = 2387,7 \text{ руб.}$$

Величина $C_{уд.и}$ в руб. представляет себестоимость изготовления продукции для исходного варианта, а $I_{в.р}$ — индекс изменения себестоимости изготовления от изменения объема производства расчетного варианта по сравнению с исходным вариантом¹.

2. Себестоимость $C_{уд}^I$, рассчитанная на первом этапе, корректируется на изменение степени освоения производственной мощности предприятия с использованием формулы (3):

$$C_{уд}^{II} = C_{уд}^I \frac{I_{о.п.м.р}}{I_{о.п.м.и}} = 2387,7 \frac{0,913 + \frac{0,087}{0,917}}{0,913 + \frac{0,087}{0,808}} = 2354,9 \text{ руб.}$$

В данном случае сначала определяются индексы изменения исходного $I_{о.п.м.и}$ и расчетного $I_{о.п.м.р}$ вариантов по сравнению с базой, для которой установлена формула (3). После этого отношение индекса расчетного к индексу исходного вариантов позволяет привести себестоимость исходного варианта к себестоимости расчетного варианта по степени освоения проектной мощности предприятия.

3. Себестоимость $C_{уд}^{II}$, полученная на втором этапе, приводится к расчетному варианту по времени с начала постановки изделия на производство с использованием формулы (4):

¹ Индекс «и» при различных показателях показывает, что они относятся к исходному варианту, а индекс «р» — к расчетному.

$$C_{уд}^{III} = C_{уд}^{II} \frac{I_{т.р}}{I_{т.и}} = 2354,9 \frac{0,935 + \frac{0,195}{6}}{0,935 + \frac{0,195}{1}} = 2015,2 \text{ руб.}$$

Процесс корректировки в этом случае аналогичен расчету, проведенному на втором этапе.

4. Себестоимость $C_{уд}^{III}$, полученная на третьем этапе расчета, приводится к пробегу до первого капитального ремонта расчетного варианта с использованием формулы (7):

$$C_{уд}^{IV} = C_{уд}^{III} \frac{I_{дл.р}}{I_{дл.и}} = 2015,2 \frac{0,812 + 0,00188 \cdot 175}{0,812 + 0,00188 \cdot 135} = 2156,9 \text{ руб.}$$

Процесс корректировки в этом случае аналогичен расчету, проведенному на втором этапе.

5. Себестоимость $C_{уд}^{IV}$, полученная на четвертом этапе, приводится к уровню цен расчетного (в данном случае к ценам 1967 г.) варианта

$$C_{уд}^V = C_{уд}^{IV} I_{ц} = 2156,9 \cdot 1,243 = 2681 \text{ руб.}$$

где $I_{ц}$ — индекс изменения исходного варианта по сравнению с ценами расчетного варианта.

Перечисленные выше этапы можно записать в общем виде

$$C_{уд.р} = C_{уд.и} I_{в.р} \frac{I_{о.п.м.р}}{I_{о.п.м.и}} \frac{I_{т.р}}{I_{т.и}} \frac{I_{дл.р}}{I_{дл.и}} I_{ц}$$

В этом случае для рассматриваемого примера получим

$$C_{уд.р} = 2770 \cdot 0,862 \frac{1,007}{1,021} \frac{0,967}{1,130} \frac{1,141}{1,066} 1,243 = 2681 \text{ руб.}$$

Сравнивая полученное значение себестоимости изготовления с фактической себестоимостью, приведенной в табл. 2, для расчетного варианта определим степень точности проведенного расчета. В данном случае ошибка расчета составляет

$$\alpha = \frac{C_{уд.р} - C_{уд}^V}{C_{уд.р}} 100 = \frac{2731 - 2681}{2731} 100 = 1,8\%$$

Как видно, процент ошибки находится в допустимых пределах.

Таким образом, в результате проведенного исследования была разработана методика, позволяющая давать количественную оценку влиянию пробега до первого капитального ремонта на изменение себестоимости изготовленных автотранспортных средств. Полученная зависимость, несмотря на необходимость проведения дальнейших исследований, позволяет уже в настоящее время с достаточной степенью точности определять себестоимость изготовления автотранспортных средств для различных значений пробега до первого капитального ремонта при планировании развития отрасли и проведении различных технико-экономических расчетов и исследований.

ЛИТЕРАТУРА

1. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. Минавто-транс РСФСР. М., 1972.
2. Статистика. Колл. авторов под руководством акад. Струмилина С. Г. М., изд-во «Статистика», 1969.
3. Боярский А. Я. Математика для экономистов. М., Госстатиздат ЦСУ СССР, 1961.
4. Уорсинг А. и Геффнер Дж. Методы обработки экспериментальных данных. М., Изд-во иностранной литературы, 1949.

О новых требованиях к детонационной стойкости высокооктановых бензинов

Д-р техн. наук А. А. ГУРЕЕВ, В. А. МИТРОФАНОВ, канд. техн. наук Б. Я. ЧЕРНЯК,
канд. техн. наук Я. В. ГОРЯЧИЙ, В. С. АЗЕВ, Б. Е. КОЛЬЧЕНКО

Автозавод им. Ленинского комсомола, Московский автомобильно-дорожный институт

ОПЫТ эксплуатации отечественных автомобилей «Москвич-412», «Жигули» и «Волга М-24», а также специальные исследования, проведенные на Автозаводе им. Ленинского комсомола, показали, что требования ГОСТа 2084—67 на высокооктановый бензин АИ-93 недостаточно характеризуют состояние бензина в двигателях. Следовательно, эти требования должны быть существенно дополнены.

Испарение бензина во впускном трубопроводе двигателя сопровождается разделением бензина на фракции. Низкокипящие углеводороды, испаряясь, создают паровоздушную смесь, которая поступает в камеры сгорания, а высококипящие — оседают на стенках впускного трубопровода в виде жидкой пленки, которая движется в направлении камер сгорания, постепенно испаряясь. При резком открытии дроссельной заслонки в камеры сгорания двигателя в первый момент поступает в основном паровоздушная смесь, поскольку она обладает значительно меньшей инерцией, чем жидкая пленка. Таким образом, в течение какого-то времени в камеры сгорания двигателя поступает горючая смесь с относительно большим содержанием низкокипящих углеводородов.

До настоящего времени фракционирование бензинов во впускном трубопроводе не вызвало серьезных нарушений в работе двигателя, так как бензины получали из нефти с помощью процессов прямой перегонки или крекинга. В таких бензинах детонационная стойкость легких фракций выше или равна детонационной стойкости тяжелых фракций.

Новые высокооктановые бензины типа АИ-93 готовятся главным образом на базе бензинов, полученных путем каталитического риформинга (платформинга). Процесс платформинга при получении компонентов автомобильных бензинов проводят либо в мягком, либо в жестком режиме. Бензин мягкого режима содержит до 40% ароматических углеводородов и имеет октановое число по исследовательскому методу ОЧИМ-81-83 и октановое число по моторному методу ОЧММ-76-78. Этот бензин идет на приготовление этилированного бензина АИ-93.

Бензин жесткого режима содержит до 70% ароматических углеводородов и имеет ОЧИМ-95-96 и ОЧММ-85-87. На базе этого бензина готовится товарный неэтилированный бензин АИ-93.

В бензинах платформинга наиболее высокооктановой частью являются ароматические углеводороды. Их октановые числа по исследовательскому методу составляют от 105 до 115 единиц. Ароматические углеводороды, содержащиеся в бензинах платформинга, имеют высокие температуры кипения и поэтому группируются в тяжелых фракциях бензинов. В связи с этим создается неравномерность в распределении октановых чисел по фракциям бензинов (рис. 1, кривая 1). При среднем ОЧИМ, равном 95, и ОЧММ, равном 85, легкие фракции имеют ОЧИМ и ОЧММ менее 70, тогда как тяжелые фракции имеют ОЧИМ более 105 и ОЧММ более 95.

Неравномерность в детонационной стойкости отдельных фракций бензина приводит к появлению детонации в двигателе на переменных режимах. Причиной детонации является малая детонационная стойкость смеси, поступающей в цилиндры двигателя в первый момент после открытия дроссельной заслонки.

Кратковременное детонационное сгорание может возникать довольно часто, что приводит к снижению надежности и дол-

говечности двигателя. Кроме того, фракционирование топлива может приводить к различию фактического октанового числа топлива в отдельных цилиндрах многоцилиндрового двигателя, так как жидкая пленка топлива неравномерно распределяется по цилиндрам.

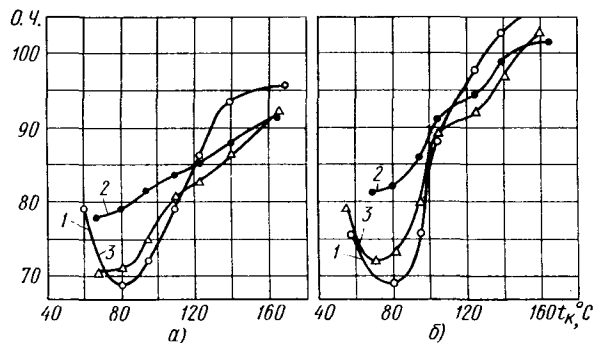


Рис. 1. Распределение октановых чисел (О.Ч.) по фракциям бензинов:

а — моторный метод; б — исследовательский метод; 1 — бензин каталитического риформинга жесткого режима; 2 — неэтилированный бензин АИ-93; 3 — этилированный бензин АИ-93

Проведено исследование фракционирования бензинов трех образцов (табл. 1) во впускном трубопроводе одноцилиндрового двигателя.

Таблица 1

| Показатель | Бензин | | |
|--|---------------------|-----------------------|--|
| | этилированный АИ-93 | неэтилированный АИ-93 | каталитического риформинга жесткого режима |
| Октановое число по моторному методу | 85,4 | 84,6 | 85,1 |
| Октановое число по исследовательскому методу | 92,4 | 92,4 | 95,6 |
| Содержание тетраэтилсвинца в г/кг | 0,795 | 0 | 0 |
| Температура фракционного состава в °С: | | | |
| Н. К. | 49 | 43 | 42 |
| 10% | 69 | 65 | 69 |
| 50% | 101 | 102 | 116 |
| 90% | 148 | 149 | 164 |
| К. К. | 173 | 182 | 189 |
| Плотность ρ_4^{20} | 0,743 | 0,752 | 0,789 |
| Кислотность в мг КОН/100 мл | 0 | 0,08 | 0,62 |
| Содержание фактических смол в мг/100 мл | 3,8 | 0,6 | 4,4 |
| Содержание серы в % | 0,023 | 0,008 | 0,005 |
| Содержание ароматических углеводородов в % | 39 | 44 | 64 |

Примечание. Все бензины выдержали испытание на медных пластинках и во всех бензинах отсутствовали вода, механические примеси, водорастворимые кислоты и щелочи.

вого отсека двигателя «Москвич-412» (рис. 2). Впускной трубопровод был оборудован устройством для отбора жидкой пленки и стеклом для контроля состояния топливоздушной смеси. С целью сохранения постоянства коэффициента наполнения температура сухой смеси при входе в цилиндр поддерживалась постоянной.

Диаметр впускного трубопровода и шероховатость его стенок были выбраны такими же, как у полноразмерного двигателя. Оценивалось качество жидкой пленки, отбираемой со стенок впускного трубопровода, и фактическая детонационная стойкость топливоздушной смеси, попадающей в цилиндр двигателя. Доля топлива, находящегося в виде пленки, отбираемой со стенок трубопровода, определялась интенсивностью водяного подогрева. При этом коэффициент избытка воздуха смеси, поступающей в цилиндр, поддерживался постоянным.

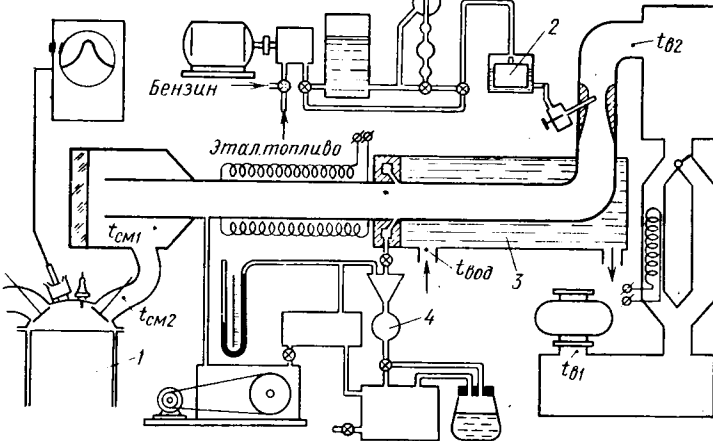


Рис. 2. Схема экспериментальной установки (точками отмечены места измерения температуры воздуха $t_{см1}$ и $t_{см2}$, воды $t_{в}$, смеси $t_{т}$, топлива $t_{от}$): 1 — цилиндр двигателя; 2 — система питания; 3 — подогрев впускного трубопровода; 4 — система отбора жидкой пленки

В табл. 2 приведены результаты анализа отобранных пленок, а на рис. 3 показаны результаты определения фактической детонационной стойкости смеси, попадающей в цилиндр.

Таблица 2

| Образец | Количество пленки в % | Температура фракционного состава в °С | | | | Плотность ρ_{20} | ОЦМ | |
|--|-----------------------|---------------------------------------|-----|-----|-----|-----------------------|-------|-------|
| | | Н. К. | 10% | 50% | 90% | | | К. К. |
| Исходный этилированный бензин АИ-93 | — | 49 | 69 | 101 | 148 | 173 | 0,743 | 85,4 |
| | 10 | 108 | 128 | 147 | 172 | 200 | 0,821 | 91,8 |
| | 20 | 102 | 119 | 138 | 168 | 192 | 0,813 | 90,3 |
| | 30 | 94 | 111 | 131 | 163 | 188 | 0,806 | 89,2 |
| | 40 | 84 | 102 | 124 | 158 | 183 | 0,796 | 88,3 |
| | 46 | 84 | 102 | 123 | 156 | 181 | 0,790 | 88,0 |
| Исходный неэтилированный бензин АИ-93 | — | 43 | 65 | 102 | 149 | 182 | 0,752 | 84,6 |
| | 10 | 113 | 138 | 157 | 186 | 217 | 0,831 | 88,6 |
| | 20 | 108 | 124 | 148 | 174 | 204 | 0,820 | 87,8 |
| | 30 | 97 | 116 | 140 | 169 | 198 | 0,806 | 87,1 |
| | 40 | 88 | 109 | 132 | 162 | 189 | 0,796 | 86,7 |
| | 50 | 84 | 102 | 125 | 162 | 189 | 0,788 | 86,1 |
| Исходный бензин риформинга жесткого режима | — | 42 | 69 | 116 | 164 | 189 | 0,789 | 85,1 |
| | 10 | 119 | 140 | 154 | 176 | 200 | 0,863 | 96,7 |
| | 20 | 116 | 134 | 154 | 172 | 192 | 0,850 | 94,9 |
| | 30 | 103 | 127 | 146 | 167 | 189 | 0,845 | 92,9 |
| | 40 | 98 | 124 | 143 | 164 | 186 | 0,833 | 91,1 |
| | 50 | 88 | 119 | 141 | 163 | 184 | 0,833 | 90,5 |

Фактические октановые числа всех исследованных бензинов снижаются, как только часть бензина попадает в жидкую пленку. При работе двигателя, например, на этилированном бензине АИ-93 на таком режиме, когда 10% бензина оседает на стенках впускного трубопровода в виде жидкой пленки, во время резкого открытия дроссельной заслонки в цилиндры двигателя может попасть смесь, фактическое октановое число которой на 6—7 единиц ниже, чем у исходного бензина. При увеличении количества пленки, задерживаемой во впускном



трубопроводе с 0 до 50%, детонационная стойкость смеси, поступающей в цилиндр, уменьшается для бензина риформинга на 10,3 октановых единиц, для этилированного бензина АИ-93 — на 14,5 единиц и для неэтилированного бензина АИ-93 — только на 3,4 единицы.

В условиях эксплуатации полноразмерного двигателя «Москвич-412», как показали последние исследования, жидкая пленка достигает цилиндров двигателя, работающего на установившихся режимах. При полностью открытой дроссельной заслонке на входе в головку блока цилиндров до 25% топлива находится в виде пленки¹. На переменных режимах количество пленки может увеличиваться до 50%.

Таким образом, выбранные режимы работы на одноцилиндровом двигателе имитировали реальные эксплуатационные режимы полноразмерного двигателя.

Снижение фактического октанового числа для бензина риформинга жесткого режима, как указывалось выше, является следствием большого содержания ароматических углеводородов и связанного с этим неравномерного распределения октанового числа по фракциям (рис. 1). Такое значительное снижение для этилированных бензинов АИ-93 обусловлено главным образом неравномерностью распределения по фракциям тетраэтилсвинца. Этот антидетонатор кипит при 200°С и основная часть его во время испарения топлива во впускном трубопроводе попадает на пленку. При общем содержании около 0,8 г тетраэтилсвинца в 1 кг бензина содержание его в жидких пленках достигает 4,0—4,5 г/кг, а в паровоздушной смеси — 0,3—0,2 г/кг (рис. 3).

Неэтилированный бензин АИ-93 содержит от 70 до 85% бензина платформинга жесткого режима и от 15 до 30% высокооктановых компонентов. Эти компоненты существенно уменьшают неравномерность распределения октановых чисел по фракциям (рис. 1), что приводит к уменьшению снижения фактического октанового числа смеси (рис. 3) при выпадении жидкой пленки.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что путем подбора оптимального соотношения компонентов можно значительно снизить неравномерность распределения детонационной стойкости у товарных высокооктановых бензинов. Необходимо так подбирать компонентный состав товарных бензинов, чтобы высокооктановые компоненты выкипали в тех пределах, в которых находятся наименее стойкие к детонации углеводороды базового бензина.

Естественно, что это качество бензинов необходимо контролировать лабораторными методами на заводах автомобильной промышленности.

Для оценки этого явления за рубежом предложено несколько методов, основанных на сравнении детонационной стойкости бензина в целом и его низкокипящей части. При этом испытаниями установлено, что для бездетонационной работы того или иного двигателя на переменных режимах октановое число низкокипящих фракций может быть меньше октанового числа бензина в целом лишь на какое-то определенное количество единиц.

Принципиально все методы оценки этого явления делятся на два типа. Первый тип предусматривает сравнение октанового числа бензина в целом с октановым числом его низкокипящей части отогнанной в колбе со стандартным дефлегматором (типа колбы Энглера). Второй тип методов базируется на определении октанового числа на стандартной одноцилиндровой установке, во впускной трубопровод которой дополнительно монтируется специальная вставка, отдающая большую

¹ В. И. Андреев, Я. В. Горячий, К. А. Морозов — «Автомобильная промышленность», 1972, № 3.

часть жидкой пленки. По этому методу, сокращенно названному DON, определяют детонационную стойкость в основном низкокипящих фракций, испарившихся во впускном трубопроводе. Найденное значение октанового числа на режиме исследовательского метода называют октановым числом распределения (ОЧИР).

В табл. 3 приведены результаты определения детонационной стойкости бензинов по описанным выше методам. Полученные данные свидетельствуют о том, что оба метода фиксируют неравномерность распределения детонационной стойкости по фракциям и позволяют различать бензины по этому показателю.

Наилучшие результаты были у неэтилированного бензина АИ-93. Для этого бензина снижение октанового числа фрак-

ции, выкипающей до 120°C, по сравнению с исходным бензином не превышает 5 единиц. Октановое число распределения уменьшается в пределах до 1 единицы. Этот бензин, как показано выше, оказался лучшим и при стендовых испытаниях.

Опыт эксплуатации автомобилей «Москвич-412», «Волга М-24» и «Жигули» показал, что неэтилированный бензин АИ-93 отвечает основным требованиям двигателей. Это позволяет считать, что неэтилированные бензины с хорошими эксплуатационными свойствами, по-видимому, должны обеспечивать разность ОЧИМ—ОЧИР не более 1,0, а разность ОЧИМ—ОЧИМ₁₂₀ — не более 5,0.

Этилированные бензины в эти нормы не укладываются в связи с неравномерностью распределения тетраэтилсвинца. За рубежом стали заменять тетраэтилсвинец тетраметилсвинцом, который кипит при 110° (тетраэтилсвинец кипит при 200°) и намного равномернее распределяется при фракционировании.

Таким образом, на некоторых режимах в результате фракционирования бензинов типа АИ-93 во впускном трубопроводе, фактическая детонационная стойкость паровоздушной смеси может быть значительно ниже детонационной стойкости бензина в целом, определенной на стандартной одноцилиндровой установке по моторному или исследовательскому методам. Товарные бензины типа АИ-93 существенно различаются по фактическим антидетонационным свойствам при образовании пленки во впускном трубопроводе на переменных режимах вследствие различной неравномерности распределения детонационной стойкости по фракциям. Неравномерность распределения детонационной стойкости зависит от химического состава бензина (прежде всего от содержания высококипящих ароматических углеводородов) и наличия и свойств антидетонационных добавок.

Для обеспечения бездетонационной работы двигателя на переменных режимах и повышения качества бензинов необходимо:

- 1) ввести в стандарт на высокооктановые бензины показатель качества — равномерность распределения детонационной стойкости по фракциям — с определением октанового числа распределения или октанового числа фракций до 120°C;
- 2) исследовать возможность применения тетраметилсвинца и других композиций антидетонатора в высокооктановых бензинах, учитывая малую эффективность использования тетраэтилсвинца в бензинах с высоким содержанием ароматических углеводородов на переменных режимах работы двигателя.

Таблица 3

| Бензин | Образец и метод определения октанового числа | Октановое число | Снижение октанового числа |
|---------------------------|--|-----------------|---------------------------|
| Этилированный АИ-93 | Исходный, исследовательский метод | 93,2 | — |
| | Метод распределения | 89,6 | 3,6 |
| | Фракция, выкипающая при температуре до 100°C, исследовательский метод (ОЧИМ ₁₀₀) | 79,3 | 13,9 |
| | Фракция, выкипающая при температуре до 120°C, исследовательский метод (ОЧИМ ₁₂₀) | 81,5 | 11,7 |
| Неэтилированный АИ-93 | Исходный, исследовательский метод | 92,4 | — |
| | Метод распределения | 91,5 | 0,9 |
| | Фракция, выкипающая при температуре до 100°C, исследовательский метод (ОЧИМ ₁₀₀) | 87,7 | 4,7 |
| | Фракция, выкипающая при температуре до 120°C, исследовательский метод (ОЧИМ ₁₂₀) | 88,1 | 4,3 |
| Рифоринга жесткого режима | Исходный, исследовательский метод | 95,6 | — |
| | Метод распределения | 90,6 | 5,0 |
| | Фракция, выкипающая при температуре до 100°C, исследовательский метод (ОЧИМ ₁₀₀) | 77,6 | 18,0 |
| | Фракция, выкипающая при температуре до 120°C, исследовательский метод (ОЧИМ ₁₂₀) | 82,0 | 13,6 |

УДК 629.113.001.4

Исследование влияния маслосъемкости рабочих поверхностей гильз цилиндров двигателей ЗИЛ-130 на динамику их износа

Д-р техн. наук Ю. Г. ШНЕЙДЕР, канд. техн. наук Г. Г. ЛЕБЕДИНСКИЙ, И. А. ИВАНОВ

Ленинградский институт точной механики и оптики

ИССЛЕДОВАНИЯ влияния состояния рабочей поверхности гильз цилиндров, в частности ее микрорельефа, на маслосъемкость и соответственно на износостойкость деталей цилиндрико-поршневой пары показали, что увеличение маслосъемкости хонингованных поверхностей путем нанесения на них дискретных углублений или образования системы масляных канавок виброобкатыванием существенно увеличивает их износостойкость [1, 2]. Однако большая часть этих исследований проводилась на стендах в условиях, отличающихся от условий эксплуатации двигателей.

Цель настоящих исследований — определить влияние маслосъемкости рабочих поверхностей гильз цилиндров двигателей ЗИЛ-130 на динамику износа гильз в условиях эксплуатации. Увеличение маслосъемкости хонингованных поверхностей осуществлялось виброобкатыванием [3]. Двигатели заправлялись маслом АС-8 с заменой согласно действующему графику через 6 тыс. км пробега автомобиля. Для получения сопоставимых результатов на каждый двигатель устанавливали по четыре серийные хонингованные и четыре виброобкатанные гильзы в первый — четвертый цилиндры. Чтобы свести к минимуму влияние макрогеометрии на износостойкость, при испытаниях использовались гильзы с овальностью не выше 0,018 мм и конусностью не более 0,02 мм.

Исследования включали следующие этапы:

- 1) определение оптимального взаиморасположения образующих виброобкатыванием канавок;
- 2) выявление зависимости износостойкости гильз и верхних компрессионных колец от площади, занимаемой канавками на рабочей поверхности гильзы, для определения оптимального их взаиморасположения;

3) сравнительные испытания цилиндрико-поршневых пар с хонингованными и виброобкатанными гильзами.

Виброобкатывание гильз производилось на токарном станке 1К62 [3].

Амплитуда колебания l деформирующего элемента — шара — выбиралась из условия $2l < H$ (где H — высота верхнего компрессионного кольца). При этом условии высота кольца перекрывает полную высоту синусоидальной образуемой виброобкатыванием канавки, что не снижает герметичности уплотнения поршневых колец.

Степень однородности размеров, формы канавок и регулярности их расположения при виброобкатывании позволяет производить с достаточной для практики точностью аналитический расчет таких характеристик микрорельефа, определяющих маслосъемкость поверхности, как площадь F_k , занимаемая канавками, и удельный объем $V_{уд}$ канавок [2]. Необходимые для аналитического расчета геометрические характеристики образуемого виброобкатыванием микрорельефа (табл. 1) определялись по профилограммам, снятым на профилометре-профилографе «Калибр ВЭИ».

Величину износа гильз цилиндров определяли сравнением профилограмм до и после испытаний: для виброобкатанных гильз — по изменению глубины канавки, для хонингованных — по изменению высоты уступа в зоне в.м.т., используя всю трассу профилографа.

Учитывая ранее выполненные авторами исследования, которые показали, что для узла трения гильза—кольца—поршень оптимальным является такое расположение канавок, когда они не касаются друг друга и когда касаются, но не пересекаются, были испытаны виброобкатанные гильзы с этим рас-

Таблица

| Геометрические характеристики виброобкатанной поверхности | | | | Взаиморасположение канавок |
|---|---------------------------|---|--|---------------------------------|
| Шаг одной волны канавки λ в мм | Глубина канавки h в мкм | Площадь F_k , занимаемая канавками, в % | Удельный объем V уд канавок в мм ³ /мм ² | |
| 5,57 | 21,5 | 35 | 0,005288 | Касающиеся Некасающиеся • |
| 4,43 | 20 | 35,7 | 0,004753 | |
| 4,41 | 17 | 27,4 | 0,003101 | |
| 4,43 | 20 | 52,9 | 0,007051 | |
| | | | | |

положением канавок с площадью соответственно 35,7 и 35%. Испытания показали, что при примерно одинаковой площади, занимаемой канавками, на темп износа I влияет их взаимное расположение (рис. 1). Гильзы с микрорельефом I имеют больший износ (кривая 1), чем гильзы с микрорельефом II (кривая 2), что объясняется большей однородностью расположения канавок в направлении трения.

Чтобы выявить зависимость износостойкости гильз и верхних компрессионных колец от площади, занимаемой канавками, были испытаны виброобкатанные гильзы с площадью некасающихся канавок соответственно 27,4; 35,7 и 52,9%. Испытания показали, что наименьший износ гильзы в зоне в.м.т. и наименьший радиальный износ наблюдался у верхних компрессионных колец у гильз с площадью канавок 35,7%. После 10 тыс. км пробега автомобилей виброобкатанные гильзы с площадью канавок 35,7% и сопрягающиеся с ними верхние компрессионные кольца имеют примерно в 2 раза меньший износ, чем гильзы с площадью канавок 27,4 и 52,9%.

Анализ износа по высоте виброобкатанных гильз с различной площадью канавок показал, что наименьший износ в зоне в.м.т. был у гильз с площадью канавок 35,7%, в зоне максимальной скорости поршня — у гильз с площадью канавок 27,4%, в зоне н.м.т. — у гильз с площадью канавок 35,7%, а в нижней зоне трения юбки поршня — у гильз с площадью канавок 52,9%.

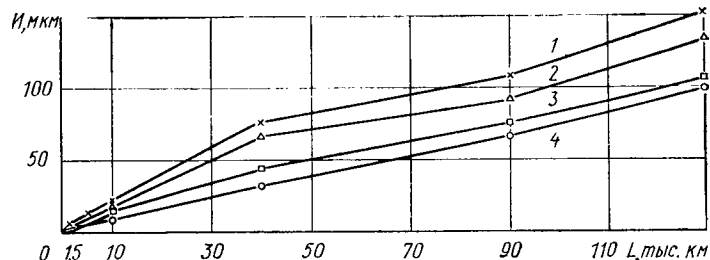


Рис. 2. Результаты сравнительных испытаний серийных хонингованных и виброобкатанных гильз с различной маслоемкостью:

1 — серийные хонингованные гильзы, $F_k = 27,4\%$; 2, 3 и 4 — виброобкатанные гильзы с некасающимися канавками (2 — $F_k = 27,4\%$; 3 — $F_k = 52,9\%$; 4 — $F_k = 35,7\%$)

чин износов для каждого двигателя несколько отличались, что объясняется индивидуальными особенностями двигателей и различными условиями эксплуатации. Сравнение относительных износов серийных хонингованных и виброобкатанных гильз по четырем двигателям показало, что для каждого двигателя сохраняется одна и та же зависимость: наибольшую износостойкость в зоне в.м.т. имеют виброобкатанные гильзы с площадью канавок 35,7%. В табл. 2 показаны величины от-

Таблица 2

| Пробег автомобиля в тыс. км | Относительный износ I гильз в % | | | |
|-----------------------------|-----------------------------------|-------------|-------------|-------------|
| | Двигатель 1 | Двигатель 2 | Двигатель 3 | Двигатель 4 |
| 10 | 100 | 116 | 202 | 123 |
| 40 | 100 | 114 | 234 | 170 |
| 90 | 100 | 114 | 157 | 146 |
| 130 | 100 | 115 | 156 | 147 |

носительной износостойкости гильз цилиндров с различной маслоемкостью их рабочих поверхностей для зоны в.м.т. по результатам сравнительных эксплуатационных испытаний четырех двигателей.

Во время испытаний поршневые кольца в цилиндрах с серийными хонингованными гильзами дважды заменялись из-за увеличения угара масла в этих цилиндрах после 40 тыс. и после 90 тыс. км пробега автомобилей.

При проведении испытаний увеличение угара масла в цилиндрах с виброобкатанными гильзами не обнаружено, что, видимо, объясняется уменьшением насосного действия колец, так как канавки являются ловушками для размещения избытка масла при перемещении колец в направлении в.м.т.

Таким образом, хонингование, являющееся основным видом чистовой обработки гильз цилиндров автомобильных двигателей, обеспечивая шероховатость $\nabla 8$ — $\nabla 9$, создает поверхность, маслоемкость которой по отношению к оптимальной недостаточна на 30—40%.

Увеличением маслоемкости рабочих поверхностей гильз цилиндров за счет виброобкатывания до величины, близкой к оптимальной, возможно повысить их износостойкость в 1,4—1,6 раза.

Различные условия работы по высоте гильзы определяют необходимость иметь различные по маслоемкости поверхности в каждом сечении, что можно осуществить виброобкатыванием специальными устройствами.

В настоящее время виброобкатывание рабочей поверхности гильз цилиндров двигателей ЗИЛ-130 осуществляется при ремонте и изготовлении гильз в производственном объединении «Ленавторемонт».

ЛИТЕРАТУРА

1. Поляков А. А. В сб. «Износ и износостойкость. Антифрикционные материалы». Труды 3-й Всесоюзной конференции по трению и износу в машинах, т. 1. Изд-во АН СССР, 1960.
2. Шнейдер Ю. Г. и др. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 2.
3. Шнейдер Ю. Г. Образование регулярных микрорельефов на поверхностях деталей и их эксплуатационные свойства. Изд-во «Машиностроение», Л., 1972.

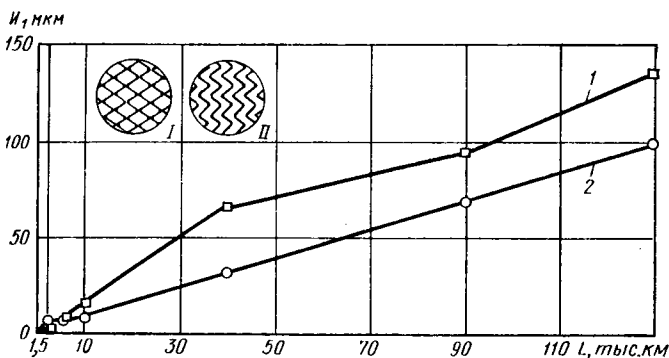


Рис. 1. Результаты испытаний виброобкатанных гильз цилиндров с различным взаиморасположением канавок: 1 — касающиеся канавки, $F_k = 35,7\%$; 2 — некасающиеся канавки, $F_k = 35,7\%$

Таким образом, можно предположить, что величиной площади, занимаемой образуемыми виброобкатыванием канавками, можно влиять на эпюру износа по высоте гильзы. Образование поверхностей с изменяющейся площадью канавок осуществимо с помощью специальных устройств для виброобкатывания [3].

Сравнительные испытания серийных хонингованных и виброобкатанных гильз цилиндров показали, что увеличение маслоемкости рабочей поверхности гильз виброобкатыванием существенно снижает темп их износа по сравнению с серийными (рис. 2). Это можно объяснить тем, что образование на рабочей поверхности масляных канавок способствует образованию устойчивой масляной пленки, которая в условиях граничного трения оказывает решающее влияние на износостойкость.

На рис. 1 и 2 представлены результаты испытаний по одному двигателю. При сравнении результатов испытаний по четырем двигателям оказалось, что абсолютные значения вели-

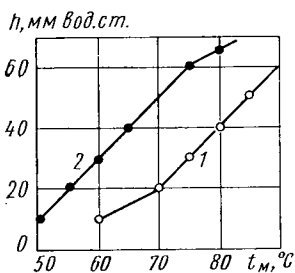
Методика испытания масляного картера двигателя на герметичность

Канд. техн. наук И. М. ЦОЙ, В. П. ГУБЧЕВСКИЙ, А. И. МАХАЛОВ

Горьковский автозавод

МЕТОДИКА проверки герметичности уплотнения масляного картера, применяемая на Горьковском автозаводе, основана на искусственном создании избыточного давления в картере при работающем на холостом ходу прогретом двигателе. При проверке герметичности любого уплотнения разрежение можно заменить равным по абсолютной величине давлением. Избыточное давление в масляном картере в этом случае создается за счет пропускаемых газов или за счет дополнительной подачи из магистрали чистого воздуха. Давление в картере при пропускании газов регулируется вентилем, установленным с помощью шланга на вентиляционном патрубке в крышке клапанной коробки или на патрубке маслозаливной горловины. Однако в двигателях с незначительным пропуском газов трудно регулировать определенное давление в картере.

Наиболее рациональным и оперативным способом создания требуемого давления является использование воздуха из магистрали с избыточным давлением 4—6 кгс/см². При этом газоструйным редуктором в течение нескольких секунд можно стабилизировать давление от 0 до 250 мм вод. ст.



Режим изменения температуры масла t_m и давления воздуха в картере:

1 — ГАЗ-51; 2 — ГАЗ-69

Перед разработкой методики испытания была исследована герметичность масляных картеров специально выбранных 21 двигателя ГАЗ-51 и 10 двигателей ГАЗ-69. Испытания проводились при $n=3000$ об/мин на масле АС-8. Режим изменения температуры масла и давления воздуха в картере показан на рисунке. Температурный режим масла

выбран из среднего значения его измерения по времени в заводских условиях обкатывания двигателей. Масло во всех случаях заливалось в картер строго до нормы, предусмотренной измерительным шупом. Температура охлаждающей воды на выходе составляла 75—80°. Состояние уплотнения и утечку масла оценивали визуально. Результаты испытания приведены в таблице, в которой показано также распределение количества двигателей по изменению давления h в масляном картере, при котором обнаруживалась утечка масла в сопряжении деталей. Анализ причины их появления в пяти сопряжениях

| Места утечки масла в уплотнении | Количество двигателей ГАЗ-51 | | | | | | Количество двигателей ГАЗ-69 | | | | | |
|--|------------------------------|----|----|----|----|----|------------------------------|----|----|----|----|----|
| | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 |
| Крышка клапанной коробки . . . | 2 | 3 | 2 | 1 | — | — | 1 | 1 | 1 | — | — | — |
| Бензонасос и фильтр грубой очистки масла | 3 | — | 2 | 1 | — | — | — | 1 | 1 | — | — | — |
| Маслонасос и картер | — | 1 | 4 | 1 | 1 | — | 1 | 2 | 2 | 1 | — | 1 |
| Сапун | — | 2 | 2 | — | 1 | — | — | — | — | 2 | 1 | — |
| Крышка распределительных шестерен | — | 1 | 4 | 1 | — | 1 | 3 | 1 | 1 | — | — | — |
| Сальник коленчатого вала: передний | 2 | 4 | 2 | 2 | 1 | — | — | 1 | 1 | 2 | — | 1 |
| задний | — | 1 | 2 | 1 | 1 | 1 | — | 1 | 2 | — | — | — |

показывает, что в основном утечка является следствием недотягивания болтов крепления. Поэтому дефекты в уплотнениях деталей устранялись чаще всего дополнительным затягиванием болтов или гаек.

Дальнейшее испытание двигателей показывает, что места утечки в сопряжениях при равномерном затягивании болтов выдерживают избыточное давление до 70—120 мм вод. ст.

Причиной появления дефектных мест утечки масла через сальниковые уплотнения коленчатого вала в большинстве случаев являются макроотклонения отверстия под сальники в крышке шестерен. Чтобы предотвратить утечку масла в этом сопряжении, необходима посадка сальника на герметичной смазке или на маслостойкой краске. У четырех двигателей ГАЗ-51 с посадкой сальника на герметичной смазке картеры выдержали давление до 120—140 мм вод. ст. при температуре масла 85—90°.

Результаты исследования 31 двигателя ГАЗ показывают, что при $h=40 \div 50$ мм вод. ст., $t_m=70 \div 85^\circ$ и $n=3000$ об/мин обнаруживаются с вероятностью 0,85—0,9 все основные производственно-технологические причины недостаточного уплотнения масляного картера исследуемых двигателей. Дополнительные испытания 12 двигателей ГАЗ-69 и ГАЗ-51 показывают, что при такой проверке герметичности масляного картера в течение 2—3 мин проявляются почти все дефектные места.

Выборочный контроль герметичности масляного картера по предлагаемой методике можно проводить в конце обкатывания двигателя в заводских условиях.

Эта методика позволяет более объективно и оперативно выявить и устранить производственно-технологические погрешности изготовления и сборки деталей масляного картера.

УДК 62-787.1:629.113

Расчетное исследование параметров передней обзорности легковых автомобилей

Канд. техн. наук М. А. АНДРОНОВ, Ю. С. ЧУХУСТОВ, Ю. К. ГАВРЮТИН, Н. В. ТИМОФЕЕВА

НАМИ

НАХОЖДЕНИЕ характерных точек зоны расположения глаз водителя на натурном образце автомобиля или на плазовом чертеже требует строгого определения координат контрольной точки сиденья [1]. Однако в настоящее время это сопряжено со значительными трудностями из-за отсутствия на кузове автомобиля соответствующих меток, координаты которых отличались бы высокой стабильностью по отношению к кузовной сетке автомобиля. Поэтому работам, направленным на создание нормативного документа, регламентирующего параметры обзорности, на доводку образцов автомобилей с целью повысить качество обзорности с места водителя и на проектирование нового автомобиля, должна предшествовать конструкторско-экспериментальная проработка узлов, влияющих на стабильность положения контрольной точки сиденья в кузове автомобиля.

Методика экспериментального определения центра располо-

жения координат контрольной точки сиденья, необходимая для такой конструкторской проработки, изложена в работе [2].

Согласно работе [3] по координатам точек касания линий видимости к «глазным эллипсам» можно оценить некоторые параметры обзорности с места водителя (рис. 1).

Оценка углов поворота глаз и головы водителя по координатам наблюдаемого объекта. Метод основан на следующих допущениях (рис. 1):

- 1) максимальный угол ξ поворота глаз водителя в горизонтальной плоскости равен 30°; дальнейшая фиксация наблюдаемого объекта осуществляется только поворотом головы;
- 2) межзрачковое расстояние AB равно 64,5 мм;
- 3) центр P поворота головы находится на расстоянии 98,4 мм от середины D межзрачкового расстояния AB ;

4) начало отсчета для определения угла поворота глаз совпадает с серединой межзрачкового расстояния.

Рассмотрим случай, когда фиксация наблюдаемого объекта происходит без поворота головы и требуемый угол ξ меньше 30° . Угол ξ (рис. 1, а) в направлении объекта определяем по формуле

$$\xi = \arctg \frac{yT - yP}{xT - xD},$$

где xT и yT — соответственно абсцисса и ордината наблюдаемого объекта;

yP — ордината центра поворота головы;

xD — абсцисса положения середины межзрачкового расстояния.

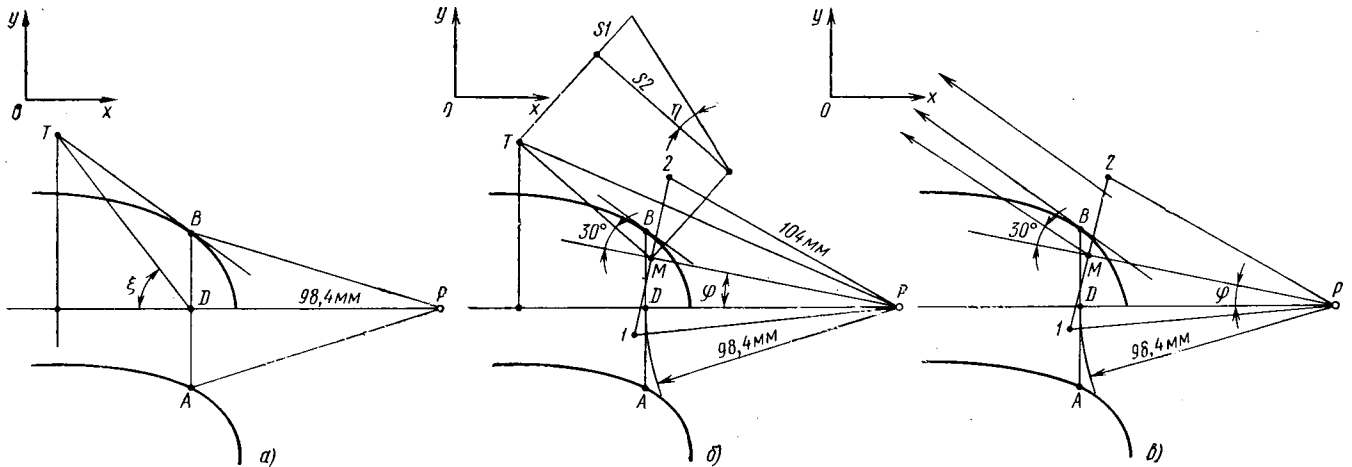


Рис. 1. Оценка параметров передней обзорности с места водителя:

а и б — по координатам наблюдаемого объекта, требуемый угол поворота глаз соответственно меньше и больше 30° ; в — по заданным углам видимости наблюдаемого объекта

Если объект фиксируется с поворотом головы и требуемый угол ξ превышает 30° (рис. 1, б), то угол поворота головы

$$\varphi = \arctg \frac{yT - yP}{xT - xP} - 30^\circ - \arcsin \frac{98,4}{2\sqrt{(xT - xP)^2 + (yT - yP)^2}}$$

Координаты положения середины межзрачкового расстояния xM , yM находим по формулам

$$\begin{aligned} xM &= xP - \cos \varphi \cdot 98,4; \\ yM &= yP + \sin \varphi \cdot 98,4. \end{aligned}$$

Затем определяем координаты $x2$, $y2$ положения правого глаза и $x1$, $y1$ левого глаза:

$$\begin{aligned} x2 &= xP - 104 \cdot \cos(\varphi + 18^\circ); \\ x1 &= xP - 104 \cdot \cos(\varphi - 18^\circ); \\ y2 &= yP + 104 \cdot \sin(\varphi + 18^\circ); \\ y1 &= yP + 104 \cdot \sin(\varphi - 18^\circ). \end{aligned}$$

Вертикальный угол η поворота глаз находим по формуле

$$\operatorname{tg} \eta = \frac{S1}{S2},$$

где

$$\begin{aligned} S1 &= zT - zP; \\ S2 &= \sqrt{(xM - xT)^2 + (yM - yT)^2}. \end{aligned}$$

Оценка угла поворота глаз и головы водителя по заданным углам видимости наблюдаемого объекта. Если заданный угол видимости наблюдаемого объекта меньше 30° , то водитель не поворачивает головы и положение глаз в этом случае определяется координатами точки касания прямой, проведенной под заданным углом к «глазному эллипсу». Если заданный угол видимости объекта больше 30° , то угол поворота головы равен разнице между заданным углом и углом 30° .

Положение глаз определяем следующим образом. Под заданным углом проводим касательную к левому «глазному эллипсу», если объект находится слева, или к правому, если объект расположен справа. На рис. 1, в точку касания B принимаем за первоначальное положение правого глаза и определяем положение левого глаза. Далее находим положение центра P поворота головы, находящегося сзади на расстоянии 98,4 мм от середины D межзрачкового расстояния, и угол φ поворота головы, равный разнице между заданным углом ви-

димости объекта наблюдения и углом 30° . После этого определяем координаты положения глаз (точки 1 и 2) с учетом поворота головы, как это показано на рис. 1, в.

На рис. 2 представлены некоторые характерные объекты наблюдения, определяющие поле зрения водителя, а на рис. 3 — результаты расчетного исследования углов поворота глаз и головы водителя автомобиля «Москвич-412» в направлении левой точки ветрового стекла. Исследование выполнено для ряда характерных точек зоны расположения глаз водителя, имеющих некоторые экстремальные значения величин, определяющих их положение относительно координат наблюдаемого объекта — ближайшей, дальней, крайней левой, крайней правой.

Существуют и другие характерные точки зоны расположения глаз водителя [1], определение координат которых выходит за рамки этой статьи.

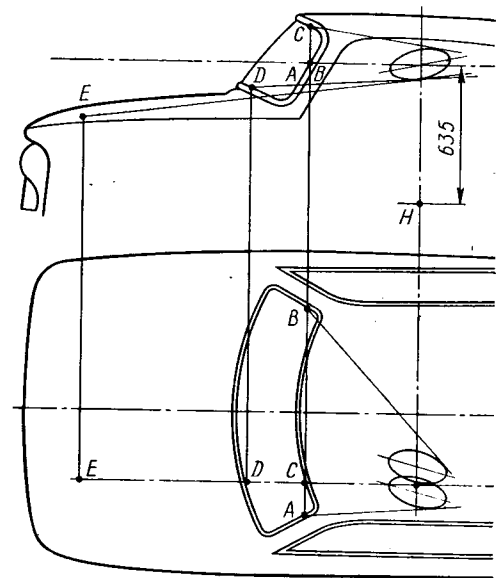


Рис. 2. Характерные точки автомобиля, определяющие углы геометрической видимости (А — левая точка ветрового стекла; В — правая точка ветрового стекла; С — верхняя точка ветрового стекла; D — нижняя точка ветрового стекла; E — точка на капоте, лимитирующая видимость дороги; H — контрольная точка сиденья)

Проведенные расчетные исследования позволили установить, что возможно на практике отклонение результатов испытаний на определение контрольной точки H сиденья относительно контрольной точки R сиденья, заданной заводом-изготови-

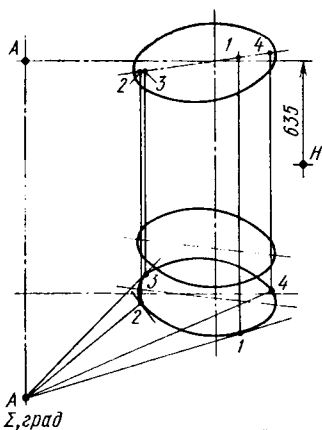
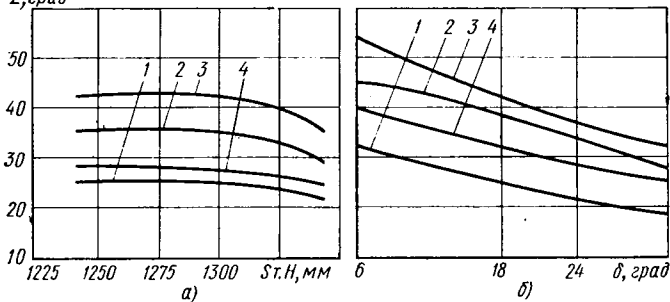


Рис. 3. Влияние положения контрольной точки H (а) и угла наклона спинки сиденья (б) на углы геометрической видимости левой точки ветрового стекла при положении глаз:
1 — левом; 2 — ближайшем; 3 — правом; 4 — дальнем



теlem, в продольном горизонтальном направлении мало влияет на параметры обзорности, определяемые конструкцией автомобиля и антропометрическими характеристиками водителя (рис. 3, а). Заметнее влияет угол δ наклона спинки сиденья (рис. 3, б), а на вертикальные углы видимости — вертикальное отклонение точки H от R , на горизонтальные углы видимости — горизонтальное поперечное отклонение точки H от R .

Кроме того, исследования показали, что определению нормативных параметров передней обзорности автомобиля должна предшествовать разработка процедуры установления связи между контрольной точкой сиденья и кузовной сеткой автомобиля с помощью соответствующих меток — контрольной маркировки кузова. Контрольная маркировка позволит достаточно легко определять условное положение полотна дороги относительно координатной сетки кузова при любых встречающихся в эксплуатации степени его изношенности и деформации, а также при любых условиях загрузки автомобиля. Эта маркировка необходима также для определения параметров обзорности системы водитель—автомобиль—дорога и может оказаться полезной при регулировании фар, оценке размещения приборов освещения и световой сигнализации, а также для выполнения ряда работ по ремонту и обслуживанию автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Андронов М. А. и др. В сб. «Конструкции автомобилей», № 3. НИИНавтопром, 1973.
2. Андронов М. А. и др. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 3.
3. Devlin W. A., Pajas M. R. «SAE», 1968, № 680105.

УДК 629.113.012.553

Влияние шага рисунка протектора на эксплуатационные свойства автомобиля

Канд. техн. наук В. И. КНОРОЗ, канд. техн. наук Е. В. КЛЕННИКОВ,
канд. техн. наук И. П. ПЕТРОВ, В. Н. КНЯЗЬКОВ, Л. Г. ЯГОДКИН, Э. Н. ГОЛУБЕВ

НАМИ

ТИП РИСУНКА протектора выбирается в зависимости от назначения и условий эксплуатации автомобиля. Рисунок протектора одного и того же типа может выполняться в многочисленных вариантах, причем небольшие изменения в рисунке могут привести к заметному изменению работоспособности шины.

Рисунок протектора, как правило, отрабатывается экспериментальным путем. Наилучшую для заданных условий работы конструкцию рисунка протектора отрабатывают обычно в течение ряда лет, усваивая ее от модели к модели и видоизменяя в соответствии с результатами испытаний и опытом эксплуатации. Этим объясняется большое многообразие существующих рисунков протектора и неограниченные возможности создания новых типов.

Шины автомобилей, предназначенные для эксплуатации в различных дорожных условиях, должны обеспечивать высокие тяговые качества на мягких опорных поверхностях, а также необходимую устойчивость, управляемость, динамику и топливную экономичность автомобиля при движении по твердой опорной поверхности. Шины должны обладать высокой надежностью и долговечностью. Выполнение всех этих условий приводит к тому, что к рисунку протектора предъявляют противоположные требования: сравнительно высокий и расчлененный в поперечном направлении рисунок протектора обеспечивает хорошие тягово-сцепные качества автомобилю на мягких опорных поверхностях, а невысокий рисунок с продольными ребрами обеспечивает хорошую устойчивость, управляемость, экономичность автомобиля и долговечность шин на дорогах с твердым покрытием.

В связи с изложенным выше возможны два подхода к решению этой проблемы:

1. Для обеспечения наилучших тягово-сцепных качеств автомобиля на мягких опорных поверхностях создают рисунок протектора из условия возможности движения автомобиля в наиболее тяжелых условиях бездорожья. Тогда, естественно, на таких шинах автомобиль будет проигрывать по другим эксплуатационным свойствам при движении по твердой поверхности.

2. Конструировать рисунок протектора по средним наиболее

часто встречающимся условиям движения автомобиля на мягких опорных поверхностях с учетом обеспечения достаточно высоких других эксплуатационных свойств на твердых дорогах. Тогда в наиболее тяжелых грунтовых условиях снижается проходимость.

НАМИ совместно с Омским шинным заводом проведены исследования влияния шага рисунка протектора шин 260—508 P на их характеристики, а также на экономику, устойчивость и тягово-сцепные свойства автомобиля ЗИЛ-130. Испытывались четыре комплекта шин:

| Комплект | Шаг рисунка протектора в мм |
|----------|-----------------------------|
| № 1 | 63,74 (0,8) |
| № 2 | 79,676 (1,0) |
| № 3 | 127,48 (1,6) |
| № 4 | 159,352 (2,0) |

Геометрические и весовые параметры всех шин были практически одинаковыми. Статический радиус шины с шагом рисунка протектора 1,6 и 2,0 был на 2—3 мм меньше, чем у шин с шагом 0,8 и 1,0.

Радиальная жесткость шин снижается по мере увеличения шага рисунка протектора, а ширина и длина отпечатка шин — возрастают. В соответствии с этим возрастает общая площадь отпечатка, что обусловлено уменьшением жесткости протектора и повышением неравномерности нагружения каркаса. Площадь грунтозацепов, наоборот, уменьшается по мере увеличения шага, вследствие снижения насыщенности рисунка протектора.

По тем же соображениям с увеличением шага рисунка протектора уменьшаются крутильная и боковая жесткости шин.

Результаты испытаний на топливную экономичность показали, что экономическая характеристика автомобиля ухудшается по мере увеличения шага рисунка протектора шин. Уменьшается также и путь выбег автомобиля, например, при $v_a = 50$ км/ч на шинах с шагом рисунка протектора 2,0 он на 13,5% меньше, чем на шинах с шагом 0,8.

Проводились также испытания по определению времени и пути разгона автомобиля на прямой передаче при скорости движения от 20 до 80 км/ч. Результаты показали, что по мере

увеличения шага рисунка протектора время и путь разгона автомобиля увеличиваются. Путь разгона автомобиля на шинах с шагом рисунка протектора 0,8 был на 15,5% меньше, чем на шинах с шагом рисунка 2,0. Уменьшение пути выбега и увеличение пути разгона автомобиля с увеличением шага грунтозацепов обусловлены повышением деформации протектора и местных деформаций каркаса под грунтозацепами.

Устойчивость автомобиля на различных шинах исследовалась на слаломной трассе (змейке). Наблюдалась тенденция к увеличению времени прохождения слаломной трассы по мере увеличения шага рисунка протектора, хотя по абсолютному значению результаты заездов на разных шинах весьма близки друг к другу. Разница в средних значениях составляет 0,1—0,3 (при $v_a \approx 40$ км/ч). По мере увеличения шага рисунка протектора отмечались более частые заносы автомобиля при движении по слаломной трассе.

Тягово-сцепные испытания шин проводились на автомобиле ЗИЛ-130, оборудованном тензометрической ступицей, позволяющей измерять все силы и моменты, действующие на колесо. Ступица позволяла измерять усилия с высокой точностью. Ошибка не превышала 2—3%.

Ведущий режим создавался за счет буксирования автомобилем ЗИЛ-130 с испытуемыми шинами автомобиля ЗИЛ-157. Ведомый режим осуществлялся протаскиванием автомобиля ЗИЛ-130 с испытуемыми шинами другим автомобилем. На ленту осциллографа записывались: сила тяги или сопротивление качению на оси колеса; вертикальная нагрузка, крутящий момент, путь и скорость автомобиля, а также угловая скорость колеса и время.

Испытания проводились на пахоте, заснеженной луговине и песке при одной и той же нагрузке на колесо (1860 кгс) и разных давлениях воздуха в шинах. С увеличением шага рисунка протектора потери на качение возрастают. Наибольшие потери в ведомом режиме наблюдались у шины с шагом рисунка протектора 2,0, что является следствием более интенсивного разрушения грунта редко расположенными грунтозацепами протектора. По мере увеличения шага рисунка протектора увеличиваются неравномерность распределения напряжений в контакте шины и в ее каркасе.

Качение шины в ведущем режиме характеризуется зависимостью коэффициента буксования η от развиваемой колесом силы тяги (рис. 1).

Величина коэффициента буксования определялась из выражения

$$\eta = \frac{v_k - v}{v_k} \cdot 100\%,$$

- где $v_k = \omega r_k$ — тангенциальная скорость колеса;
- ω — угловая скорость колеса;
- r_k — радиус качения (приблизительно брался равным свободному радиусу);
- v — скорость автомобиля.

По мере увеличения тяговой силы на ведущих колесах автомобиля возрастают сдвиговые деформации грунта, а следовательно, и пробуксовка колеса. Как видно из рис. 1, зависимость имеет нелинейный характер. В начальный период возрастания силы тяги коэффициент буксования увеличивается сравнительно медленно (зона А). Эта зона соответствует деформации грунта без его разрушения. Автомобиль в этом режиме движется устойчиво. При дальнейшем увеличении тяговой силы пробуксовывание колеса нарастает с большей интенсивностью. В этом случае грунт разрушается по всей площади контакта, автомобиль движется менее устойчиво, в результате чего небольшое увеличение сопротивления движению может привести к его остановке.

Как видно из рис. 1, во всем диапазоне изменения продольной силы наименьшей величиной коэффициента буксования обладает шина с шагом 1,6. Как увеличение, так и уменьшение шага от этой величины приводит к росту коэффициента буксования.

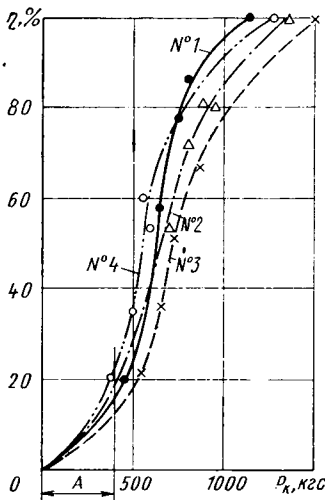


Рис. 1

Потери на качение колеса в ведущем режиме оценивались по затратам мощности N_f , равной разности мощностей, подводимой к колесу $M\omega$ и полезной $P_{кв}$:

$$N_f = M\omega - P_{кв}.$$

На рис. 2 представлена зависимость потерь мощности от величины развиваемой колесом силы тяги. Эта зависимость аналогична зависимости коэффициента буксования от тяги (рис. 1), и лучшей в этом отношении характеристикой обладает шина с шагом рисунка протектора $t=1,6$.

Одним из главных показателей проходимости является величина тяговой силы P_k , которую колесо может развивать в данных грунтовых условиях. Влияние шага грунтозацепа на максимальную силу тяги, которую может развивать автомобиль на пахоте, показано на рис. 3. На основании анализа результатов испытаний шин с разным шагом рисунка протектора на пахоте можно сделать вывод, что по сумме всех показателей шина с шагом рисунка протектора 1,6 обеспечивает автомобилю наилучшую проходимость.

В основном характер зависимостей, полученных на заснеженной луговине, повторяет результаты испытаний на пахоте.

Наибольшие потери на качение на заснеженной луговине при всех давлениях воздуха имеют шины с шагом 2,0. При изменении давления от 4,0 до 6,5 кгс/см² у шин с шагом 2,0 сопротивление качению в ведомом режиме возрастает на 40%, у остальных шин — в пределах 10%.

На рис. 4 приведена зависимость максимальной силы тяги от шага грунтозацепа. Как видно из приведенного графика, наилучшими показателями обладают шины с шагом 1,6 и 2,0. Наименьшие значения коэффициента буксования и потерь мощности на качение ведущего колеса до определенного предела наблюдались лишь у шины с шагом 1,6. Наибольшая величина силы тяги была получена на шине с шагом 2,0 (на 11% больше, чем у шины с шагом 1,6). При изменении давления воздуха у всех испытанных шин наблюдается общая тенденция: с увеличением давления воздуха максимальная сила тяги колеса уменьшается, причем у шин с шагом 1,6 и 2,0 интенсивнее, чем у шин с шагом 1,0 и 0,8.

Испытания, проведенные на влажном песке, показали, что при номинальных значениях нагрузки и давления воздуха наибольшая величина тяговой силы достигалась на шинах с шагом 1,6, которые обладали меньшими потерями на качение в ведущем режиме.

В процессе испытаний давалась также субъективная оценка тягово-сцепным качествам автомобиля при его движении на различных шинах по грунтовым дорогам (октябрь месяц, температура +5°C). Грунтовая дорога проходила по суглинистому полю, глубина колеи составляла 30—50 мм. В колее стояла вода. Скорость движения на второй передаче 5—8 км/ч.

Автомобиль на шинах с шагом 1,6 и 2,0 двигался более устойчиво без заметной пробуксовки колес, тогда как движение на шинах с шагом 1,0 и 0,8 происходило неравномерно с большим процентом буксования. Таким образом, исследованиями было установлено, что по сумме показателей (сопротивления качению, максимальной силе тяги) наилучшие условия для работы автомобиля ЗИЛ-130 в наиболее часто встречающихся условиях эксплуатации на мягких опорных поверхностях обеспечивают шины с шагом рисунка протектора 1,6.

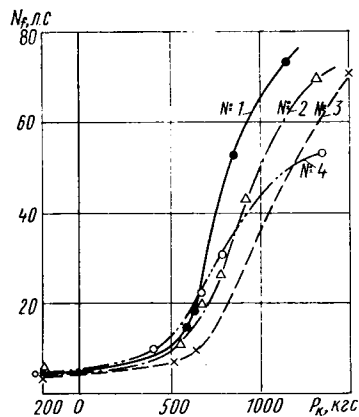


Рис. 2

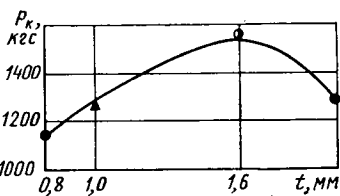


Рис. 3

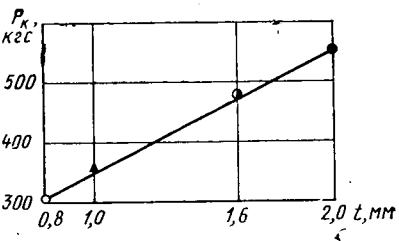


Рис. 4

Математическое моделирование движения автомобиля на дорогах с усовершенствованным покрытием

Канд. техн. наук Ю. В. ХРАМОВ, И. В. ФИГУРОВ, О. З. ШУР

Автополигон НАМИ

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ моделирование движения автомобилей используется, чтобы сократить объем натурных испытаний при оценке влияния различных конструктивных и эксплуатационных факторов на скоростные качества и топливную экономичность.

Расчетная система дифференциальных уравнений движения автомобиля имеет вид

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{t}}{d\bar{t}} &= 1; \\ \frac{d\bar{n}}{d\bar{t}} &= \frac{0,0955}{J} \left[\bar{M}_{дв} - \frac{\bar{M}_c + \bar{M}_п}{i_k} \right]; \\ \frac{d\bar{s}}{d\bar{t}} &= \bar{v}, \end{aligned} \quad (1)$$

где $\bar{t} = t \cdot 10^{-2}$ — время в с;
 $\bar{n} = n \cdot 10^{-6}$ — число оборотов коленчатого вала двигателя в минуту;
 $\bar{s} = s \cdot 10^{-5}$ — пройденный автомобилем путь в м;
 J — приведенный к коленчатому валу момент инерции автомобиля в кгс·м·с²;
 $\bar{M}_{дв} = M_{дв} \cdot 10^{-2}$ — эффективный крутящий момент двигателя в кгс·м;
 $\bar{M}_c = M_c \cdot 10^{-2}$ — приведенный к карданному валу момент от сил сопротивления движению автомобиля на горизонтальной дороге в кгс·м;
 $\bar{M}_п = M_п \cdot 10^{-2}$ — приведенный к карданному валу момент, затрачиваемый на преодоление подъема или спуска при движении по дороге с переменным продольным профилем в кгс·м;
 i_k — передаточное число коробки передач;
 $\bar{v} = v \cdot 10^{-3}$ — скорость автомобиля в км/ч.

Решая систему уравнений (1), дополнительно рассматриваем функциональные зависимости, заданные в табличной форме:

$$\alpha = f_1(n, M_{дв}); G_T = f_2(n, \alpha); v_{доп} = f_3(s), \quad (2)$$

где α — угол открытия дроссельной заслонки в градусах;
 G_T — часовой расход топлива в кг/ч;
 $v_{доп}$ — допускаемая скорость движения на заданном участке трассы в км/ч;
 f_1, f_2, f_3 — обозначения функциональных зависимостей.
 Средний расход топлива подсчитываем по формуле

$$Q_{ср} = \frac{1}{3600 \gamma s} \sum_{i=1}^k G_{T_i} \Delta t, \quad (3)$$

где Δt — приращение времени в с при интегрировании уравнений;
 G_{T_i} — текущий расход топлива в кг/ч, выбранный из таблицы;
 s — пройденный путь;
 γ — удельный вес топлива.

При расчете движения автомобиля с дизелем в систему уравнений (1) вводится уравнение всережимного регулятора числа оборотов двигателя [1].

Простота математического описания модели предъявляет жесткие требования к функциональным зависимостям в правой части уравнений (1). Именно здесь должны быть отражены все важнейшие особенности процесса движения автомобиля, предусмотрены условия для удовлетворительного совпадения результатов расчета и эксперимента.

Функциональные зависимости $M_{дв}$, M_c , $M_п$, α , G_T , $v_{доп}$ не имеют аналитических выражений и определяются для каждой базовой модели автомобиля экспериментально, а при расчетах задаются в табличной форме. Во время эксперимента на магнитной ленте многоканального магнитофона регистрируются отметки времени через 0,01 с, пройденного пути через 1 см, расхода топлива через 1 см³, оборотов ведущего колеса и коленчатого вала — по две отметки на один оборот, текущие

значения угла открытия дроссельной заслонки и крутящего момента на карданном валу. Магнитограммы обрабатываются с помощью ЭВМ «Днепр-1».

Для выбора эффективного крутящего момента по таблице используем частичные скоростные характеристики двигателя, определяемые при испытаниях автомобиля в дорожных условиях. С этой целью на магнитную ленту записываем перечисленные выше величины при разгоне автомобиля на горизонтальной дороге с фиксированным положением дроссельной заслонки. Чтобы получить другую частичную скоростную характеристику, ограничим угол открытия дроссельной заслонки на 5° (ход рейки топливного насоса на 1 мм) и повторим опыт.

Если наибольшая скорость автомобиля при разгоне на высшей передаче становится меньше наибольшей скорости на смежной более низкой передаче, переключаются на эту передачу и продолжают эксперимент. Если соблюдать эти условия, наибольшие ускорения коленчатого вала при разгоне автомобиля не превышают 10 1/с², а влияние неустановившегося режима работы двигателя на его эффективные показатели незначительно.

Результатом обработки магнитограмм являются частичные скоростные характеристики двигателя (рис. 1 и 2). Предполагаем, что эти характеристики соответствуют характеристикам работы двигателя на установившихся режимах. Штриховыми линиями показана зона, где эксперименты не проводились. Соответствующие одинаковой степени открытия дроссельной заслонки кривые $M_{дв}$ и G_T на графиках обозначены одинаково α_1, α_2 и т. д.

Качественно скоростные характеристики, определяемые на автомобиле в дорожных условиях, близки к аналогичным стендовым характеристикам, однако количественно эффективные показатели двигателя изменяются существенно: номинальная мощность уменьшается в среднем на 20%, максимальный крутящий момент — на 14—18%.

При расчете движения автомобиля учитываются влияние неустановившегося режима работы двигателя [2] и влияние температуры окружающего воздуха на расход топлива [3].

Зависимость момента от сил сопротивления движению автомобиля на горизонтальной дороге, приведенного к карданному валу, от скорости (рис. 3) определена двумя методами: измерением крутящего момента на карданном валу при различных заданных скоростях автомобиля (сплошная линия) и методом анализа свободного качения (штриховая линия).

Продольный профиль дороги, на которой предполагается моделировать движение автомобилей, и таблица допустимых скоростей определяются экспериментально. Один из автомобилей проходит трассу с наибольшей возможной скоростью, но с соблюдением правил уличного движения. На магнитной

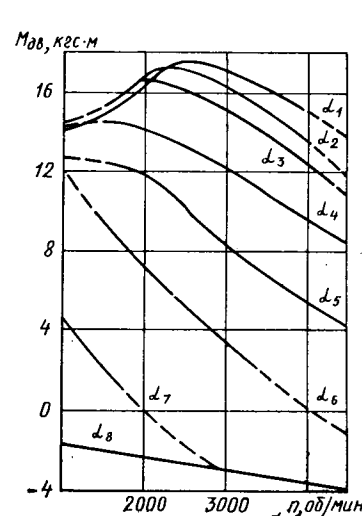


Рис. 1. Скоростные характеристики двигателя легкового автомобиля, $M_{дв} = f_1(n, \alpha)$

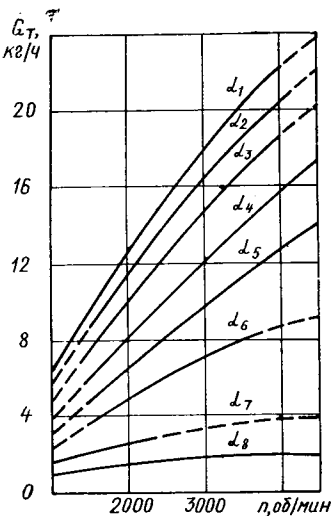


Рис. 2. Скоростные характеристики двигателя легкового автомобиля, $G_T = f_2(n, \alpha)$

ленте регистрируются приведенные выше параметры движения. При обработке магнитограмм на заданном отрезке пути (например, 50 м) вычисляются осредненные величины крутящего момента $M_{к.в}$ на карданном валу и значения приведенного к карданному валу момента $M_{ин}$, расходуемого на изменение скорости автомобиля. Кроме того, по таблице выбирается значение M_c , соответствующее средней скорости автомоби-

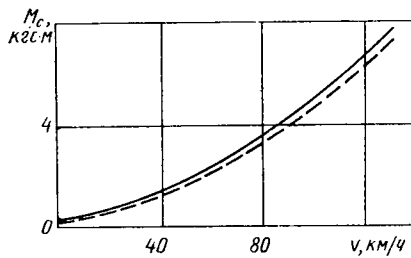


Рис. 3. Зависимость момента от сил сопротивления движению легкового автомобиля на горизонтальной дороге, приведенного к карданному валу, от скорости

ля на заданном отрезке пути. Текущее значение синуса угла продольного профиля дороги определяем по формуле

$$\sin x = \frac{(M_{к.в} - M_{ин} - M_c) i_0}{G_a r_k} = \frac{M_{п i_0}}{G_a r_k}, \quad (4)$$

где G_a — полный вес автомобиля в кг;
 r_k — радиус качения ведущих колес в м;
 i_0 — передаточное число главной передачи.

Чтобы подтвердить достоверность определения продольного профиля дороги, были проведены эксперименты с тремя разными автомобилями на скоростной дороге полигона. На рис. 4 сплошной линией показано изменение синуса угла действительного продольного профиля дороги, штриховой и штрихпунктирной линиями — результаты экспериментов соответственно на грузовом и легковом автомобилях. Результаты расчетов движения автомобиля по синусам угла продольного профиля, полученным по формуле (4), совпадают с экспериментом вполне удовлетворительно.

Этот метод определения продольного профиля трассы позволяет в первом приближении учитывать дополнительные сопротивления движению при повороте автомобиля, изменение общих потерь в трансмиссии от нагрузки, изменение реакций на колесах автомобиля, торможение ножным тормозом и др. Предполагаем, что влияние этих факторов учитывается соответствующим изменением синуса угла продольного профиля дороги. Если необходимо более точно учитывать влияние перечисленных факторов, экспериментальные таблицы синусов и допустимых скоростей следует определять для каждой базовой модели автомобиля.

С помощью таблицы допустимых скоростей на каждом участке трассы в первом приближении учитываем предписания дорожных знаков, светофоров, указателей, общую обстановку, определяемую интенсивностью движения. Предполагаем, что этот график движения автомобиля является типовым на рассматриваемом маршруте. Таблицу допустимых скоростей целесообразно определять на одну из быстроходных автомобилей с тем, чтобы при моделировании движения менее

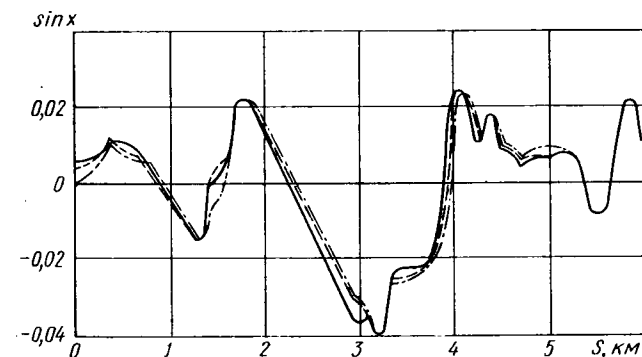


Рис. 4. Действительный и расчетные синусы угла продольного профиля дороги

быстроходных автомобилей полностью использовались их скоростные качества.

Программа, реализующая алгоритм численного решения уравнений (1), состоит из стандартных программ метода Рунге-Кутты, вычисления табличных функций с линейной интерполяцией, для перевода чисел из одной системы счисления в другую и нестандартной программы вычисления правых частей системы уравнений (1).

Рассчитывая режимы движения, в оперативную память ЭВМ закладываются начальные данные: номер включенной передачи, начальную скорость, угол открытия дроссельной заслонки и др., а также таблицы крутящих моментов и расходов топлива по скоростным характеристикам двигателя, коэффициенты учета влияния неуставившегося режима работы двигателя и температуры окружающего воздуха, таблицу моментов от сил сопротивления движению автомобиля на горизонтальной дороге, таблицу синусов углов продольного профиля трассы и таблицы допустимых скоростей на каждом участке пути.

По начальным значениям переменных определяем соответствующие значения табличных функций, вычисляем правые части уравнений (1) и по формулам Рунге-Кутты — новые значения переменных. Затем все вычисления ведем уже с новыми значениями переменных и т. д.

На время переключения передач в расчетную систему уравнений (1) дополнительно вводится уравнение двигателя, описывающее изменение числа оборотов коленчатого вала при выключенной подаче топлива. С помощью этого уравнения определяется момент окончания переключения на более высокую передачу.

Предполагаем, что при движении по дорогам с твердым гладким покрытием не происходит пробуксовывания сцепления и колес. Моделируя трогание автомобиля с места, расчет начинаем со скорости 5 км/ч. Начальную фазу процесса трогания определяем экспериментально и учитываем как результат расчета.

Для визуального контроля переключений передач в процессе счета самописец фиксирует текущие значения скорости автомобиля, числа оборотов коленчатого вала и положения органа топливоподачи.

Для имитации характера вождения автомобиля в нестандартной части программы предусмотрена следующая логика. Если при движении на данной передаче текущая скорость автомобиля меньше допускаемой $v_{тек} < v_{доп}$ на 1 км/ч, то орган топливоподачи становится в положение, обеспечивающее наибольшую подачу топлива.

Если $v_{тек} > v_{доп}$ с разницей большей или равной 1 км/ч, а крутящий момент двигателя на более высокой передаче больше приведенного к коленчатому валу момента от сил сопротивления движению, причем на заданном отрезке пути не предвидится существенного увеличения подъема, то происходит переключение на более высокую передачу.

Переключение на более высокую передачу происходит и при превышении номинального числа оборотов двигателя $n > n_{ном}$, если на заданном отрезке пути не предвидится такого подъема, при котором переключение нецелесообразно.

После переключения на более высокую передачу обороты коленчатого вала двигателя приводятся в соответствие со скоростью автомобиля в момент окончания переключения, а орган топливоподачи становится в положение максимальной подачи топлива.

Если переключение на более высокую передачу запрещено, то выбирается такое положение органа топливоподачи, которое обеспечивает движение автомобиля по графику допускаемых скоростей. Если при полностью выключенной подаче топлива $v_{тек} > v_{доп}$, то соответствующим увеличением суммарного сопротивления движению имитируется работа ножного тормоза автомобиля.

Переключение на более низкую передачу происходит при уменьшении числа оборотов до такого значения, когда на более низкой передаче справедливо неравенство $n < n_{ном}$. При этом орган топливоподачи находится в положении максимальной подачи топлива, а на заданном отрезке пути не предвидится существенного уменьшения подъема.

После переключения на более низкую передачу обороты коленчатого вала приводятся в соответствие со скоростью автомобиля в момент переключения, а орган топливоподачи становится в положение максимальной подачи топлива.

Если число оборотов коленчатого вала двигателя во время вычислений становится меньше минимального числа оборотов холостого хода, автомобиль останавливается.

На рис. 5 сплошными линиями показаны кривые скорости, крутящего момента двигателя и угла открытия дроссельной заслонки, полученные экспериментально на легковом автомо-

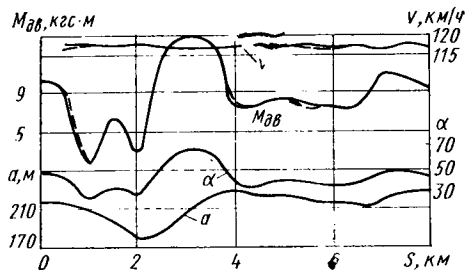


Рис. 5. Изменение крутящего момента двигателя $M_{дв}$ и угла открытия дроссельной заслонки α при движении легкового автомобиля по скоростной дороге полигона с заданной допускаемой скоростью v (α — абсолютная отметка по оси дороги)

биле на скоростной дороге при движении с допускаемой скоростью 117 км/ч, штриховыми линиями — результаты соответствующего расчета. Хорошее совпадение результатов расчета и эксперимента свидетельствует о том, что математиче-

ское моделирование движения автомобилей по дорогам с усовершенствованным покрытием обеспечивает получение достоверной информации.

Являясь основой для последующего усложнения, рассмотренная математическая модель имеет и самостоятельное практическое применение, в частности для обобщения и анализа результатов полигонных испытаний автомобилей на скоростные качества и топливную экономичность, для исследования влияния различных конструктивных и эксплуатационных факторов на показатели скоростных качеств и топливной экономичности, для прогнозирования результатов испытаний автомобилей и целенаправленного планирования экспериментов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Храмов Ю. В. — «Автомобильная промышленность», 1965, № 2.
2. Лурье М. И., Токарев А. А. Скоростные качества и топливная экономичность автомобиля. Машгиз, 1967.
3. Лаптев С. А. и др. Исследование влияния температуры окружающего воздуха на скоростные качества и топливную экономичность автомобиля. НИИНавтопром, 1969.

УДК 629.113-585.2

Влияние нагрузочных и преобразующих характеристик гидротрансформатора на эксплуатационные показатели легковых автомобилей

Канд. техн. наук Б. Н. ПОПОВ

Горьковский автозавод

ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ автомобиля в связи с недостаточной изученностью влияния нагрузочных и преобразующих характеристик гидротрансформатора на его эксплуатационные показатели часто исходят не от задания необходимых характеристик, а от существующих конструкций, стремясь к экспериментальному согласованию характеристик системы двигатель—гидротрансформатор—автомобиль. Этим же объясняется применение на автомобилях одного класса или группы гидротрансформаторов с различными характеристиками разных типов, с различным количеством рабочих колес и разной конструкции. Выбор внешних характеристик гидротрансформатора определяется режимами работы гидротрансформатора, характерными для данного класса или группы автомобилей.

В результате проведенных исследований удалось установить некоторые общие закономерности в режимах работы гидротрансформаторов для легковых автомобилей. Режимы работы гидротрансформатора определяются в основном величиной удельной мощности автомобиля и количеством ступеней в редукторе, расположенном после гидротрансформатора.

Для современного уровня применения гидропередач на легковых автомобилях характерными являются удельные мощности от 35—40 л.с./т и выше, а также двух-, трех- и даже четырехступенчатые коробки передач. При этом режимы преобразования крутящего момента реализуются кратковременно даже на разгонных режимах во время разгона автомобиля с места и тем более с хода и при движении на установившихся режимах. Эксплуатационные режимы работы гидротрансформаторов располагаются по кинематическому передаточному отношению в диапазоне от 0,6 и выше.

Исследовались три гидротрансформатора, характеристики которых приведены на рис. 1.

По преобразующим и нагружающим свойствам исследованные гидротрансформаторы охватывают практически всю область этих характеристик, применяемую на легковых автомобилях. Области определения нагрузочных характеристик показаны на рис. 2.

Различные нагружающие и преобразующие свойства гидротрансформаторов были получены только за счет изменения геометрии лопаток насосного колеса и колеса реактора. Лопатки насосного колеса на выходе имеют следующие значения уг-

лов по средней линии потока: у гидротрансформатора № 1 — 60°, у № 2 — 130°, у № 3 — 91°.

Лопатки реактора на выходе имеют соответственно углы 45, 35 и 35° (углы отсчитываются между направлением лопатки и направлением вращения колеса). Углы на входе реактора и насосного колеса, а также на входе и выходе турбины одинаковы для всех вариантов.

С получением различных нагружающих свойств гидротрансформатора за счет изменения геометрии лопаток без увеличения его размерности возникает ряд преимуществ, так как появляется возможность создавать семейства максимально унифицированных гидротрансформаторов. Кроме того, получение различных нагружающих свойств без увеличения габаритных размеров гидротрансформатора очень важно для легковых автомобилей.

Особенность методики экспериментальных исследований заключалась в том, что испытания гидротрансформаторов с различными характеристиками проводились на одном и том же автомобиле. Таким образом, исключалось влияние разницы в параметрах двух звеньев исследуемой системы, а именно — самого автомобиля и двигателя.

При исследовании рассматривалось влияние нагружающих и преобразующих свойств гидротрансформатора на следующие основные характеристики системы:

1) кинематическое передаточное отношение, к. п. д. и коэффициент трансформации гидротрансформатора в функции скорости движения или времени разгона автомобиля;

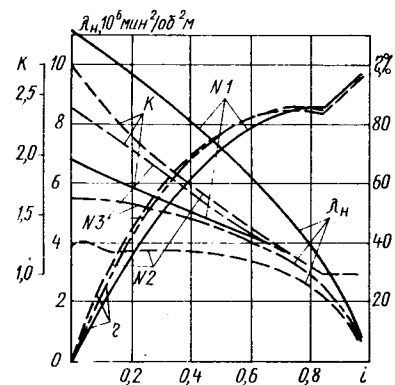


Рис. 1. Характеристики исследуемых гидротрансформаторов № 1—3

- 2) оборотность двигателя и других звеньев;
- 3) реализуемые мощности в процессе разгона;
- 4) динамические (разгонные) характеристики и топливная экономичность.

Кинематическое передаточное отношение гидротрансформатора по скорости движения автомобиля на всех режимах с увеличением коэффициента первичного крутящего момента увеличивается. В связи с этим реализуемые значения к. п. д. гидротрансформатора на одинаковых скоростях движения автомобиля выше у гидротрансформаторов с более высокими нагрузочными свойствами (рис. 3).

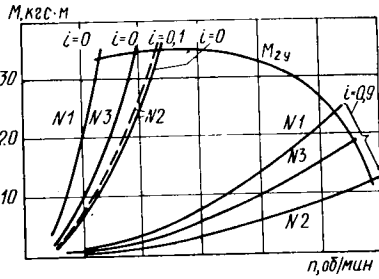


Рис. 2. Области определения нагрузочных характеристик гидротрансформаторов № 1—3

форматора, который обеспечивает высокие значения к. п. д. на режиме гидромфты, т. е. гидротрансформатор с минимальным количеством рабочих колес.

При увеличении нагрузочных свойств гидротрансформатора наряду с уменьшением оборотности двигателя увеличение реализуемых значений к. п. д. гидротрансформатора благоприятно отражается на топливной экономичности автомобиля. По экспериментальным данным расход топлива у автомобиля с гидротрансформатором № 1 получен в среднем на 6—7% меньше по всей экономической кривой, чем у этого же автомобиля с гидротрансформатором № 2, у которого коэффициент первичного крутящего момента меньше, чем у гидротрансформатора № 1.

Разница в оборотности двигателя (рис. 4) у гидротрансформаторов с различными значениями коэффициента первичного

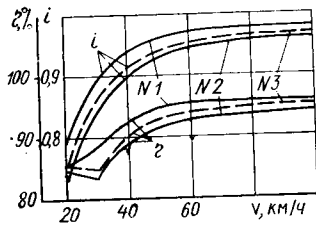


Рис. 3. Реализуемые значения функций $i=f(v)$ и $\eta=f(v)$ на горизонтальной дороге с гидротрансформаторами № 1—3

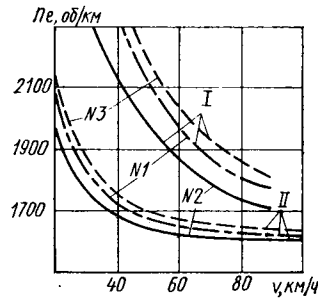


Рис. 4. Оборотность двигателя на 1 км пути в функции скорости движения с гидротрансформаторами № 1—3: I — на подъеме; II — на горизонтальной дороге

крутящего момента увеличивается с ростом нагрузки (движение на подъем, разгон), а также при малых и средних скоростях движения. Уменьшение оборотности двигателя с увеличением коэффициента первичного крутящего момента гидротрансформатора, помимо улучшения характеристик топливной экономичности, повышает долговечность двигателя, уменьшает шумность его работы, что улучшает комфортабельность автомобиля.

Поскольку на динамические качества автомобиля влияют как преобразующие, так и нагрузочные свойства гидротрансформатора, необходимо исследовать их влияние раздельно.

Для исследования раздельного влияния нагрузочных и преобразующих свойств гидротрансформатора на динамику

разгона автомобиля был сделан расчет шести вариантов гидротрансформаторов с различными сочетаниями характеристик. При этом один из параметров фиксировался, а величины другого брались по граничным значениям (табл. 1).

Таблица 1

| Гидротрансформатор | Параметр | | Время разгона с места до скорости 30 км/ч | | Разница в % |
|--------------------|-------------------------------------|--|---|--------------|-------------|
| | постоянный | переменный | в с | в % | |
| № 2 № 4 | $\lambda_n = \lambda_n^{\min}$ | $K = K_{\max}$ $K = K_{\min}$ | 2,114 2,189 | 100 103,5 | 3,5 |
| № 1 № 6 | $\lambda_n = \lambda_n^{\max}$ | $K = K_{\min}$ $K = K_{\max}$ | 2,694 2,496 | 100 92,7 | 7,3 |
| № 3 № 5 | $\lambda_n = \lambda_n^{\text{ср}}$ | $K = K_{\text{ср}}$ $K = K_{\max}$ | 2,181 2,190 | 100 100,4 | 0,4 |
| № 1 № 4 | $K = K_{\min}$ | $\lambda_n = \lambda_n^{\max}$ $\lambda_n = \lambda_n^{\min}$ | 2,694 2,189 | 100 81,3 | 18,7 |
| № 2 № 6 | $K = K_{\max}$ | $\lambda_n = \lambda_n^{\min}$ $\lambda_n = \lambda_n^{\max}$ | 2,114 2,496 | 100 118 | 18,0 |

Исследовалась также динамика разгона автомобиля до скоростей 60, 80, 100 км/ч. Результаты исследования приведены в табл. 2.

Анализ полученных данных показывает, что преобразующие свойства гидротрансформаторов в применяемых на легковых автомобилях пределах незначительно влияют на динамику разгона автомобиля. При разгоне до малых скоростей (30 км/ч) это влияние более заметно, что объясняется движением в данном диапазоне скоростей на режиме преобразования крутящего момента (см. табл. 1).

При разгоне до более высоких скоростей движения автомобиля влияние преобразующих свойств гидротрансформатора становится весьма незначительным и при изменении K_0 от 1,98 до 2,5 разница во времени разгона до скорости 100 км/ч составляет 0,5% (см. табл. 2).

Нагружающие свойства гидротрансформатора оказывают на разгонную динамику значительно большее влияние.

Отсюда следует, что на легковых автомобилях целесообразно применять гидротрансформаторы с высокими преобразующими свойствами, учитывая их недостатки и особенно в сочетании с современными трехступенчатыми коробками передач. Для улучшения топливной экономичности автомобиля, уменьшения оборотности двигателя (с вытекающими из этого следствиями) на основании полученных данных можно рекомендовать для легковых автомобилей смещать режим работы двигателя с гидротрансформатором при малых значениях кинематического передаточного отношения в область малых оборотов (при $i=0$ до $n_1=1100-1200$ об/мин при пересечении нагрузочной параболы с внешней кривой крутящего момента двигателя, с учетом потерь на оборудование и условия работы под капотом). При этом динамика разгона до некоторых промежуточных значений скоростей (например, до 60 и 80 км/ч) может ухудшиться в среднем до 4%. Во время разгона до более высоких скоростей, например, до 100 км/ч, разница в динамике разгона уменьшается до 1,7—2,8% за счет влияния реализуемых значений к. п. д. гидротрансформатора. В абсолютных цифрах разница во времени разгона с места до скорости 100 км/ч составляет в этом случае 0,3—0,5 с.

Таблица 2

| Гидротрансформатор | Разница во времени разгона автомобиля с места в % до скоростей | | |
|--------------------|--|---------|----------|
| | 60 км/ч | 80 км/ч | 100 км/ч |
| № 2 | 100 | 100 | 100 |
| № 4 | 100,04 | 100,96 | 100,48 |
| № 1 | 100 | 100 | 100 |
| № 6 | 97,21 | 99,09 | 100,57 |
| № 3 | 100 | 100 | 100 |
| № 5 | 99,05 | 100,36 | 100,51 |
| № 1 | 100 | 100 | 100 |
| № 4 | 91,72 | 96,18 | 98,27 |
| № 2 | 100 | 100 | 100 |
| № 6 | 106,04 | 104,01 | 102,84 |

Параметры распределений эксплуатационного ресурса рамы троллейбуса

В. Е. БОРОВСКИХ, д-р техн. наук С. С. ДМИТРИЧЕНКО,

канд. техн. наук А. Н. СОЛЯНОВ

НАТИ, Саратовский политехнический институт

РАМА троллейбуса ЗИУ-5 состоит из двух лонжеронов коробчатого сечения, сваренных из гнутого швеллерного профиля и полосы, и восьми поперечных балок. Исходная информация для расчета коэффициентов вариации распределений ресурса рам при одинаковом разрушении (трещины лонжеронов у седьмой поперечной балки) получена по данным эксплуатации троллейбусов в различных городах РСФСР.

В начале исследования предполагалось, что вид распределения неизвестен, и значения параметров R_{cp}^n , ν_n , R_{γ}^n вычислялись [1] по формулам

$$R_{cp}^n = \frac{R_1 + R_2 + \dots + R_n}{n};$$

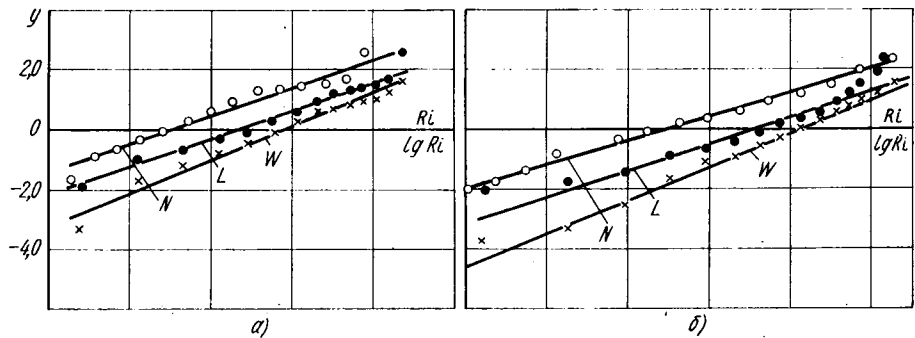
$$\sigma_n^2 = \frac{1}{n-1} [(R_1 - R_{cp}^n)^2 + \dots + (R_n - R_{cp}^n)^2];$$

$$\nu_n = \frac{\sigma_n}{R_{cp}^n};$$

$$R_{\gamma}^n = (1 - \frac{\gamma}{100}) R_{K_{\gamma}^n + 1},$$

Соответствие распределения эксплуатационного ресурса рам троллейбусов теоретическим законам (нормальному N , логарифмически нормальному L , Вейбулла W):

a — по выборке, соответствующей данным эксплуатации в различных городах; b — по выборке об эксплуатации в г. Саратове



где R_{cp}^n — среднее значение ресурса рамы троллейбуса для выборки объемом n ;

σ_n — среднеквадратичное отклонение ресурса;

ν_n — коэффициент вариации выборки;

R_{γ}^n — гамма-процентный ресурс;

K_{γ}^n — количество рам, ближайшее к значению $n \cdot (1 - \frac{\gamma}{100})$, но не превышающее его (в целых числах);

$$\alpha_{\gamma}^n = n \left(1 - \frac{\gamma}{100}\right) - K_{\gamma}^n.$$

Результаты расчета, по данным эксплуатации в различных городах, следующие: $n=145$; $R_{90}^n/R_{cp}^n = 0,48$; $\nu_n = 0,44$; по г. Саратову $n=70$; $R_{90}^n/R_{cp}^n = 0,56$; $\nu_n = 0,40$.

Точность коэффициентов вариации проверялась по формуле

$$\nu_n \left(1 - \frac{2}{\sqrt{n}}\right) \leq \nu_n \leq \left(1 + \frac{2}{\sqrt{n}}\right) \nu_n.$$

Границы величин ν_n с вероятностью 0,9 равны: $\nu_{max} = 0,51$ и $\nu_{min} = 0,37$ для выборки по группе городов; $\nu_{max} = 0,49$ и $\nu_{min} = 0,30$ по г. Саратову.

Для графической оценки параметров распределений и выбора их типа выполнены расчеты, результаты которых для трех типов распределений: нормального, логарифмически нормального и Вейбулла — показаны на рисунке. По оси ординат отложены: для нормального и логарифмически нормального распределений — значения функции $y = \psi(p)$ (обратной функции нормального распределения), для распределения Вей-

булла — значения функции $y = \ln \ln \frac{1}{1-p}$; по оси абсцисс для нормального распределения — значения ресурса R_i , для распределений логарифмически нормального и Вейбулла — значения логарифмов R_i .

Графическая оценка параметров распределения и подсчет по ним величины ν_n позволяют заключить, что все законы распределения при данных коэффициентах вариации приемлемы. Лучше всего эмпирические распределения ресурсов описываются законом Вейбулла.

При дальнейшем исследовании рассмотрены выборки по годам выпуска троллейбусов. Необходимость анализа по годам вызвана тем, что в рассматриваемый период заводом вносились изменения в технологию изготовления.

Анализ распределения ресурсов рам по годам выпуска троллейбусов позволяет заключить, что для всех рассмотренных выборок коэффициенты вариации находятся в пределах 0,16—0,44, т. е. практически совпадают с коэффициентами вариации распределений ресурса металлоконструкций тракторов, автомобильных прицепов и самоходных шасси [2].

Значения R_{90}^n/R_{cp}^n и ν_n , вычисленных для выборочных распределений ресурсов, по данным эксплуатации в различных городах и по г. Саратову, близки между собой; уменьшение коэффициентов вариации с 0,40—0,44 до 0,16—0,28 по годам выпуска указывает на зависимость ресурса от технологии изготовления.

В результате исследований заводом им. Урицкого проведен комплекс мероприятий по повышению ресурса рамы, в частности изменена конструкция лонжерона.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кугель Р. В., Благовещенский Ю. Н. Методика выбора количества изделий для ресурсных испытаний и оценка достоверности их результатов. М., НАТИ, 1972.

2. Кугель Р. В., Дмитриченко С. С. — «Вестник машиностроения», 1971, № 9.

Статическая поворотливость прицепов-тяжеловозов

Д-р техн. наук Я. Е. ФАРОБИН

ПО РЕКОМЕНДАЦИЯМ прикладной теории расчет кинематики и динамики поворота автопоездов обычно производится без учета бокового увода колес [1]. Это допустимо, если тягач и прицеп являются двухосными и движение происходит с малыми скоростями и кривизной траектории.

Прицепы-тяжеловозы имеют три (ЧМЗАП-5208) и даже четыре оси (ЧМЗАП-5212), причем обычно две задние оси неповоротные.

Оценим влияние увода колес у прицепов подобных схем на результаты расчета их статической поворотливости [2], т. е. криволинейного движения с небольшой скоростью по дуге постоянного радиуса (силы инерции не учитываются).

В связи с обычным примерным равенством весов, приходящихся на оси прицепов, принимается, что коэффициенты сопротивления боковому уводу осей равны, т. е. $k_{\text{п}} = k_{\text{в}} = k_{\text{т}} = k$. С точностью до $\pm 5\%$ это допущение справедливо при почти 20%-ной разнице в радиальных нагрузках на оси.

На рис. 1 показана расчетная схема поворота трехосного прицепа с одной поворотной осью. Боковые силы на осях выражаются через коэффициенты сопротивления боковому уводу

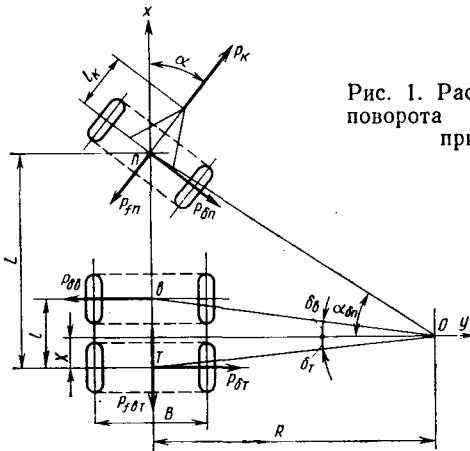


Рис. 1. Расчетная схема поворота трехосного прицепа

ду осей k в кгс/рад (сумма коэффициентов сопротивления боковому уводу колес оси) и углы увода

$$\begin{cases} P_{\delta \text{ п}} = k \left(\operatorname{tg} \alpha - \frac{L-X}{R} \right); \\ P_{\delta \text{ в}} = k \frac{l-X}{R}; \\ P_{\delta \text{ т}} = k \frac{X}{R}. \end{cases} \quad (1)$$

Уравнения равновесия сил и моментов, действующих на прицеп, следующие:

$$\begin{cases} \sum X = 0; P_k \cos \alpha - P_{\delta \text{ п}} \sin \alpha - P_{f \text{ п}} \cos \alpha - P_{f \text{ вт}} = 0; \\ \sum Y = 0; P_k \sin \alpha + P_{\delta \text{ п}} \cos \alpha - P_{f \text{ п}} \sin \alpha - P_{\delta \text{ в}} + P_{\delta \text{ т}} = 0; \\ \sum M_{\text{п}} = 0; P_{\delta \text{ в}}(L-l) - P_{\delta \text{ т}}L = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Из третьего уравнения системы (2) с учетом системы (1) получим выражение для смещения полюса поворота

$$X = \frac{l(L-l)}{2L-l}. \quad (3)$$

Совместное решение первых двух уравнений системы (2) и системы (1) дает выражение для кинематического радиуса поворота

$$R = \frac{L + l \cos \alpha - X(1 + 2 \cos \alpha)}{\operatorname{tg} \alpha + \frac{P_{f \text{ вт}}}{k} \sin \alpha}. \quad (4)$$

Поворотная ширина (из схемы рис. 1)

$$B_{\text{п}} = R_{\text{max}} - R_{\text{min}}, \quad (5)$$

где

$$R_{\text{max}} = \sqrt{R^2 + (L-X)^2} + 0,5B;$$

$$R_{\text{min}} = \sqrt{(R-0,5B)^2 + X^2}.$$

Потребная сила тяги на дышло определяется совместным решением первых двух уравнений системы (2) в виде

$$P_k = P_{\delta \text{ п}} \operatorname{tg} \alpha + P_{f \text{ п}} + \frac{P_{f \text{ вт}}}{\cos \alpha}. \quad (6)$$

Без учета явления увода обычно считают, что полюс поворота $X=0,5l$, а остальные кинематические параметры вычисляются по следующим формулам:

$$R = \frac{L-0,5l}{\operatorname{tg} \alpha};$$

$$R_{\text{max}} = \frac{L-0,5l}{\sin \alpha} + 0,5B;$$

$$R_{\text{min}} = \sqrt{(0,5l)^2 + (R-0,5B)^2}.$$

Формулы для определения потребной силы тяги в прикладной теории автопоезда нет.

Если не учитывать боковых сил на колесах, то

$$P_k = P_{f \text{ п}} + \frac{P_{f \text{ вт}}}{\cos \alpha}.$$

На рис. 2 показана расчетная схема поворота четырехосного прицепа с передней поворотной двухосной тележкой. Сплошными линиями обозначены силы, действующие на заднюю тележку (действие передней тележки представлено в виде двух сил, приложенных к шарниру), штриховыми — на переднюю тележку.

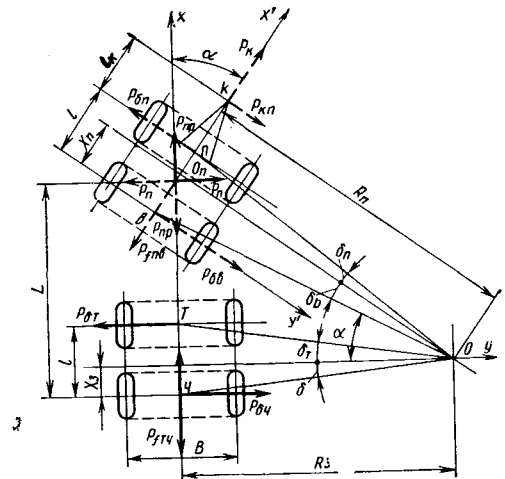


Рис. 2. Расчетная схема поворота четырехосного прицепа

Уравнения равновесия для задней тележки:

$$\begin{cases} \sum X = 0; P_{\text{пр}} - P_{f \text{ тч}} = 0; \\ \sum Y = 0; P_{\text{п}} - P_{\delta \text{ т}} + P_{\delta \text{ ч}} = 0; \\ \sum M_0 = 0; P_{\delta \text{ ч}}L - P_{\delta \text{ т}}(L-l) = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Боковые силы задних осей

$$P_{\delta \text{ т}} = k \frac{l-X_3}{R_3}; \quad P_{\delta \text{ ч}} = k \frac{X_3}{R_3}. \quad (8)$$

Смещение полюса поворота задней тележки определяется из третьего уравнения системы (7) с учетом системы (8):

$$X_3 = \frac{l(L-l)}{2L-l}; \quad (9)$$

поперечная сила, действующая в шарнире, — из второго уравнения системы (7)

$$P_{\Pi} = \frac{k}{R_3} (l - 2X_3); \quad (10)$$

продольная сила, действующая в шарнире, — из первого уравнения системы (7)

$$P_{\text{пр}} = P_f \text{тч}. \quad (11)$$

Уравнения равновесия сил и моментов, действующих на переднюю тележку (применительно к повернутой на угол α системе координат x', y', z'), имеют следующую форму:

$$\begin{cases} \sum X' = 0; P_k - P_{f \text{пв}} - P_{\text{пр}} \cos \alpha - P_{\Pi} \sin \alpha = 0; \\ \sum Y' = 0; P_{\text{кп}} - P_{\delta \text{п}} + P_{\delta \text{в}} - P_{\Pi} \cos \alpha + P_{\text{пр}} \sin \alpha = 0; \\ \sum M_{\text{оп}} = 0; P_{\text{кп}} (0,5l + l_k) - P_{\delta \text{п}} 0,5l - P_{\delta \text{в}} 0,5l = 0. \end{cases} \quad (12)$$

Боковые силы передних осей

$$\begin{cases} P_{\delta \text{п}} = k \frac{l - X_{\Pi}}{R_{\Pi}}; \\ P_{\delta \text{в}} = k \frac{X_{\Pi}}{R_{\Pi}}. \end{cases} \quad (13)$$

Решая второе и третье уравнения системы (12) относительно P_k , затем приравняв правые части, после преобразований с учетом выражений (10), (11), (13), а также допущения о малости члена с $P_{\text{пр}}$ по сравнению с другими, и принимая $\frac{R_3}{R_{\Pi}} = \cos \alpha$, получаем выражение для смещения полюса поворота передней тележки

$$X_{\Pi} = \frac{(0,25l + l_k)l}{0,5l + l_k} - X_3. \quad (14)$$

Из первого уравнения системы (12) потребная сила тяги на дышло прицепа

$$P_k = P_{f \text{пв}} + P_{\text{пр}} \cos \alpha + P_{\Pi} \sin \alpha. \quad (15)$$

Из третьего уравнения системы (12) с учетом системы (13) получаем выражение для поперечной силы на конце дышла

$$P_{\text{кп}} = \frac{l}{1 + \frac{l_k}{0,5l}} \cdot \frac{k}{R_{\Pi}}.$$

Без учета формулы параметров статической поворотливости принимают вид

$$X_{\Pi} = X_3 = 0,5l; \quad R_{\Pi} = \frac{L - 0,5l}{\sin \alpha};$$

$$R_3 = \frac{L - 0,5l}{\text{tg } \alpha};$$

$$R_{\text{max}} = \sqrt{(R_{\Pi} + 0,5B)^2 + (0,5l)^2};$$

$$R_{\text{min}} = \sqrt{(R_3 - 0,5B)^2 + (0,5l)^2};$$

$$P_k = P_{f \text{пв}} + \frac{P_f \text{тч}}{\cos \alpha};$$

$$P_{\text{кп}} = P_f \text{тч} \sin \alpha.$$

Численный анализ статической поворотливости прицепов-тяжеловозов с учетом и без учета явления увода проводился для расчетных вариантов прицепов со следующими параметрами (значения, близкие к типичным): $l=1,2$ м; $L=6$ м; $l_k=3,2$ м; $B=3$ м; $G_i=15000$ кг; $k=75000$ кгс/рад; $f=0,15$ (бетон). Поворот рассчитывался для трех значений угла поворота передней тележки $\alpha=10 \div 20 \div 30^\circ$.

Для трехосного прицепа относительные ошибки в расчете основных параметров без учета увода составляют:

$$\epsilon_{R_{\text{max}}} = 3,3 \div 2,2\%;$$

$$\epsilon_{B_R} = 4,3 \div 0,15\%;$$

$$\epsilon_{P_k} = 5,5 \div 37\%.$$

Для четырехосного прицепа относительные ошибки в расчете основных параметров без учета увода составляют:

$$\epsilon_{R_{\text{max}}} = 1,6 \div 1\%;$$

$$\epsilon_{B_R} = 4,3 \div 1\%;$$

$$\epsilon_{P_k} = 4,5 \div 29\%;$$

$\epsilon_{P_{\text{кп}}} = 83\%$ (и неверное направление поперечной силы).

Анализ приведенных величин показал, что пренебрежение уводом не приводит к большим ошибкам при определении кинематических параметров статической поворотливости многососных прицепов-тяжеловозов. Однако расчет силы тяги и поперечной силы на дышло не может осуществляться без учета явления увода.

Кроме того, рассмотрение криволинейного движения с учетом увода позволяет выявить некоторые особенности процесса. Например, анализом установлено, что у четырехосного прицепа с передней поворотной двухосной тележкой боковая сила на первой оси не создает поворачивающего момента, а, наоборот, препятствует повороту, т. е. подобная схема прицепа не оптимальна по поворотливости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Закин Я. Х. Прикладная теория движения автопоезда. Изд-во «Транспорт», М., 1967.
2. Фаробин Я. Е. Теория поворота транспортных машин. Изд-во «Машиностроение», М., 1970.

УДК 629.113.001.4

Экспериментальное исследование плавности хода многоосных полноприводных автомобилей

Канд. техн. наук С. А. ШУКЛИН,

канд. техн. наук В. А. БОРЗЕНКОВ, В. И. БЫКОВ, канд. техн. наук Н. М. ГРИНГАУЗ

НА СОВРЕМЕННЫХ многоосных полноприводных автомобилях, как правило, устанавливаются высокоэластичные шины низкого давления и большого диаметра, что значительно повышает максимальные и средние скорости движения по дорогам с неровным покрытием. В частности, на дорогах со среднеквадратической высотой неровностей 1,5—3,2 см, рекомендуемых типовой методикой в качестве наиболее трудных для испытаний на плавность хода, скорости движения многих из этих автомобилей ограничиваются лишь мощностью двигателя.

Исследования параметров плавности хода применительно к многоосным полноприводным автомобилям весьма актуальны

и, в известной степени, специфичны. Значительно большие неиндресоренные массы указанных автомобилей по сравнению с полноприводными и большая доля пробега по неровным дорогам требуют изыскивать новые средства для повышения надежности ведущих мостов, бортовых редукторов, рамы и других узлов, срок службы которых связан с плавностью хода.

Мало изучено и соотношение параметров плавности хода полноприводных автомобилей, образующих унифицированные по агрегатам семейства, например, модели типа 6×6 и 8×8. Известно также, что назначение полноприводных автомобилей предполагает их частое использование на неровных дорогах в единых транспортных колоннах, составляемых из полноприводных

водных автомобилей различных моделей. В этой связи сопоставление параметров плавности хода автомобилей разной конструкции представляет и самостоятельный практический интерес.

С целью накопления данных, необходимых для решения указанных задач, проведено сравнительное экспериментальное исследование трех трехосных и двух четырехосных полноприводных автомобилей, выполненных по мостовой схеме и имевших номинальную нагрузку в кузове.

Первые два объекта испытаний (I, II) представляют собой модификации трехосного полноприводного автомобиля грузоподъемностью 7,0—7,5 тс, третий (III) — трехосный автомобиль грузоподъемностью 5 тс, два последних (IV, V) — четырехосные автомобили на базе агрегатов автомобиля III, в частности, его мостов и подвески. Некоторые конструктивные параметры автомобилей приведены в таблице. У этих автомобилей кабина расположена за двигателем, шины — одинарные высокой проходимости, подвеска — зависимая на листовых рессорах. Амортизаторы передней подвески — стандартные, размерности автомобилей МАЗ. Подвеска двух задних мостов у всех автомобилей — балансирующего типа, одноопорная, на двух продольных полуэллиптических рессорах без амортизаторов. Показатели радиальной жесткости и статического прогиба шин определены на стенде.

Трехосные автомобили I и II по параметрам, влияющим на плавность хода, отличаются, главным образом, длиной передней рессоры и типом шин. У четырехосных автомобилей IV и V при равном полном весе, близких показателях его распределения по мостам и радиальной жесткости шин — различные подвески двух передних мостов. У первого автомобиля каждый из этих мостов снабжен двумя передними рессорами автомобиля III, т. е. подвешен так же, как передний мост автомобиля типа 6×6, у второго эти мосты имеют ту же подвеску, что и задние, т. е. объединены в балансирующую тележку. Вместе с тем у автомобиля V рессоры автомобиля III усилены листом увеличенной толщины из соображений, не связанных с плавностью хода, что привело к увеличению жесткости рессоры.

Совместное исследование плавности хода выбранных объектов представляло интерес и в связи с тем, что у четырех из пяти автомобилей полный вес был практически равным. Установка на автомобилях различных шин, судя по радиальной жесткости, указанной в таблице, мало влияла на сравнение показателей плавности хода в группах с примерно одинаковыми осевыми весами, первую из которых составляли автомобили I и II, вторую — автомобили III, IV и V.

С целью приближения условий испытаний к характерным для полноприводных автомобилей условиям эксплуатации на неровных дорогах с повышенными динамическими воздействиями, для экспериментов использовалась специальная дорога с покрытием из крупного булыжника [1]. Эта дорога отличается от булыжной дороги автополигона НАМИ [2] большей среднеквадратичной высотой выступающей части булыжника.

Движение на испытательном участке осуществлялось с установленными скоростями 20, 30, 40 и 50 км/ч. При скорости 50 км/ч и выше величины ускорений в кбинах трехосных автомобилей были близки к предельным по критерию восприятия их водителями. Скорость ориентировочно контролировалась по спидометру, а затем уточнялась после обработки осциллограммы. Для повышения точности измерений заезды выполнялись по одной и той же полосе покрытия, в одном направлении, с двукратным (или более) повторением. Измерения на автомобилях II—V, имеющих шины регулируемого давления, выполнены при двух значениях давления воздуха в шинах — номинальном и пониженном на 1 кгс/см². На ленте осциллографа при испытаниях регистрировались вертикальные и поперечные ускорения на полу кабины (под ногами водителя), вертикальные ускорения в центре тяжести автомоби-

| Параметры | Автомобили | | | | |
|---|-------------------------------------|---|--|--|--|
| | I | II | III | IV | V |
| Колесная формула | 6×6 | 6×6 | 6×6 | 8×8 | 8×8 |
| Распределение полного веса в кг: | | | | | |
| на переднюю ось (для типа 8×8—на две передние) | 5 800 | 5 400 | 3 900 | 9 000 | 10 000 |
| на заднюю тележку | 13 800 | 14 200 | 9 300 | 11 000 | 10 000 |
| Расстояние от передней оси (для типа 8×8—от оси передней тележки) до оси задней тележки в мм | 5 300 | 5 300 | 4 200 | 4 230 | 4 100 |
| База тележек в мм: | | | | | |
| передней | — | — | — | 1 400 | 1 400 |
| задней | 1 400 | 1 400 | 1 400 | 1 400 | 1 400 |
| Расстояние от геометрического центра платформы до оси задней тележки в мм | 685 | 50 | 770 | 975 | 400 |
| Рабочая длина рессоры в мм: | | | | | |
| передней | 1 276 | 1 400 | 1 420 | 1 420 | 1 400 |
| задней | 1 400 | 1 400 | 1 400 | 1 400 | 1 400 |
| Количество листов в рессоре: | | | | | |
| передней | 14 | 14 | 11 | 11 | 17 |
| задней | 11 | 11 | 16 | 16 | 17 |
| Жесткость рессоры при статическом прогибе в кг/см: | | | | | |
| передней | 275 | 230 | 165 | 165 | 670 |
| задней | 868 | 868 | 442 | 442 | 670 |
| Тип амортизатора передней подвески | Рычажный | | Телескопический | | |
| Шины | Горюидные 15,00—20 мод. Я-190 | Широкопрофильные 1300×530—533 мод. ВИ-3 | Телескопический Горюидные 14,00—20 мод. ОИ-25 | | Отсутствует Аронные 1300—750 мод. Я-186 |
| Радиальная жесткость шин в кгс/см при внутреннем давлении, принятом при исследованиях (p_w в кгс/см) | 670 ($p_w = 3,5$) | 675 ($p_w = 3,5$) 595 ($p_w = 2,5$) | 530 ($p_w = 3,2$) 440 ($p_w = 2,2$) | 562 ($p_w = 3,2$) 475 ($p_w = 2,2$) | 556 ($p_w = 2,5$) 446 ($p_w = 1,5$) |

лю и на заднем буфере, угловые продольные колебания. Ускорения измерялись инерционными датчиками перегрузок МП-66, угловые колебания — гироскопическим прибором АГД-1. Для определения пройденного пути использовался датчик оборотов колеса автомобиля, для записи времени — контактные электрочасы МЧ-62.

Установка датчика ускорений на полу кабины, а не на сиденье, как это принято при типовых испытаниях, обусловлена опытом проведения форсированных испытаний полноприводных автомобилей — водитель нередко привстает с сиденья при скоростях, близких по плавности хода к предельным. Помимо этого, при выбранной установке исключалось влияние неодинаковых демпфирующих свойств сидений, конструкция которых была различной. Установка датчика ускорений в центре тяжести автомобиля дала возможность расчетным путем контролировать значения ускорений в других точках базы автомобиля, используя показания гироскопического прибора. По осциллографическим записям ускорений установлены их среднеквадратичные значения в диапазоне частот 0—22 Гц.

Результаты исследований позволяют сделать некоторые практические выводы.

Угловые продольные колебания и среднеквадратичные значения поперечных ускорений в кабине близки для всех объектов исследований — первые не превысили 1,5°, а вторые — 0,10—0,15 г. Соотношение вертикальных ускорений для различных автомобилей оказалось примерно одинаковым в каждой из контролируемых точек — центре тяжести, в кабине и на заднем буфере. В связи с этим представление графических зависимостей среднеквадратичных значений ограничивается ускорениями в кбинах (рис. 1 и 2). Своим влиянием на самочувствие водителя именно этот показатель в большинстве случаев определяет предельные скорости движения грузового автомобиля по неровным дорогам.

Из графиков, приведенных на рис. 1, следует, что оба четырехосных автомобиля по плавности хода находятся на одном уровне и при этом существенно отличаются в лучшую сторону от сравниваемых трехосных — среднеквадратичные ускорения в кабине составили у них 0,16—0,18 г против 0,23—0,27 г у трехосных при скорости 45—50 км/ч, т. е. были в среднем в 1,5 раза меньше.

Это различие совпадает с субъективными ощущениями испытателей при сравнительных заездах автомобилей II и V по грунтовым дорогам и местности. Преимущество четырехосных автомобилей перед трехосными в плавности хода при подвесках одинаковой конструкции объясняется положительным воздействием увеличения числа колес. Иными словами, вертикальное перемещение колес одного из передних мостов (например, при переезде обособленного углубления) вызывает перераспределение нагрузки на колеса и подвеску близко

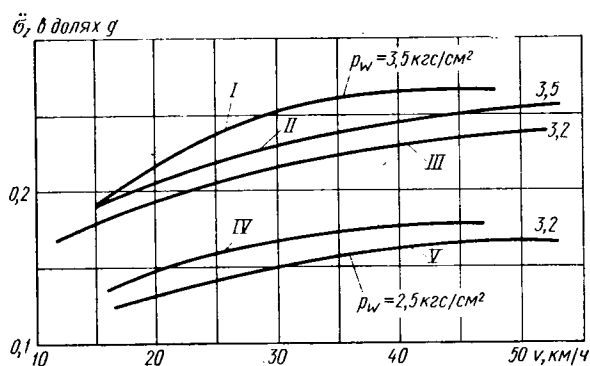


Рис. 1. Среднеквадратичные значения вертикальных ускорений на полу кабины при движении автомобилей (I—V) по дороге с покрытием из крупного булыжника с номинальным давлением воздуха в шинах

расположенного второго моста, благодаря чему перемещение рамы существенно уменьшается по сравнению с трехосным автомобилем, где передний мост значительно удален от остальных. Улучшение плавности хода автомобилей с увеличением числа осей было известно и ранее, например, по работам [3 и 4], однако количественная сторона этого явления при одинаковой подвеске экспериментально почти не изучалась.

При балансирной подвеске двух передних мостов (автомобиль V) перемещения рамы меньше, чем при раздельной зависимой подвеске мостов (автомобиль IV) при прочих равных условиях, и это, по-видимому, объясняет дополнительные преимущества автомобиля V (снижение ускорений на 8—11%).

Сравнение результатов экспериментов, проведенных на однотипных трехосных автомобилях I и II, указывает на некоторое преимущество автомобиля II (см. рис. 1) благодаря меньшей жесткости его передней рессоры. В сравнительных заездах по неровным грунтовым дорогам, где прогибы рессор более существенны, преимущество автомобиля II в плавности хода становилось заметнее.

Показатели плавности хода автомобиля III лучше, чем автомобиля I и II, в среднем на 8—10%.

Заметно улучшить показатели плавности хода трехосных автомобилей II и III удается снижением давления воздуха в шинах на 1 кгс/см² (рис. 2). Вертикальные ускорения в кабине снижаются в среднем на 15%. Это дает дополнительные количественные обоснования для разработанных ранее применительно к автомобилю III рекомендаций НАМИ по изменению норм давления воздуха в шинах автомобилей высокой проходимости во время движения по твердым неровным дорогам по сравнению с давлениями для ровных покрытий. С целью проверки эффективности такого мероприятия испытаны три автомобиля III объемом 25 тыс. км. При этом давление

в шинах двух автомобилей снижалось в указанных пределах на протяжении пробега, составлявшем 74—77% от общего. К концу испытаний на этих автомобилях был отмечен существенно меньший прогиб лонжеронов рамы.

Аналогичными испытаниями, проведенными на автомобилях III других образцов, установлено положительное воздействие снижения давления воздуха в шинах на уменьшение прогиба балок мостов и техническое состояние главных передач. За счет улучшения плавности хода удалось повысить средние скорости движения испытываемых автомобилей по неровным твердым дорогам на 4—8%.

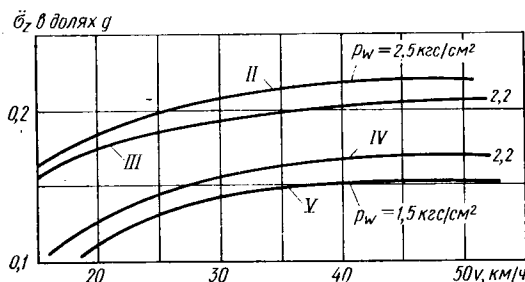


Рис. 2. Среднеквадратичные значения вертикальных ускорений на полу кабины при движении автомобилей (II—V) по дороге с покрытием из крупного булыжника с пониженным давлением воздуха в шинах

Хотя в ходе испытаний надежность шин не снижалась, можно предполагать, что при пробегах, значительно превышающих гарантийный, она может снизиться. Естественно также ожидать некоторого повышения расхода топлива. Однако есть основания утверждать, что снижение норм давления в шинах на неровных твердых дорогах вполне допустимо, если при совместном учете положительных и отрицательных последствий в целом для автомобиля это экономически оправдано.

Выполненные исследования свидетельствуют о возможности дальнейшего существенного повышения показателей плавности хода полноприводных автомобилей, в частности, за счет увеличения числа осей и снижения радиальной жесткости шин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Яценко Н. Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей. Изд-во «Машиностроение», М., 1972.
2. Лаптев С. А. Центральный научно-исследовательский автомобильный полигон НАМИ. М., НИИНАвтопром, 1969.
3. Ротенберг Р. В. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 2.
4. Яценко Н. Н., Прутчиков О. К. Плавность хода грузовых автомобилей. Изд-во «Машиностроение», М., 1967.

УДК 629.113.011.5

Исследование напряжений кузова легкового автомобиля при кручении

Канд. техн. наук М. Б. ШКОЛЬНИКОВ, А. А. КРЫЛОВ, И. Г. НЕЖЕНЦЕВА

НАМИ

УМЕНЬШЕНИЕ или перераспределение напряжений в основных несущих элементах кузова легкового автомобиля с целью обеспечения необходимой прочности можно выполнить, как известно, изучая напряженное состояние кузова при основных видах его нагружения: изгибе и кручении. Результаты для случая изгиба кузова приведены в работе [1]. В данной работе рассмотрим исследования напряжений для кручения кузова, при котором возникают наибольшие напряжения и которое практически определяет выбор размеров сечений. Для изучения напряженного состояния кузова используем методику расчета, изложенную в работе [2], и построим эпюры моментов и бимоментов кузова (см. рис. 2 в указанной работе) для различного сочетания размеров сечений основных несущих элементов, принимая геометрические характеристики сечений в качестве аргументов функции напряжений. Рассмотрим,

как будет меняться нагруженность кузова, если изменять только одну геометрическую характеристику одного из несущих элементов кузова, при остальных неизменных аргументах. Размеры сечений несущих элементов соответствуют кузову массового легкового автомобиля и варьируются в области допустимых по конструктивным соображениям изменений. Благодаря этому суживается диапазон изменения размеров сечений несущих элементов и исключаются из рассмотрения конструкции, которые нельзя реализовать на современном автомобиле. Изучению подлежат напряжения в характерных узловых точках кузова, где по теоретическим [2] и экспериментальным данным наблюдаются наибольшие напряжения (рис. 1).

Изменения размеров крыши (т. е. увеличение или уменьшение размеров поперечного сечения) будем оценивать секториальным моментом инерции J_{ϕ}^{*P} . Тогда, рассчитав кузов на

кручение при различных значениях $J_{\omega}^{кр}$ и определив ординаты эпюр моментов M (сплошные точки) и бимоментов B (полые точки) в точках кузова (рис. 1), построим зависимость, показанные на рис. 2. На рис. 2—8 вертикальной штриховой линией отмечены значения исследуемых величин для реального автомобиля и таким образом отмечена область изменения варьируемого аргумента исследуемых функций.

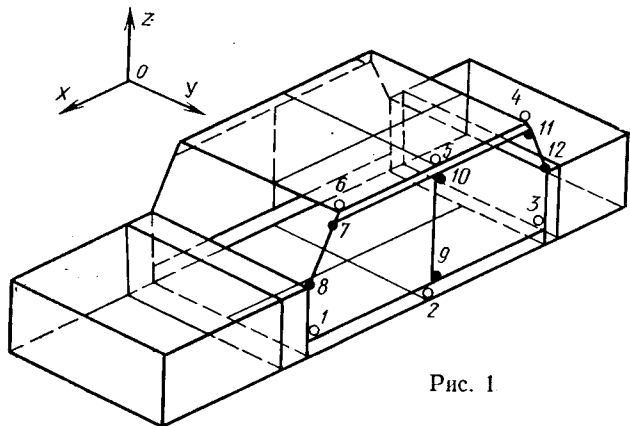


Рис. 1

Как видно из рис. 2, с ростом $J_{\omega}^{кр}$ при неизменных размерах остальных несущих элементах кузова уменьшаются моменты и бимоменты почти во всех исследуемых местах, за исключением бимоментов крыши и изгибающих моментов задней стойки, которые увеличиваются.

Очевидно, что в данном случае по изменению бимоментов крыши нельзя судить об изменении в ней напряжений, поскольку неизвестно как с изменением секториальных моментов инерции изменяются моменты сопротивления. Однако для остальных элементов кузова, у которых геометрические характеристики оставались неизменными, уменьшение моментов и бимоментов означает уменьшение напряжений. Таким образом, увеличение размеров крыши способствует уменьшению напряжений других элементов кузова.

На рис. 3 показано, как изменяются моменты и бимоменты несущих элементов кузова, если увеличивать размеры сечений основания в районе пассажирского отделения. Изменение размеров сечения основания характеризуется изменением секториального момента инерции $J_{\omega}^{осн}$.

Из рис. 3 видно, что и в этом случае моменты и бимоменты элементов кузова, за исключением основания, уменьшаются. Характерно, что интенсивность уменьшения моментов и бимоментов оказывается у основания меньше, чем у крыши (рис. 2). Так, например, моменты в точке 7 на рис. 2 уменьшаются на 15%; в точке 10 и 9 на 20%, в точке 11 на 50%. Изменение моментов в тех же точках на рис. 3 не превышает 1,5%. Это можно объяснить тем, что у легковых автомобилей геометрические характеристики сечений крыши обычно меньше, чем у основания. С увеличением размеров сечения крыши уменьшается эта асимметрия, а с увеличением размеров основания, — наоборот, увеличивается. У несимметричных конструкций более эффективно изменяются напряжения за счет увеличения размеров меньшего элемента конструкции, увеличение размеров которого приближает конструкцию к симметричной.

Для снижения напряжения в данном случае передних стоек кузова при его кручении более эффективно увеличивать размеры сечения крыши, а не основания кузова. В современных модных конструкциях кузовов легковых автомобилей с легкими крышами для сохранения уровня напряжений необходимо увеличивать металлоемкость основания не пропорционально уменьшению металлоемкости крыши. Из рис. 3 следует, что с ростом $J_{\omega}^{осн}$ значительно возрастают бимоменты в местах перехода основания пассажирского салона в капотную часть и багажное отделение (точки 1 и 3). В некоторой мере интенсивность этого роста определяется несовершенством принятой расчетной гипотезы о бесконечно большой секториальной жесткости концевых частей кузова по сравнению с жесткостью основания в районе пассажирского салона. Эта гипотеза оправдывается для ряда современных кузовов, но при увеличении жесткости средней части ее соответствие действительности может снижаться. Если рост секториального момента сопротивления сечения основания будет отставать от роста его секториального момента инерции, напряжения в точках 1 и 3 основания с увеличением его секториального момента инерции будут увеличиваться. Таким образом, допустимая степень повышения размеров сечения основания и его жесткости, которая пропорциональна $J_{\omega}^{осн}$, ограничена величинами напряжений кузова в точках 1 и 3.

Будем варьировать размеры сечений оконных и дверных стоек, оставляя другие несущие элементы неизменными. Изменим размеры сечения передних стоек так, чтобы изменялся его момент инерции J_{y-y}^n относительно оси y .

С увеличением размеров сечения передних стоек (рис. 4) увеличиваются в них изгибающие моменты, а также увеличиваются бимоменты крыши в местах, где к ней примыкают передние стойки. Во всех остальных частях кузова бимоменты и моменты, а следовательно, и напряжения, уменьшаются. При этом уменьшение напряжений сначала идет интенсивно, а затем эта интенсивность снижается. Увеличение момента инерции J_{y-y}^n более чем на 12 см^4 оказывается нерациональным, так как мало влияет на перераспределение напряжений.

В сечении крыши, к которому примыкают передние стойки (точка 6), с ростом J_{y-y}^n напряжения увеличиваются, а в самих стойках они также могут возрасти, если рост момента сопротивления стоек W_y не будет опережать рост J_{y-y}^n .

Увеличение размеров передних стоек в плоскости ветрового стекла (увеличение момента инерции J_{x-x}^n) способствует снижению напряжений в несущих элементах кузова (рис. 5).

Увеличение размеров средних стоек, характеризуемое увеличением момента инерции сечения средних стоек $J_{y-y}^{ср}$ (рис. 6), приводит к результатам, аналогичным тем, что получены для передних стоек. Бимоменты сечений крыши и основания, к которым примыкают средние стойки, с ростом $J_{y-y}^{ср}$ возрастают (точки 2 и 5) и, следовательно, возрастают напряжения. Изгибающие моменты стоек (точки 9 и 10) также увеличиваются, и в них могут возрастать напряжения. В других элементах кузова напряжения падают. Аналогичная картина (рис. 7) наблюдается с изменениями размеров сечений задних стоек (J_{x-x} и J_{y-y}). Однако кривые рис. 7 пологие и изменение моментов инерции задних стоек дает меньший эффект, чем передних и средних. Это объясняется тем, что сечения задних стоек имеют моменты инерции J_{y-y} значительно больше, чем у передних и средних.

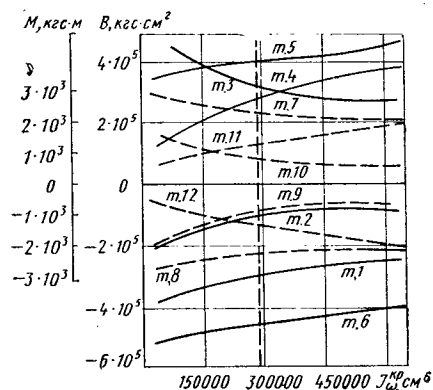


Рис. 2

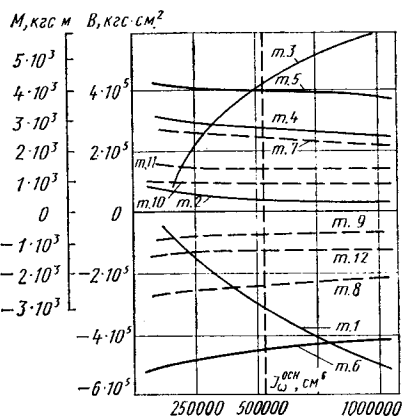


Рис. 3

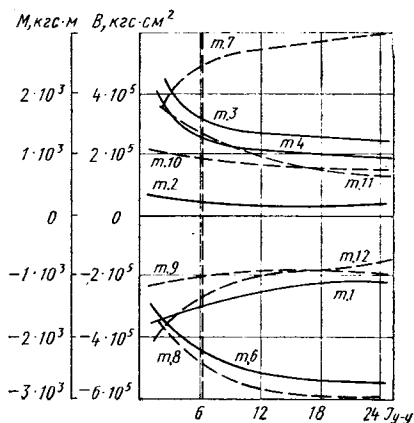


Рис. 4

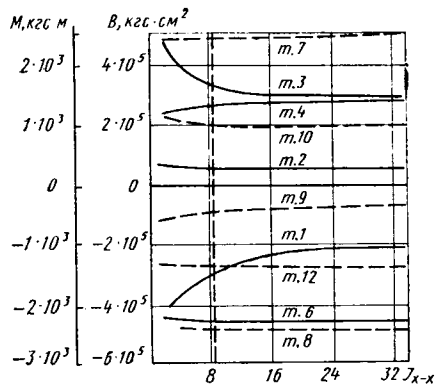


Рис. 5

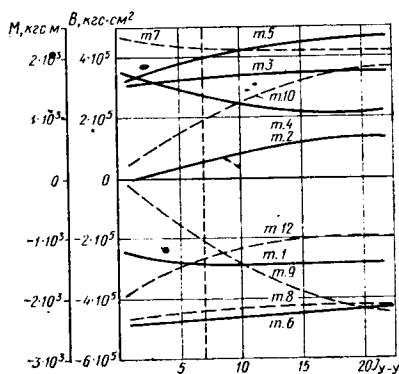


Рис. 6

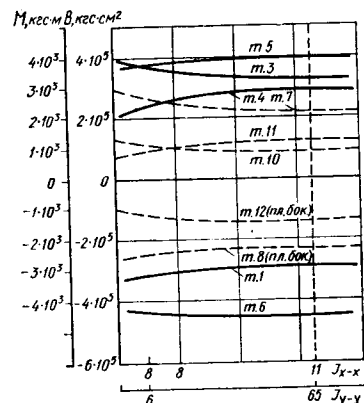


Рис. 7

Рассмотрим влияние на напряженное состояние кузова изменения момента инерции основания при чистом кручении $J_d^{осн}$ (рис. 8). Известно [2], что величина момента инерции $J_d^{осн}$ в основном определяется размерами замкнутых контуров порогов.

С ростом $J_d^{осн}$, практически, во всех элементах кузова напряжения падают. Исключение составляют средние стойки (точки 9 и 10), где напряжения возрастают. Однако надо учесть, что в средних стойках уровень напряжений невелик. Поэтому уменьшение напряжений в передних и задних стойках (точки 7 и 11) и увеличение напряжений в средних стойках фактически приводит к более равномерному распределению напряжений кузова.

Кривая бимоментов в точках 1 и 3 имеет минимум. Это дает область значения $J_d^{осн}$, в которой напряжения в основании кузова будут минимальными и за которой начинается резкий рост напряжений.

С учетом конечного значения крутильной жесткости конечных частей кузова этот рост, очевидно, не будет столь интенсивным, однако и в данном случае следует считаться с возможным перенапряжением основания.

Из сравнения кривых, приведенных на рис. 2—8, видно, что наиболее эффективным способом снижения напряжений в несущих элементах кузова является увеличение J_d . Этим, по-видимому, объясняется выработанная практикой конструкция кузовов легковых автомобилей, включающая усиления основания, а иногда и крыши, в виде замкнутых контуров.

Таким образом, задача более благоприятного изменения напряжений кузова легкового автомобиля может быть решена несколькими путями.

Целесообразно применять конструкции основания с большими моментами инерции при чистом кручении, определяемыми размерами несущих элементов замкнутого контура, например, порогам.

Для снижения напряжений элементов современного кузова, у которого $J_{\omega}^{кр}$ меньше $J_{\omega}^{осн}$, увеличение секториального момента инерции сечения основания менее эффективно, чем крыши. Это важно учитывать, так как у современных кузовов стараются уменьшать размеры (особенно глубину) крыши. Поэтому целесообразно так подобрать конфигурацию крыши и размеры ее усилителей, чтобы и при малой глубине получать необходимые значения величин геометрических характеристик.

Сечения передних стоек целесообразно увеличивать лишь до определенных пределов (в данном примере до размеров с моментом инерции не более 12 см^4). Изменение сечения задних

стоек (обычно значительно большего по размерам, чем сечения передних и средних) мало влияет на напряжения в кузове.

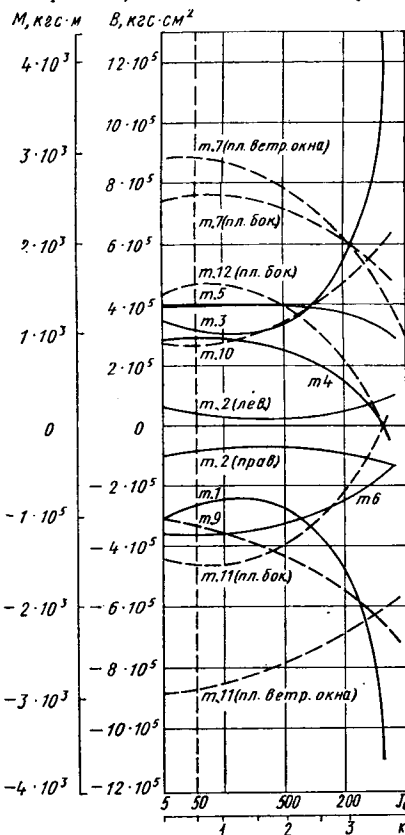


Рис. 8

ЛИТЕРАТУРА

1. Багров Г. М., Школьников М. Б. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 5.
2. Школьников М. Б., Крылов А. А. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 6.
3. Школьников М. Б., Багров Г. М. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 12.

Исследование процесса сборки и сварки колес с использованием математико-статистических методов

Канд. техн. наук В. М. ИВАНОВА, Р. Г. ЯШУНСКИЙ, Ю. А. КАШИНЦЕВ, А. В. ЮРЬЕВ

НИИТавтопром

ОДНОЙ из наиболее массовых деталей автомобиля является колесо. Необходимость автоматизации производства колес наряду с массовостью обусловлена еще и тем, что при ручном процессе изготовления требуется применение тяжелого физического труда, так как вес колес достигает 60—70 кг.

НИИТавтопром разработано и на Кременчугском колесном заводе внедрено несколько автоматизированных линий сборки — сварки автомобильных и тракторных колес [1, 2]. Опыт эксплуатации линий показал, что имеются значительные резервы повышения их производительности: линии могут работать с темпом выпуска 12 с вместо расчетных 15 с. Однако в настоящее время ускорить темп контрольной операции невозможно в связи с тем, что необходимо выполнять ряд кинематически сложных операций для ориентации и базирования изделий перед измерением, требуется строго определенное количество оборотов изделия непосредственно во время измерения, а также тем, что изделие имеет значительные габаритные размеры, вес, грубую поверхность. Кроме того, базовая поверхность стола контрольного автомата при пропуске через него более 200 колес в час быстро засоряется шламом и это приводит к потере точности и браковке годных изделий.

Для правильного выбора форм и методов контроля, места контроля в технологическом процессе, разработки мероприятий, способствующих дальнейшему повышению качества технологического процесса по параметрам биения, повышения производительности автоматизированных линий сборки — сварки колес было проведено комплексное статистическое исследование на Кременчугском колесном заводе в режиме нормальной работы линии сборки — сварки колес. Цель исследования — получение математико-статистической модели качества изготовления колес по торцовому и радиальному биению и выявление действия некоторых производственных факторов на биение колес 7,0—20 в сборе.

Математическому исследованию предшествовало накопление статистического материала путем измерения геометрических параметров партии дисков и ободьев, а также биения колес после основных операций. Измерения проводились на стенде с базированием по фаскам шпильчных отверстий и внешней плоскости диска.

Процесс сборки—сварки колес разбит на три операции:

1. Подача обода и диска, запрессовывание и сварка их с наружной стороны, выходные параметры по биению соответственно x_1 и z_1 .

2. Сварка с внутренней стороны, выходные параметры соответственно x_2 и z_2 .

3. Пробивка ниппельного паза, выходные параметры соответственно x_3 и z_3 .

Математико-статистическая модель линии, построенная по методу множественной регрессии, позволяет провести количественный анализ изменения биения колес последовательно по операциям. В целом эта модель имеет следующее аналитическое выражение:

для готового колеса по торцовому биению

$$z_3 = 0,4347 x_1 + 0,5430 x_2 + 0,0417,$$

где x_1, x_2, x_3 — радиальное биение колеса соответственно после операций 1, 2 и 3;

$$z_3 = 0,2775 z_1 + 0,6696 z_2 + 0,1293,$$

где z_1, z_2, z_3 — торцовое биение колеса соответственно после операций 1, 2 и 3.

Рассчитаны матрицы коэффициентов парных корреляций и

получены уравнения линейной регрессии, количественно связывающие изменение биения колеса по операциям:

$$\begin{array}{l} \text{По радиальному биению} \\ \dots \end{array} \begin{vmatrix} 1 & 2 & 3 \\ 1 & 0,79 & 0,84 \\ & 1 & 0,84 \\ & & 1 \end{vmatrix} \begin{array}{l} \text{По торцовому биению} \\ \dots \end{array} \begin{vmatrix} 1 & 2 & 3 \\ 1 & 0,79 & 0,90 \\ & 1 & 0,82 \\ & & 1 \end{vmatrix}$$

Совокупный коэффициент корреляции по радиальному биению $R=0,89$, по торцовому биению $R=0,92$.

Величина как парных, так и совокупных коэффициентов корреляции указывает на то, что рассеяние погрешности после каждой операции почти полностью передается на последующую.

Уравнения регрессий имеют следующий вид:

для радиального биения

$$x_2 = 0,6694 x_1 + 0,7212;$$

$$x_3 = 0,9467 x_2 + 0,0793;$$

$$x_3 = 0,7982 x_1 + 0,4548;$$

для торцового биения

$$z_2 = 0,7993 z_1 + 0,4166;$$

$$z_3 = 0,8890 z_2 + 0,2226;$$

$$z_3 = 0,8124 z_1 + 0,4087.$$

В табл. 1 приведены некоторые пооперационные показатели

Таблица 1

| Пооперационные показатели | Биение | |
|--|------------|----------|
| | радиальное | торцовое |
| Операция 1: | | |
| средняя выходная погрешность | 2,1946 | 1,8095 |
| среднеквадратичное отклонение выходной погрешности | 0,7890 | 0,5456 |
| Операция 2: | | |
| средняя выходная погрешность | 2,2302 | 1,8630 |
| среднеквадратичное отклонение выходной погрешности | 0,6700 | 0,5486 |
| Операция 3: | | |
| средняя выходная погрешность | 2,2065 | 1,8788 |
| среднеквадратичное отклонение выходной погрешности | 0,7524 | 0,5394 |
| Коэффициент переноса погрешности: | | |
| с операции 1 на операцию 2 | 0,6694 | 0,7993 |
| с операции 1 на операцию 3 | 0,7982 | 0,8124 |
| с операции 2 на операцию 3 | 0,9467 | 0,8890 |
| Коэффициент исправления: | | |
| на операции 2 относительно операции 1 | 0,3306 | 0,2007 |
| на операции 3 относительно операции 1 | 0,2018 | 0,1876 |
| на операции 3 относительно операции 2 | 0,0533 | 0,1110 |

радиального и торцового биения колес, которые указывают на то, что технологический процесс сборки—сварки не вносит изменений в эти параметры.

Таблица 2

| Сравниваемые операции | Биение | |
|-----------------------|------------|----------|
| | радиальное | торцовое |
| 1—2 | 0,26 | 0,52 |
| 2—3 | 0,17 | 0,15 |
| 1—3 | 0,08 | 0,66 |

Для подтверждения гипотезы о несмещенности центров распределения биения колес в результате технологических операций сравнили среднеквадратичные отклонения (табл. 2). В силу установленной корреляционной зависимости критерия

рием для сравнения среднеквадратичных отклонений использована статистика:

$$z = \frac{\bar{b}}{\sigma(b)} \sqrt{n},$$

где n — объем наблюдений;

\bar{b} — разность между сравниваемыми средними;

$\sigma(b)$ — среднеквадратичное отклонение этой разности, вычисляемое по формуле

$$\sigma(b) = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + 2r\sigma_1\sigma_2},$$

в которой σ_1 и σ_2 — среднеквадратичные отклонения сравниваемых распределений; r — коэффициент корреляции.

Так как вычисленные критерии z меньше табличного $z_{0.05} = 1,96$ при уровне значимости 0,05, то, следовательно, сравниваемые средние являются однородными величинами.

С помощью таблицы случайных чисел сделано 50 повторных выборок колес объемом $n=3$ после каждой операции. По максимальным значениям биения в каждой выборке подсчитаны \bar{x}_{\max} , по минимальным значениям \bar{x}_{\min} и по средним \bar{x}_{Me} . С помощью критерия М, предложенного Барт-

леттом и критерия F Фишера — Снедекора проверены гипотезы равенства дисперсий и средних между операциями для максимальных, минимальных и средних характеристик (табл. 3). Сравнение вычисленных критериев с табличными значениями дает основание признать незначимым расхождение между выборочными характеристиками с уровнем значимости 0,05. Это подтверждает ранее высказанное предположение о том, что рассматриваемые технологические операции не ухудшают качества колес.

В табл. 4 приведены статистические характеристики, вычисленные другим путем: вначале рассматривали биение колес, попавших в выборки после операции 1, а затем биения этих же колес, разделенных на три уровня, после операций 2 и 3. Проверка расхождений между статистическими характеристиками с помощью критериев М и F показала, что изменение биения по операциям для всех трех уровней незначимо.

Так как коэффициенты переноса погрешностей по операциям в пределах линии составляют довольно значительную долю от предыдущих операций, а коэффициенты исправления невелики, то единственным путем повышения качества продукции является установление внешних факторов, влияющих на биение колес в сборе. В качестве таких факторов, очевидно, должны быть приняты некоторые входные параметры, характеризующие качество составных элементов колеса — обода и диска.

Факторы, влияние которых оценивалось на торцовое биение $R_{т.к}$ колеса в сборе после операции 3, следующие:

- 1) радиальное биение колеса в сборе $R_{р.к}$;
- 2) радиальное биение диска R_d ;
- 3) радиальное биение обода $R_{р.об}$;

4) торцовое биение обода $R_{т.об}$;

5) неплоскостность диска f ;

6) толщина диска h .

С помощью методов корреляционного и регрессионного анализа установлены степень и форма влияния этих факторов на торцовое и радиальное биение колес, что позволяет количественно оценить связь между выбранными критериями выходного качества колес и входными параметрами.

Матрица коэффициентов парных корреляций имеет вид

| $R_{т.к}$ | $R_{р.к}$ | R_d | $R_{т.об}$ | $R_{р.об}$ | f | h |
|-----------|-----------|-------|------------|------------|-------|-------|
| 1 | 0,27 | 0,08 | 0,23 | 0,15 | -0,06 | 0,05 |
| | 1 | 0,46 | 0,08 | 0,17 | -0,09 | -0,05 |
| | | 1 | 0 | 0 | 0,06 | -0,07 |
| | | | 1 | 0,14 | 0 | 0 |
| | | | | 1 | 0 | 0 |
| | | | | | 1 | -0,12 |
| | | | | | | 1 |

Значимость коэффициентов парной корреляции оценивали с помощью статистики с числом степеней свободы $k=n-2$:

$$t = \frac{r}{\sqrt{1-r^2}} \sqrt{n-2}.$$

Таблица 3

| Статистические характеристики | \bar{x}_{\max} | | | \bar{x}_{\min} | | | \bar{x}_{Me} | | |
|-------------------------------|------------------|-------------|-------------|------------------|-------------|-------------|----------------|-------------|-------------|
| | Опера-ция 1 | Опера-ция 2 | Опера-ция 3 | Опера-ция 1 | Опера-ция 2 | Опера-ция 3 | Опера-ция 1 | Опера-ция 2 | Опера-ция 3 |
| Радиальное биение: | | | | | | | | | |
| \bar{x} | 3,02 | 2,93 | 3,07 | 1,62 | 1,70 | 1,65 | 2,33 | 2,35 | 2,36 |
| s^2 | 0,4647 | 0,3221 | 0,3581 | 0,2536 | 0,2400 | 0,3125 | 0,3381 | 0,3725 | 0,4044 |
| M | | 1,61 | | | 1,21 | | | 0,57 | |
| F | | 0,64 | | | 0,30 | | | 0,03 | |
| Торцовое биение: | | | | | | | | | |
| \bar{x} | 2,28 | 2,39 | 2,32 | 1,49 | 1,52 | 1,52 | 1,90 | 1,90 | 1,84 |
| s^2 | 0,2816 | 0,2201 | 0,1776 | 0,0949 | 0,0896 | 0,0796 | 0,2100 | 0,1500 | 0,1744 |
| M | | 2,61 | | | 0,33 | | | 1,44 | |
| F | | 0,56 | | | 0,17 | | | 0,33 | |

На уровне значимости 0,05 при существенности оцениваемого коэффициента корреляции величина t должна быть не меньше 1,99 при $n=100$. Имеем следующие значения t :

| $R_{р.к}$ | R_d | $R_{р.об}$ | $R_{т.об}$ | f | h |
|-----------|-------|------------|------------|------|------|
| 2,94 | 0,80 | 1,51 | 2,35 | 0,60 | 0,50 |
| | 5,15 | 1,72 | 0,80 | 0,90 | 0,50 |
| | | | 1,41 | 0,60 | 0,70 |
| | | | | | 1,20 |

Совокупный коэффициент корреляции равен 0,36.

На основании оценки значимости коэффициентов парной корреляции установлено, что статистически достоверной является связь торцового биения колеса с его радиальным биением и с торцовым биением обода, а также связь радиального биения колеса с радиальным биением диска.

Уравнения регрессии имеют вид

$$z = 0,2067 x + 1,4480;$$

$$z = 0,1720 y_1 + 1,5270;$$

$$x = 0,4172 y_2 + 1,3280.$$

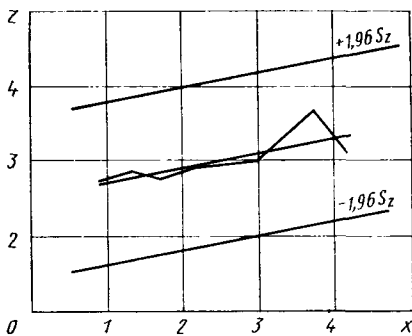


Рис. 1. Корреляционная зависимость между радиальным и торцовым биением колеса в сборе после операции 3

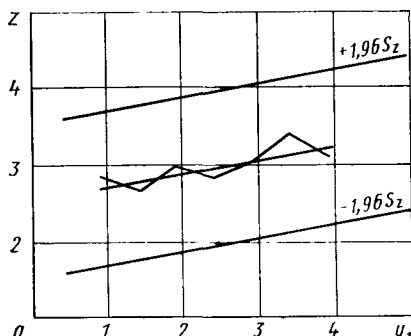


Рис. 2. Корреляционная зависимость между торцовым биением обода и торцовым биением колеса после операции 3

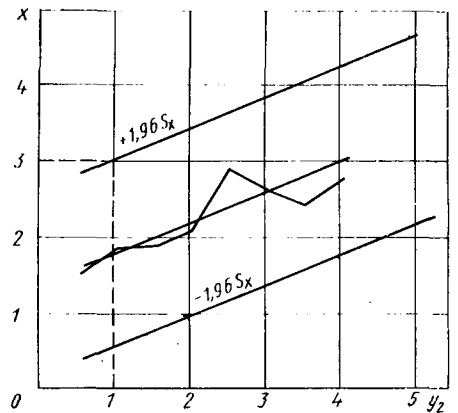


Рис. 3. Корреляционная зависимость между радиальным биением диска и колесом в сборе после операции 3

| Статистические показатели | \bar{x}_{max} | | | \bar{x}_{min} | | | \bar{x}_{Me} | | |
|---------------------------|-----------------|-------------|-------------|-----------------|-------------|-------------|----------------|-------------|-------------|
| | Опера-ция 1 | Опера-ция 2 | Опера-ция 3 | Опера-ция 1 | Опера-ция 2 | Опера-ция 3 | Опера-ция 1 | Опера-ция 2 | Опера-ция 3 |
| Радиальное биение: | | | | | | | | | |
| \bar{x} | 3,02 | 2,78 | 2,93 | 1,62 | 1,77 | 1,81 | 2,33 | 2,41 | 2,36 |
| s^2 | 0,4676 | 0,5236 | 0,5621 | 0,2536 | 0,2800 | 0,4388 | 0,3381 | 0,3709 | 0,4444 |
| M | | 0,42 | | | 4,33 | | | 0,96 | |
| F | | 1,39 | | | 1,51 | | | 0,21 | |
| Торцовое биение: | | | | | | | | | |
| \bar{x} | 2,28 | 2,33 | 2,24 | 1,49 | 1,62 | 1,67 | 1,90 | 1,96 | 1,90 |
| s^2 | 0,2816 | 0,2661 | 0,2724 | 0,0949 | 0,1356 | 0,1361 | 0,2100 | 0,2284 | 0,2500 |
| M | | 0,06 | | | 2,39 | | | 0,47 | |
| F | | 0,36 | | | 3,47 | | | 0,26 | |

По теоретическим кривым распределения находим вероятности следующих событий:

$P(A) = 0,1280;$
 $P(\bar{A}) = 0,8720;$
 $P(B) = 0,03446;$
 $P(\bar{B}) = 0,9654;$
 $r_{AB} = 0,27;$
 $P(AB) = 0,0206;$
 $P(C) = 0,1420.$

Таким образом, технологический процесс сборки—сварки колес, разработанный НИИТ-автопромом, в процессе выполнения операций не вносит практически ощутимых изменений в величину биения колес, полученную после операции 1 —

где z — торцовое биение колеса в сборе;
 x — радиальное биение колеса в сборе;
 y_1 — торцовое биение обода;
 y_2 — радиальное биение диска.

Эмпирические и теоретические линии регрессии показаны на рис. 1—3. Из графика (рис. 3) видно, что для обеспечения принятого допуска по радиальному биению колеса 3 мм должен быть установлен допуск на биение диска не более 1 мм.

Следующей задачей исследования было определение теоретических законов распределения радиального и торцового биения колес в сборе, радиального и торцового биения ободьев и биения дисков на основании выборок ограниченного объема $n = 104 \div 112$.

Обработка статистических данных показала, что в качестве правдоподобной может быть принята гипотеза о подчинении рассматриваемых случайных величин закону распределения размахов, функция плотности которого имеет следующее аналитическое выражение [3, 4]:

$$f_n(x, a) = \frac{n(n-1)}{a^n (2\pi)^2} e^{-\frac{x^2}{4a^2}} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\frac{z^2}{a^2}} \times \left[\int_{z - \frac{x}{2}}^{z + \frac{x}{2}} e^{-\frac{t^2}{2a^2}} dt \right]^{n-2} dz.$$

Соответствующие кривые распределения показаны на рис. 4. Порядок теоретических кривых и статистические характеристики соответствующих эмпирических распределений приведены в табл. 5.

Таблица 5

| Контролируемый параметр изделия | Порядок кривой | Средне-арифметическое \bar{x} | Средне-квадратичное отклонение s |
|--|----------------|---------------------------------|------------------------------------|
| Торцовое биение колеса в сборе | 6 | 1,8979 | 0,5741 |
| Радиальное биение колеса в сборе | 5 | 2,1764 | 0,7500 |
| Радиальное биение диска | 4 | 2,1050 | 0,8295 |
| Радиальное биение обода | 3 | 1,3932 | 0,3674 |
| Торцовое биение обода | 5 | 2,0667 | 0,7057 |

На основании определения формы закона распределения биения колес и с учетом корреляционной связи между торцовым и радиальным биением был подсчитан вероятный выход колес по биению за границу допуска 3 мм при данном уровне технологического процесса их изготовления.

Обозначим через A появление колеса с радиальным биением, превосходящим 3 мм; B — появление колеса с торцовым биением, превосходящим 3 мм; C — появление колеса с биением, превосходящим 3 мм. По теореме сложения вероятностей

$$P(C) = P(A) + P(B) - P(AB).$$

Коэффициент корреляции между зависимыми событиями A и B имеет вид

$$r_{AB} = \frac{P(AB) - P(A)P(B)}{\sqrt{P(A)P(\bar{A})P(B)P(\bar{B})}},$$

где \bar{A} и \bar{B} — события, соответственно противоположные A и B .

Отсюда $P(AB) = P(A)P(B) + r_{AB} \sqrt{P(A)P(\bar{A})P(B)P(\bar{B})}$.

сборки и сварки наружного шва. При поступлении на линию дисков и ободьев с большими отклонениями от чертежных допусков обеспечивается выпуск качественных колес с возможностью превышения допуска по биению у 14% колес.

Радиальное биение обода незначительно влияет на биение колеса в сборе, причем сборка колеса и одновременная приварка четырех спиц с наружной стороны в какой-то мере ограничивают влияние этого фактора.

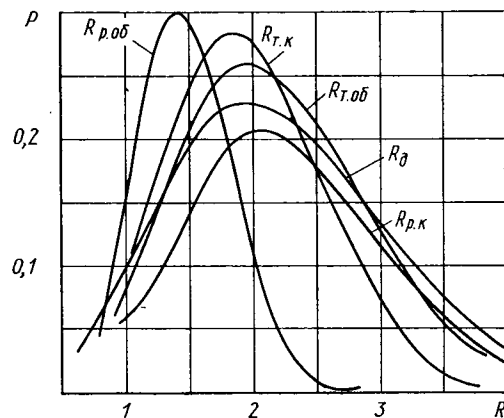


Рис. 4. Теоретические распределения биения колес в сборе, ободьев и дисков

Наиболее существенным фактором, влияющим на радиальное биение колеса, является биение диска. Поэтому снизить величину биения колеса в сборе можно за счет повышения качества диска.

В случае снижения величины биения диска до 1 мм процесс сборки—сварки может обеспечить выпуск колес в пределах допусков на биение 3 мм. В этом случае вероятность выхода колес за границу этого допуска составит 0,05, что будет соответствовать приемлемому уровню качества готовой продукции, и 100%-ный контроль в линии может быть заменен выборочным статистическим контролем.

Для дальнейшего снижения биения колес до 2—2,5 мм необходимо улучшение качества периферийных кромок спиц диска на соответствие их геометрии чертежа, уменьшение биения этих кромок и увеличение точности расположения оси болтовых отверстий диска и их фасок относительно центрального отверстия, по которому центрируется диск во время запрессовывания. Возможно, также, центрирование диска на операции запрессовывания не по центральному отверстию, а по болтовым отверстиям.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лацивер С. М. и др. — «Сварочное производство», 1969, № 10.
2. Бюллетень «Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки», 1971, № 29 (Авторское свидетельство № 315555).
3. Длин А. М. Математическая статистика в технике. Изд-во «Советская наука», 1958.
4. Лукомский Я. И. Теория корреляции и ее применение к анализу производства. Госстатиздат, 1958.

ПАРАМЕТРЫ ТОЧНОЙ РЕЗКИ СОРТОВОГО ПРОКАТА В ШТАМПАХ ПРИ ВЫСОКИХ СКОРОСТЯХ ДЕФОРМИРОВАНИЯ

В. Т. МЕЩЕРИН, С. С. СОЛОВЦОВ, А. И. ТИМОНИН

Московский станкоинструментальный институт

РЕЗКА в штампах и на сортовых ножницах — экономичный и производительный способ разделения сортового проката на мерные заготовки. Однако применяемая на производстве резка на кривошипных прессах при скоростях деформирования не выше 0,3 м/с во многих случаях не позволяет получать заготовки высокой геометрической точности с хорошим качеством поверхности среза.

Некоторые исследователи [1, 2] отмечают улучшение геометрической точности заготовок и улучшение качества поверхности среза при резке с повышенными скоростями деформирования.

В настоящей работе приводятся результаты исследования влияния скоростей деформирования до 70 м/с на качество заготовок, отрезаемых от сортового проката неполной закрытой резкой.

Эксперименты по высокоскоростной резке с начальными скоростями от 8 до 70 м/с проводились на пороховом копре в экспериментальном штампе с втулочными ножами (рис. 1). В корпус 1 встроена втулка 2 с закрепленным в ней неподвижным ножом-втулкой 3. Высокую скорость подвижному ножу 4, несущему режущую втулку 5, сообщает при соударении боек, перемещающийся по каналу ствола копра под воздействием газов, образующихся при взрыве порохового заряда. Осевой зазор между ножами устанавливается перемещением втулки 2. Для измерения скорости перемещения подвижного ножа 4 во время резки предусмотрен датчик 6. Для демпфирования удара после отделения заготовки служат прокладки 7—9.

Резке подвергались горячекатаные прутки круглого сечения диаметром 18 и 28 мм из углеродистых сталей Ст. 3, 10, 15, 25, 45, А12, легированных сталей 1Х13, 20Х, 12ХН3А, 50ХФ, 1Х18Н9Т, 4Х9С2, 18ХГТ, 4Х14Н14В2М, 40ХС, ХВГ, а также из титанового сплава ОТ4, меди М4, латуни ЛС59-1Т и алюминиевого сплава Д16.

Для свободного введения прутка в ножи между прутком и отверстием втулочного ножа предусмотрен поперечный зазор 0,1 мм. Для сравнения заготовки отрезались при одинаковых условиях на гидравлической разрывной машине, кривошипном

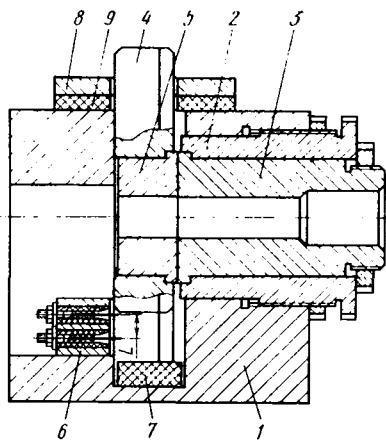


Рис. 1. Экспериментальный штамп для высокоскоростной резки сортового проката

прессе и пневматическом молоте со скоростью деформирования соответственно 0,001; 0,3 и 2,5 м/с. Скорость деформирования измеряли с помощью специального прибора, принцип действия которого основан на точном измерении времени перемещения инструмента на заданной базе L . Искажения геометрической формы заготовки, возникающие во время резки, измеряли с точностью 0,01 мм по схеме, приведенной на рис. 2.

Было исследовано влияние осевого зазора между ножами-втулками на геометрическую точность заготовок, отрезанных с высокой скоростью деформирования. Для этого заготовки длиной $l=1,5d$ отрезали от прутка диаметром 28 мм из сталей 15, 45 и 20Х при начальной скорости ножа $v_g=40$ м/с и

различных осевых зазорах — от 0 до 10% от диаметра разрезаемого прутка ($Z_0 = \frac{Z_{oc}}{d} \cdot 100\%$).

Эксперименты показали, что наиболее точную геометрическую форму имеют заготовки, отрезанные при высокой скорости с осевым зазором, равным нулю (рис. 3). С увеличением осевого зазора происходит увеличение относительной радиальной утяжки $\frac{f}{d}$ и относительного внедрения ножа $\frac{c}{d}$, что свидетельствует о росте пластической деформации до образования трещин скалывания. Относительная волнистость поверх-

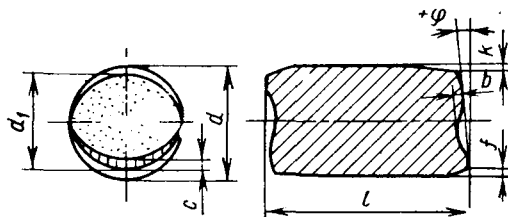


Рис. 2. Схема измерения искажений геометрической формы заготовки

ности торца $\frac{b}{d}$ постоянна во всем диапазоне исследованных осевых зазоров. Угол скоса торца φ заготовок при увеличении относительного осевого зазора примерно до 2% от диаметра уменьшается для всех исследованных сталей, что связано с наклоном отрезаемой части прутка относительно очка подвижного ножа в пределах поперечного зазора. При дальнейшем увеличении осевого зазора угол φ меняет знак на обратный и монотонно возрастает.

При осевом зазоре, равном нулю, трещины скалывания совпадают по всей ширине поверхности торца заготовки. С уве-

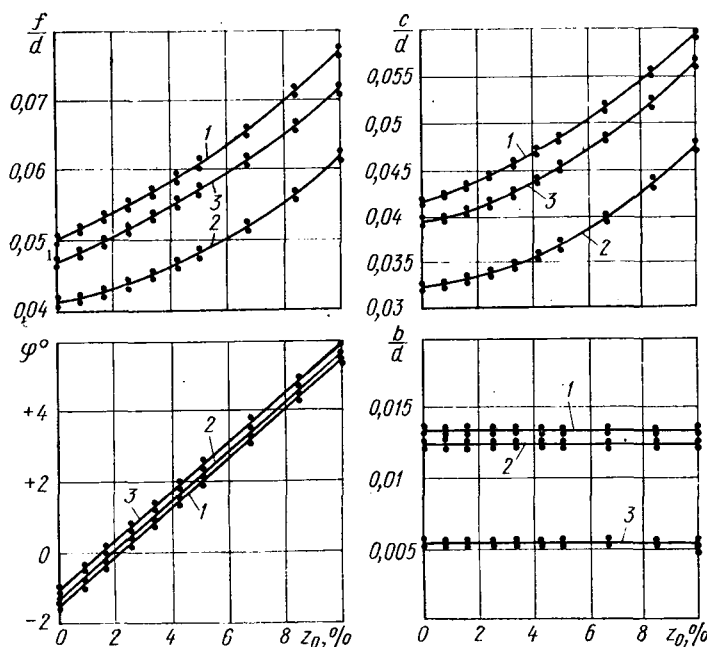


Рис. 3. Зависимость показателей геометрической неточности заготовок $\frac{f}{d}$, $\frac{c}{d}$, φ , $\frac{b}{d}$, отрезаемых со скоростью 40 м/с, от относительного осевого зазора Z_0 в %:
1 — сталь 15; 2 — сталь 45; 3 — сталь 20Х

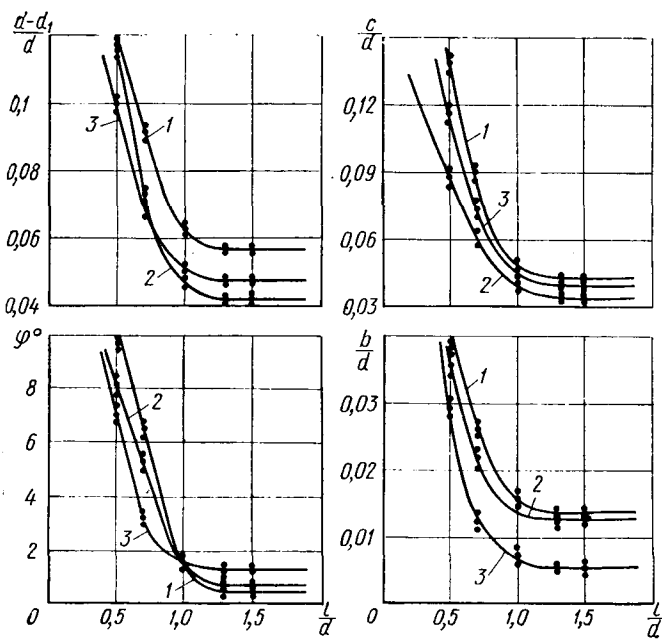


Рис. 4. Зависимость показателей геометрической неточности заготовок, отрезаемых со скоростью 40 м/с, от относительной длины заготовки $\frac{l}{d}$:

$\frac{l}{d}$:
1 — сталь 15; 2 — сталь 45; 3 — сталь 20X

лись с данными, полученными при резке с малыми скоростями 0,001 и 0,3 м/с и с оптимальным осевым зазором. При этих исследованиях изменялась только скорость деформирования.

На рис. 5 показано влияние скорости резки на показатели геометрической неточности заготовок, отрезанных от прутков из различных материалов. Поскольку параметры искажений заднего торца заготовки несколько больше, чем переднего, вследствие большего изгиба отрезаемой заготовки, чем прутка, на графиках показаны искажения только заднего конца заготовки.

Эксперименты показали, что относительная радиальная утяжка $\frac{f}{d}$ и относительное внедрение ножа $\frac{c}{d}$ значительно уменьшаются с ростом скорости от малых до высоких значений у всех исследованных сталей. Для алюминиевого сплава Д16, титанового сплава ОТ4 и латуни ЛС59-1Т величины $\frac{f}{d}$ и $\frac{c}{d}$ остаются постоянными во всем диапазоне исследован-

личением осевого зазора ширина участка поверхности торца, на котором трещины скалывания совпадают, уменьшается, а около боковой поверхности на торце заготовки появляются «уши», увеличивающиеся по мере роста осевого зазора.

Поскольку при высокой скорости деформирования оптимальный осевой зазор $Z_0=0$, дальнейшие эксперименты проводились при этом зазоре.

Чтобы определить влияние длины отрезаемой заготовки на геометрическую точность, заготовки различной относительной длины $\frac{l}{d}$ отрезали от прутков диаметром 28 мм из сталей 15, 45, 20X со скоростью 40 м/с. Из графиков (рис. 4) видно, что с уменьшением относительной длины отрезаемой заготовки менее $\frac{l}{d} = 1$ значительно увели-

чиваются относительная волнистость $\frac{b}{d}$,

пластическое внедрение ножа в заготовку $\frac{c}{d}$, овальность $\frac{d-d_1}{d}$ и угол скоса

торца ϕ . Это вызвано увеличением изгиба заготовки в процессе резки с уменьшением ее длины.

Наименьшая длина, при которой заготовку можно отрезать с высокой геометрической точностью и хорошим качеством поверхности среза в штампе с втулочными ножами с радиальным зазором $Z_p = 0,1$ мм при скорости 40 м/с, составляет $1-1,2 d$.

Были также проведены исследования влияния скорости деформирования от 2,5 до 70 м/с на геометрическую точность заготовок, отрезаемых в штампе с осевым зазором, равным нулю. Результаты сопоставля-

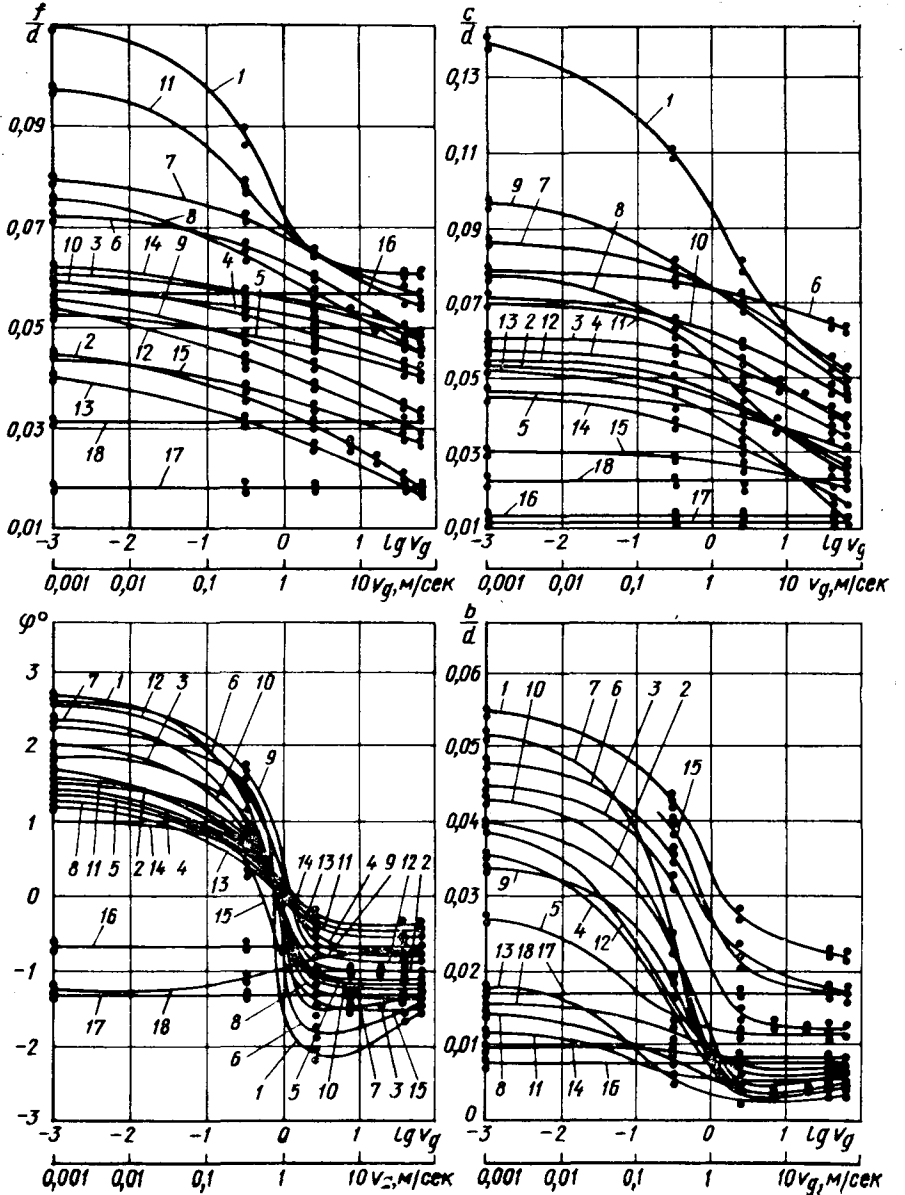


Рис. 5. Зависимость показателей геометрической неточности заготовок от скорости резки v_g :

1 — сталь Ст3; 2 — сталь 10 холоднотянутая; 3 — сталь 15; 4 — сталь 25; 5 — сталь 45; 6 — сталь 10 холоднотянутая отожженная; 7 — сталь 1X13; 8 — сталь 20X; 9 — сталь 12XНЗА; 10 — сталь 50ХФ; 11 — сталь 1X18Н9Т; 12 — сталь 4X9С2; 13 — сталь 40ХС; 14 — сталь ЭИ240; 15 — сталь ХВГ; 16 — латунь ЛС59-1Т; 17 — титановый сплав ОТ4; 18 — алюминиевый сплав Д16

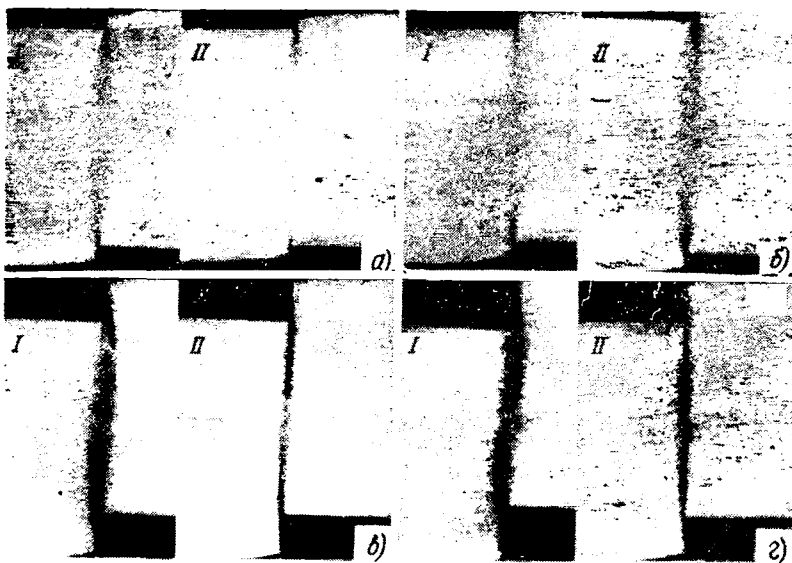


Рис. 6. Изменение зоны интенсивной пластической деформации от скорости резки v_g :

I — скорость 0,3 м/с; II — скорость 40 м/с; а — $\varepsilon = 0,07$; б — $\varepsilon = 0,09$; в — $\varepsilon = 0,20$; г — полное отрезание

ных скоростей. Влияние скорости при резке конструкционных сталей увеличивается с уменьшением содержания углерода.

Уменьшение величин $\frac{f}{d}$ и $\frac{c}{d}$, характеризующих пластическую деформацию при резке, указывает на снижение пластичности металла с увеличением скорости резки.

Известно [3], что геометрическая точность заготовок, отрезаемых от стальных прутков в штампах с втулочными ножами, повышается с уменьшением пластичности стали. Поэтому увеличение скорости резки благоприятно сказывается на качестве отрезаемых заготовок.

Одним из параметров, определяющих геометрическую точность заготовки, является относительная волнистость торца $\frac{b}{d}$. Эксперименты показали, что с увеличением скорости де-

формирования величина $\frac{b}{d}$ у большинства исследованных материалов уменьшается и достигает своего наименьшего значения при скоростях 2,5—10 м/с, причем поверхность среза приближается к совершенно плоской. Дальнейшее увеличение

скорости приводит к незначительной волнистости. Исключение составляют сталь IX18119Т, титановый сплав ОТ4 и латунь ЛС59-1Т, для которых увеличе-

ние скорости резки не влияет на величину $\frac{b}{d}$.

У заготовок, отрезанных от прутков из сталей Ст3, 10, 15 и ХВГ, а также из алюминиевого сплава Д16, волнистость торца уменьшается с увеличением скорости от 0,001 до 70 м/с.

Скорость деформирования, как показали эксперименты, значительно влияет на угол скола торца φ , изменяя его от положительных значений до отрицательных. С увеличением скорости угол φ уменьшается и имеет минимальное значение при скоростях деформирования от 2,5 до 10 м/с. Дальнейшее увеличение скорости до 40—70 м/с вследствие незначительного увеличения волнистости поверхности торца приводит к тому, что угол φ также незначительно увеличивается.

Чтобы выяснить причины снижения пластичности сталей в случае повышения скорости резки, провели металлографическое исследование заготовок, деформированных с разной скоростью.

Заготовки из стали 10, деформированные с возрастающей степенью деформации ε , разрезали вдоль оси по диаметальному сечению в вертикальной плоскости, шлифовали и подвергали глубокому травлению. На микрошлифах заготовок были четко выявлены зоны интенсивной пластической деформации (рис. 6), имеющие форму двояковыпуклой линзы. Зона интенсивной пластической деформации у заготовок, отрезанных со скоростью 40 м/с, в 2 раза уже, чем у деформированных со скоростью 0,3 м/с. Локализация зоны интенсивной пластической деформации приводит к уменьшению величины пластического этапа резки до образования трещин скальвания.

Трещины скальвания при резке заготовок распространяются по границе зоны интенсивной пластической деформации, поэтому сужение зоны интенсивной пластической деформации в случае увеличения скорости резки уменьшает волнистость торца заготовки и, следовательно, угол скола. Напряженное состояние приближается к чистому сдвигу.

ЛИТЕРАТУРА

1. Цвелинек А. — «Машиностроительная промышленность СССР», 1956, № 7.
2. Синицын В. Т. — В сб. «Повышение точности и автоматизация штамповки иковки», № 8. Изд-во «Машиностроение», 1967.
3. Соловцов С. С. В сб. «Повышение точности и автоматизация штамповки иковки», № 9. Изд-во «Машиностроение», 1971.

УДК 629.113—59.001.4

Исследование тормозных барабанов автомобилей большой грузоподъемности

А. В. ЧИЧИНАДЗЕ, П. И. ТАЛАНОВ, Э. Д. БРАУН, В. И. КАНТОРОВИЧ,
З. Л. СИРОТКИН, А. Д. ШЕРМАН, А. Г. ДЕНИСОВ

Институт машиноведения, НИИ автотракторных материалов,
Белорусский автозавод

ИЗВЕСТНО, что на поверхности трения тормозных барабанов уже через 10—30 тыс. км пробега автомобиля образуются тонкие трещины. Причиной их образования является термическая усталость при циклическом нагреве поверхности трения в начальный момент торможения и быстром охлаждении в результате отвода тепла через тело тормозного барабана. Эти трещины отрицательно влияют на фрикционные характеристики тормоза, износостойкость его элементов, а в некоторых случаях приводят к поломкам тормозных барабанов. Поэтому изыскание чугуна, обладающего повышенной стойкостью против образования таких трещин, является актуальной проблемой.

Как правило, тормозные барабаны отливают из среднеуглеродистого (3,0—3,4% С) низколегированного хромоникелевого, титаномедистого, хромомедистого или молибденового чугуна, соответствующего марке СЧ 21-40 или СЧ 24-44. По данным

работ [1—3], за рубежом для особо нагруженных тормозных барабанов применяют высокоуглеродистый чугун, содержащий 3,7—4,0% С.

Как показали лабораторные исследования [4], стойкость против образования термических трещин у чугуна с 3,8% С в 5—7 раз выше, чем у среднеуглеродистого легированного серого чугуна, что связано с укрупнением включений графита в высокоуглеродистом чугуне.

Для сравнительной оценки стойкости против образования термических трещин были проведены стендовые испытания на скоростном инерционном стане Института машиноведения тормозных барабанов из низколегированного хромоникелевого чугуна СЧ 24-44 и высокоуглеродистого чугуна следующего состава (в %): 3,8 С; 1,5 Si; 0,8 Mn; 0,5 Cr; 0,5 Mo; 0,9 Cu. Испытания проводились на двух режимах, имитирующих торможение до полной остановки груженого автомобиля: с на-

чальной скорости 30 км/ч — наиболее типичный из тяжелых случаев торможения (обычно перед полной остановкой автомобиля притормаживают) и со скорости 55 км/ч — этот режим близок к режиму экстренного торможения автомобиля и интересен только с точки зрения создания чрезвычайно тяжелых условий для тормозного барабана при испытании.

Режимы испытаний выбирались по результатам экспериментального анализа работы колесного тормоза в наиболее характерных условиях эксплуатации автомобиля, которым в полной мере отвечает Первомайский карьер Северного горнообогатительного комбината, где Харьковским автомобильно-дорожным институтом, НИИ автотракторных материалов и Белорусским автозаводом проведены исследования работы колесных тормозов.

Установлено максимальное количество энергии — 192 тыс. кгс·м, приходящейся на один задний колесный тормоз при торможении груженого автомобиля общим весом 48 тыс. кг со скорости около 50 км/ч; максимальное значение начальной скорости торможения 55 км/ч, среднее значение 27,5 км/ч; преобладающая продолжительность торможения 2—4 с; максимальная температура в зоне трения тормоза груженого автомобиля 450—520°. Торможения до полной остановки с учетом остановок под экскаватором составляют 40% общего числа торможений.

| Показатели | Режим 1 | Режим 2 |
|--|---------|---------|
| Момент инерции на стане в кгс·м·с ² | 13 | 13 |
| Число оборотов вала стана в минуту | 906 | 1 662 |
| Работа торможения в кгс·м | 58 495 | 196 000 |
| Продолжительность торможения в с | 3 | 5 |

В таблице приведены результаты расчетов режимов испытаний.

Во время испытаний фиксировались число оборотов, тормозной момент, продолжительность торможения, температура в зоне трения тормоза.

Тарировку измерительных систем для регистрации тормозного момента и температур в элементах пары трения осуществляли по методике, разработанной в лаборатории исследования фрикционных материалов [5]. Тарировочные кривые для определения тормозного момента и температур строились по результатам измерений, соответствующих пяти значениям нагрузки и напряжения, перекрывающим возможный диапазон изменения тормозного момента и рабочих температур при экспериментах. Из диаграмм тормозного момента M (см. рисунок), полученной при испытаниях, определяли кривую мощности N трения и кинетическую энергию, поглощенную и рассеянную тормозом.

Параметры, измеренные при испытаниях, мало отличались от расчетных. Например, кинетическая энергия, поглощенная тормозом при торможении на режиме 2, составляла 196,5—200 тыс. кгс·м; продолжительность торможения отличалась от расчетной в пределах $\pm 0,2$ — $0,5$ с в результате колебания коэффициента трения.

Температуру в зоне трения тормоза измеряли хромель-алюмелевыми термопарами из проволоки диаметром 0,5 мм. Такие термопары обладают достаточной чувствительностью и надежны в эксплуатации в отличие от термопар из проволоки диаметром 0,2 мм, которые легко повреждаются при монтаже и вибрационных воздействиях при эксперименте [5]. Термопары устанавливались в тормозной накладке по 10 шт.

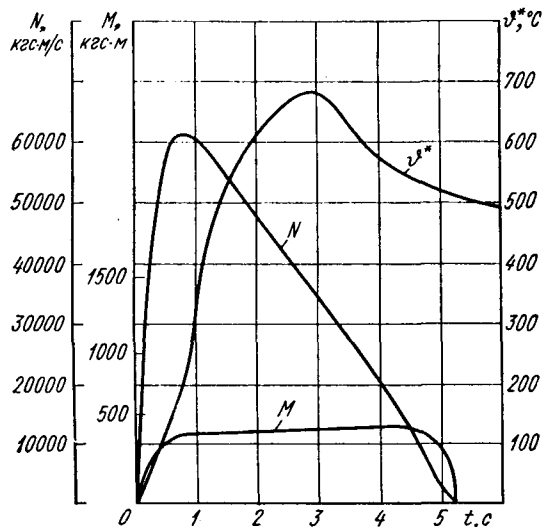
Поскольку испытания имели сравнительный характер, возможные погрешности за счет трения в опорах вращающихся частей, инерционности датчиков и приборов оставались одинаковыми при всех испытаниях. Работы проводились в теплоизолированном испытательном боксе, колебания температуры в котором не превышали $\pm 2^\circ$.

Тормозной барабан устанавливали таким образом, чтобы бегуны рабочей поверхности не превышало $\pm 0,1$ мм. Затем производили статическую балансировку барабана. После этого выполнялись приработочные торможения до тех пор, пока 80—90% площади накладок не вступали в контакт с барабаном. Затем проверялась работа всех систем и выполнялись зачетные торможения до появления трещин на поверхности трения, выходящих на торец барабана. Через каждые пять торможений осматривали поверхность трения элементов пары.

Во время испытаний на режиме 1 максимальная температура в зоне трения тормоза достигала 450°, преобладающая температура составляла 200—300°. Поверхность трения бара-

бана из серийного чугуна через 140 торможений еще не была притерта полностью, в то время как поверхность трения барабана из опытного чугуна притиралась примерно на 70—80% уже через 20—30 торможений. Следы схватывания и прижогов на рабочей поверхности не наблюдались. При микроскопическом исследовании чугуна структурных превращений в поверхностном слое не обнаружено. Волосные трещины на поверхности трения появлялись через несколько торможений. Однако до появления тонких микротрещин, выходящих на торец, тормозные барабаны из высокоуглеродистого чугуна выдерживают вдвое большее количество торможений по сравнению с серийными.

Во время испытаний на режиме 2 наблюдался сильный дым и пламя. После первых же торможений на поверхности трения барабанов появились пятна прижогов с темными цветами побежалости, чугун размазывался по поверхности трения и переносился на поверхность накладок, наблюдалось грубое разрушение поверхностей трения обоих элементов пары. В поверхностном слое барабанов обнаружены закаленные зоны со структурой игольчатого мартенсита. Волосные трещины на поверхности трения барабанов, особенно многочисленные



в пятнах прижогов, появлялись после первого торможения в значительно большем количестве, чем во время испытаний на режиме 1. Через 15—20 торможений они достигали в ширину 0,3—0,5 мм и выходили на торец барабана. Характерно, что состояние поверхности трения и на серийных и на опытных барабанах одинаково.

Максимальное значение средней поверхностной температуры достигало 750°. Размазывание чугуна по поверхности барабана и закалка поверхностного слоя свидетельствуют о том, что в пятнах фактического контакта барабана с накладкой температура могла превышать 900—1000°.

Таким образом, в тормозных барабанах из высокоуглеродистого легированного чугуна при испытаниях на режимах соответствующих тяжелым условиям эксплуатации большого грузового автомобиля, термические трещины возникают значительно позже и развиваются медленнее, чем в тормозных барабанах из среднеуглеродистого чугуна.

Если условия торможения таковы, что средняя поверхностная температура в зоне трения превышает 750°, металлическая основа чугуна закаливается и закалочные трещины одинаково интенсивно образуются в тормозных барабанах из средне- и высокоуглеродистого чугуна. Поэтому для нормальной работы чугунного тормозного барабана температура в зоне трения не должна превышать 700°.

Использование высокоуглеродистого чугуна позволит значительно повысить срок службы тормозных барабанов больших грузовых автомобилей.

ЛИТЕРАТУРА

1. «Giesserei», апрель 1961, с. 223—233.
2. «Foundry trade journal», июль 1964, с. 81—82.
3. «Giesserei — Praxis», 1961, № 13, с. 263—269.
4. Таланов П. И. и др. «МИТОМ», 1970, № 12.
5. Чичинадзе А. В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. М., изд-во «Наука», 1967.

МЕТОДЫ ДЕГАЗИРОВАНИЯ, РАФИНИРОВАНИЯ И МОДИФИЦИРОВАНИЯ ЖИДКИХ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ

Кандидаты техн. наук А. И. ХРАМЧЕНКОВ, В. М. ВОЛКОВ
Минский филиал НИИТавтопрома

ПРИ ПЛАВЛЕНИИ в обычных плавильных агрегатах (исключение — плавка в вакууме) жидкие алюминиевые сплавы активно взаимодействуют с печными газами — кислородом, парами воды, водородом и т. д., в результате чего образуются растворы, химические соединения и механические смеси. Как известно, растворение газов в жидком металле нежелательно, так как выделение их в процессе кристаллизации отливок в значительной мере определяет объем и характер пористости, раковин и окисных включений.

Исследованиями установлено, что из общей массы газов, поглощаемых алюминиевыми сплавами, 80—90% приходится на водород, источником которого является печная атмосфера, а также влага, содержащаяся в футеровке и заносимая шихтой.

Жидкий металл насыщается газом путем адсорбции и диффузии, причем скорость диффузии выражается уравнением [1]

$$D = \frac{k}{d} \cdot \sqrt{\frac{E_d}{RT}} \exp\left(-\frac{E_d}{2RT}\right),$$

где D — количество диффундируемого газа при парциальном давлении p и абсолютной температуре T в единицу времени;

k — константа;

d — толщина металла;

E_d — теплота диффузии;

R — газовая постоянная.

Из этого уравнения следует, что скорость диффузии возрастает с повышением температуры. Она пропорциональна также \sqrt{p} . Следовательно, получить качественный литой металл можно, если вести плавку без чрезмерного перегрева жидкого металла и при отсутствии большого количества N_2 , CO_2 , H_2O в печной атмосфере.

Наиболее полно последнему условию отвечают электрические печи, однако практика показывает, что в большинстве случаев и при электроплавке содержание H_2 в жидком металле может быть достаточным для возникновения пористости в отливках. Поэтому при получении ответственного литья из алюминиевых сплавов жидкий металл необходимо подвергать дополнительной обработке с целью его дегазации и рафинирования от окислов, образующихся в результате поверхностного окисления металла при плавлении.

В настоящее время для подобных целей используют газы Ar , N_2 , Cl_2 или твердые реагенты, выделяющие N_2 , Cl_2 при разложении в жидком алюминии, а также применяют фильтрацию и вакуумирование [1 и 2].

Сущность первого метода очистки жидкого алюминия заключается в следующем. В ванну или в ковш на некоторую глубину вводятся пузырьки нейтрального, не взаимодействующего с H_2 газа. При их всплывании удаляется водород, диффундирующий в пузырьки, причем его переход из металла в инертную газовую среду продолжается до тех пор, пока парциальное давление H_2 в последней p_{H_2} и его концентрация в расплаве C_k не будет соответствовать уравнению Сиверса:

$$C_k = a \sqrt{p_{H_2}} \quad \text{или} \quad C_k^2 = a p_{H_2}^2.$$

Количество нейтрального газа, необходимого для снижения содержания H_2 в жидком металле с концентрации C_0 до C_k можно определить по формуле [3]

$$V = 10G(C_0 - C_k) \left(\frac{a^2 p}{C_k^2} - 1 \right),$$

где V — объем нейтрального газа;

G — вес обрабатываемого жидкого металла;

p — давление нейтрального газа над металлом, равное при нормальных условиях ~ 1 ат;

a — коэффициент, равный 0,9—1,0.

Использование нейтральных газов для дегазации алюминиевых сплавов дает хорошие результаты, что видно из рассмотрения сравнительной эффективности различных методов очистки жидкого алюминия (рис. 1). Как видно, при обработке азотом и хлорировании не только резко уменьшается содержание H_2 , но и металл рафинируется от включений Al_2O_3 в

результате сильного флотурующего воздействия пузырьков N_2 и Cl_2 на взвесь окиси алюминия.

Подобные методы рафинирования жидкого алюминия находят применение в промышленности. Например, известны установки Демаг-Систем, в которых алюминий очищается последовательной продувкой N_2 , Cl_2 и вновь N_2 [2]; предлагается непрерывный способ дегазации металла через пористую

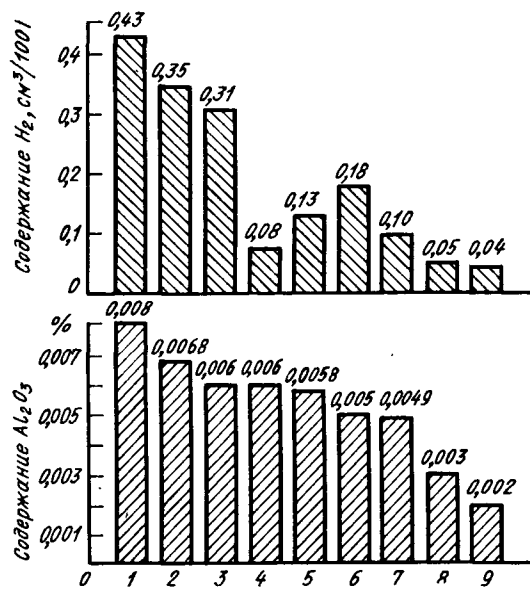


Рис. 1. Эффективность различных методов рафинирования:

1 — исходный; 2 — выдерживание при 700° в течение 60 мин; 3 — фильтрация через стеклоткань; 4 — обработка азотом; 5 — вакуумирование; 6 — обработка флюсом; 7 — обработка хлористым марганцем; 8 — обработка C_2Cl_6 ; 9 — хлорирование

футеровку (рис. 2). Однако следует отметить, что в практике литейного производства N_2 и Cl_2 не применяются широко из-за вредности, низкой стойкости трубок для ввода газа, высокой стоимости процесса и др.

Использование для этих целей хлористых солей Al , Zn , Mn не приводит к эффективной очистке металла (рис. 1). К тому же эти реагенты очень гигроскопичны, что усложняет их применение из-за необходимости обезвоживания, плавления и т. д. Поэтому весьма перспективным является гексахлорэтан

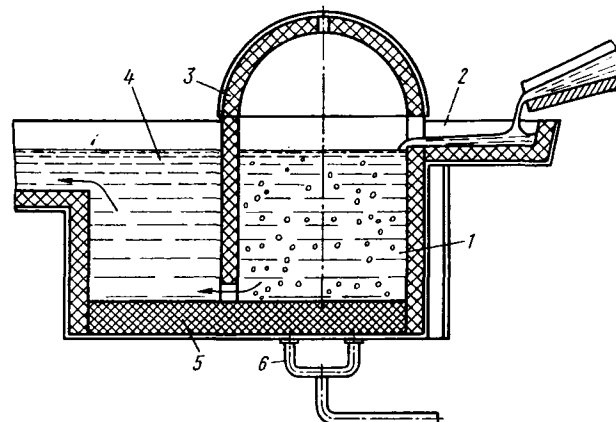


Рис. 2. Схема непрерывного способа дегазации алюминиевых сплавов:

1 — дегазационная камера; 2 — заливочный желоб; 3 — крышка камеры; 4 — проточная камера; 5 — пористая футеровка; 6 — труба для подвода газа

C_2Cl_6 . В настоящее время он начинает получать широкое распространение в цветной металлургии в качестве дегазирующе-рафинирующего материала [3]. Используют его в виде порошка, подавая в расплав до 0,2% по весу. Однако такой способ введения неэкономичен, во-первых, потому, что при использовании порошкообразного реагента трудно сравнительно простыми способами погружать его на дно ковша, а во-вторых, эффективность процесса дегазации невелика, так как кинетика дегазации C_2Cl_6 значительно превышает скорость диффузии растворенного H_2 в образующиеся пузырьки хлористого алюминия.

Положительные результаты по очистке расплавленного алюминия получены при использовании спрессованного C_2Cl_6 . В этом случае возможно относительно просто решить обе проблемы: ввод дегазатора и повышение эффективности процесса очистки жидкого металла. Таблетка C_2Cl_6 погружается в ковш при помощи простого колокольчика колпачкового типа. Постепенное разложение ее в жидком алюминии способствует более полному удалению H_2 из металла, исключает возможность выброса непрореагировавшего реагента на поверхность металла. Поэтому расход спрессованного C_2Cl_6 по отношению к порошкообразному уменьшается в 1,5–2 раза [4]. Отечественная химическая промышленность для цветной металлургии освоила производство таблетированного C_2Cl_6 (табл. 1), который не нуждается в сушке, так как его влажность не превышает 0,04%.

Рафинирование алюминия выстиванием и фильтрацией через стеклоткань малоэффективно (рис. 1). Лучшие результаты достигаются при использовании флюсов, в связи с чем этот метод широко применяется для очистки легких металлов в литейных цехах. Наиболее широко используются смеси № 1 (25% NaCl, 15% Na_3AlF_6 , 60% NaF), № 2 (45% NaCl, 15% Na_3AlF_6 , 40% NaF) и № 3 (50% NaCl, 10% KCl, 10% Na_3AlF_6 , 30% NaF).

Жидкий алюминий можно обрабатывать порошкообразными или жидкими флюсами [5], причем последний способ более целесообразен, так как повышается эффективность дегазации, рафинирования и модифицирования.

Ковшовая обработка алюминия жидким флюсом осуществляется следующим образом. Непосредственно перед выпуском металла из печи в ковш электротельфера заливается

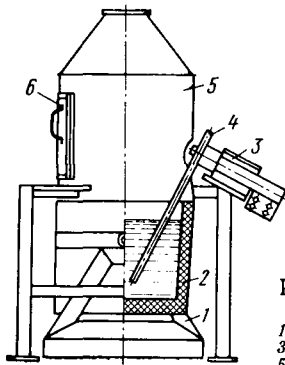


Рис. 3. Флюсоплавильная установка:
1 — рама; 2 — футерованная ванна; 3 — электрододержатель; 4 — электрод; 5 — вентиляционная кожух; 6 — загрузочная дверь

определенное количество флюса (около 1% по весу). Происходящее при заполнении ковша интенсивное перемешивание металла с флюсами ускоряет протекание процессов рафинирования и модифицирования, приводит к лучшему удалению газов неметаллических примесей. Несомненно, что лучшие результаты могут быть получены при совместном использовании солевых расплавов и C_2Cl_6 [6].

Для плавления флюса наиболее подходящи специальные электроустановки (рис. 3), разработанные на Заволжском моторном заводе. Они имеют футерованную сварную ванну и два погружаемых медных электрода, подключенных к силовому трансформатору ТПО-63 мощностью 63 кВА. Трансформатор изменяет ток от 0 до 1800 А и напряжение от 18 до 24В.

Качество алюминиевых сплавов улучшается не только за счет их дегазации и рафинирования, но и модифицирования. При введении малых количеств специальных элементов-модификаторов наблюдается либо измельчение макрозерна, либо изменение строения эвтектики или отдельных фазовых составляющих.

Наиболее распространенными модифицирующими элементами для алюминиевых сплавов являются Р, S, Т, Zn и др., Na эффективен при модифицировании эвтектических силуминов, причем лучшие результаты получаются, если использовать металлический Na или экзотермические натрийсодержащие таблетки. При использовании солей Na наиболее подходящей композицией является смесь из 50% NaF, 25% KCl и 25% NaCl [7]. Предлагается также обрабатывать подобные сплавы смесью из 40% NaF, 40% NaCl и 20% шамота [8].

Заэвтектические силумины модифицируются Р, PCl_5 , [9]. Использование 1% PCl_5 обеспечивает приблизительно такой же эффект, что и введение 0,2% Р [10]. Достаточно эффективно действие Mn_3P и Mn_3P_2 ; ZnS и MnS менее эффективны [10]. Измельчения зерна у многих алюминиевых сплавов можно достичь погружением в расплав Ti—В таблеток [11].

Модифицирование жидкого алюминия таблетками наиболее целесообразно и удобно. Для этих целей зарубежная промышленность выпускает спрессованные реагенты [12]. Отечественная промышленность также изготавливает таблетированные модификаторы (табл. 1), которые в настоящее время исполь-

Таблица 1

| Показатели | Дегазатор* | Модификатор** |
|---------------|----------------|----------------|
| Форма | Цилиндрическая | Цилиндрическая |
| Вес в г | 250±5 | 250±2,5 |
| Цвет | Голубой | Белый |
| Плотность | — | 2±0,15 |
| Влажность в % | Не более 0,04 | Не более 0,04 |

* Состав дегазатора (в %): гексахлорэтан—99,7; ультрамарин—0,3.
** Состав модификатора (в %): гексафтортитанат калия—55; гексафторсиданат калия—3; тетрафторборат калия—27; гексахлорэтан—15.

зуются для внепечной обработки расплавленных алюминиевых сплавов на Волжском автозаводе. Схема их погружения в ковш показана на рис. 4, а в табл. 2 приведены режимы рафинирования и модифицирования.

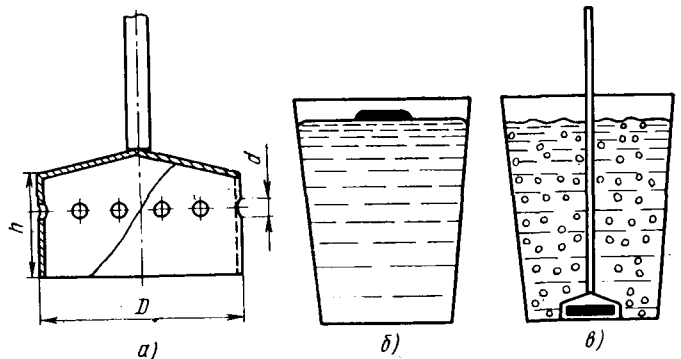


Рис. 4. Схема ковшовой обработки жидкого алюминия спрессованными реагентами:
а — колокольчик; б и в — операции обработки

Использование спрессованных дегазаторов и модификаторов позволяет получить металл хорошего качества. Так, на рис. 5 показан уровень механических свойств для сплава АК-9, достигаемый на Волжском автозаводе, и для сплава АЛ-4 — на Мценском заводе алюминиевого литья.

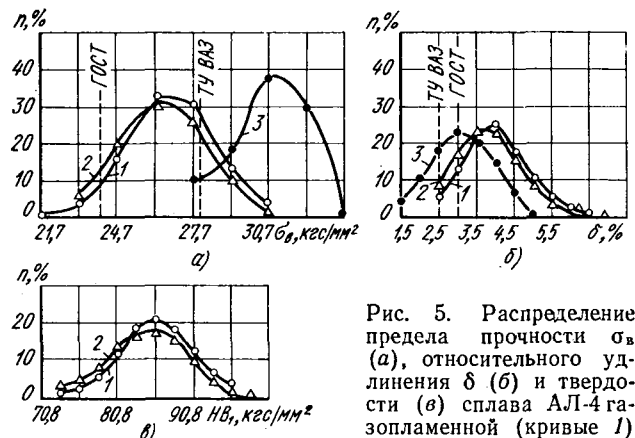


Рис. 5. Распределение предела прочности σ_b (а), относительного удлинения δ (б) и твердости (в) сплава АЛ-4 газопламенной выплавки (кривые 2) и сплава АК-9 (кривые 3) газопламенной выплавки, обработанных сухим флюсом (кривые 1 и 2) и спрессованным гексахлорэтаном (кривые 3).

| Операции и приспособления | АК-9 | АК-10М2Н | АК-4 | АК-12 | АК-6М2 |
|---|--|-------------------|--|---|--|
| Выпуск металла из печи при температуре в °С Ковш емкостью в кг Дегазирование с применением специального колокольчика Модифицирование с применением специального колокольчика | 750—760 500 | 740—750 500 | 740—760 500 | 750—760 900 | 750—760 900 |
| Удаление шлака счищалкой Раскисление металла солью Альпурголь А-33: количество в кг время обработки в мин Удаление шлака счищалкой Защита от окисления солью Альпурголь А-33 | Металлический Na в алюминиевой фольге, 100 г 1,5 1 0,5 кг на поверхность металла в ковше | — 1,5 1 | Таблетки весом 250 г Таблетки весом 500 г 1,5 1 0,1 кг на поверхность металла в ковше | — 3 1 0,5 кг на поверхность металла в ковше | Металлический Na в алюминиевой фольге, 220 г 3 1 |

Примечание. Операции дегазирования и рафинирования считаются законченными после полного прекращения выделения пузырьков газа из металла.

Степень отклонения $M = \frac{S_1}{S_2}$ механических свойств сплавов АК-9 и АК-4 от требуемых ТУ ВАЗ и ГОСТом 2683—63 (где S_1 — поле разброса случайной величины в сторону нарушения ТУ или ГОСТа, S_2 — общее поле разброса случайной величины) следующая:

| | σ_B | δ |
|------|------------|----------|
| АК-9 | 0 | 0,26 |
| АК-4 | 0,1 | 0,23 |

Таким образом, процесс ковшовой обработки алюминиевых сплавов на Волжском автозаводе обеспечивает требования ТУ по прочности ($M=0$) и в значительной степени по пластичности. Поэтому его можно рекомендовать литейным заводам отрасли.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шевцов М. С., Белов А. Ф. Сравнение технологических характеристик различных типов печей и миксеров для плавки алюминиевых сплавов. М., ВНИИЭМ, 1966.

2. «Schweiz. Maschinenmarkt», 1964, т. 64, № 40, с. 59—63, 65, 67.
3. Гуров Л. М. и др. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 6.
4. Труды Горьковского ПТНИИ, вып. 1 (33), с. 76—82.
5. Рыжиков А. А. и др. В сб. «Прогрессивная технология литейного производства». Горький, 1969.
6. Бюллетень «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1970, № 40 (авторское свидетельство № 265451).
7. «Giesserei — Praxis», 1971, № 4, с. 57—65.
8. Патент США № 3486884.
9. Bhatnagar S. S. A new method of modification of aluminum — Silicon alloys, «31-st International Congress Foundrymen», Amsterdam, 1964.
10. «Fonderia», 1965, т. 14, № 9, с. 339—342.
11. «Foundry», 1965, т. 93, № 12, с. 62—65.
12. «Giesserei», 1968, т. 55, № 21, с. 654—656.

ИНФОРМАЦИЯ

ПРОБЛЕМЫ БЕЗОПАСНОСТИ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИЙ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

УДК 629.113.037

ЛЕГКОВЫЕ автомобили, управляемые в основном водителями-непрофессионалами в автомобильном парке мира составляют 75%. Это обстоятельство, наряду с повышением интенсивности потоков транспорта и неоптимальными для ряда случаев движения конструктивными параметрами автомобилей, является основной причиной значительного увеличения дорожно-транспортных происшествий.

Из-за технических неисправностей автомобилей происходит относительно небольшое количество дорожно-транспортных происшествий (10—15%), однако в определенной степени возможность предотвращения дорожно-транспортных происшествий и конечный их исход зависят от конструкции автомобиля.

В связи с этим с 1 января 1968 г. в США был введен «Федеральный стандарт безопасности».

Европейская экономическая комиссия ООН (ЕЭК ООН) к 1 января 1973 г. приняла 27 рекомендаций (правил) по безопасности конструкции, а также токсичности отработавших газов, шуму автомобилей и др. В СССР отраслевые

стандарты, касающиеся безопасности конструкции, начали вводиться с 1968 г. Вместе с тем как в США, так и в Европе (в том числе и в СССР) пока еще отсутствуют обязательные нормативы по устойчивости и управляемости автомобилей.

Введение требований безопасности к конструкции в значительной степени повысило безопасность автомобилей. Например, при столкновении американских автомобилей выпуска 1968 г., движущихся со скоростью 40 км/ч, смертельные исходы стали очень редки. До применения ремней безопасности смертельные исходы (по данным фирмы Вольво) фиксировались при скорости движения автомобиля от 20 км/ч и выше, а при использовании ремней — лишь при скорости свыше 80 км/ч. Введение ветровых стекол типа триплекса, особенно после увеличения толщины их промежуточного пластмассового слоя от 0,38 до 0,76 мм, исключило смертельные случаи и тяжелые обезображивающие ранения лица и головы водителя при ударе в стекло. Применение энергопоглощающих рулевых колонок в соче-

тании с утопленной ступицей и мягкой накладкой на рулевом колесе снизило тяжесть, а во многих случаях полностью предотвратило травмы водителей.

Дальнейшие работы по безопасности развиваются в направлении совершенствования и повышения жесткости имеющихся требований, разработки принципиально новых систем и конструкций, а также создания экспериментальных безопасных автомобилей.

Одним из примеров первого направления следует рассматривать предполагаемое в США уменьшение в 1973—1974 гг. величины допустимого усилия на грудь манекена при стендовых ударных испытаниях рулевого управления и величины перемещения внутрь кузова рулевого вала при испытании столкновением автомобиля с неподвижным препятствием.

В процессе удара автомобиля о препятствие и деформации передней части кузова при наличии травмоопасных рулевых управлений без колонок, с валами, части которых соединены шарнирами или пластинами, возможны перемещения вверх конца вала и рулевого

колеса. В реальном дорожно-транспортном происшествии это приводит к повреждению лица и головы водителя. Для предотвращения таких повреждений в «Федеральном стандарте» США намечено оговорить величину допустимого перемещения вверх конца вала рулевого управления и рулевого колеса.

В стандарте США предлагается также регламентировать характер изменения усилия P на груди манекена в процессе удара. Наиболее предпочтительно то изменение усилия, при котором площадь под кривой, характеризующей процесс, близка по форме к трапеции. Подобную кривую можно получить с известными приближениями только при телескопических валах и рулевых колонках (например, Дженерал моторс 1969—1970 гг., рис. 1, кривая 1, «Москвич» 1970 г., кривая 2), поглощающих

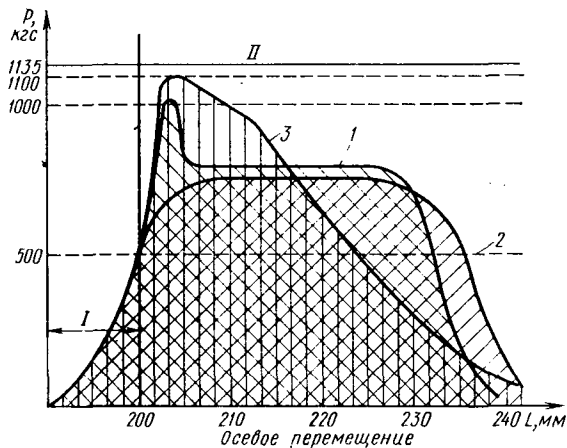


Рис. 1. Зависимость изменения нагрузки на груди манекена (в горизонтальной плоскости) от его перемещения при ударе в рулевое колесо (для различных рулевых управлений): 1 — деформация обода и спиц рулевого колеса; II — верхний допустимый предел нагрузки на грудь манекена

энергию удара за счет соответственно пластической деформации или обратных сил трения. Пиковое усилие на кривой 1 происходит при срезании пластмассовых заклепок на валу и срыве крепления рулевой колонки к поперечные панели приборов. Вместе с тем такой характер изменения усилия нельзя получить при сильфоне (Крайслер, кривая 3), так как максимум усилий при этом наблюдаются в начале деформации или разрушения энергопоглощающего элемента.

Ко второму направлению работ в повышении безопасности прежде всего следует отнести создание противоблокировочных тормозных систем, которые значительно повышают устойчивость и управляемость автомобиля при резком торможении во время движения на большой скорости, а также на мокрых и скользких дорогах. Эти системы устанавливаются по заказу пока на дорогие автомобили. На всех автомобилях они, очевидно, будут введены только в случае принятия требований об их обязательной установке.

Рядом фирм, а также отечественной шинной промышленностью уже внедрены простейшие индикаторы износа протектора, позволяющие визуально оценить пригодность шины к дальнейшей эксплуатации.

Японская фирма Ниссан дзидоса разработала систему, состоящую из датчиков, установленных на каждом колесе, и устройства, сигнализирующего о снижении давления в шине и о повышении ее температуры.

Учитывая, что причинами более 1/4 всех аварий автомобилей являются проколы шин при движении автомобиля на

большой скорости, фирма Данлоп намерена начать производство низкопрофильных (отношение высоты к ширине равно 0,6) безаварийных радиальных шин, автоматически поддерживающих после прокола минимально необходимое для движения давление и не скальзывающих при этом с обода. Прокол такой шины при скорости движения автомобиля 150 км/ч не вызывает даже кратковременного изменения направления.

С 1974 г. в Швеции будет введено требование о наличии на всех продаваемых автомобилях системы очистки стекол фар, которая уже применяется на автомобилях «Вольво» (круглые фары) и «Сааб Скания» (прямоугольные фары). В некоторых странах (прежде всего в Англии) вводятся требования об обязательном наличии на вновь выпускаемых автомобилях системы двухрежимной световой сигнализации, обеспечивающей днем повышенную яркость свечения указателей поворота и стоп-сигналов.

Ведутся широкие работы по дальнейшему снижению уровня токсичности отработавших га-

зов, в том числе и путем применения принципиально новой конструкции двигателя. Например, фирмы НСУ и Мазда начали установку на массовые автомобили двигателя Ванкель. Работают также над уменьшением уровня внешнего и внутреннего шума автомобиля.

В США с 1975 г. планируется ввести еще более жесткие требования к автомобилям в отношении токсичности.

В 1974 г. в США предполагается ввести нормы на деформацию пассажирского помещения и пределы замедлений в нем при лобовом ударе автомобиля, движущегося со скоростью 40 км/ч. Определять их будут совместно с испытаниями рулевого управления при ударе автомобиля в неподвижное препятствие. Имеются указания о разработке стандарта, касающегося сохранности пассажирского помещения при боковом ударе автомобиля в другой автомобиль или предмет. Сейчас с целью накопления данных испытания автомобилей боковым ударом проводятся с помощью передвижного препятствия «тарана» и путем удара автомобиля сбоку подвесной плитой — маятником.

Вследствие того, что в реальных дорожно-транспортных происшествиях более чем однократный переворот автомобиля через крышу регистрируется, как правило, только в случаях, если опрокидывание наступает вследствие первичного удара в какое-либо препятствие или если в процессе опрокидывания автомобиль вторично ударяется о какой-либо предмет. Это значительно отличается от «чистого» опрокидывания и приводит к более сложным повреждениям крыши и верхней части боковины кузова. Методика SAE 857 — 1963 г.

испытаний автомобиля опрокидыванием в 1970 г. была пересмотрена и дополнительно разработаны две новые методики — испытания сбрасыванием и испытания приложением статического давления к верхней части боковины кузова через специальную плиту.

Для улучшения защиты автомобиля от бокового удара и при опрокидывании американские фирмы и BMW применяют в конструкции дверей сотовые вставки, а европейские фирмы Опель, Даймлер-Бенц наряду с повышением жесткости боковин применяют связь петель и замков дверей с помощью треугольника из труб.

В течение 1973—1974 гг. в США будет введен стандарт, по которому при столкновении автомобиля, движущегося со скоростью 8 км/ч с неподвижным препятствием, передний бумпер должен обеспечивать защиту от повреждений осветительных и сигнальных приборов, деталей системы охлаждения, а задний бумпер при ударе сзади автомобиля, движущегося со скоростью 4 км/ч, обеспечивать защиту выпускной и топливоподающей системы и топливного бака. После ударов как спереди, так и сзади не должны отрываться замки капота и багажника, а также изменяться углы установки колес. В 1975 г. скорости ударов при этих испытаниях предполагается повысить вдвое. После удара бумпера должны легко возвращаться в нормальное положение. Предполагается ввести второй стандарт, предусматривающий установку бумперов всех автомобилей на одном уровне.

На автомобиль «Сааб-99» модели 1972 г. уже устанавливается энергопоглощающий бумпер с внутренней сотовой вкладкой из пластмассы, покрытой полиуретановым каучуком, выдерживающий удар со скоростью 5 км/ч в неподвижное препятствие. Введение таких бумперов в определенной степени повышает безопасность пассажиров, однако в основном это уменьшит повреждения автомобилей при легких столкновениях и соответственно снизит стоимость их ремонта.

В последние годы начаты работы по более четкому нормированию пожаробезопасности автомобилей, так как имеющийся стандарт США ограничивает только количество вытекающего топлива в момент и после удара, но не указывает методики его измерений.

В США опубликованы также проекты стандарта, предписывающего установку огнестойкой перегородки между багажником (если в нем расположен бензобак) и пассажирским помещением, а также стандарта № 302, оговаривающего скорость распространения пламени при горении обивочных и отделочных материалов кузова. В дальнейшем предполагается контролировать токсичность веществ, выделяемых при сгорании этих материалов.

Одним из хорошо зарекомендовавших себя средств являются ремни безопасности. Для обеспечения 100%-ного использования ремней в США введен в 1972 г. стандарт, предусматривающий оборудование автомобилей системами, препятствующими пуску двигателя до замыкания замка ремня водителя, а также и пассажиров, если они есть в автомобиле. Такие ремни уже устанавливаются на европейские автомобили «Вольво де люкс» и «Сааб-99» (экспортируемый в США). Начинают получать распространение инерционные (роликовые) ремни (все автомобили

«Вольво де люкс»), а также системы ремней и других устройств, автоматически застегивающиеся при посадке человека в автомобиль и растегивающиеся при выходе из него. Действуют они независимо от желания людей ими пользоваться.

Поскольку инерционные ремни дают достаточную свободу водителю при управлении автомобилем, не требуют регулировки длины, автоматически убираются и не пачкают одежду, применение их совместно с системой сигнализации о том, что ремень застегнут (при наличии контроля со стороны дорожной инспекции), могло бы радикально снизить ущерб, наносимый дорожно-транспортными происшествиями.

В США разрабатываются так называемые «воздушные мешки», размещаемые, например, на рулевом колесе, панели приборов, задней стенке спинки переднего сиденья, боковых панелях и т. д. Испытания с манекенами показали, что «воздушные мешки» особенно эффективны при фронтальном ударе. Однако они пока еще не обладают достаточной надежностью.

Фирма Форд сообщила, что наблюдаются случаи травмирования незакрепленных ремнями пассажиров, сидящих на заднем сиденье, о передний угол подушки заднего сиденья при их перемещении под большой мешок.

Кроме того, испытания показали, что при срабатывании системы «воздушные мешки» создается очень большой шум, а в малоотраженных автомобилях от резкого повышения давления в салоне после надувания мешка (по данным фирмы Фольксваген) разбиваются стекла и, очевидно, будут повреждаться барабанные перепонки у находящихся в автомобиле людей. Однако фирмы-изготовители в 1972 г. заявили, что им удалось на последних образцах снизить уровень шума, возникающего при срабатывании мешков.

Фирма Фольксваген разрабатывает специальные защитные сетки (маски), падающие при ударе с потолка салона на пассажиров и водителя, и удерживающие их головы и корпуса от перемещения с помощью лямок, связанных с кузовом. Для предотвращения перемещения тазобедренной части туловища и ног эта же фирма рекомендует применять широкие коленные ремни. Однако эти ремни надежно действуют только в том случае, если ноги не скрещены.

Фирма Крайслер считает, что в настоящее время простым способом для обеспечения пассивной безопасности является расположение на панелях внутри салона автомобиля сотовых

накладок большой толщины, покрытых слоем полиуретанового каучука.

Как уже указывалось, ведущие автомобильные фирмы разрабатывают сейчас прототипы второго, после построенных в конце шестидесятых годов автомобилей «Кайотто Киото»; «Секура», «Сигма» и автомобиля штата Нью-Йорк, поколения экспериментальных безопасных автомобилей (ЭБА-ESV). Национальное управление по безопасности США заключило в 1970 г. контракты с рядом неавтомобильных фирм, в том числе Фершилл Хиллер для создания экспериментального безопасного автомобиля. Самостоятельно такой автомобиль разрабатывает концерн Дженерал Моторс. В соответствии с 232 требованиями национального управления по безопасности разрабатываемые безопасные автомобили должны иметь базу 2946—3150 мм, высоту не более 1473 мм, длину не более 5588 мм и вес 1800 ± 90 кг. Они должны удовлетворять всем действующим стандартам США и их опубликованным проектам. При торможении рабочим и аварийным тормозами не должно быть блокировки колес, а автомобиль при этом не должен выходить за пределы коридора шириной 3,5 м. Задние фонари должны обогреваться и оборудоваться стеклоочистителями. При фронтальном столкновении с неподвижным препятствием во время движения автомобиля со скоростью 80 км/ч, боковым ударе — со скоростью 64 км/ч и опрокидывании деформация пассажирского помещения не должна превышать 76 мм. При фронтальном столкновении автомобиля с неподвижным препятствием во время движения со скоростью 80 км/ч должна обеспечиваться такая же сохранность пассажиров и водителя, как при таком же столкновении серийного автомобиля «Олдсмобил» модели 1974 г., оборудованного «воздушными мешками».

Кроме того, Министерство транспорта США заключило в 1970 г. соглашения о разработке безопасных автомобилей с соответствующими организациями ФРГ, Англии, Италии и Японии. К этому соглашению присоединились Швеция и Франция.

Министерство транспорта ФРГ сформулировало собственные требования к прототипу европейского безопасного автомобиля. Этот четырехдверный седан должен иметь полезную нагрузку 360 ± 200 кг. В дополнение к требованиям США предусматривается наличие автоматической регулировки фар в зависимости от высоты автомобиля при разных нагрузках.

В работу по созданию прототипов включились концерны: Фольксваген, разрабатывающий с 1970 г. безопасный автомобиль весом 900 кг; ФИАТ, ведущий работу над прототипами весом 500, 800 и 1000 кг; Даймлер-Бенц, создающий автомобиль, близкий по весу к американскому, и другие европейские фирмы.

На рис. 2 показана схема экспериментального безопасного автомобиля *ESV* фирмы Фольксваген.

Задние фонари, указатели поворотов и стоп-сигналы 1 этого автомобиля имеют автоматически изменяемую в зависимости от освещенности (днем и ночью) яркость света. Сиденья 2 неподвижны и жестко соединены с боковыми стойками и высоким тоннелем 3 (сиденье водителя перемещается по желанию вверх или вниз). Рулевое колесо и узел педалей 4 имеют регулировку их положения. Ветровое и боковые 5 стекла триплекс. Однощеточный стеклоочиститель 6 не отрывается от стекла потоком воздуха. Бензобак 7 герметичен.

Для обеспечения устойчивости к воздействию внешних сил в экстремальных случаях движения в передней части автомобиля установлено счетно-решающее устройство 8, получающее сигналы от датчика боковых ускорений и управляющее сервомотором, соединенным с рулевым управлением.

Передние фары оборудованы стеклоочистителями 9. В целях повышения безопасности при боковых ударах спинки сидений в сочетании с высоким центральным тоннелем образуют жесткую поперечную перегородку 10. Замки 11 надежно удерживают двери в закрытом положении при ударе и опрокидывании автомобиля. Передние и задние буферы 12 снабжены гидравлическими гасителями удара. Передний буфер имеет ход 200 мм (8") и после удара в препятствие при движении со скоростью 16 км/ч автоматически возвращается в исходное положение. В задней части автомобиля расположено счетно-решающее устройство 13, получающее сигналы от датчиков и информирующее о параметрах движения. Плечевые и коленные ремни 14 натягиваются с помощью пневмоцилиндров 15 при включении двигателя. Датчик 16, соединенный с буфером, включает механизм дополнительного натяжения ремней при ударе. Автомобиль имеет противоблокировочную тормозную систему. Двигатель 17 воздушного охлаждения, расположенный сзади, имеет мощность 100 л. с. (DIN). Токсичность отработавших газов этого двигателя удовлетворяет норматив-

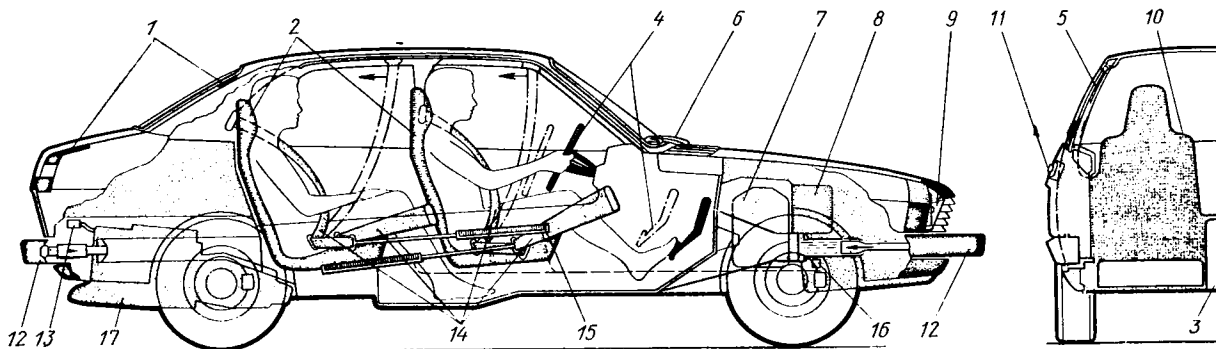


Рис. 2. Схема экспериментального безопасного автомобиля фирмы Фольксваген

вам 1973 г. Фирмой разработан также автомобиль и с передним расположением двигателя.

Согласно проспекту фирмы автомобиль *ESV* исключает смертельные исходы при лобовом столкновении с неподвижным барьером или столбом во время движения со скоростью 80 км/ч, а также при двух последовательных переворотах, боковом перпендикулярном ударе в неподвижный *ESV* другого автомобиля вдвое больше веса со скоростью 48 км/ч, боковым ударе автомобиля в неподвижный столб со скоростью 24,14 км/ч и угловом столкновении его с неподвижным барьером под углом 15° со скоростью движения 80 км/ч, а под углом 45° со скоростью 48 км/ч. Пассажиры и водитель защищаются также и при лобовом столкновении с неподвижным автомобилем двойного веса во время движения со скоростью 120 км/ч и ударе сзади в него другим автомобилем двойного веса со скоростью движения 64 км/ч.

Автомобиль *ESV* обладает высокой устойчивостью и управляемостью. Допускает устойчивое движение по кругу радиусом 30,5 м при боковом ускорении до 0,65 g, движение змейкой по траектории, обозначенной вешками, установленными в линию с шагом 28,7 м, со скоростью 80 км/ч, а также при про-

хождении V-образного поворота со скоростью движения 80 км/ч.

Отклонение от курса автомобиля, движущегося со скоростью 112 км/ч, под действием порыва бокового ветра, дующего со скоростью 80 км/ч, не превышает на участке 6,1 м величины 1,37 м. При резком торможении автомобиля со скорости 96 км/ч до полной остановки отсутствует блокировка колес, тормозной путь равен 47,2 м, а отклонение вбок не превышает 3,66 м.

Ни одна из фирм не утверждает, что разработанные экспериментальные безопасные автомобили будут впоследствии в чистом виде поставлены на производство. Однако по мере отработки примененных на них новых узлов и систем последние будут внедряться на выпускаемые модели. Например, фирма Даймлер-Бенц уже внедрила на массовых моделях 63 из 102, имеющихся на прототипе, новых конструктивных решений.

Вместе с тем ясно, что применение новых и дополнительных агрегатов и систем вместе с повышением прочности и жесткости пассажирского помещения повлекут за собой увеличение веса и цены автомобиля. Ни один из экспериментальных автомобилей не уложился в заданные довольно высокие нормы веса. По свидетельствам американ-

ской печати удовлетворение всех предполагаемых к введению в США к 1975 г. новых требований увеличит вес автомобиля на 280 кг, а также стоимость.

В отечественной автомобильной промышленности необходимо активизировать разработки в направлении более полного конструктивного обеспечения безопасности и предусмотреть в планах конструкторских работ создание экспериментального безопасного автомобиля для отработки на нем мероприятий безопасности, предполагаемых к внедрению в обозримом будущем в стране и с учетом экспорта.

ЛИТЕРАТУРА

1. «Automotive News».
2. «Revue Automobile 1972». Katalogue Number Bern. 9.3.1972.
3. Проспект фирмы Фольксваген.
4. «Автомобильная промышленность США», 1971, № 9, 10.
5. Веселов А. И., Немцов Ю. М. Требования безопасности и развитие конструкции современных легковых автомобилей. М., НИИНавтопром, 1973.

Канд. техн. наук Ю. М. НЕМЦОВ,
А. И. ВЕСЕЛОВ,
канд. техн. наук М. А. АНДРОНОВ,
Ф. Е. МЕЖЕВИЧ

УДК 65.011.56:629.113

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ РОБОТОВ В АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

БЫСТРОЕ развитие промышленности определяется ускоренным техническим прогрессом, автоматизацией и механизацией всех производственных процессов.

Механизация вспомогательных операций за счет применения специальных манипуляторов, имитирующих движение человека, происходит во всем мире, однако при любой перестройке производства возникает необходимость в создании новых конструкций манипуляторов.

Вопрос создания универсального манипулятора, способного «обслужить» любую точку в рабочей зоне, т. е. имеющего три степени свободы, был решен около десяти лет назад в США, когда были созданы универсальные манипуляторы, или промышленные роботы типа «Юнимейт» и «Версатран» с широким диапазоном действий.

Через несколько лет после появления промышленных роботов лицензии на их изготовление и применение были закуплены Англией, ФРГ, Францией, Японией.

Американские фирмы Юнимейшн и АМФ Версатран Див. начали массовый выпуск промышленных роботов «Юнимейт» и «Версатран» для различных отраслей промышленности. В США в настоящее время работает около 2 тыс. роботов, и, по имеющимся данным, их количество к 1975 г. достигнет 50 тыс. Только на сборочных операциях предполагается использовать 10 тыс. роботов.

В Англии на выпуске промышленных роботов типа «Версатран» специализируется фирма Хокер Сидлей Динамик Лимитед; фирмы КУКА (ФРГ), Сняки, Кавасаки и др. (Япония) — на выпуске роботов типа «Юнимейт». Простые промышленные роботы (механические руки), выпускаемые фирмой Анда Текко, давно применяются в различных отрас-

лях промышленности Японии. Более сложные и универсальные промышленные роботы типа «Версатран» применяются с 1967 г. В 1969—1970 гг. японская фирма Кавасаки организовала производство еще более совершенных роботов типа «Юнимейт». Для автомобильной фирмы Ниссан ею изготовлено 50 таких роботов.

Промышленный робот — это механическая рука с автоматическим электронным управлением, работающая по заданной программе. Робот сочетает гибкость человеческой руки с точностью движений машины, его можно быстро «обучить» выполнению требуемой операции, он не устает и может непрерывно работать сотни часов. По зарубежным данным, робот «Юнимейт» может непрерывно работать почти 600 ч с коэффициентом загрузки 98%.

Рабочий орган робота представляет собой клещевой захват с гидравлическим или пневматическим приводом. Листовой материал захватывается вакуумными присосами. При механической обработке используется двухпозиционный захват: одна позиция для заготовки, другая для обрабатываемой детали. В некоторых случаях вместо захвата к шарниру руки робота присоединяют сварочные клещи, электродрель, пульверизатор и другие инструменты. В настоящее время созданы роботы, способные самостоятельно менять технологический инструмент во время выполнения различных операций.

В разнообразных конструкциях промышленных роботов различаются два принципа вертикального перемещения руки: прямолинейное перпендикулярно оси стойки и радиальное относительно точки поворота шарнира. Первый принцип применяется для мелких и средних роботов типа «Версатран», второй для

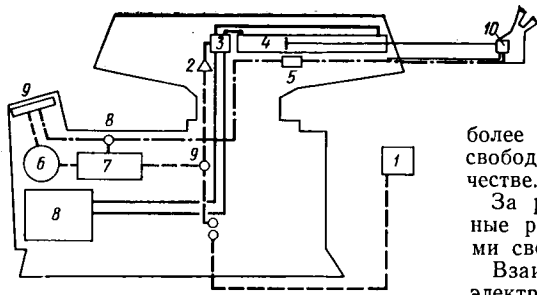
более мощных и сложных типа «Юнимейт».

Конструктивно промышленные роботы выполняются в однокорпусном исполнении, что удобнее при расположении их на рабочих местах. Некоторые модели роботов «Версатран» и «Юнимейт» состоят из двух или трех отдельных устройств: робота и пульта управления; или робота, пульта управления и насосной гидростанции. Габаритные размеры робота однокорпусного исполнения 1600×1200×1500 мм, вес от 1 до 2 т.

Привод движущихся частей робота преимущественно гидравлический. Если применяются пневматические цилиндры или инжекторные присосы, то они питаются сжатым воздухом от цеховой сети при давлении 4—6 атм. Насосы гидравлических станций приводятся в действие электродвигателями трехфазного переменного тока стандартной частоты. Давление в гидросистеме 70—140 атм. Электрическая мощность, потребляемая всеми электрическими устройствами робота, зависит от его грузоподъемности и объема сферы действия.

Грузоподъемность определяется возможностью использования рабочего инструмента с точки зрения его веса, а также веса транспортируемого детали. С увеличением скорости перемещения уменьшается устойчивость работы руки робота и снижается его грузоподъемность. Сфера действия определяется объемом, в котором рабочий орган робота может достигнуть любой точки рабочего пространства. По объему сферы действия роботы разделяются на мелкие до 5 м³, средние до 10 м³ и крупные более 10 м³.

Чем больше грузоподъемность и объем сферы действия робота, тем меньше точность его движений. У крупных робо-



В каждом технологическом процессе при выполнении определенных операций целесообразно применять роботы с наиболее подходящим сочетанием степеней свободы при минимальном их количестве.

За рубежом применяют промышленные роботы с тремя—восемью степенями свободы.

Взаимодействие гидравлической и электрической систем робота показано на рисунке. Сплошными линиями обозначены гидроприводы, штриховыми — прямая связь, штрих-пунктирными — обратная связь.

Обучение робота требуемой программой осуществляется от дистанционного кнопочного пульта 1. Нажатие одной из кнопок пульта соответствует определенному виду движения робота, а продолжительность движения зависит от оператора, который включает поочередно соответствующие кнопки и следит за тем, чтобы в результате всех движений выполнялась заданная операция в минимальное время.

Каждая команда передается на сервоусилитель 2, сервоклапан 3 и гидроцилиндр 4, который обеспечивает движение соответствующего органа 10 робота. Одновременно сигнал поступает в цифровой дискретный датчик положения 5 и через вычислительно-сравнивающее устройство 7 на барабан 6 магнитной записи. Этот барабан является накопителем памяти, на нем фиксируется в магнитной записи программа данной операции. После записи всей программы робот переводится на автоматическую работу выключателями 8 и 9.

В автоматическом режиме начальная команда исходит от барабана магнитной записи, передается вычислительно-сравнивающему устройству, сервоусилителю, сервоклапану и гидроцилиндру. Одновременно через цифровой датчик в вычислительно-сравнивающее устройство поступает сигнал обратной связи. Прямой сигнал от барабана магнитной записи и обратный сигнал от цифрового датчика положения сравниваются в этом устройстве, и движение соответствующего органа робота в данном направлении происходит до момента равенства обоих сигналов. В рассмотренном случае накопителем памяти служит магнитный барабан. У промышленных

роботов могут применять менее сложные накопители памяти — набор потенциометров и более сложные — оперативные запоминающие устройства от ЭВМ или миниатюрные ЭВМ-компьютеры. Или «Версатран» имеет память в виде набора из 90 потенциометров, что усложняет процесс обучения. При отработке программы оператор после каждого движения должен подходить к основному пульта управления и устанавливать соответствующим потенциометром нулевое положение стрелки контрольного прибора. У роботов «Юнимейт» программа записывается на магнитный барабан автоматически.

Простым и емким накопителем памяти является магнитная лента, на которую удобно записывать длительные технологические процессы: электродуговую сварку, окраску и др. Однако при ее использовании возможны искажения и, кроме того, для выполнения операций, требующих частой и точной установки рабочего органа робота, запись на магнитной ленте не всегда целесообразна.

Применение оперативного запоминающего устройства с ферритовыми ячейками или небольших ЭВМ-компьютеров во много раз увеличивает надежность и емкость накопителя памяти робота (500 команд) и позволяет управлять целой группой роботов.

Техническая характеристика промышленных роботов типа «Юнимейт» фирмы КУКА, «Юнимейт 2000», «Юнимейт 4030» и «Юнимейт 5030» фирмы Кавасаки, «Версатран 500р» и механических рук АН-4 фирмы Аида Текко приведены в таблице.

Применение промышленных роботов для автоматизации и механизации технологических процессов исключает проектирование и изготовление специальных манипуляторов, загрузочных и транспортных устройств.

По имеющимся данным, промышленные роботы за рубежом применяются для:

- 1) укладки деталей, заготовок или пакетов в тару и штабеля;
- 2) укладки и съема деталей с движущегося конвейера;
- 3) съема и навешивания деталей и узлов на подвесной конвейер или перевешивания деталей с одного конвейера на другой;
- 4) подачи заготовок и съема деталей при горячей и холодной штамповке;

тов точность движений 2—3 мм, у средних 1 мм и у мелких 0,25 мм.

По данным зарубежных фирм, промышленные роботы могут непрерывно работать до 600 ч, причем общая гарантированная их долговечность составляет 40 тыс. ч. Стойкость промышленных роботов в зависимости от технических возможностей колеблется от 6 до 40 тыс. долл.

Робот «Юнимейт» имеет следующее устройство (см. рисунок). В верхней части неподвижного корпуса установлена подвижная часть — плечо, которое имеет две степени свободы: вращательное относительно вертикальной оси и качательное движение в вертикальной плоскости. В переднюю часть плеча входят одна или две штанги, выполняющие роль руки, которые могут перемещаться в продольном направлении, т. е. имеют одну степень свободы. Рука робота оканчивается шарнирно закрепленным захватом, или кистью. Шарнирное соединение позволяет кисти совершать качательное и вращательное движение относительно руки, т. е. иметь еще две степени свободы. При необходимости два пальца кисти сжимаются и разжимаются, т. е. имеется еще одна степень свободы. Таким образом, для выполнения операций робот должен иметь пять—шесть степеней свободы. Например, для точечной сварки, когда вместо захвата устанавливаются сварочные клещи, сам робот должен иметь пять степеней свободы; для штамповки, когда заготовка устанавливается в штамп, а затем отштампованная деталь вынимается и укладывается в тару, у робота должно быть шесть степеней свободы и т. д. Кроме того, корпус робота может перемещаться по направляющим, плечо перемещаться поперечно относительно корпуса, подниматься и опускаться по вертикальной оси и др.

| Показатели | Промышленные товары | | | | | Механические руки АН-4 | Показатели | Промышленные товары | | | | | Механические руки АН-4 | |
|---|---------------------|---------------|---------------|---------------|------------------|------------------------|--|---------------------|---------------|---------------|---------------|------------------|------------------------|--|
| | «Юнимейт» | Юнимейт 2000* | Юнимейт 4030* | Юнимейт 5030* | «Версатран 500р» | | | «Юнимейт» | Юнимейт 2000* | Юнимейт 4030* | Юнимейт 5030* | «Версатран 500р» | | |
| Объем сферы действия в м³ | 10 | 9 | 23 | 4 | 3,5 | 0,2 | Скорость движения руки при радиальном повороте в град/с: | | | | | | | |
| Максимальная грузоподъемность в кгс: | | | | | | | в горизонтальной плоскости | 110 | 100 | 65 | 180 | 90 | 90 | |
| при большой скорости | 11,3 | 35 | 45 | 10 | 10 | 1,5 | в вертикальной плоскости | 110 | 30 | 50 | 60 | — | — | |
| при малой скорости | 33,9 | 75 | 135 | 20 | 45 | 5 | Пределы качания кисти руки в град | 220 | 220 | 200 | 220 | — | — | |
| Потребляемая мощность в кВт | 11,5 | 11,5 | 30 | 7,5 | 4,5 | 0,5 | Вращение качания в град/с | 110 | 110 | 110 | 180 | — | — | |
| Емкость запоминающего устройства в командах | 180—360 | 180 | 512—2048 | 512—2048 | 90 | — | Вращение кисти руки в град | 330 | 360 | 300 | 360 | 180 | 180 | |
| Точность движения в мм | ±1,2 | ±1 | ±2 | ±0,25 | ±2 | — | Скорость вращения в град/с | 110 | 110 | 110 | 180 | 90 | 90 | |
| Количество степеней свободы | 5 | 5 | 6 | 8 | 4 | 4 | Вращение кисти руки с шарниром в град | — | — | 235 | 360 | — | — | |
| Максимальное увеличение вылета руки в мм | 1050 | 1041 | 1320 | 600 | 1070 | 600 | Скорость вращения в град/с | — | — | 110 | 180 | — | — | |
| Скорость вылета руки в мм/с | 760 | 760 | 915 | 1200 | 920 | 100 | Движения плеча руки в мм: | | | | | | | |
| Радиальный поворот руки в град: | | | | | | | вертикальное | — | — | — | 300 | 770 | 150 | |
| в горизонтальной плоскости | 220 | 220 | 200 | 240 | 240 | 120 | поперечное | — | — | — | 300 | — | — | |
| в вертикальной плоскости | 57 | 57 | 50 | 60 | — | — | Скорость движения плеча руки в мм/с: | | | | | | | |
| | | | | | | | вертикального | — | — | — | 1000 | 92 | 50 | |
| | | | | | | | поперечного | — | — | — | 1000 | — | — | |

5) нанесения смазки при горячей и холодной штамповке;

6) выемки отливок и обрезки литников при литье под давлением;

7) обслуживания термических печей и установок т.в.ч.;

8) управления станками при механической обработке, включая сборочные и вспомогательные операции;

9) подачи деталей и узлов в сборочные приспособления;

10) выполнение сборочных операций, включая прецизионные;

11) дуговой и контактной сварки деталей и узлов;

12) точечной сварки кабин грузовых и кузовов легковых автомобилей подвижными машинами;

13) окраски деталей и узлов.

Это далеко не все операции, которые выполняются роботами. По данным японской фирмы Кавасаки, один робот заменяет при двухсменной работе в прессовом производстве при обслуживании трех прессов шесть рабочих, в литейном производстве при литье под давлением на двух машинах шесть человек, в термообрабатывающем производстве двух человек, при механической обработке четыре рабочих, при контактной точеч-

ной сварке двух человек, при окраске двух человек.

Широко применяются промышленные роботы на автомобильных заводах США, ФРГ, Англии, Франции, Японии в прессовом, литейном, сборочно-сварочном, механообрабатывающем производстве, в термических и окрасочных цехах. В отечественной автомобильной промышленности механические манипуляторы применяются также во многих технологических процессах.

Ю. Н. БОБРИНСКИЙ, В. И. ЕРШОВ

УДК 061.3:621.43:629.113

XXXI НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ МОСКОВСКОГО АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНОГО ИНСТИТУТА (АВТОТРАКТОРНЫЕ ДВИГАТЕЛИ)

НА СЕКЦИИ автотракторных двигателей было заслушано около 70 докладов.

Об исследованиях распределения тепловых потоков по поверхностям деталей дизеля с наддувом доложили д-р техн. наук М. С. Ховах, канд. техн. наук А. С. Хачян и Н. Н. Эсауменко. Измерения проведены по головке цилиндра, включая выпускной канал, по гильзе цилиндра и поршню. Одновременно по двум первым деталям определяли стационарные и нестационарные тепловые потоки. Кроме того, измеряли количество тепла, переданное в рубашку охлаждения головки и цилиндра. Регистрировались стационарная температура поверхностей всех деталей. На поршне измерения эти осуществлялись при помощи специально разработанных поверхностных термопар. Докладчики привели некоторые результаты анализа зависимости стационарных и мгновенных температур и тепловых потоков от координат точки измерения, числа оборотов, избытка воздуха, давления наддува, скорости движения заряда в камере сгорания, температуры охлаждающей жидкости. В докладе результаты интегрирования тепловых потоков по поверхностям деталей сравниваются с данными измерения количества тепла, которое передается охлаждающей жидкостью.

Намечена программа дальнейших работ по изучению взаимосвязей между особенностями организации рабочего процесса и тепловой напряженностью деталей.

В докладе д-ра техн. наук А. Э. Симсона и В. М. Лялюка (ХИИТ) рассказано об исследованиях работы автотракторных дизелей на режимах малых нагрузок и холостого хода. Установлено несовершенство рабочего процесса из-за больших коэффициентов избытка воздуха, переохлаждения цилиндра, плохого распыливания топлива и значительных насосных потерь. Проведены следующие исследования методов улучшения работы дизелей на данных режимах: повышение температуры воздуха на впуске путем подогрева и за счет перепуска выпускных газов во впускной трубопровод; повышение температуры воды и масла; повышение противодавления на выпуске и разрежение на впуске; отключение подачи топлива в половину цилиндра с одновременным отключением подачи

воздуха и при обычном впуске. Выяснилось, что наиболее эффективно отключение подачи топлива и воздуха в группу цилиндров. Установлены качественные отличия этого метода для двух- и четырехтактных дизелей. Проведены сравнительные исследования на нескольких двигателях.

Канд. техн. наук В. С. Эфендиев, Р. Л. Багир-заде и Т. Р. Джафаров (АзПИ) посвятили свой доклад исследованию влияния формы камеры сгорания в поршне на показателях дизеля при работе на маловязком топливе. Они привели результаты исследования одноцилиндрового дизеля на бензине А-72 при стандартной, цилиндрической и конической камерах сгорания в поршне по нагрузочной и скоростной характеристикам. Во всех случаях степень сжатия двигателя была неизменной. В результате исследований выяснилось, что индикаторный процесс двигателя при работе на бензине существенно улучшается в случае конической и цилиндрической камер сгорания по сравнению со стандартной: уменьшается жесткость работы, повышается экономичность и т. д.

Наблюдалось значительное уменьшение периода задержки воспламенения с конической камерой, так как из-за большего диаметра горловины заметно падает средняя скорость вытеснения воздуха из надпоршневой полости в процессе сжатия. Установлено, что ускоренное воспламенение маловязкого топлива при камере сгорания со сравнительно спокойным состоянием среды, наряду с влиянием прочих факторов, обуславливается повышением теплового состояния заряда к моменту начала впрыска. Большой перепад температуры на участке сжатия от момента начала впрыска топлива до в.м.т. соответствует условиям конической камеры сгорания. Также выполнены теоретические расчеты по определению периода задержки воспламенения бензина в условиях различных камер сгорания в поршне.

Расчету динамики выделения тепла в высокооборотном многоцилиндровом дизеле с непосредственным впрыском посвящен доклад Б. Н. Семенова и М. Я. Завлина (ЦИНИДИ). Рассмотрены особенности динамики и факторы, лимитирующие скорость выделения тепла. Предложена полуэмпирическая зависимость для расчета максимальной скорости тепловыделения в период быстро-

го сгорания. Приведены результаты расчета индикаторных диаграмм дизеля при работе с четырьмя различными законами подачи дизельного топлива и бензина А-72 в сравнении с результатами экспериментальных исследований.

Ю. Е. Лев (АПИ) рассказал об исследованиях возможности утилизации энергии отработавших газов двигателей внутреннего сгорания в поршневой машине. В докладе рассмотрены вопросы, связанные с осуществлением рабочего процесса комбинированных тепловых двигателей, составленных из дизелей и кинетически связанных с ними двигателей внешнего сгорания, утилизирующих энергию отработавших газов дизелей. Исследованы зависимость и оптимизация рабочего процесса двигателя-утилизатора от протекания рабочего процесса дизеля. Приведены результаты экспериментальной проверки на опытном образце комбинированного двигателя.

Об исследовании рабочего цикла дизеля с наддувом и опытным распылителем сделали доклад канд. техн. наук А. П. Ставров и В. М. Бунов (ЧПИ). Веерообразные струи топлива удается получить с помощью опытного распылителя, у которого сопловые отверстия располагаются в два яруса попарно, причем оси парных отверстий пересекаются непосредственно на выходе и лежат в одной плоскости с осью корпуса распылителя. Топливо выходит из парных сопловых отверстий, струи на выходе из распылителя сталкиваются и суммарная топливная струя приобретает веерообразную форму. Исследования на одноцилиндровом двигателе выявили, что на режиме номинальной мощности дизелей типа Д-130 и Д-160 удельный индикаторный расход топлива с опытным распылителем снизился на 4—5 г/л.с.ч. Степень дымности и содержание СО в отработавших газах снизилась соответственно на 20 и 8%. Температура отработавших газов уменьшилась на 40°. Преимущество опытного распылителя проявляется во всем исследованном диапазоне изменения нагрузок и чисел оборотов.

Д-р техн. наук М. С. Ховах, канд. техн. наук Г. М. Камфер, В. П. Назаров, В. А. Комаров и Г. К. Жакенов доложили о результатах экспериментального исследования полей температуры в камере постоянного объема. Исследования показали, что процесс смесеобразования

дизеля характеризуется существенной температурной и концентрационной неоднородностью смеси в зоне топливного факела. Это оказывает значительное влияние на протекание предпламенных процессов и дальнейшее развитие рабочего процесса. Изложены методика и результаты исследования температурной неоднородности в камере постоянного объема. Измерения проводились одновременно тремя термометрами сопротивления в широком диапазоне изменения термогазодинамических параметров среды и режимов работы топливopодающей аппаратуры.

Исследованию движения топлива через фильтры грубой очистки был посвящен доклад д-ра техн. наук А. С. Лышевского и А. В. Остапенко (Новочеркасский политехнический институт). Формулы, определяющие максимальные допустимые скорости движения топлива в плоских сетчатых и щелевых фильтрующих перегородках, выведены из аналитической зависимости для потери давления при ламинарном установившемся движении вязкой жидкости через щели перегородки и величины безразмерного критерия, характеризующего начало перехода от ламинарного к турбулентному движению в пористых средах. В результате исследования ламинарного и турбулентного движения вязкой жидкости в фильтрах с дисковыми и радиальными фильтрующими элементами, а также анализа условий безотрывного движения жидкости и гидравлических потерь на трение и расширение потока выведены расчетные зависимости для определения оптимального угла конусности фильтрующих элементов.

Д-р техн. наук И. В. Астахов, канд. техн. наук В. И. Трусов (МАДИ) и В. П. Дмитренко (ЯМЗ) рассказали об улучшении характеристик и повышении надежности форсунок автотракторных дизелей. Экспериментальные исследования истечения топлива через распылители позволили установить зависимость коэффициентов расхода от соотношения давлений до и после открытия дроссельной заслонки и неправомерность исследования однозначно заданной гидравлической характеристики распылителя для расчета процесса впрыска топлива в среду с противодавлением. Уменьшение дросселирования за счет введения дополнительного конуса на игле значительно улучшило гидравлические характеристики распылителей. Между вероятностью прорыва газов в распылитель и закоксовыванием сопловых отверстий, как показали опыты, существует взаимосвязь, что позволяет оценивать влияние параметров форсунки и других элементов топливной системы на надежность форсунок и выбирать оптимальное соотношение. Исследования конца впрыска после посадки иглы на седло показали, что вытекающие из колодца остатки топлива ухудшают экономичность работы двигателя, увеличивают дымность выпуска и повышают склонность распылителей к закоксовыванию. С увеличением объема колодца эти нежелательные факторы возрастают.

Канд. техн. наук Г. Д. Поляков и В. Е. Горбаневский показали, что одной из причин уменьшения производительности топливного насоса является влияние повышенного давления газовой среды, в которую впрыскивается топливо в дизеле по сравнению с подачей в атмосферу на холодном стенде. Проведены опыты, в которых осуществ-

лялся впрыск топлива в камеру, заполненную сжатым азотом (давление до 100 атм).

В клапанной форсунке, открывающейся по потоку топлива, давление среды задерживает открытие и ускоряет закрытие клапана; увеличивается запаздывание впрыска; сокращается продолжительность впрыска, уменьшается цикловая подача топлива, а разность давлений $p_{ф} - p_{ср}$ остается почти постоянной. Признаков проникновения газа в клапанную форсунку не замечено. В форсунке закрытого типа ускоряется начало, но сокращается продолжительность впрыска, что служит косвенным признаком проникновения газа в форсунку. Проникновение газа усиливается в случае применения в топливном насосе нагнетательных клапанов с обратным перепуском топлива.

Разработке и исследованию топливной системы с гидрозапорной форсункой и изменяемым законом подачи топлива для автотракторного дизеля был посвящен доклад д-ра техн. наук М. С. Ховаха, д-ра техн. наук И. В. Астахова, канд. техн. наук Г. М. Камфера и др. Использовалась специально разработанная гидрозапорная форсунка с изменяемым законом подачи топлива. На безмоторном стенде такая система обеспечивает организацию различных характеристик впрыска топлива. На одноцилиндровом двигателе характеристики ступенчатого типа заметно уменьшают жесткость работы дизеля и несколько улучшают экономичность. Это указывает на целесообразность использования на автотракторных дизелях топливных систем с гидрозапорными форсунками, разработанными в МАДИ.

А. Л. Новоселов (АПИ) рассказал о тепловыделении, дымности и токсичности дизеля размерности 13/14 при дообавлении в топливо антидымных присадок. Показано воздействие антидымных присадок ИХП-706, ИХП-707, СЛД и ЦТМ на дымность отработавших газов, приведены результаты газового анализа, рассмотрено различие в показателях рабочего процесса. Сопоставлены результаты испытаний дизеля с камерами сгорания типа ЯМЗ и ЦНИДИ при работе на чистом топливе и топливе с присадками. Эффект от добавления присадки наблюдается, начиная со средних нагрузок и особенно в зонах перегрузок.

Предприняты попытки разработки и использования методики комплексной оценки токсичности отработавших газов. Сравнена эффективность воздействия присадок на токсичность отработавших газов при использовании различных камер сгорания. Рассмотрена связь показателей активного тепловыделения с дымностью отработавших газов дизеля.

Исследование изменения состава отработавших газов дизеля в термической зоне при температуре 500—1000°C осветили А. Д. Вышкин и В. И. Смайлс (ЦНИДИ). Даны основные результаты исследований по дожиганию отработавших газов дизеля. Исследования выполнены на лабораторной установке, позволяющей изменять температуру термической зоны и время пребывания газа в ней.

Общие проблемы дозирования и внешнего смесеобразования в бензиновых двигателях изложены канд. техн. наук Ю. И. Лобинцевым (ЦНИТА). Технические параметры таких двигателей определяются суммарным эффектом последовательных циклов в каждом ци-

линдре. Из-за малой продолжительности рабочего цикла можно считать, что он протекает в условиях постоянных оборотов и теплового состояния двигателя. При этом параметры смеси циклового заряда характеризуются цикловым количеством топлива, давлением, температурой, а также микро- и макроструктурой циклового заряда смеси на впуске. Это конечные параметры системы внешнего смесеобразования.

Требования к конечным параметрам смеси различны, а в некотором смысле противоположны — на частичных и полных нагрузках и переходных режимах работы двигателя. Работу системы питания можно оценить количественно через величины временной и геометрической дисперсий распределения топлива.

О влиянии регулировок на выделение окиси углерода автомобильным двигателем при работе на холостом ходу доложили В. А. Звонов, А. С. Радионов и В. А. Волков (Ворошиловградский машиностроительный институт). Улучшение качества смесеобразования на этом режиме — применение удлинительной трубки подачи топлива в системе холостого хода карбюратора — приводит к уменьшению неравномерности выделения СО по отдельным цилиндрам и снижает концентрацию СО в отработавших газах. Наиболее сильное влияние оказывает обеднение смеси регулируемым системы холостого хода карбюратора. При $n > 1500$ об/мин вступает в работу главная дозирующая система карбюратора, которая и обуславливает качество смесеобразования и выделение окиси углерода на этих режимах.

Характеристики структуры смеси при различной интенсивности ее подогрева рассмотрены в докладе канд. техн. наук К. А. Морозова и Л. М. Матюхина. Приведены результаты экспериментов на специальной безмоторной установке. При подведении к смеси теплового потока, равного 32 ккал/кг топлива при скорости потока $w = 21,8$ м/с и $\alpha = 0,8$ можно увеличить долю испарившегося топлива по сравнению с аднабным потоком на 25% при одновременном уменьшении доли топлива в пленке на 10%. При этом температура паро-воздушной смеси повышалась всего на 2°C. В случае изменения места подведения к трубопроводу тепла для одинаковых тепловых потоков характеристики структуры смеси, определенные на расстоянии 580 мм от распылителя, оставались постоянными. Приведены результаты исследования структуры смеси на развернутом двигателе, влияния места и интенсивности подогрева на распределение смеси по цилиндрам, а также на мощностные, экономические показатели и токсичность выпускных газов. Предпочтителен подогрев впускного трубопровода до места его разветвления.

О влиянии емкости во впускной системе на наполнение четырехтактного двигателя сделали доклад канд. техн. наук К. А. Морозов, А. Г. Бакашвили (МАДИ), канд. техн. наук Б. А. Киселев и др. (НАМИ). Наполнение двигателя рассматривалось как совокупность задач о процессах, происходящих в цилиндре в квазистационарной постановке и неустановившегося потока во впускном трубопроводе — в однокамерной нелинейной постановке при нескольких математических описаниях процессов в емкости. Полученные расчетные данные сопоставлены между собой и с экспериментальными. Проанализированы преимущества и недостатки каждого

метода. Кроме того, рассмотрены степень и область влияния емкости на показатели наполнения.

Е. Я. Аршавский (Ташкентский политехнический институт), канд. техн. наук Б. Я. Черняк, Н. Д. Скирков (МАДИ) рассмотрели некоторые вопросы получения характеристик оптимального регулирования двигателя. Проанализирована возможность построения характеристик оптимального регулирования карбюраторного двигателя, когда действующих факторов более трех. Использовано математическое планирование эксперимента при определении регулирования двигателя.

В результате совместной работы канд. техн. наук Н. А. Кримова, Р. И. Мехнева (АзПИ) и К. М. Маскенкова (ГАЗ) после длительных исследований простой и надежный способ питания форкамеры смесью при непосредственном впрыске бензина. Этот способ предусматривает переход части топлива из форкамеры в основную камеру сгорания и продувание форкамеры воздухом, поступающим из цилиндра. Испытания проводились на одноцилиндровом и четырехцилиндровом опытных двигателях. Создание форкамерных двигателей, работающих с предложенным способом смесеобразования, — перспективно.

В. И. Ерохов (НИИАТ) в своей работе показал, что процессы смесеобразования и распределения топлива по цилиндрам двигателя в значительной степени зависят от способа подвода тепла к горючей смеси, а также интенсивности подогрева стенок впускного трубопровода. В результате анализа тепловой инерции двигателя на режимах разгона и экспериментального исследования влияния импульсной подачи нагретого воздуха на разгон двигателя установлено, что в реальных условиях эксплуатации температурный режим впускного трубопровода не соответствует оптимальным значениям.

В докладе д-ра техн. наук В. И. Гулия и др. были рассмотрены результаты влияния качества высокооктановых бензинов на отложения в карбюраторе при закрытой системе вентиляции картера. Испытания проводились на малоразмерной моторной установке. Разработана методика исследования влияния свойств бензинов на их склонность к отложениям. Приведены данные экспериментального исследования состава картерных газов и влияния качества бензина на образование отложений.

Н. А. Макаровым (НИЛТД), Н. И. Моисеевым, В. Я. Мухановым (ЗИЛ) исследована возможность снижения токсичности карбюраторного двигателя путем подачи дополнительного воздуха в зону выпускных клапанов. Такое устройство обеспечивает снижение выбросов окиси углерода и углеводородов на 70—80% при работе двигателя с полной нагрузкой и до 50% (по окиси углерода) при холостом ходе. Во время работы двигателя с частичными нагрузками выбросы окиси углерода и углеводородов снижаются незначительно при одновременном увеличении образования окислов азота. Это проис-

ходит из-за обеднения рабочей смеси за счет попадания воздуха в цилиндр через выпускной клапан в момент перекрытия клапанов. Особенно все это проявляется на режиме холостого хода, где одновременно с уменьшением токсичности происходит небольшое снижение расхода топлива (на 6—8%).

Снижению токсичности двигателей внутреннего сгорания путем применения сжиженного газа был посвящен доклад Н. Г. Самоля (НИЛТД). Двигатели на сжиженном газе могут работать в более широком диапазоне состава смеси с минимальным выбросом окиси углерода и углеводородов, чем на бензине. Выделение окислов азота при работе двигателя на сжиженном газе и бензине одинаковы. При уменьшении угла опережения зажигания и при потере 10% мощности во время работы двигателя на сжиженном газе выделение окислов азота в 2,5—4 раза ниже, чем на бензине.

В процессе пуска и прогрева двигателя обогащение смеси не нужно. Благодаря этому значительно сокращается выброс окиси углерода и углеводородов. Поскольку система подачи топлива на газобаллонном автомобиле герметична, полностью отсутствуют выделения углеводородов в атмосферу.

Основы проектирования оптимальных газовоздушных трактов поршневых двигателей были рассмотрены в докладе канд. техн. наук В. В. Данилова (Украинский заочный политехнический институт). Для аналитических расчетов основной послужили линеаризованная теория акустических колебаний и явления резонанса. Эксперименты были поставлены на двух- и четырехтактных двигателях типа ИЖ, В-150, ПД-10 и др.

Устройства, установленные в трактах, могут моделироваться при исследованиях равновеликими объемами и сопротивлениями.

Дана оценка влиянию на наддув числа цилиндров, порядка работы, способа осуществления рабочего цикла и других факторов. Предложены соотношения для выбора оптимальных параметров глушителя с диффузно-конфузорным корпусом. Разработана конструкция глушителя телескопического типа, обеспечивающего наддув в широком диапазоне изменения числа оборотов.

Канд. техн. наук Е. А. Григорьев (Волгоградский политехнический институт) рассмотрел статистические характеристики остаточной уравновешенности двигателя. Получены выражения среднеквадратичных значений остаточных сил инерции и дан анализ остаточной уравновешенности двигателей различных компоновочных схем. Рассмотрены законы распределения остаточных сил инерции многоцилиндровых двигателей. Они определяются как законы распределения композиции суммы случайных величин. Разработана методика их расчета при помощи ЭЦВМ. Дан анализ статистических параметров остаточных сил инерции двигателя, которые сопоставляются с предельными значениями. Остаточные силы инерции зависят не только от параметров двигателя и заданного отклонения масс, но и от технологического способа реализации этого отклонения.

О шумовых характеристиках малоразмерных дизелей сделали доклад Л. О. Аронов, В. М. Белоедов, канд. техн. наук Е. Г. Носаль и канд. техн. наук Л. В. Тузов. Рассмотрены характеристики заглушенной камеры РДЗ и спектры звуковой мощности дизелей ряда 8,5/11. Даны сравнения экспериментально определенных уровней шума с уровнями шума, рассчитанными по существующим формулам. Сопоставлены также шумности дизелей разных марок и типоразмеров с помощью известных коэффициентов, предложенных авторами.

Канд. техн. наук Л. В. Корчемным и В. Д. Казаковой (НАМИ) рассмотрено влияние допусков на изготовление деталей механизма газораспределения двигателя на кинематику и динамику клапана. Возникают трудности при определении отклонений от теоретического закона движения клапана, обусловленных системой допусков на изготовление деталей механизма газораспределения, и выявлении тех размеров, неточность изготовления которых в наибольшей степени отражается на кинематике механизма. Решению этой задачи и посвящены работы авторов.

Расчету демпфера колебаний витков клапанной пружины двигателя был посвящен доклад Л. В. Корчемного и Л. Н. Синельникова. Вибрация клапанной пружины является одним из признаков нарушения нормальной работы механизма газораспределения современного быстроходного двигателя. Такая вибрация снижает усталостную прочность материала пружины и уменьшает ее усилие.

Рассмотрен расчет демпфера, который устанавливается в клапанную пружину. Он представляет собой цилиндрическую пружину, навитую из плоской пружинной ленты. Принято, что взаимодействие между витками пружины и демпфера подчиняется закону сухого трения. Расчет велся методами сопротивления материалов. Дана уточненная формула, выведенная с учетом пространственной формы обеих пружин. Составлено уравнение продольных колебаний пружин. Уравнение решалось численным методом.

Комплексной международной проблемой является борьба с токсичностью передвигших средств. Этим вопросом посвятил свой доклад канд. техн. наук А. А. Фомин (НИЛТД). Полностью решить данную проблему можно только комплексным методом, сочетающим в себе одновременное воздействие как на условия и процесс образования вредных веществ в двигателях, так и на образовавшиеся вещества. Такой метод требует проведения исследований рабочего процесса двигателей, эффективных процессов нейтрализации вредных веществ и внешних условий загрязнения атмосферы средствами передвижения.

Оценка затрат на решение проблемы, а также прогноз уровня неизбежного загрязнения атмосферы на обозримый период диктуют необходимость координированного поэтапного решения проблемы с обязательным участием в этом процессе различных министерств и ведомств.

С. А. СПЕСИВЫХ, Е. И. ЛЕЖНЕВА

ВСЕСОЮЗНОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ СОВЕЩАНИЕ «ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ КОНСТРУКЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ В ДЕВЯТОЙ ПЯТИЛЕТКЕ»

В ОКТЯБРЕ 1972 г. на автополигоне НАМИ состоялось первое Всесоюзное научно-техническое совещание «Пути повышения безопасности конструкции автомобилей в девятой пятилетке». На нем были рассмотрены основные направления работ по повышению безопасности конструкции автомобилей и автобусов в целях снижения аварийности и травматизма на автомобильном транспорте и повышения конкурентоспособности отечественных автомобилей на внешнем рынке.

Открывая совещание, заместитель начальника Управления конструкторских и экспериментальных работ Министерства автомобильной промышленности В. Н. Смолин подчеркнул актуальность рассматриваемой проблемы, которая в условиях увеличивающегося автомобильного парка страны и интенсификации транспортного движения приобретает важное народнохозяйственное значение. В. Н. Смолин напомнил об осуществляемых автомобильной промышленностью мероприятиях, которые направлены на повышение безопасности конструкции автомобилей. В результате этой работы заводами и научно-исследовательскими организациями разработаны и внедрены ряд безопасных автомобильных узлов. Однако в настоящее время требуется объединить усилия всех заинтересованных организаций и резко интенсифицировать работы на основе единого плана, в котором должны быть намечены конкретные пути повышения безопасности автомобилей, отражены вопросы создания современной научно-исследовательской базы и определены место и ответственность каждого завода, НИИ, лаборатории в этом мероприятии.

На совещании было сделано 29 докладов и сообщений представителями автомобильных заводов, научно-исследовательских и учебных институтов, Государственной автоинспекции, Всесоюзного объединения «Автоэкспорт» и других организаций, решающих вопросы безопасности на автотранспорте.

В докладе д-ра техн. наук Б. М. Фиттермана (НАМИ) были обстоятельно рассмотрены основные направления проводимых работ по рассматриваемой проблеме и указаны перспективы развития конструкций автомобилей с учетом требований безопасности. Отмечена также необходимость приведения в соответствие параметров перспективных типажей автомобилей с требованиями безопасности. Основной задачей автомобилестроителей является создание такого автомобиля, который бы в минимальной степени был чувствительным к последствиям от ошибок, допускаемых водителем. Затем докладчик указал на необходимость прогрессивного, научного подхода к выбору основных элементов конструкции автомобиля с учетом современных и перспективных требований безопасности. Прежде всего это относится к выбору мощностных и скоростных показателей, поскольку тихходный автомобиль, являющийся причиной транспортных «пробок», так же опасен, как и чрезмерно быстроходный. Очень важен вопрос создания надежных и эффективных тормозных систем, снабженных автома-

тической защитой от блокировки одного из тормозных колес.

Выступлением директора полигона В. А. Ануфриева было построено на конкретном материале, полученном в результате обширного исследования вопросов активной и пассивной безопасности. В его докладе говорилось об основных направлениях научно-исследовательских работ на полигоне по повышению безопасности. В настоящее время в результате этих работ созданы руководящие материалы, регламентирующие объем и методы проведения испытаний, на основании которых оценивается уровень и разрабатываются рекомендации по совершенствованию конструкций автомобилей в направлении повышения их безопасности, прежде всего с точки зрения тормозной динамики, управляемости и пассивной безопасности. Докладчик указал, что серьезным препятствием для развертывания работ в необходимых масштабах является отсутствие экспериментальной базы. Для ее создания необходима помощь Министерства и Госкомитета по науке и технике.

В. Н. Смолин в докладе «Современные и перспективные требования к безопасности конструкции автомобилей» подробно проанализировал существующие и перспективные нормы, которым должны отвечать конструкции автомобилей. Эти нормы разрабатываются Подкомитетом автомобильного транспорта Европейской Экономической Комиссии Организации Объединенных Наций. Подготавливаемые к выпуску новые правила ЕЭК ООН в дополнение к тем 27, которые существуют и регламентируют различные конструктивные параметры светотехнических приборов, тормозных систем элементов пассивной безопасности и др., требуют более энергетического развертывания научных исследований и перспективных конструкторских разработок.

Из докладов, прочитанных представителями автозаводов, наибольший интерес вызвал доклад А. К. Веселова. Он сообщил о проводимых Автозаводом им. Ленинского комсомола работах по повышению безопасности автомобиля «Москвич-412», который в результате работы, проведенной заводом совместно с НАМИ и автополигоном, полностью удовлетворяет требованиям ЕЭК ООН по большинству параметров пассивной безопасности.

В выступлении В. А. Воробьева-Обухова (Горьковский автозавод) и В. П. Штененко (Запорожский автозавод) сохранились предложения по организации работ, связанных с повышением безопасности конструкции автомобилей, а также отмечались трудности, которые испытывают автомобильные предприятия из-за отсутствия специального оборудования.

Вопросу связи конкурентоспособности и безопасности конструкции автомобилей был посвящен доклад представителя «Автоэкспорта» В. А. Прасолова, который высказал ряд полезных рекомендаций по совершенствованию конструкций автомобилей с точки зрения безопасности, а также внес предложения о проведении ведомственных испытаний отечественных автомобилей на соответствие требованиям ЕЭК ООН.

В докладе заведующего сектором пассивной безопасности автополигона НАМИ канд. техн. наук А. И. Рябчинского рассматривались основные методы имитации дорожно-транспортных происшествий, которые используются при испытаниях на полигоне и служат основой для выработки рекомендаций по повышению пассивной безопасности автомобилей.

Представитель НИИавтоприборов канд. физ.-мат. наук В. И. Бороденко сделал доклад о современном состоянии и путях улучшения конструкций осветительных и светосигнальных приборов с учетом требований безопасности. В числе прочих им был поставлен вопрос о необходимости налаживания выпуска производственных типов рассеивателей, осветительных приборов и ламп, в том числе галогенных.

Задачам и путям повышения безопасности конструкций автобусов был посвящен доклад Г. В. Коршана (ГСКБ по автобусам). Докладчик отметил чрезвычайную важность обеспечения безопасности конструкции автобусов, являющихся одним из основных видов массовых перевозок пассажиров, и указал на необходимость широкого развертывания научно-технических и опытно-конструкторских работ по безопасности конструкции автобусов, для чего необходимо создать экспериментальную базу при автополигоне НАМИ.

С интересом участники совещания выслушали доклады, посвященные вопросу управляемости автомобиля, которые были прочитаны специалистами вузов д-ром техн. наук Б. С. Фалькевичем, канд. техн. наук Г. К. Мирзоевым и д-ром техн. наук А. С. Литвиновым. В их докладах рассматривались основные методические принципы проведения испытаний и оценки управляемости автомобиля как одного из важнейших факторов безопасности.

С сообщением «Шины и безопасность автомобиля» выступил канд. техн. наук Г. В. Надеждин (Научно-исследовательский институт шинной промышленности), который внес предложения о разработке и утверждении единых методик приемно-сдаточных испытаний шин по оценке их эксплуатационных свойств, более широкого применения бескамерных шин, обладающих преимуществами по безопасности в сравнении с камерными, а также о более широком применении зимних шин, существенно повышающих безопасность эксплуатации автомобилей в наиболее неблагоприятный период года.

Интересный статистический материал распределения дорожно-транспортных происшествий по категориям и маркам автомобилей содержался в сообщении М. А. Шелегеды (Госавтоинспекция), который обратил внимание участников совещания на необходимость совершенствования тормозных качеств и средств головного освещения автомобилей.

По отзывам участников, совещание прошло в интересной деловой обстановке. Этому способствовала организация выставки отечественных светотехнических приборов, отвечающих современным требованиям, и ремней безопасности, демонстрация специальных технических фильмов по безопасности, а также экспериментов по фронтальному

столкновению автомобиля с неподвижным препятствием и торможению автомобилей, оборудованных дисковыми, барабанными и смешанными тормозами, с различных начальных скоростей.

В результате обмена мнениями было принято решение, в котором отмечалась работа, проделанная заводами и институтами отрасли, в результате чего большая часть отечественных автомобилей по ряду важнейших показателей соответствует современным требованиям безопасности. Однако растущие требования ставят перед автомобилестроением задачу резкого увеличения темпов работы по повышению безопасности конструкции, прежде всего в направлении совершенствования тормозных и свеготехнических характеристик автомобилей, их управляемости и пассивной безопасности — факторов, определяющих травматизм на автомобильном транспорте, с одной стороны, и конкурентоспособность автомобильной продукции на внешнем рынке — с другой.

Далее, учитывая общегосударственный характер проблемы обеспечения безопасности движения, в том числе в целях ускорения развертывания комплекса работ по повышению безопасности конструкций автомобилей, отмечалась целесообразность создания специального межотраслевого органа по безопасности движения, наделенного необходимыми полномочиями.

Основные направления научно-технических работ НИИ и заводов отрасли в области безопасности до 1975 г. следующие:

1) создание совершенных систем защиты водителей и пассажиров легковых, грузовых автомобилей и автобусов с тем, чтобы обеспечить их безопасность внутри автомобиля при скорости 60—70 км/ч в момент дорожно-транспортного происшествия;

2) создание антиблокировочных тормозных систем;

3) изучение психофизиологических особенностей системы водитель—окру-

жающая среда—автомобиль для улучшения комфортабельности и надежности управления автомобилем;

4) создание приборов головного освещения с галогенными лампами;

5) определение оптимальных типов силового привода, тормозов и подвесок, обеспечивающих безопасное движение автомобилей на больших скоростях в различных дорожных условиях;

6) создание автоматически действующих систем управления трансмиссией, светотехническими приборами и аппаратурой для сигнализации о характере работы агрегатов и движения автомобиля.

В 1973—1975 гг. необходимо провести комплекс работ по обеспечению полного соответствия конструкции отечественных автомобилей предписаниям безопасности ЕЭК ООН.

Канд. техн. наук И. В. БАЛАБИН

УДК 629.113.012.3(44)

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА КОЛЕС ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

С НАЧАЛА создания автомобилей передние неведущие колеса снабжались двумя однорядными шарикоподшипниками — коническими или радиально-упорными. Такое решение требует применения удлиненной полуоси, что является серьезным конструктивным недостатком автомобиля.

Классическая установка колес имеет и другие недостатки, которые обнаруживаются прежде всего при уходе за тормозами и ступицей колеса: например, необходимость регулирования зазора подшипников в очень жестких пределах с определенной нагрузкой, загрязнение подшипников во время смазки и регулирования. Эти недостатки устраняются применением подшипников с постоянным зазором и встроенными герметичными вставками.

Конструкторы, работавшие над созданием автомобилей с приводом на передние колеса, с независимой подвеской ведущих колес, первыми начали поиск конструкции колеса с меньшими размерами полуоси, прежде всего, в направлении использования подшипников других типов. Уменьшение размеров полуоси обеспечивает значительное увеличение пространства под капотом автомобиля, что позволяет установить отопительно-вентиляционное оборудование, компактную тормозную систему и оборудование для защиты от загрязнения.

В 30-е годы считалось, что двухрядный радиально-упорный шарикоподшипник (подшипник «первого этапа развития») являлся удачной конструкцией. В течение последних лет были наиболее распространены передние ведущие колеса, снабженные именно такими подшипниками. Преимущества этих подшипников следующие:

1) отсутствие необходимости в смазке при эксплуатации;

2) компактность и небольшие размеры;

3) малый вес неподрессоренных деталей;

4) технологичность;

5) эффективность блокировки, препятствующий внутреннему кольцу подшипника проворачиваться на полуоси;

6) отсутствие риска загрязнения подшипника и разрушения его во время сборки и регулирования.

Подшипники «первого этапа развития» широко применяются на ведущих (рис. 1, а) и неведущих (рис. 1, б) колесах европейских автомобилей: например, Ситроен, Пежо-504, «Симка-1100», «Альпин-Рено А-310 (Франция); Фиат-127, Фиат-128, Фиат-130, «Лянчия-2000», «Ламборджини» (Италия); «Опель-Адмирал», «Порше-911», НСУ РО 80 (ФРГ).

Статистика показывает, что аварий автомобилей с колесами, оборудованными подшипниками «первого этапа развития», значительно меньше, чем автомобилей с колесами, снабженными двумя отдельными подшипниками.

Конструкция такого подшипника получила дальнейшее совершенствование в виде подшипника «второго этапа развития».

Подшипник «второго этапа развития» у наружного кольца имеет широкий фланец тех же размеров, что и плечо ступицы. Таким образом, подшипник этого типа представляет собой узел, состоящий не только из самого подшипника и герметизирующего элемента, но и из ступицы. Эта конструкция отличается технологичностью, меньшим количеством деталей и малым весом, простотой сборки и экономичностью.

Тормозной барабан в колесах с подшипниками «второго этапа развития» центрируется по фланцам на-

ружного кольца подшипника или насаживается на буртик этого кольца. Такая конструкция ступиц колес применяется на гоночном автомобиле «Формула 1 Матра Симка» MS 120.

Большой интерес представляют работы фирмы SKF по созданию подшипника «третьего этапа развития» (рис. 2) с максимальным наружным диаметром. Особенностью этого подшипника является выполнение фланцев внутреннего и наружного колец в виде лапок с отверстиями для крепления к подвеске автомобиля или к наружной части карданной передачи.

Преимущества подшипников «третьего этапа развития» следующие:

1) отсутствие полуоси, так как плечо внутреннего кольца подшипника с установленным на нем тормозным диском выполняет роль полуоси;

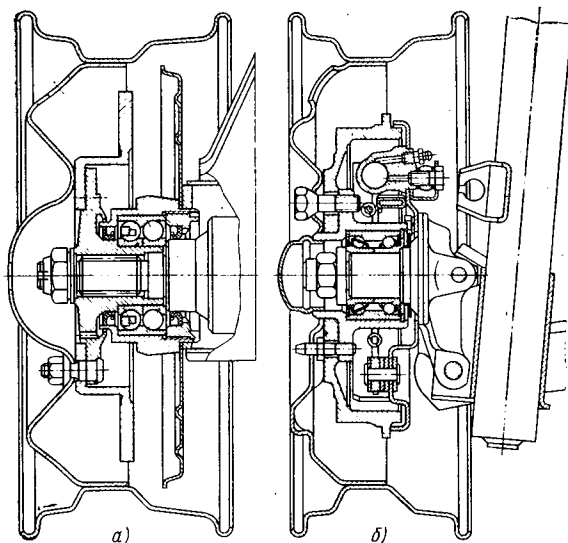


Рис. 1

2) возможность крепления наружного кольца подшипника к подвеске автомобиля (рис. 3, а);

3) возможность прикрепления наружной части карданной передачи не-

большого наружного диаметра подшипника;

6) простота сборки и разборки колеса за счет уменьшения количества деталей;

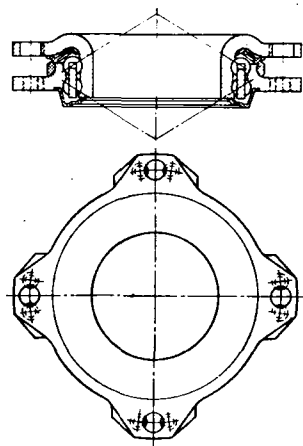


Рис. 2

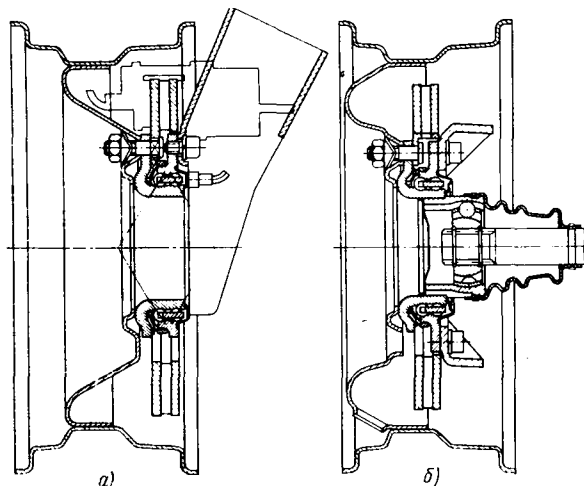


Рис. 3

посредственно к внутреннему кольцу подшипника (рис. 3, б);

4) возможность выполнения наружной части карданной передачи вместе с внутренним кольцом подшипника, что упрощает сборку колеса автомобиля;

5) хорошая сопротивляемость усилиям и опрокидывающим моментам за счет

7) экономия веса и уменьшение стоимости автомобиля.

Фирма SKF в настоящее время продолжает испытания подшипников этого типа. Поскольку конфигурация опорных элементов подшипников очень сложна, фирма разработала методику вычисления геометрических параметров подшип-

ников, используя метод конечных элементов. Метод предполагает разделение поверхности исследуемой детали на определенное количество малых треугольных элементов. Для заданных значений нагрузки вычисляется перемещение точек различных элементов. Серия таких вычислений дала возможность определить влияние нагрузки и оптимальную геометрию колец подшипника. Цикл нагрузок выбирался для движения автомобиля при полной нагрузке по прямой траектории, при поворотах и боковом ускорении 0,8 g. Для измерения температуры в различных точках элементов герметизации использовали камеру термовидения, с помощью которой были получены изотермические кривые, характеризующие тепловое состояние в этих точках.

Проведенные исследования позволили создать подшипники «третьего этапа развития» удовлетворительной конструкции, которые в настоящее время проходят лабораторные испытания и испытания на автомобилях. Однако конструкторы фирмы SKF считают, что, несмотря на очевидные преимущества, применять подшипники данного типа на автомобилях существующих моделей пока невозможно, так как требуется внести некоторые изменения в конструкцию подвесок*.

* La Revue des roulements», 1972, № 10, с. 18—23.

М. Б. АНДРЕЕВ

УДК 621.74:65.011.56

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Применение жидкоподвижных смесей для изготовления высокопрочных форм

Во Франции в техническом центре литейной промышленности исследовано применение жидкоподвижных смесей для высокопрочных форм. Уплотнение происходит перед отверждением, что является основным преимуществом метода. В результате получения большого количества небольших пузырьков в формовочной смеси она становится жидкотекучей во время приготовления в смесителе. Пузырьки, растрескиваясь в форме еще до отверждения, способствуют получению разрыхленной пенистой формовочной смеси, готовой к заливке в формы. Крепителем является силикат натрия, а отвердителем — молотый доменный шлак. С этими добавками формовочная смесь хорошо выбивается при извлечении отливки из форм. Рассматриваемые формовочные смеси нечувствительны к пригару и образованию наростов. Прежде всего этот метод применили при изготовлении кокилей из чугуна. С этой целью использовалась установка со смесителем непрерывного действия производительностью 12 т жидкоподвижной смеси в час. При этом около 70% восстановленной формовочной смеси можно применить вновь.

«Giesserei—Praxis», февраль 1973, № 3, с. 43—51.

Смеситель непрерывного действия для быстротвердеющих холодных смол

Новый смеситель разработан английской фирмой Fordath Limited. Смеситель

работает следующим образом. В два параллельно расположенных смесительных корыта поступает дозированная смесь. В одно корыто добавляется крепитель, а в другое — отвердитель. Таким образом, компоненты смешиваются со смесью отдельно каждый. После предварительного смешивания обе смеси подаются в общее корыто, где смешиваются окончательно. Над смесителем расположен газовый нагреватель для смеси. Через 5—6 мин после заполнения стержневого ящика стержень удаляется. «Giesserei», январь 1973, т. 60, № 1, с. 6. GK1.

Оболочковые формы для изготовления симметричных отливок

На машинах, изготовляющих оболочковые стержни, можно производить оболочковые формы для симметричных отливок в том случае, если обе половинки оболочковых форм одинаковы. Так, например, изготовляют отливки цилиндров для двигателей внутреннего сгорания с воздушным охлаждением в одной оболочковой форме. Половина оболочковой формы изготавливается на стержневой машине около 45 с. Через 90 с готова вся оболочковая форма. После простановки обоих центральных стержней две полуформы склеиваются на прессе. Давление заполнения на стержневой машине составляет 4 бар, длительность надува — 1 с. Одна полуформа весит 2,8 кг, а целая форма с двумя стержнями — 5,9 кг. Вся отливка весит 5,6 кг.

«Giesserei—Praxis», январь 1973, № 2, с. 41—42.

Материал для защиты полированной поверхности заготовок при холодной штамповке

Разработан новый полипропиленовый материал, используемый для защиты полированной поверхности заготовок (фирма Sellotape Product Ltd). Он применяется при холодной штамповке сложных форм. Материал представляет собой полупрозрачную полипропиленовую пленку. Наибольшая толщина этой пленки 0,07 мм. Особенности пленки являются хорошая способность принимать форму материала при рабочих операциях, способность к изменению, а также низкий предел текучести. Благодаря этому она не пружинит и не поднимается от детали после прессования. После окончания операции пленка легко удаляется, не оставляя никаких следов. Прочность пленки на разрыв 3,5 кгс при ширине 25 мм. Материал поставляется в рулонах длиной 100, 400, 600 мм, диаметром 76 мм.

«Metalworking production», февраль 1973, т. 117, № 2, с. 21.

Пресс для штамповки порошковых деталей

Новый пресс для штамповки порошковых деталей, созданный фирмой Cincinnati, обладает усилием 800 тс, а индукционный нагреватель — мощностью 150 тс. Пресс — механический простого или двойного действия. Предназначен он для штамповки деталей простых форм с течением металла вдоль оси прессования. Ход пресса 203 мм; максимальный диаметр изготавливаемой дета-

ли 203 мм; производительность 15 деталей в минуту при простом действии или 30 деталей в минуту при двойном. Пресс оснащен автоматической системой смазки, автоматическим охлаждением штампов, передаточным механизмом и температурным контролем.

«Production», январь 1973, т. 71, № 1, с. 107.

Бесцентровое шлифование

Для обработки деталей диаметром до 10 мм сквозным шлифованием и деталей с кругом шириной 200 или 300 мм методом врезания фирмой Cincinnati Milacron применяется бесцентрово-шлифовальный станок Twin Grip 3-300.

Вращающееся загрузочное приспособление на станке обеспечивает высокую производительность при шлифовании небольших деталей. С этим устройством детали, например валики цепи, ориентируются один за другим в длинную линию при прохождении между ведущим и шлифовальными кругами со скоростью 50 м/мин. Валик цепи обрабатывается в две стадии: при первом прохождении снимается 0,05 мм металла, при втором — 0,03 мм. Конусность и некруглость достигают 0,003 мм. Чистота обработки поверхности 0,4 мкм. Аналогичная установка применяется при обработке на станке роликов игольчатых подшипников диаметром 3,2 мм. При этом производительность станка 2500 деталей, величина подачи 30 м/мин. При черновом шлифовании снимается 0,2 мм металла, при чистовом — 0,035 мм. Чистота обработки поверхности 0,1 мкм. Некруглость и конусность — около 0,0015 мм.

«Machinery», февраль, 1973, т. 122, № 3140, с. 142.

Факторы, влияющие на размер зерна в сварных швах

При дуговой сварке на механические свойства шва значительно влияет размер зерна в металле шва. Нельзя допускать, чтобы зерно было больших размеров, так как для получения приемлемой зернистой структуры приходится применять многопроходную сварку или термообработку. В Университете г. Бирмингэма проведена исследовательская

работа, посвященная определению факторов, влияющих на размер зерна. Установлено, что, когда в сварочной ванне расплав движется, то размножение кристалла является доминирующим параметром, определяющим размер зерна затвердевающей структуры металла шва. При этом движение в расплавленном металле сварочной ванны может быть вызвано тепловыми потоками, а также электромагнитными усилиями, возникающими при прохождении тока через сварочную ванну. Важным фактором является также скорость затвердевания. Мелкозернистая структура образуется в тех случаях, когда есть время для концентрации частей кристалла и образования кристаллов, чтобы обеспечить колонный рост кристаллов.

«Metal Construction and British Welding Journal», декабрь 1972, т. 4, № 12, с. 461—465.

Электроды из сплавов вольфрама

Для обеспечения устойчивой дуги применяют электроды из чистого вольфрама, используя их и с переменным, и с постоянным током. Разбрызгивание вольфрама в металл шва вследствие низкой токопроводности при сварке большими токами является их недостатком. Для повышения на 50% токонесущей способности чистого вольфрама к нему добавляют 1 или 2% двуокиси тория. После этого электроды становятся легче, дают устойчивую дугу и в металл шва попадает меньше брызг. Электроды из сплава вольфрама и тория рекомендуют использовать с постоянным током, так как при сварке алюминия с переменным током они дают неустойчивую дугу. Электроды из сплава вольфрама с двуокисью циркония (до 10%) также дают устойчивую дугу и снижают разбрызгивание, но они более дорогие. Как считают специалисты американской фирмы Westinghouse Electric, наиболее выгоден сплав вольфрама с торием. Испытания рентгеновскими лучами показали, что электроды из такого сплава дают швы хорошего качества либо с незначительными включениями, либо совсем без включений.

«Welding Design and Fabrication», декабрь 1972, т. 45, № 12, с. 45.

Отделка кузовов автомобилей

Новые методы подготовки поверхности кузовов перед окраской и их грунтования применяются на предприятии «Austin Megris» в Коули. Кузова от сборочных позиций доставляются на подвесном конвейере длиной 715 м. Около позиций подготовки поверхности опускают кузова, и все последующие операции осуществляют на уровне пола. Процесс подготовки поверхности включает в себя семистадийную щелочную очистку, обезжиривание и фосфатирование распылением. Конвейер поднимается в туннеле, в котором осуществляется холодно-горячая обдувка. Чередование холодно-горячих обдувок исключило необходимость использовать обычную печь для просушивания и улучшило контроль температуры металла перед погружением в ванну электрофоретического грунтования «Electrodip». В туннеле кузова сначала нагревают в трех зонах обдувки горячим воздухом для удаления поверхностной влаги, затем охлаждают в трех зонах холодной обдувки. В ванне грунтования «Electrodip» емкостью 91 000 л не требуется внутренних электродов. После грунтования автоматически контролируется количество краски, осажденной на металлический кузов. Затем кузова промывают сначала деминерализованной, а затем водопроводной водой. Сточные воды обрабатывают нужными добавками и аэрацией. Восемимодульная система ультрафильтрации возвращает обработанный сток в ванну электрогрунтования. Перед тем как доставить кузова в сушильную печь, их снова обдувают. Сушат кузова в неподнятом положении в газообогреваемой печи в течение 10 мин при температуре 177°C. Перед распылением уплотняющей мастики на нижнюю часть защищают поверхность кузова. Затем защитные приспособления снимают и кузова направляют на позиции электростатического распыления грунт-шпатлевки и опалевания, потом сушат, охлаждают и доставляют на позицию окраски. Производительность установки 30 кузовов в час.

«Product Finishing», январь 1973, т. 26, № 1, с. 23—25.



УДК 629.113(049.3)

Г. П. Покровский. Электроника в системах питания автомобильных двигателей, изд. 2-е. Изд-во «Машиностроение», М., 1972.

С МОМЕНТА первого издания рецензируемой книги прошло 8 лет. За это время полностью подтвердились прогнозы относительно перспективности систем питания с электронным управлением. В настоящее время работы в этой области вышли из стадии поисковых исследований. Например, фирма Р. Бош (ФРГ) в 1972 г. приступила к выпуску второго миллиона комплектов системы электронного впрыска бензина, которые успешно применяются на автомобилях «Фольксваген», «Мерседес», «Вольво», «Ситроен» и др. В нашей стране системы с электронным управлением предназначены для автомобилей «Чайка» ГАЗ-14, «Волга» ГАЗ-24 и др.

Во введении рецензируемой книги рассмотрены потенциальные возможности использования средств электроники на автомобиле: кроме системы питания электроника может применяться в тормозной системе, системе зажигания и т. д.

Большое внимание уделено предпосылкам применения электроники в системах питания, причем в качестве одной из важнейших правильно называется возможность снижения токсичности отработавших газов.

В первом разделе впервые подробно изложены основы положения новой дискретной теории дозирования топлива, которую можно использовать на практике для составления программ дозирования. Далее рассмотрен структурный анализ различных систем питания, в том числе с электронным управлением. На базе структурного анализа предложена новая классификация систем дозирования топлива по признакам передачи и сигнала информации.

Второй раздел посвящен основному принципу дозирования топлива средствами электроники, причем отдельно рассмотрены системы с дискретной и с непрерывной подачей топлива. Кроме того, даны предварительные признаки систем с автоматической адаптацией программы дозирования.

В книге подробно рассмотрен принцип действия отдельных элементов систем с примерами их конструктивного решения (датчики, электронные устройства, форсунки, системы подачи топлива).

В этом же разделе рассмотрены зарубежные системы впрыска топлива, а также оригинальная отечественная система питания — карбюратор с электронным управлением, разработанный с участием автора на Московском карбюраторном заводе.

Большое внимание уделено системам с автоматической адаптацией, которые следует отнести к системам будущего. Это дает возможность более четко ощутить эффективность применения средств электроники не только в настоящее время, но и в перспективе.

В разделе методов испытания систем и их диагностики изложены различные методы проведения испытаний, а также дано описание контрольно-измерительной аппаратуры и специальных стендов.

Отмечая новизну материала, высокий уровень и хорошую методику изложения, необходимо отметить и недостатки. Так, на рис. 4 нанесены кривые удельных цикловых расходов топлива, но нет соответствующей шкалы, что не дает возможности в полной мере воспользоваться графиком.

Системы с непрерывным модулированием топлива в настоящее время не получили распространения. Поэтому при ограниченном объеме книги можно было не уделять им столько внимания (подробное описание заняло 2,5 страницы).

В качестве главного командного параметра правильно предложено использовать абсолютное давление во впускном трубопроводе. В таком случае непонятно, почему на рис. 21 и 22 программирование систем производится по разрежению во впускном трубопроводе (рисунки взяты из первого издания).

В разделе «Электронные устройства» рассмотрены только принципиальные схемы и ничего не сказано об их конструктивном оформлении.

При оценке вероятности безотказной работы различных систем питания (рис. 80) следовало бы, наряду с системой впрыска с электронным управлением и контактным коммутатором командных импульсов, привести систему или без коммутатора, или с бесконтактным коммутатором, надежность которых значительно выше и, вероятно, соизмерима с надежностью четырехкамерного карбюратора.

В книге мало приведено результатов испытаний систем питания с электронным управлением, особенно в сравнении с обычными карбюраторами. Видимо, это связано с объемом книги, который определенно мал для освещения всех аспектов рассматриваемых вопросов.

На стр. 86 в подрисунковой подписи допущена досадная опечатка: вместо слов «с бесконтактным распределителем» напечатано «с бесконтактным распылителем»; на стр. 77 ход якоря форсунки фирмы Бош указан 6,15 вместо 0,15 мм.

Несмотря на указанные недостатки, рецензируемая книга является ценным вкладом в новую, перспективную область электронной автоматики и двигателестроения. Книга может быть использована широким кругом специалистов в промышленности и высших учебных заведениях.

Канд. техн. наук А. П. ЛЕБЕДИНСКИЙ
НАМИ

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 656.13:658.5.011

Об учете долговечности при планировании себестоимости изготовления автотранспортных средств. Лахно Р. П., Ненашева В. А. «Автомобильная промышленность», 1973, № 7.

Изложена методика получения статистико-аналитической зависимости изменения себестоимости изготовления автотранспортных средств от изменения долговечности автомобиля и дана количественная оценка этого изменения. Табл. 2. Рис. 1. Библиограф. 4.

УДК 662.62:629.113

О новых требованиях к детонационной стойкости высокооктановых бензинов. Гуреев А. А., Митрофанов В. А., Черняк Б. Я., Горячий Я. В., Азев В. С., Кольченко В. Е. «Автомобильная промышленность», 1973, № 7.

Рассмотрены причины различного поведения высокооктановых этилированного и неэтилированного бензинов типа АИ-93 в двигателе. Даны рекомендации по введению в стандарт на высокооктановые бензины показателя качества — равномерности распределения детонационной стойкости по фракциям. Табл. 3. Рис. 3.

УДК 629.113.001.4

Исследование влияния маслоемкости рабочих поверхностей гильз цилиндров двигателей ЗИЛ-130 на динамику их износа. Шнейдер Ю. Г., Лебединский Г. Г., Иванов И. А. «Автомобильная промышленность», 1973, № 7.

Излагаются результаты дорожно-эксплуатационных испытаний гильз цилиндров. Увеличение их маслоемкости осуществляется путем виброобкатывания рабочих поверхностей с целью повышения их износостойкости. Табл. 2. Рис. 2. Библиограф. 3.

УДК 621.43:629.113

Методика испытания масляного картера двигателя на герметичность. Цой И. М., Губчевский В. П., Махалов А. И. «Автомобильная промышленность», 1973, № 7.

Приводятся методика испытания и результаты исследования геометрии масляного картера двигателей ГАЗ-51, ГАЗ-69 в заводских условиях. Табл. 1. Рис. 1.

УДК 62-787.1:629.113

Расчетное исследование параметров передней обзорности легковых автомобилей. Андронов М. А., Чухустов Ю. С., Гаврютин Ю. К., Тимофеева Н. В. «Автомобильная промышленность», 1973, № 7.

Изложены результаты расчетного исследования параметров передней обзорности легковых автомобилей. Рис. 3. Библиограф. 3.

УДК 629.113.012.553

Влияние шага рисунка протектора на эксплуатационные свойства автомобиля. Кнороз В. И., Кленников Е. В., Петров И. П., Князьков В. Н., Ягодкин Л. Г., Голубев Э. Н. «Автомобильная промышленность», 1973, № 7.

Изложены результаты экспериментальных исследований, отражающих влияние шага рисунка протектора шины на эксплуатационные свойства автомобиля ЗИЛ-130. Рис. 4.

УДК 629.113.001.4

Математическое моделирование движения автомобиля на дорогах с усовершенствованным покрытием. Храмов Ю. В., Фигуров И. В., Шуров О. З. «Автомобильная промышленность», 1973, № 7.

Излагается методика экспериментального и расчетного определения режимов движения автомобилей по дороге реального профиля. Рис. 5. Библиограф. 3.

УДК 629.113-585.2

Влияние нагрузочных и преобразующих характеристик гидротрансформатора на эксплуатационные показатели автомобиля. Попов В. Н. «Автомобильная промышленность», 1973, № 7.

Рассматривается расчетный и экспериментальный материал, характеризующий влияние характеристик гидротрансформатора на эксплуатационные показатели автомобиля. Рис. 4. Табл. 2.

УДК 629.113.075

Статическая поворотливость прицепов-тяжеловозов. Фаробин Я. С. «Автомобильная промышленность», 1973, № 7.

Оценивается влияние увода на расчетные параметры статической поворотливости трех- и четырехосных прицепов-тяжеловозов. Делается вывод о необходимости учета увода при расчетном определении силовых параметров поворотливости. Рис. 2. Библиограф. 2.

УДК 629.113.001.4

Экспериментальное исследование плавности хода многоосных полноприводных автомобилей. Шуклин С. А., Борзенков В. А., Быков В. И., Грингауз Н. М. «Автомобильная промышленность», 1973, № 7.

Анализируются результаты сравнительных измерений параметров плавности хода трехосных и двух четырехосных полноприводных автомобилей. Количественно подтверждаются возможности улучшения плавности хода автомобилей за счет увеличения числа осей и снижения радиальной жесткости шин. Табл. 1. Рис. 2. Библиограф. 4.

УДК 629.113.011.5

Исследование напряжений кузова легкового автомобиля при кручении. Школьников М. В., Крылов А. А., Неженцева И. Г. «Автомобильная промышленность», 1973, № 7.

Проведен анализ напряжений в основных элементах кузова легкового автомобиля при изменении геометрических характеристик каждого из них. Рис. 8. Библиограф. 3.

УДК 621.834:62-254

Исследование процесса сборки и сварки колес с использованием математико-статистических методов. Иванова В. М., Яшунский Р. Г., Кашинцев Ю. А., Юрьев А. В. «Автомобильная промышленность», 1973, № 7.

Рассматривается математико-статистическая модель качества изготовления колес по бению и производится оценка работы линии сборки и сварки автомобильных колес по этому же параметру. Табл. 5. Рис. 4. Библиограф. 4.

УДК 629.113-59.001.4

Исследование тормозных барабанов автомобилей большой грузоподъемности. Чичинадзе А. В., Таланов П. И., Браун Э. Д., Конторович В. И., Сироткин З. Л., Шерман А. Д., Денисов А. Г. «Автомобильная промышленность», 1973, № 7.

Изложена методика и приводятся результаты сравнительных испытаний тормозных барабанов автомобиля «БелАЗ-540». Табл. 1. Рис. 1. Библиограф. 5.

УДК 621.746.58

Методы дегазирования, рафинирования и модифицирования жидких алюминиевых сплавов. Храмов Ю. В., Волков В. М. «Автомобильная промышленность», 1973, № 7.

Приводятся примеры внепечной обработки жидких алюминиевых сплавов: дегазация, рафинирование, модифицирование. Приведены исходные данные и результаты изготовления отливок из алюминия при условии обеспечения плотной качественной структуры. Табл. 2. Рис. 5. Библиограф. 12.

балканкар®

Достаточно мощные
Исключительно маневренные
Абсолютно стабильные автопогрузчики **БАЛКАНКАР**

Обеспечивают необходимую грузоподъемность
Маневренность
Надежность в эксплуатации



Преимуществом автопогрузчиков **БАЛКАНКАР** является рентабельность

Грузоподъемность до 5000 кг. Высота подъема до 4500 мм

ТОРГОВОЕ ПРЕДСТАВИТЕЛЬСТВО
НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
БОЛГАРИИ в СССР — Москва,
Мосфильмовская. 52

Экспортер:
БАЛКАНКАРИМПЭК
Болгария, София,
ул. Алабина, 56.

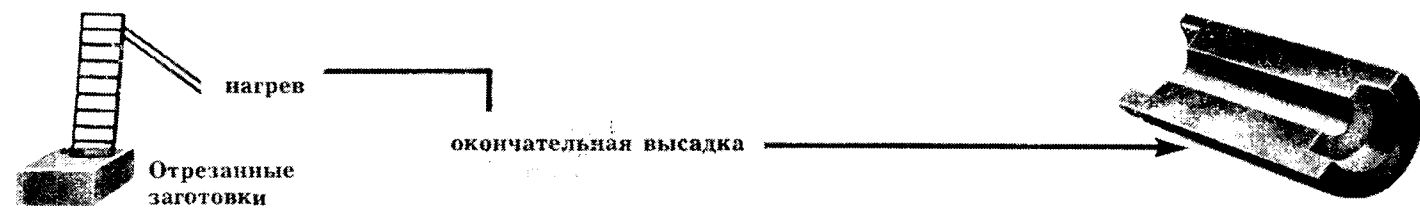
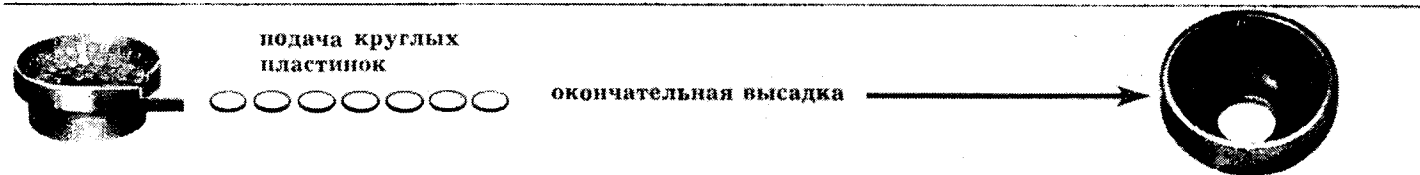
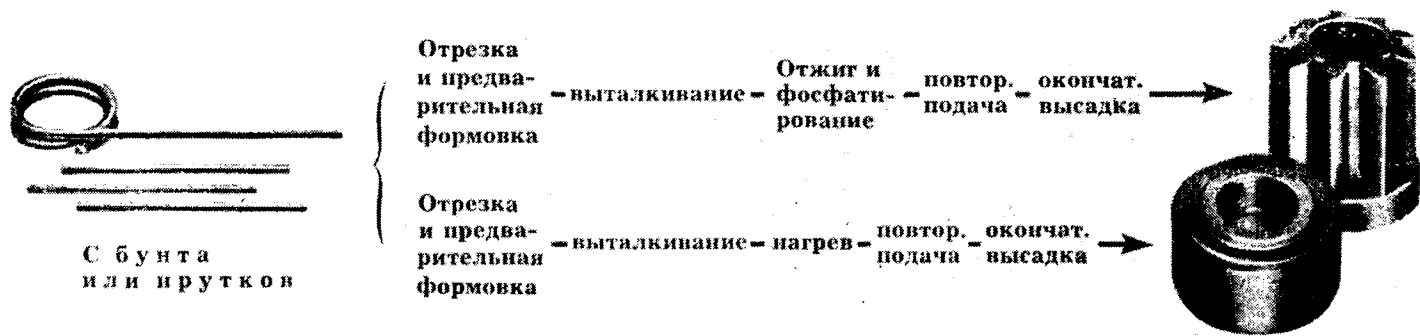
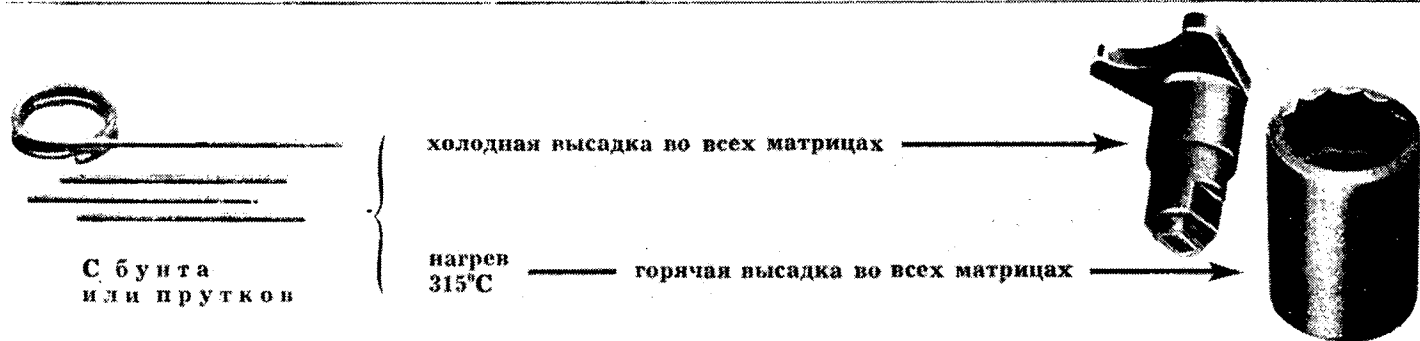
Телефон 88-21-22.
Телекс 022386.

Телеграфный адрес:
Балканкаримпекс — София

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12, Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР (тел. 220-78-51).

Заявки на приобретение товаров иностранного производства направляются организациями министерствам и ведомствам, в ведении которых они находятся.
В.О. «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»

Новым высадочным автоматом «НАЦИОНАЛЬ-КАЙЗЕР» Вы можете производить почти все!



Новые высадочные автоматы фирмы **НАЦИОНАЛЬ-КАЙЗЕР** применяются для холодной, полугорячей или горячей высадки. На них обрабатываются материалы, трудно поддающиеся формовке, заготовки из стального листа, а также очень большие поковки.

Все рабочие операции: предварительная высадка, выталкивание заготовок для промежуточного отжига, фосфатирования или нагрева и подача их на окончательную высадку — осуществляются на одной машине.

Горизонтально-ковочные машины, макси-прессы, плющильные ролики, холодновысадочные прессы для изготовления гаек, холодновысадочные прессы, холодновысадочные автоматы.

Высадочные автоматы и методы высадки, разрабатываемые фирмой **НАЦИОНАЛЬ-КАЙЗЕР**, используются в многочисленных производственных процессах.

С разнообразными возможностями высадочных автоматов Вас познакомят специалисты фирмы **НАЦИОНАЛЬ-КАЙЗЕР**.



И. Г. КАЙЗЕР ГнБХ, 85 Нюрнберг, Регенсбургер Штр. 420 ФРГ

J. G. KAYSER GmbH, 85 Nürnberg, Regensburger Str. 420 BRD

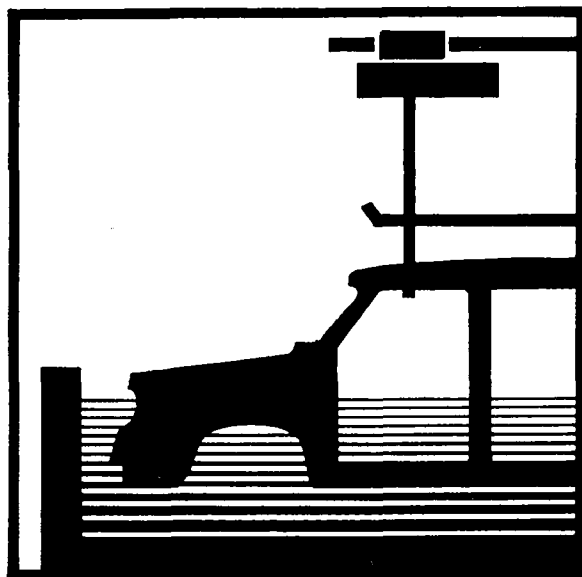
Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР.

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями через министерства и ведомства, в ведении которых они находятся.

В/О «Внешторггреклама»

Лакирование — электростатическое

Сушка —
в инфракрасных
лучах



Электростатическая окраска и сушка в инфракрасных лучах — это две технологии единого процесса лакирования изделия. Они обеспечивают равномерное покрытие мельчайшим распылением лаковых частиц, высокое качество лакового слоя, быструю сушку в инфракрасных лучах. Преимуществом электростатического лакирования при использовании сушки в инфракрасных лучах является значительная экономия лака за счет использования физических свойств электростатического поля для перемещения лака к лакируемому изделию.

Полностью автоматические установки для электростатической окраски, изготавливаемые Народным предприятием «Инфракрасные установки» (г. Ораниенбург), с успехом используются в различных отраслях промышленности.



EXPORTEUR

Elektrotechnik

EXPORT-IMPORT

VOLKSEGENER AUSSENHANDELSBETRIEB DER
DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK
DDR 102 BERLIN-ALEXANDERPLATZ
HAUS DER ELEKTROINDUSTRIE

Kombinat VEB LEM
VEB Infrarot-Anlagen Oranienburg
DDR-14, Oranienburg

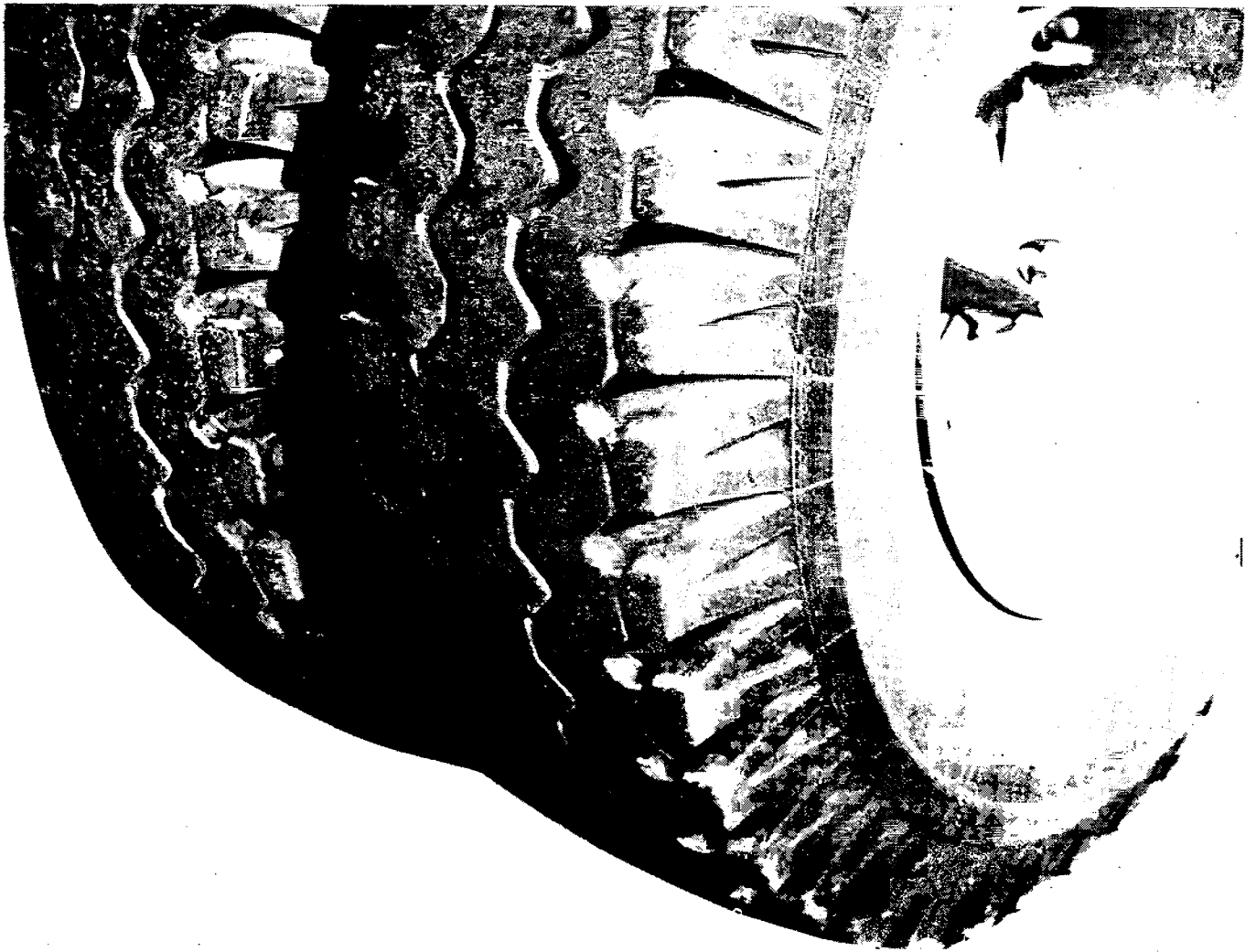
Торговое представительство ГДР
в СССР
Отдел
«Электротехника/Электроника»,
ул. Димитрова, 31, Москва

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12, Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР (тел. 220-78-51).

Заявки на приобретение товаров иностранного производства направляются организациями министерствам и ведомствам, в ведении которых они находятся. В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»

Вологодская областная универсальная научная библиотека

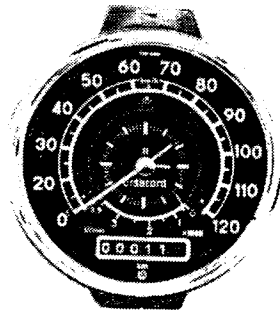
www.booksite.ru



ПОКРЫШКИ БУДУТ

Бензина расходуется меньше, если износ тормозов и покрышек минимальный, а диапазон числа оборотов двигателя оптимальный. Определить величину этих данных помогает урзакордовый тахограф.

С помощью этого прибора узнают число оборотов двигателя, время простоя, скорость и пробег автомобиля. Можно также узнать, менялись ли водители автомобиля.



СЛУЖИТЬ ДОЛЬШЕ

Урзакордовый тахограф поможет рациональнее составить график движения и эффективнее организовать перевозки грузов.

Урзакордовый тахограф — и покрышки служат дольше.

Урзакордовый тахограф — и хорошие водители будут ездить еще лучше.

DDR-AUTOMATISIERUNGSGERÄTE



**VEB
MESSGERÄTEWERK ERICH WEINERT
MAGDEBURG**

**BETRIEB DES
VEB KOMBINAT MESS- UND REGELUNGSTECHNIK**

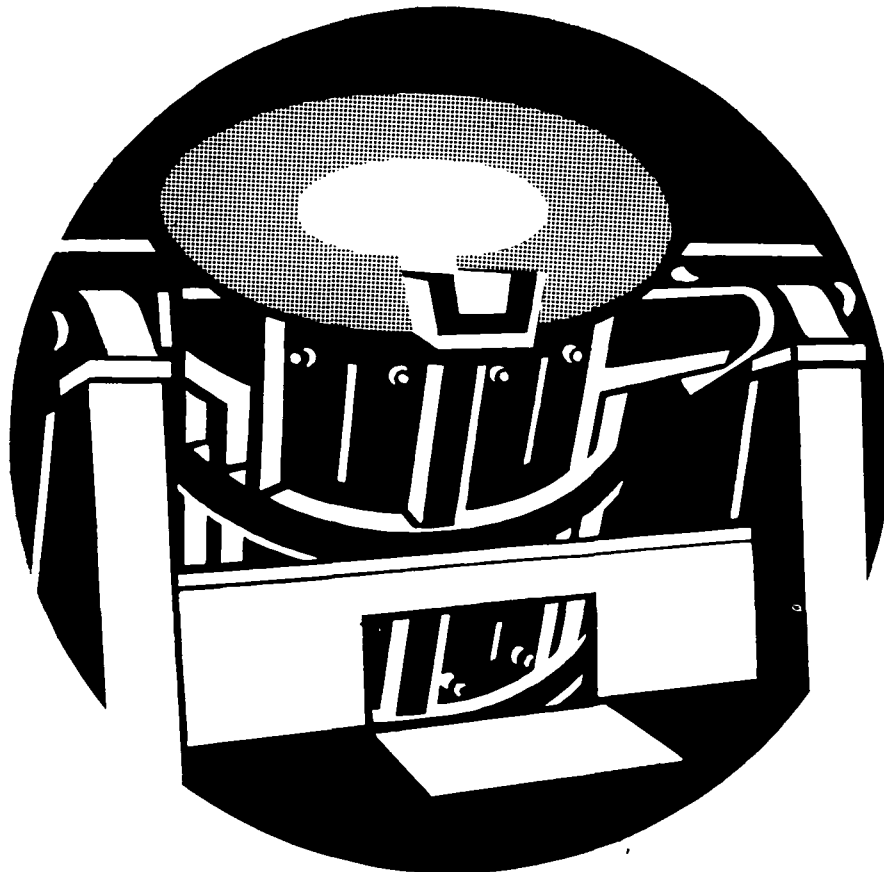
Торгпредство ГДР в СССР
Отдел «Электротехника/
Электроника»
Москва, СССР,
ул. Димитрова, 31.

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 (тел. 220-78-51).
Заявки на приобретение товаров иностранного производства направляются организациями министерствам и ведомствам, в ведении которых они находятся. В.О. «Внешторгреклама»

50 различных индукционных плавильных тигельных установок промышленной частоты



Такое количество установок можно скомпоновать из механических и электрических узлов восьми основных типов, выпускаемых заводом ЛЭВ.

Индукционные плавильные тигельные печи завода ЛЭВ — рентабельны, обеспечивают высокое качество плавки, полное перемешивание жидкого металла и быстрое растворение всех легирующих элементов, исключают местный перегрев

и самые незначительные потери на угар.

Индукционные плавильные тигельные печи завода ЛЭВ служат для плавки легких и цветных металлов, чугуна и стали. Их используют также для равномерного прогрева жидкого металла и для поддержания его в разогретом состоянии.

Индукционные плавильные тигельные печи завода ЛЭВ работают в соответствии с программой плавки.



Изготовитель:

Kombinat VEB Lokomotivbau-Elektrotechnische Werke „Hans Beimler“
DDR—1422 Hennigsdorf

EXPORTEUR

Elektrotechnik
EXPORT-IMPORT

VOLKSEIGENER AUSSENHANDELSBETREB DER
DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK
DDR 102 BERLIN · ALEXANDERPLATZ
HAUS DER ELEKTROINDUSTRIE

Торговое представительство ГДР в СССР
Отдел «Электротехника Электроника»
ул. Димитрова, 31, г. Москва

[Impressum]

DEWAG BERLIN — Lungwitz

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР (тел. 220-78-51).
Заявки на приобретение товаров иностранного производства направляются организациями министерствам и ведомствам, в ведении которых они находятся.