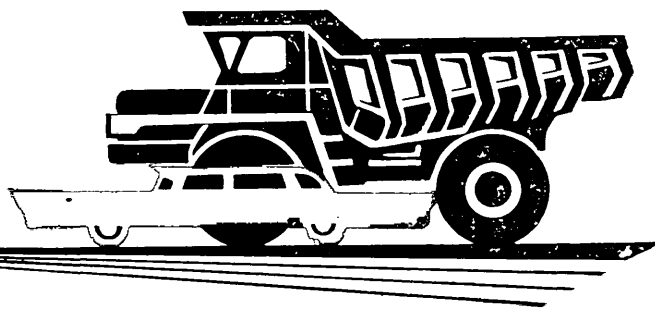


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1980

8



СОДЕРЖАНИЕ

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

- С. В. Алексеева, Ф. Р. Геккер, А. Е. Кочура** — Исследование динамических силовых характеристик двигателей 1
Б. М. Бунаков, М. А. Григорьев, А. Л. Чудиновских — Метод моторной оценки защитных свойств масел двигателей внутреннего сгорания 5
В. Г. Горюнов, Г. Ф. Демидов, Н. А. Хрестин, Ю. Н. Незамаев — Влияние степени сжатия на пусковые качества двигателя ЯМЗ-741 7

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

- В. В. Московкин, И. Л. Юрин** — Определение потерь мощности в агрегатах трансмиссии автомобиля, вызванных передачей крутящего момента 9
А. И. Ягант, А. Л. Карунин, В. А. Круглов, Ю. К. Есеновский-Лашков, Л. Г. Румянцев — Нагрузочные режимы в полуавтоматических и автоматических трансмиссиях 11
А. Н. Нарбут, Р. Т. Халиков, А. Н. Симаков, В. С. Титаренко — Влияние ряда передаточных чисел на разгон автопоезда 13
В. И. Голубовский, А. Ф. Еремин — Повышение долговечности сопряжения картер—наружное кольцо подшипника 16
А. Г. Раввин — Определение коэффициента сопротивления качению и фактора обтекаемости грузового автомобиля 17
Б. И. Морозов, А. Л. Климашин, Ю. Ф. Козлов, С. М. Балычев, А. Ф. Майоров — К расчету параметров исполнительных механизмов гидравлического антиблокировочного привода 19
А. Б. Гредескул, А. С. Федосов, В. Ю. Матвijenко — Статистические аспекты выбора тормозных механизмов для легковых автомобилей 21
Г. А. Голов, В. В. Мерзляков — Способ эргономической оценки органов управления и индикации автомобиля 24
Ю. М. Галкин, К. М. Левитин — О нормировании светотехнических характеристик сигнальных фонарей автомобилей 25

ТЕХНОЛОГИЯ

- К. Л. Щербаков, М. И. Сицинский** — Проектные решения корпуса цветного литья литейного завода Камского объединения по производству большегрузных автомобилей 26
А. Г. Куценок, Б. П. Таран, М. Д. Молчанов — Исследование термической выносливости алюминиевых сплавов для поршней 28
В. К. Белосевич, Л. А. Апостолов, И. А. Бухбиндер, Н. И. Прищип, В. Ф. Гришко, В. Б. Рудасев — Оптимизация состава штамповочной смазки с наполнителем 29
В. А. Васильев — Исследование точности и качества шлифования кулачков распределительного вала топливного насоса 32

ИНФОРМАЦИЯ

- А. И. Кулябин** — Автомобилестроение Бразилии 33
Б. В. Юхов — Устройство для сборки и сварки кузовов легковых автомобилей ВАЗ-2121 «Нива» 34
В. И. Флерин, В. А. Духин — Терморегулятор для поддержания теплового режима двигателя 36
Новости в технологии машиностроения за рубежом 37
Памяти Андрея Александровича Липгарта 38

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

- В. С. Лукинский** — Рецензия на книгу И. Г. Пархиловского. Автомобильные листовые рессоры. Теория, расчет и испытания. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1978 39

Главный редактор **Е. А. БАШИНДЖАГЯН**

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, А. М. Васильев, М. А. Григорьев, Ю. А. Ечеистов, К. П. Иванов, Б. Г. Карнаухов, А. С. Кобзев, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, А. М. Кузнецов, Ю. А. Купеев, И. С. Лунев, А. А. Невелев, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирнин, З. Л. Сироткин, Г. А. Смирнов, В. В. Снегирев, С. М. Степашкин, А. И. Титков, Е. А. Устинов, В. А. Фаустов, Б. М. Фиттерман, Н. С. Ханин, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурыгин

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

8
АВГУСТ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1980

Год издания XLVI

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

УДК 621.43.001.5:629.113-585

Исследование динамических силовых характеристик двигателей

С. В. АЛЕКСЕЕВА, канд. техн. наук Ф. Р. ГЕККЕР, д-р техн. наук А. Е. КОЧУРА

Завод-вуз при Ленинградском металлическом заводе им. XII съезда КПСС, МВТУ им. Н. Э. Баумана

ОДНИМ из наиболее активных источников регулярных возмущений, действующих на силовую передачу, является двигатель. Для расчетного анализа динамических явлений в силовой передаче, вызываемых двигателем, необходимо построить его силовую характеристику, описывающую закономерность формирования крутящих моментов, действующих на кривошип коленчатого вала.

Крутящий момент $M_j^{(1)}$, действующий на j -й кривошип коленчатого вала от одного цилиндра двигателя, является сложной многопараметрической функцией и в общем случае может быть представлен в виде суммы «газовой» и «инерционной» составляющих

$$M_j^{(1)}(\alpha, \dot{\alpha}, p_c, p_i) = M_{j\Gamma}^{(1)}(\alpha, p_c, p_i) + M_{ju}^{(1)}(\alpha, \dot{\alpha}), \quad (1)$$

где $M_{j\Gamma}^{(1)}$, $M_{ju}^{(1)}$ — моменты соответственно от сил, развиваемых под действием газов, и неуравновешенных сил инерции шатунно-поршневых групп одного цилиндра;

α , $\dot{\alpha}$ — соответственно угол поворота и угловая скорость рассматриваемого кривошипа;

p_c , p_i — соответственно давление в цилиндре в конце хода сжатия и среднее индикаторное давление рабочего цикла.

Расчет моментов $M_{ju}^{(1)}$ осуществляется на основе паспортных данных двигателя по известным зависимостям [1, 2].

Задача определения моментов $M_{j\Gamma}^{(1)}(\alpha, p_c, p_i)$ решается на основе гармонического анализа индикаторных диаграмм, соответствующих различным нагрузочно-скоростным режимам исследуемого двигателя или близкого прототипа. Это связано в общем случае с проведением достаточно трудоемких экспериментально-расчетных работ.

Кроме того, эмпирический подход не позволяет выявить с достаточной полнотой важные для динамических исследований

силовых передач общие закономерности условных характеристик двигателей. Традиционному описанию силовых характеристик двигателей от газовых сил рабочего процесса присущи также недостатки качественного характера, не позволяющие в полной мере выявить важные особенности динамики силовых передач.

Обычное рассмотрение силовой характеристики от газовых сил в виде функции времени соответствует представлению двигателя как источника неограниченной мощности. Между тем при определенных условиях в низкочастотных резонансных зонах при пуске двигателя, помимо воздействия источника энергии на колебательную систему силовой передачи, наблюдается интенсивное обратное воздействие колебательной системы на двигатель как источник энергии. Развивающиеся в результате такого взаимодействия автоколебательные процессы на нестационарных скоростных режимах при пуске двигателя в ряде случаев являются главными факторами, определяющими работоспособность и долговечность силовой передачи [1]. Теоретическое исследование этих динамических явлений осуществимо только при учете позиционного характера момента $M_{j\Gamma}(\alpha, p_c, p_i)$ от газовых сил.

Рассмотрим результаты работ, позволяющие при минимальной исходной информации (паспортные данные двигателя) достаточно достоверно осуществлять в рациональной для инженерной практики форме схематизацию силовой характеристики от газовых сил рабочего процесса.

В результате рассмотрения основных закономерностей рабочих процессов современных двигателей и обобщения расчетно-экспериментальных исследований для силовой характеристики, обусловленной газовыми силами одного цилиндра двигателя, выведена зависимость [2]

$$M_{j\Gamma}^{(1)}(\alpha, p_c, p_i) = V_{\text{ц}} [p_c K(\alpha) + p_i S(\alpha)], \quad (2)$$

где $V_{ц}$ — рабочий объем цилиндра;

$K(\alpha)$, $S(\alpha)$ — безразмерные компрессионная и индикаторная силовые характеристики одного цилиндра двигателя;
 α — угол поворота (позиционная координата) кривошипа рассматриваемого цилиндра, отсчитываемый от ВМТ поршня на такте сжатия.

Безразмерные характеристики $K(\alpha)$, $S(\alpha)$ представляют собой периодические функции угла α и аппроксимируются в пределах периода $T_{\alpha} = 2\pi l$ следующими зависимостями:

$$\left. \begin{aligned} K(\alpha) &= \chi_k [a e^{-\zeta_k \alpha} - (2\pi m - \alpha) e^{-\zeta_k (2\pi m - \alpha)}]; \\ S(\alpha) &= \chi_s a e^{-\zeta_s \alpha}, \end{aligned} \right\} (3)$$

где $0 \leq \alpha \leq 2\pi l$; m — число тактов двигателя. Коэффициенты χ , ζ определяются по формулам

$$\left. \begin{aligned} \chi_k &= A_{1k} - A_{2k} \varepsilon; & \zeta_k &= B_{1k} + B_{2k} \varepsilon; \\ \chi_s &= A_{1s} + A_{2s} \varepsilon; & \zeta_s &= B_{1s} + B_{2s} \varepsilon, \end{aligned} \right\} (4)$$

где ε — степень сжатия двигателя.

Величины A , B в формулах (4) зависят от типа двигателя и определяются по таблице.

Параметр p_c в формуле (2) зависит от частоты вращения коленчатого вала двигателя и для динамических расчетов [2]

$$p_c \approx b_0 + b_2 (\Omega/\Omega_n)^2, \quad (5)$$

где $b_0 = 0,8 \varepsilon^q$; $b_2 = (p_a - 0,8) \varepsilon^q$;

p_a — давление в цилиндре в начале такта сжатия на номинальном скоростном режиме двигателя;

Ω , Ω_n — текущее и номинальное значения угловой скорости коленчатого вала двигателя;

q — среднее значение показателя политропы сжатия.

Параметры p_a и q определяются по результатам теплового расчета двигателя или по обобщенным справочным данным [3, 4].

Давление p_i в общем случае зависит от нагрузочно-скоростного режима двигателя. При работе двигателя по внешней характеристике, что соответствует предельной оценке характеристики (2), p_i можно представить в виде

$$p_{i \nu} \approx a_0 + a_1 \Omega/\Omega_n - a_2 (\Omega/\Omega_n)^2. \quad (6)$$

Эта формула для конкретного двигателя соответствует квадратичной аппроксимации его внешней характеристики $M_e(\Omega)$ с учетом значения постоянного члена, определяемого общими аппроксимационными зависимостями $\bar{M}_e(\Omega)$ для внешних характеристик двигателя [4]:

$$\bar{M}_e(\Omega) \approx M_{e n} [a_{0M} + a_{1M} \Omega/\Omega_n - a_{2M} (\Omega/\Omega_n)^2], \quad (7)$$

где $M_{e n}$ — номинальный эффективный крутящий момент двигателя;

$a_{0M} = 1$ — для карбюраторных двигателей; $a_{0M} = 0,6$ — для дизелей.

В соответствии с паспортными данными конкретного двигателя коэффициенты a_j ($j=0, 1, 2$) в выражении (6) определяются, исходя из условий

$$\bar{M}_e(\Omega_n) = M_e(\Omega_n), \quad \bar{M}_e(\Omega_m) = M_e(\Omega_m),$$

следующим образом:

$$a_j = a_{jM} p_{e n} / \eta_m, \quad j = 0, 1, 2, \quad (8)$$

где $p_{e n} = 2\pi m M_{e n} / (z V_{ц})$ — среднее эффективное давление рабочего цикла на номинальном нагрузочно-скоростном режиме двигателя;

z , η_m — общее число цилиндров и механический КПД двигателя;

Ω_m — угловая скорость коленчатого вала двигателя, соответствующая максимальному крутящему моменту.

Для карбюраторных двигателей

$$\left. \begin{aligned} a_{0M} &= 1; & a_{1M} &= a_{2M} = (\sigma - 1) / [\delta (1 - \delta)]; \\ & \text{для дизелей} \\ a_{0M} &= 0,6; & a_{1M} &= (\sigma - 0,4 \delta^2 - 0,6) / [\delta (1 - \delta)]; \\ & & a_{2M} &= a_{1M} - 0,4, \end{aligned} \right\} (9)$$

где $\sigma = M_{em} / M_{en}$; $\delta = \Omega_m / \Omega_n$; M_{em} — максимальный эффективный крутящий момент двигателя.

Наиболее значительные по уровню колебаний динамические процессы в силовых передачах возникают на резонансных режимах, обусловленных регулярными возмущениями двигателя. Для анализа таких процессов на стационарных и неустановившихся режимах работы автомобиля целесообразно силовую характеристику $M_{j \Gamma}^{(1)}(\alpha, p_c, p_i)$ представить в виде ряда Фурье

$$M_{j \Gamma}^{(1)}(\alpha, p_c, p_i) = M_{j, \text{cp}}^{(1)}(p_i) + \sum_{(\nu)} M_{\nu}^{(1)}(p_c, p_i) \times \sin(\nu z \alpha + \psi_{\nu}^{(1)}), \quad (10)$$

где $M_{j, \text{cp}}^{(1)}$ — средний индикаторный момент от газовых сил одного цилиндра;

$M_{\nu}^{(1)}$, $\psi_{\nu}^{(1)}$ — амплитуда и начальная фаза ν -й гармонической составляющей возмущающего момента от газовых сил одного цилиндра;
 $\nu z = \nu / m$ — порядок ν -й гармоники возмущающего момента.

Для $M_{\nu}^{(1)}$, $\psi_{\nu}^{(1)}$ с учетом формул (2) и (3) получены следующие выражения:

$$M_{\nu}^{(1)} = \sqrt{A_{\nu}^2 + B_{\nu}^2}; \quad \psi_{\nu}^{(1)} = \text{arctg}(A_{\nu} / B_{\nu}), \quad \nu = 1, 2, \dots, \quad (11)$$

в которых коэффициенты A_{ν} , B_{ν} определяются по формулам

$$\left. \begin{aligned} A_{\nu} &= V_{ц} p_i \theta_{1 \nu} / (m \pi); & B_{\nu} &= V_{ц} (p_c \theta_{2 \nu} + p_i \theta_{3 \nu}) / (m \pi); \\ \theta_{1 \nu} &= \frac{\chi_s (\zeta_s^2 - \nu z^2)}{(\zeta_s^2 + \nu z^2)^2}; & \theta_{2 \nu} &= \frac{4 \nu z \chi_k \zeta_k}{(\zeta_k^2 + \nu z^2)^2}; \\ \theta_{3 \nu} &= \frac{2 \nu z \chi_s \zeta_s}{(\zeta_s^2 + \nu z^2)^2}. \end{aligned} \right\} (12)$$

Коэффициенты χ , ζ в выражениях (12) принимаются по таблице в зависимости от типа двигателя.

По формулам (10)–(12) можно определить характеристики возмущающих моментов от газовых сил одного цилиндра двигателя на любом нагрузочно-скоростном режиме с учетом конкретных значений p_c и p_i .

При анализе максимального уровня крутильных колебаний в силовой передаче параметры $M_{\nu}^{(1)}$, $\psi_{\nu}^{(1)}$ определяются по внешней характеристике двигателя. В этом случае, используя зависимости (5)–(12) и аппроксимационную формулу Понселе [1], получаем

$$\left. \begin{aligned} M_{\nu}^{(1b)} &= \sum_{j=0}^2 f_{\nu j} (\Omega/\Omega_n)^j; \\ \psi_{\nu}^{(1b)} &= \text{arctg} \frac{\theta_{1 \nu}}{\theta_{3 \nu} + \eta_m p_{сн} \theta_{2 \nu} / p_{e n}} \approx \text{const } \Omega, \end{aligned} \right\} (13)$$

$$\text{где } f_{\nu j} = \frac{V_{ц}}{m \pi} [(0,396 \theta_{1 \nu} + 0,96 \theta_{3 \nu}) a_j^* + 0,96 \theta_{2 \nu} b_j],$$

$j = 0, 1, 2$;

$$b_1 = 0; \quad p_{сн} = p_a \varepsilon^q; \quad a_j^* = a_j \text{ при } j = 0, 1; \quad a_2^* = -a_2;$$

$M_{\nu}^{(1b)}$, $\psi_{\nu}^{(1b)}$ — значения параметров $M_{\nu}^{(1)}$, $\psi_{\nu}^{(1)}$, соответствующие работе двигателя по внешней характеристике.

Динамические расчеты первого приближения выполняются в предположении установившегося характера колебаний при работе двигателя по внешней характеристике и без учета ограниченности возбуждения. Это означает, что силовая характеристика $M_{j \Gamma}^{(1)}$ имеет вид

Тип двигателя	A_{1k}	A_{2k}	B_{1k}	B_{2k}	A_{1s}	A_{2s}	B_{1s}	B_{2s}
Карбюраторные ДВС (цилиндры с центральными КШМ)	1,02	0,013	1,25	0,102	1,54	0,29	1,28	0,08
Дизели (цилиндры с центральными КШМ)	0,892	0,00244	1,51	0,0762	1,62	0,28	1,43	0,062
Карбюраторные ДВС и дизели (боковые цилиндры с КШМ прицепного типа)	1,12— —0,05 γ	0,0027+ +0,0019 γ	1,38	0,092	1,9— —0,12 γ	0,31	1,55— —0,027 γ	0,062+ +0,005 γ
Роторные двигатели Ванкеля	0,37	0,0055	0,78	0,055	0,58	0,089	0,76	0,043

Примечание. КШМ — кривошипно-шатунный механизм; γ — угол между центральным и рассматриваемым боковым блоками цилиндров многорядного двигателя в рад.

$$M_{j\Gamma}^{(1b)}(\Omega) = M_{j\text{cp}}^{(1b)}(\Omega) + \sum_{(v)} M_v^{(1b)}(\Omega) \sin(\nu_z \Omega t + \psi_v^{(1b)}). \quad (14)$$

При анализе колебаний в (s, ν) -й резонансной зоне, порождаемой s -й собственной формой силовой передачи и ν -ми гармониками силовых характеристик отдельных цилиндров двигателя, общее возмущающее воздействие двигателя характеризуется групповым возбудителем M_Γ [1, 2]

$$M_\Gamma(\Omega) = M_{\text{cp}}(\Omega) + M_\nu(\Omega) \sin(\nu_z \Omega t + \psi_\nu^* - \beta_\nu), \quad (15)$$

где $M_\nu = M_\nu^* \sqrt{\mu_{s1}^2 + \mu_{s2}^2}$; $\beta_\nu = \text{arctg}(\mu_{s2}/\mu_{s1})$;

$$\mu_{s1} = \sum_{j=1}^{z_k} \alpha_{js} \cos(\nu_z \xi_j); \quad \mu_{s2} = \sum_{j=1}^{z_k} \alpha_{js} \sin(\nu_z \xi_j);$$

M_{cp} — средний индикаторный крутящий момент двигателя на рассматриваемом скоростном режиме;

M_ν^* , ψ_ν^* — амплитуда и начальная фаза ν -го гармонического возмущающего момента, действующего на один кривошип коленчатого вала;

α_{js} — относительная амплитуда колебаний j -й сосредоточенной массы, принадлежащей динамической схеме коленчатого вала двигателя для s -й собственной формы силовой передачи;

ξ_j — угол поворота коленчатого вала между вспышками в соответствующих (принадлежащих одному блоку) цилиндрах, приводящих в действие j -й и первый кривошипы;

z_k — число кривошипов коленчатого вала двигателя.

Для однорядных двигателей $M_\nu^* = M_\nu^{*(1)}$; $\psi_\nu^* = \psi_\nu^{(1)}$.

Для многорядных двигателей с центральными шатунами в кривошипно-шатунных механизмах

$$M_\nu^* = M_\nu^{(1)} \sqrt{g_{\nu 1}^2 + g_{\nu 2}^2}; \quad \psi_\nu^* = \psi_\nu - \text{arctg}(g_{\nu 2}/g_{\nu 1}), \quad (16)$$

где $g_{\nu 1} = \sum_{i=1}^{z_1} \cos(\nu_z \xi_{i1})$; $g_{\nu 2} = \sum_{i=1}^{z_1} \sin(\nu_z \xi_{i1})$;

ξ_{i1} , z_1 — угол поворота коленчатого вала между вспышками в i -м и первом цилиндрах, приводящих в действие один кривошип, и общее число таких цилиндров (число блоков двигателя).

В общем случае при наличии в кривошипно-шатунных механизмах многорядного двигателя прицепных шатунов параметры M_ν^* , ψ_ν^* определяются по формулам

$$M_\nu^* = \sqrt{h_{\nu 1}^2 + h_{\nu 2}^2}; \quad \psi_\nu^* = \text{arctg}(h_{\nu 2}/h_{\nu 1}), \quad (17)$$

где $h_{\nu 1} = \sum_{l=1}^{z_1} c_{\nu l} \cos(\psi_{\nu l} - \nu_z \xi_{l1})$;

$$h_{\nu 2} = \sum_{l=1}^{z_1} c_{\nu l} \sin(\psi_{\nu l} - \nu_z \xi_{l1});$$

$c_{\nu l}$, $\psi_{\nu l}$ — амплитуда и начальная фаза ν -й гармоники возмущающего момента $M_{j\Gamma}^{(1)}(\alpha, p_c, p_i)$ от газовых сил l -го цилиндра.

При оценках максимального уровня колебаний параметры M_ν^* , ψ_ν^* для двигателей с центральными шатунами в эксплуатационном скоростном диапазоне аппроксимируются согласно выражениям (13) и (16) следующими зависимостями:

$$\left. \begin{aligned} M_\nu^* &= \sum_{j=0}^2 f_{\nu j}^* (\Omega/\Omega_H)^j; \\ \psi_\nu^* &= \text{arctg} \frac{\theta_{1\nu}}{\theta_{3\nu} + \theta_{2\nu} \eta_m p_{\text{сн}}/p_{eH}} - \text{arctg}(g_2/g_1) \approx \text{const } \Omega, \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

где $f_{\nu j}^* = f_{\nu j} \sqrt{g_{\nu 1}^2 + g_{\nu 2}^2}$, $j = 0, 1, 2$.

Для многорядных двигателей с одним центральным и

остальными прицепными шатунами в одной кривошипно-шатунной группе выражения для M_ν^* , ψ_ν^* , используя аппроксимационную формулу Понселе [1], можно получить в виде

$$\left. \begin{aligned} M_\nu^* &= \rho_1 \left| \sum_{j=0}^2 f_{\nu j}^{(1)} (\Omega/\Omega_H)^j \right| + \rho_2 \left| \sum_{j=0}^2 f_{\nu j}^{(2)} (\Omega/\Omega_H)^j \right|; \\ \psi_\nu^* &= \text{arctg}(h_{\nu 2}^H/h_{\nu 1}^H) \approx \text{const } \Omega, \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

где $f_{\nu j}^{(1)} = f_{\nu j}^{(u)} \cos \psi_{\nu u} + f_{\nu j}^{(n)} H \cos(\psi_{\nu n} - \Delta)$;

$$f_{\nu j}^{(2)} = f_{\nu j}^{(u)} \sin \psi_{\nu u} + f_{\nu j}^{(n)} H \sin(\psi_{\nu n} - \Delta);$$

$$H = \sqrt{(g_{\nu 1} - 1)^2 + g_{\nu 2}^2}; \quad \Delta = \text{arctg}[g_{\nu 2}/(g_{\nu 1} - 1)];$$

$$h_{\nu k}^H = h_{\nu k}(\Omega_H, p_{\text{сн}}, p_{eH}), \quad k = 1, 2;$$

$f_{\nu j}^{(u)}$, $f_{\nu j}^{(n)}$ — коэффициенты, определяемые по формулам (13), (12), (4) соответственно для центрального и бокового цилиндров: $\rho_1 = 0,96$; $\rho_2 = 0,396$ при $h_{\nu 1}^H \geq h_{\nu 2}^H$; $\rho_1 = 0,396$; $\rho_2 = 0,96$ при $h_{\nu 1}^H < h_{\nu 2}^H$.

В каждой расчетной точке (Ω/Ω_H) выражение (19) для M_ν^* может быть приведено к виду (18).

В соответствии с полученными аппроксимациями для M_ν^* амплитуда $M_\nu^{(b)}$ группового возбудителя двигателя при оценках максимального уровня крутильных колебаний в силовой передаче в эксплуатационном диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя может быть представлена следующей квадратичной зависимостью от угловой скорости коленчатого вала двигателя:

$$M_\nu^{(b)} = \sum_{j=0}^2 f_{\nu j}^{(m)} (\Omega/\Omega_H)^j, \quad (20)$$

где $f_{\nu j}^{(m)} = f_{\nu j}^* \sqrt{\mu_{s1}^2 + \mu_{s2}^2}$, $j = 0, 1, 2$.

Если при анализе колебаний силовой передачи в (s, ν) -й резонансной зоне необходимо учитывать ограниченный характер возбуждения (ограниченность по мощности источника энергии), то ν -с гармоники $M_{j\Gamma}^{(1)}$, $M_{\nu\Gamma}$ силовой характеристики $M_{j\Gamma}^{(1)}(\alpha, p_c, p_i)$ и группового возбудителя $M_\Gamma(\alpha, p_c, p_i)$ принимаются в виде гармонических функций позиционной координаты α .

Функция $\alpha(t)$ обычно задается: а) при анализе установившихся колебаний в виде $\alpha(t) = \Omega t$, где Ω — угловая скорость коленчатого вала двигателя на установившемся нагрузочно-скоростном режиме; б) при прохождении резонансных зон в виде $\alpha(t) = \Omega_0 t + ut^2/2$, где Ω_0 — начальная (для рассматриваемого нестационарного режима) угловая скорость коленчатого вала двигателя в дорезонансной (при $u > 0$) или резонансной (при $u < 0$) области; u — среднее угловое ускорение коленчатого вала двигателя при прохождении резонансной зоны.

В общем случае функция $\alpha(t)$ может быть выражена зависимостью произвольного вида.

По изложенной методике были построены силовые характеристики для большого числа двигателей и проведено сопоставление параметров $M_{j\Gamma}^{(1)}$, $M_\nu^{(1)}$, $\psi_\nu^{(1)}$, полученных по экспериментальным данным и на основании расчетов по формулам (2), (11), (12). Сопоставление показало, что предлагаемые зависимости могут быть рекомендованы для использования в практических расчетах.

Рассмотрим сравнительные результаты расчета силовых характеристик одного из двигателей. В соответствии с паспортными данными двигателя имеем: $m = 2$; $z = 8$; $\epsilon = 6,5$; $M_{em} = 354$ Н·м; $\Omega_H = 335$ с⁻¹; $M_{em} = 410$ Н·м; $\Omega_m = 200$ с⁻¹; $R = 0,0475$ м; $D = 0,01$ м.

На рис. 1 приведены развернутые индикаторные диаграммы рабочего процесса, полученные экспериментально на различных скоростных режимах при работе двигателя по внешней характеристике. Внешняя скоростная характеристика двигателя, построенная по экспериментальным данным (кривая 1) и по формуле (7) (кривая 2), приведена на рис. 2. На этом же рисунке приведены зависимости $p_c(\Omega)$, $p_{iB}(\Omega)$, построенные по формулам (5)–(9) при $p_a = 0,1$ МПа; $q = 1,34$; $\eta_m = 0,8$.

На рис. 3 показано изменение момента $M_{j\Gamma}^{(1b)}$ на кривошипе от газовых сил одного цилиндра в зависимости от угла

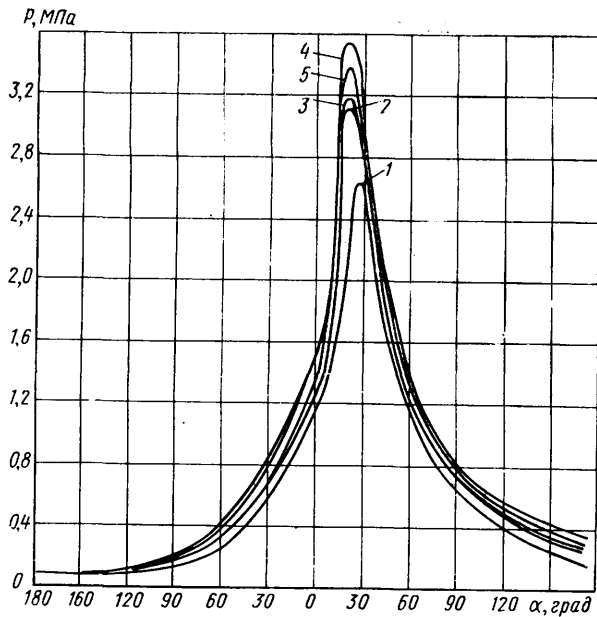


Рис. 1. Развернутые индикаторные диаграммы рабочего процесса автомобильного двигателя:

1 — $\Omega = 80 \text{ с}^{-1}$; 2 — $\Omega = 120 \text{ с}^{-1}$;
3 — $\Omega = 160 \text{ с}^{-1}$; 4 — $\Omega = 200 \text{ с}^{-1}$;
5 — $\Omega = 240 \div 320 \text{ с}^{-1}$

поворота кривошипа при $\Omega = \Omega_n = 335 \text{ с}^{-1}$; $p_c = p_{cn} = 1,22 \text{ МПа}$; $p_i = p_{in} = 0,94 \text{ МПа}$.

В результате расчетов на ЭВМ при табличном представлении развернутых индикаторных диаграмм (рис. 1) с шагом по $\alpha = 2^\circ$ были получены амплитуды $M_v^{(1b)}$ и фазы $\psi_v^{(1b)}$ гармонических возмущающих моментов для различных значений угловой скорости Ω коленчатого вала двигателя при его работе по внешней характеристике.

По этим данным построены графики $M_v^{(1b)} = M_v^{(1b)}(\Omega)$, $v = 1, 2, \dots, 8$, показанные на рис. 4, а, б. Здесь же приведены графики соответствующих расчетных зависимостей, полученных по формулам (11), (12), (13) (штриховые линии), и экспериментальные данные (сплошные линии).

Фазовые характеристики $\psi_v^{(1b)}$ гармонических возмущающих моментов, полученные по опытным данным и по формулам (11)–(13), практически не зависят от угловой скорости коленчатого вала двигателя, т. е. $\psi_v^{(1b)}(\Omega) \approx \text{const}$. На рис. 5 представлены графики зависимостей $\psi_v^{(1b)} = \psi_v^{(1b)}(v_z)$, полученных по опытным данным (кривая 1) и расчетным путем (кривая 2).

Графики на рис. 4 показывают, что в широком диапазоне значений параметра v_z (порядок гармонического возмущающего момента) наблюдается хорошая сходимость результатов расчета $M_v^{(1b)}$, полученных по опытным данным и по формулам (11), (12).

Сходимость результатов расчета $\psi_v^{(1b)}$ полученных по опытным данным и по формулам (11), (12), существенно зависит от рассматриваемого диапазона значений v_z : чем меньше v_z , тем лучше указанная сходимость (рис. 5). Такой характер сходимости объясняется тем, что для высоких порядков возмущений параметры $\psi_v^{(1b)}$, полученные по опытным данным, чувствительны к локальным искажениям развернутой индикаторной диаграммы рабочего процесса (рис. 1). Поэтому малые погрешности при записи и обработке индикаторных диаграмм могут существенно повлиять на фазовые характеристики возмущающих моментов высоких порядков.

При решении практических задач динамики силовых передач обычно ограничиваются гармоническими возмущающими моментами сравнительно невысокого порядка. Кроме того, при оценках максимального уровня колебаний в резонансных зонах фазовые характеристики возмущающих моментов не играют существенной роли.

Учитывая эти обстоятельства, можно считать, что погрешности в определении начальных фаз $\psi_v^{(1)}$ гармонических возмущающих моментов не оказывают существенного влияния на результаты динамических расчетов силовых передач.

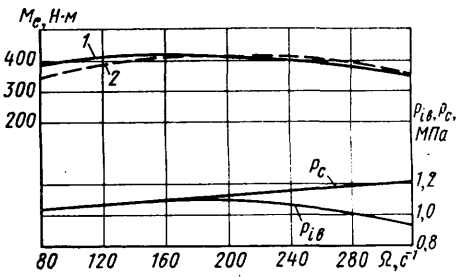


Рис. 2. Внешняя скоростная характеристика $M_e(\Omega)$ и зависимости $p_c(\Omega)$, $p_i(\Omega)$

Рис. 3. Силовые характеристики $M_{iГ}^{1b}(p_{сн}, p_{iГ}, \alpha)$ двигателя от газовых сил одного цилиндра на номинальном скоростном режиме:

1 — экспериментальная; 2 — расчетная по формуле (2)

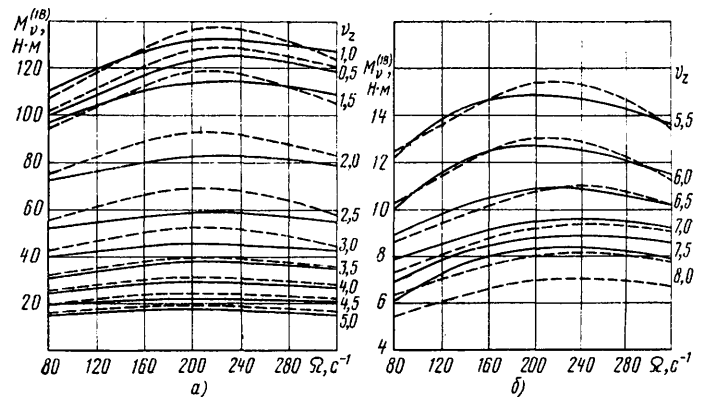
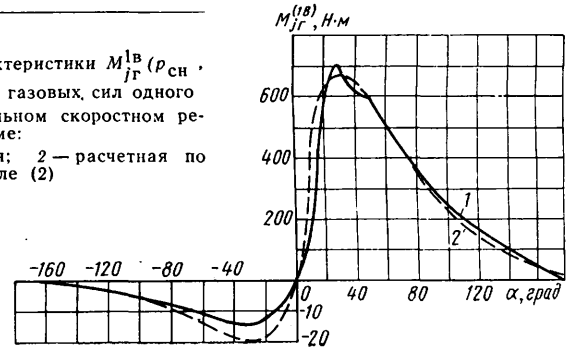


Рис. 4. Зависимости амплитуд $M_v^{(1b)}$ гармонических возмущающих моментов двигателя от угловой скорости коленчатого вала

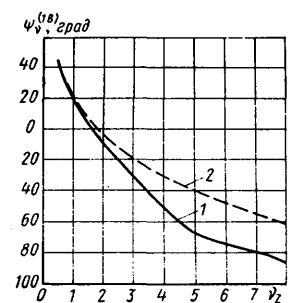


Рис. 5. Фазовые характеристики возмущающих моментов двигателя

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вейц В. Л., Кочура А. Е. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания. Л.: Машиностроение, 1976. 383 с.
2. Терских В. П. Расчеты крутильных колебаний силовых установок. Л.: Машгиз, Ч. 1, 1953, 258 с.
3. Дизели. Справочное пособие. Под ред. В. А. Ваншейдта. М. — Л.: Машиностроение, 1964, 595 с.
4. Артамонов М. Д., Морин М. М. Основы теории и конструирования автотракторных двигателей. М.: Высшая школа, 1973. 205 с.

Метод моторной оценки защитных свойств масел двигателей внутреннего сгорания

Канд. техн. наук Б. М. БУНАКОВ, канд. техн. наук М. А. ГРИГОРЬЕВ, А. Л. ЧУДИНОВСКИХ

НАМИ

К ЭФФЕКТИВНЫМ средствам борьбы с коррозией в двигателях внутреннего сгорания в периоды хранения и эксплуатации автомобилей относятся моторные масла, обладающие повышенными защитными свойствами, т. е. способные защитить детали двигателя от электрохимической коррозии. Создание и промышленный выпуск таких масел требуют наличия надежных методов оценки их защитных свойств.

Для оценки защитных свойств масел по ГОСТ 9.054—75 используют лабораторные методы. Однако при этом нельзя полностью воспроизвести все условия работы двигателя и все факторы, влияющие на процесс коррозии его деталей в эксплуатации. Поэтому окончательная оценка защитных свойств моторных масел может решаться только в условиях, реально приближенных к эксплуатационным.

В НАМИ для оценки защитных свойств моторных масел использована одноцилиндровая карбюраторная установка НАМИ-1М, предназначенная для оценки склонности масел к образованию высокотемпературных (ГОСТ 20991—75) и низкотемпературных (ГОСТ 20994—75) отложений. Установка дополнительно оснащена электроподогревателем воды в теплообменнике. Двигатель установки имеет систему вентиляции картера, при которой все газы поступают под крышку головки цилиндра, омывая детали механизма газораспределения.

Так как условием протекания электрохимической коррозии является наличие на деталях пленки электролита [1], а возможность конденсации электролита на поверхности гильзы цилиндра определяется разностью температур насыщения водяного пара и самой гильзы [2], были определены исходные значения этих величин при различных рабочих температурах двигателя.

Установлено, что при температурах воды и масла в двигателе ниже 40°C на поверхности гильзы цилиндра установки НАМИ-1М создаются условия для протекания интенсивной коррозии. При этом также резко возрастает накопление водяного конденсата в масле, содержание которого через 5 ч работы двигателя с температурой воды 20°C достигает 6%. Это объясняется увеличением степени конденсации картерных газов в двигателе, которая при температуре воды 20°C равна 60% (рис. 1). Поэтому за основу режима испытаний защитных свойств масел был принят «холодный» этап испытаний с температурой воды и масла соответственно 25 и 35°C, при котором происходит интенсивная коррозия деталей двигателя.

Наиболее точная оценка защитных свойств моторных масел может быть получена путем оценки величины износа гильзы цилиндра. Однако это требует весьма продолжительных испытаний и достаточно трудоемко. В то же время была экспериментально установлена корреляционная зависимость между величиной износа гильзы цилиндра (измеренной с помощью поверхностной активации) и степенью поражения коррозией контрольной пластины и деталей механизма газораспределения (рис. 2). Поэтому было принято целесообразную оценку защитных свойств масел проводить по времени до начала появления коррозии (индукционный период коррозии) и степени поражения коррозией контрольной пластины, изготовленной из материала гильзы цилиндра, установленной в крышке головки цилиндра, а также деталей механизма газораспределения.

Интенсивность коррозии металла, смоченного электролитом, с повышением температуры изменяется по сложной зависимости. Скорость коррозии растет с увеличением температуры до 60—65°C, затем несколько снижается и при 100°C равна скорости коррозии при комнатной температуре [3]. Эксперимент, проведенный на масле АС-8 (М-8Б), показал, что количество деталей с очагами коррозии увеличивается с повышением температуры прокачиваемой воды в системе охлаждения остановленного двигателя. Это свидетельствует о целесообразности включения в режим испытаний (для интенсификации процесса коррозии) этапа, предусматривающего остановку двигателя с принудительной прокачкой воды, имеющей температуру 60°C. На установке НАМИ-1М был произведен сбор и анализ конденсата картерных газов, который может осаждаться на деталях двигателя при его работе на низкотемпературном режиме и во время остановки с прокачкой горячей воды (испытания проводились на бензине А-76 по ГОСТ 2084—79). Из приведенных ниже данных видно, что

конденсат представляет собой в основном подкисленный раствор, способствующий увеличению скорости коррозии:

Вода в %	85—96
Топливо в %	2—8
Масло в %	1—7
Механические примеси в %	0,01—0,02
Кислотность в мг КОН/г	1,3—3,4

В процессе отработки режима было установлено, что производить осмотр двигателя после «холодного» этапа испытаний и этапа прокачки воды затруднительно, так как детали покрыты водомасляной эмульсией. В связи с этим в качестве заключительного этапа осуществлялась работа двигателя на «горячем» режиме с температурой воды и масла соответственно 90 и 80°C. При этом происходило выпаривание конденсата, детали становились доступными для осмотра, а испытания можно было прервать на значительное время, так как коррозия деталей, покрытых пленкой масла без конденсата, практически не прогрессировала.

На первом этапе отработки методики испытаний был принят восьмичасовой режим, сочетающий длительную работу двигателя при пониженной температуре охлаждающей воды и масла (4 ч), остановку с прокачкой горячей воды через систему охлаждения двигателя (3 ч) с последующей работой при повышенной температуре (1 ч). Из приведенных в табл. 1

Таблица 1

Масло	ИПК в ч	Число деталей, пораженных коррозией, в шт.	Площадь поражения коррозией контрольной пластины в %
М-8Б ₂	8	6	54
М-8Б ₁	8	5	42
М-8Б ₁ + 25% Акор	8	5	19
Мобиларма № 524	8	6	45
SAE 30 M4 ₃ /8B ₂ I PK	16	3	8,5

данных видно, что этот режим оказался жестким, затрудняющим дифференциацию и оценку масел по защитным свойствам (значение индукционного периода коррозии для всех масел было практически одинаковым). В связи с этим были проведены исследования по определению оптимальной длительности циклов. При сокращении длительности испытаний от 8 до 3 ч линейно изменяется количество деталей, пораженных кор-

Рис. 1. Зависимость содержания воды S_{H_2O} в масле от рабочих температур двигателя (кривая 1) и степени конденсации картерных газов в двигателе $G_{кx}/G_{кmax}$ от его рабочих температур (по воде и маслу) T (кривая 2): $G_{кx}$ — количество конденсата из картерных газов при текущих температурах двигателя; $G_{кmax}$ — количество конденсата из картерных газов при температуре их конденсации 0°C

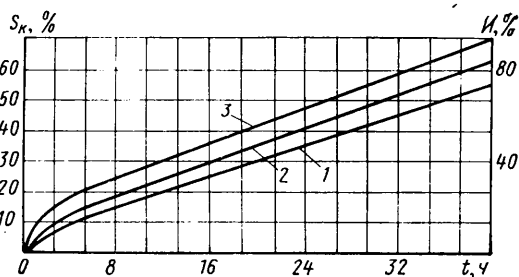
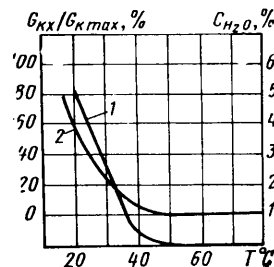


Рис. 2. Зависимость площади поражения коррозией S_k контрольной пластины (кривая 1), стойки оси коромысел (кривая 2) и относительного износа гильзы цилиндра (кривая 3) от продолжительности испытания t на специальном режиме (масло АС-8)

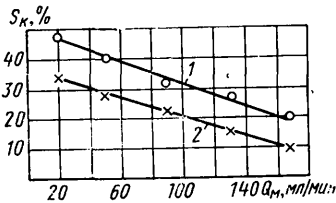


Рис. 3. Зависимость площади коррозионных очагов на контрольной пластине (прямая 1) и стойках оси коромысел клапанов (прямая 2) от количества масла Q_m , поступающего через калиброванное отверстие дросселя (масло АС-8)

розией. Поэтому в качестве оптимального варианта был признан трехчасовой цикл испытаний, позволяющий четко определять начало индукционного периода коррозии. Трехчасовой цикл испытаний включает работу двигателя на «холодном» режиме в течение 1 ч, прокачку горячей воды через систему охлаждения двигателя 1 ч, работу двигателя на «горячем» режиме 50 мин и последующее охлаждение 10 мин. Режим испытаний приведен в табл. 2.

Таблица 2

Наименование параметров	Холодный режим	Остановка двигателя	Горячий режим	Остановка двигателя
Продолжительность режима в ч	1	1	50 мин	10 мин
Мощность двигателя в Вт	6987±150		11408±150	
Частота вращения коленчатого вала в мин ⁻¹	1900±2,5	Прокачка воды через систему охлаждения двигателя	3000±2,5	Прокачка воды через систему охлаждения двигателя
Расход топлива в кг/ч	2,7±0,1		4,5±0,1	
Коэффициент избытка воздуха	1,0±0,03		1,0±0,03	
Угол опережения зажигания в град.	31±1		40±1	
Давление масла в масляной магистрали в МПа	1,94±0,1		1,94±0,1	
Противодавление на выпуске в Па, не более	980		980	
Температура охлаждающей воды на выходе из головки двигателя в °С	25±2	60±2	90±5	15—20
Температура масла в масляном картере в °С	35±2	—	80±5	—
Прорыв картерных газов в л/мин	17—20	—	17—20	—

Чрезмерное поступление масла к деталям значительно снижает скорость коррозии, а также способствует смыванию продуктов коррозии, в особенности на «горячем» режиме (рис. 3). В связи с этим для получения стабильных результатов при испытании различных масел на установке НАМИ-1М были проведены мероприятия, позволившие регламентировать минимальное количество масла, поступающего к деталям газораспределительного механизма. Для уменьшения попадания масла на детали на головке цилиндра устанавливалась маслоотражательная сетка. Давление в системе смазки было уменьшено с 2,95 до 1,95 МПа. Подача масла к деталям была также уменьшена за счет изменения диаметра отверстия дросселя в стойке оси коромысел с 2,2 до 0,3 мм (рис. 4).

Оценка защитных свойств моторных масел производилась по окончании 30-часовых испытаний (10 циклов) путем срав-

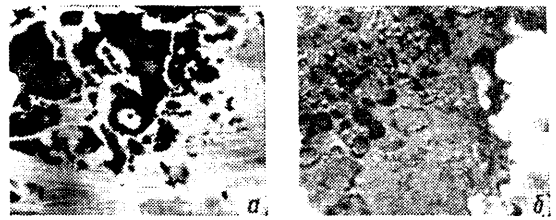


Рис. 4. Интенсивность поражения коррозионной контрольной пластины в зависимости от количества масла, поступающего через калиброванное отверстие дросселя (масло АС-8): а — $Q_m = 150$ мл/мин; б — $Q_m \approx 20$ мл/мин

нения результатов, полученных для опытного и контрольных масел. Выбор длительности испытаний (30 ч) был сделан на основании того, что у испытанных моторных масел 20 образцов, как отечественных, так и зарубежных, индукционный период коррозии не превышал 30 ч (одно из лучших по защитным свойствам масло М43/8В2Г1РК имеет индукционный период коррозии 15 ч), а после 30 ч (до 40 ч) испытаний высококачественных рабоче-консервационных масел отмечали коррозионные поражения деталей. Таким образом, принятый режим имеет определенный запас времени и одновременно позволяет относительно быстро проводить испытания и объективно оценивать защитные свойства масел.

Наличие коррозии после испытаний определялось на шести деталях — двух стойках оси коромысел клапанов, двух коромыслах клапанов, маслосбрасывающей втулке и контрольной пластине. Перед началом испытаний эти детали зачищали и промывали в бензине. В качестве оценочных показателей служили индукционный период коррозии (ИПК), количество деталей с коррозионными очагами, площадь поражения деталей коррозией и характер коррозии.

Значение ИПК определялось временем (в ч) испытания до появления коррозионных очагов на оцениваемых деталях площадью не менее 1 см². Число деталей с коррозионными очагами определялось визуально по окончании испытаний. Площадь поражения деталей коррозией оценивалась в баллах и определялась для контрольной пластины и стоек оси коромысел клапанов с помощью специальных трафаретов. Для деталей, имеющих сложную геометрию (коромысла клапанов, маслосбрасывающая втулка), площадь поражения коррозией определялась с помощью специально разработанных таблиц. Оценку характера коррозии деталей K_y в баллах производили по формуле

$$K_y = \sum K_{yi} C_k$$

где K_{yi} — число деталей с коррозионными очагами одного характера;

C_k — коэффициент характера коррозионных поражений:

Цвет коррозионных очагов	C_k
Светло-желтый	1,0
Желтый	2,5
Коричневый	5,0

Таблица 3

Масло	ИПК* в ч	Число деталей*, пораженных коррозией, в шт.	Площадь* очагов коррозии в баллах на							Σ	Характер коррозии** в баллах
			контрольной пластине	левой стойке оси коромысел	правой стойке оси коромысел	левом коромысле	правом коромысле	маслосбрасывающей втулке	Σ		
М-8В	3	5	17,0	5,2	2,9	2,5	2,5	0	30,1	20,0	
Мобиларма №523 SAE10	3	4	14,0	4,7	3,5	0	1,85	0	24,05	17,5	
Мобиларма №524 SAE30	3	5	16,0	2,9	1,5	1,0	2,0	0	23,4	22,5	
М-8В1у	3	3	9,0	2,4	2,9	0	0	0	14,3	12,5	
М-8В1-25% Аккор	6	3	12,0	1,0	0,5	0	0	0	13,5	10,0	
Санфлит Каюко	3	5	19,0	5,8	2,0	0	3,25	1,5	31,55	20,0	
М-8Г, АСВ-6	6	3	8,5	3,5	4,1	0	0	0	16,1	10,0	
М-10Гн	3	4	6,0	5,0	9,5	0	1,5	0	22,0	17,5	
М-43/8В2Г1РК	9	5	14,0	7,2	5,8	0,5	0,5	0	28,0	20,0	
1) М-8В	15	2	2,4	0	2,1	0	0	0	4,5	5,0	
2) М-8В	3	5	17,0	6,2	4,7	2,5	2,5	0	32,9	25,0	
3) М-8В	3	4	19,2	5,7	3,9	2,0	0	0	30,8	20,0	
1) М-43/8В2Г1РК	15	1	0	3,9	0	0	0	0	3,9	5,0	
2) М-43/8В2Г1РК	12	2	2,4	2,8	0	0	0	0	5,2	7,5	
3) М-43/8В2Г1РК	15	2	2,2	0	2,0	0	0	0	4,2	5,0	

* Основной показатель.
** Факультативный показатель.

В случае отсутствия коррозионных поражений на оцениваемых деталях за данное время испытаний оценочные показатели имеют 0 баллов. Данный комплекс показателей позволяет дифференцировать масла по их уровню защитных свойств.

На разработанном режиме был испытан ряд образцов моторных масел. Результаты испытаний приведены в табл. 3. Как видно из данных этой таблицы, наиболее низкими защитными свойствами обладает масло М-8В1 (АС-8). Введение в это масло 25% комбинированного ингибитора Аккор-1, обладающего анодным и экранирующим действием, улучшает защитные свойства масла более чем в 2 раза. Наилучшими защитными свойствами (из испытанных масел) обладает моторное М43/8В2Г1РК, в которое введен ингибитор коррозии, сочетающий анодное, катодное и экранирующее действия.

Принцип действия ингибитора основан на вытеснении электролита с поверхности металла, размыкании цепи электрохимической коррозии и замене полярной фазы электролита на поверхности металла хемосорбционным слоем органических веществ [4], т. е. пленка рабоче-консервационного масла по сравнению с рабочими маслами обладает значительно большими адсорбционно-хемосорбционными свойствами, что определяет высокую защитную способность масла.

В табл. 3 приведены также данные, характеризующие повторяемость результатов оценки различных масел по данному методу. Видно, что сходимость между результатами повторных испытаний одного и того же масла на установке НАМИ-1М удовлетворительная.

Таким образом, разработанный метод, предусматривающий проведение испытаний на одноцилиндровой карбюраторной установке НАМИ-1М, позволяет в относительно короткие сроки, в условиях максимально приближенных к реальным, про-

водить оценку защитных свойств моторных масел. Внедрение данного метода будет способствовать созданию моторных масел, обладающих высокими защитными свойствами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Черевкова Е. В. О коррозии железа в бензольных растворах масляной кислоты. Защита металлов, 1969, 5, № 2, с. 236—238.
2. Григорьев М. А., Пономарев Н. Н. Износ и долговечность автомобильных двигателей. М.: Машиностроение, 1976, 248 с.
3. Тодт Ф. Коррозия и защита от коррозии. Л.: Химия, 1967, 710 с.
4. Шехтер Ю. Н., Школьников В. М., Богданова Т. И. и др. Рабоче-консервационные смазочные материалы. М.: Химия 1979, 256 с.
5. Григорьев М. А., Бунаков Б. М. Смазка и надежность автомобильных двигателей. М.: НИИНавтопром, 1975, 136 с.

УДК 629.113—621.43.001

Влияние степени сжатия на пусковые качества двигателя ЯМЗ-741

В. Г. ГОРЮНОВ, Г. Ф. ДЕМИДОВ, Н. А. ХРЕСТИН, Ю. Н. НЕЗАМАЕВ

Ярославский моторный завод

ПУСКОВЫЕ качества двигателей внутреннего сгорания, в том числе и дизелей, оцениваются двумя параметрами: минимальной пусковой частотой вращения и моментом сопротивления прокручиванию коленчатого вала [1]. Эти параметры зависят от ряда конструктивных и эксплуатационных факторов. К ним относятся степень сжатия, параметры топливоподачи при пуске, марки применяемых топлив и масел, температурные условия эксплуатации.

С целью доводки пусковых качеств двигателей КамАЗ на Ярославском моторном заводе проведены исследования десятицилиндрового двигателя ЯМЗ-741. Дополнительно оценивалось влияние степени сжатия на давление в цилиндрах двигателя, а также на скорость прокручивания коленчатого вала двигателя электропусковой системой.

При опытах с различными степенями сжатия определялся полный момент сопротивления прокручиванию вала двигателя, а также момент сопротивления декомпрессированного двигателя (без форсунок). Давление в цилиндрах двигателя измерялось компрессометром при частоте вращения коленчатого вала 100 ± 5 мин⁻¹. Кроме этого, в цилиндре с помощью датчика производилось измерение давления в диапазоне частот вращения коленчатого вала, при которых определялись моменты сопротивления прокручиванию.

Ниже приведены технические данные двигателя ЯМЗ-741:

Число цилиндров	10	
Рабочий объем цилиндров в л	13,56	
Диаметр цилиндра в мм	120	
Ход поршня в мм	120	
Номинальная мощность в кВт	191,2	
Номинальная степень сжатия	17,0	
Способ смесеобразования		С непосредственным впрыском

Опережение впрыска топлива в режиме пуска в град до ВМТ	17
Цикловая подача топлива в режиме пуска в мм ³ /цикл	205
Электростартер	СТ-142
Аккумуляторная батарея	6 СТ-190ТР, 2 шт.
Передачное число зацепления шестерни стартера и зубчатого венца маховика	9,9

Испытания проводились в холодильной камере при температуре -15°C . При испытаниях использовалось дизельное топливо «З» (ГОСТ 305—73) и опытное моторное масло М-8Б₂ одной партии, вязкостно-температурная характеристика которого соответствовала маловязкому загущенному маслу, предусмотренному требованием ОСТ 37.001.052—75, т. е. вязкости $1700 \text{ мм}^2/\text{с}$ при температуре -17°C .

Двигатель был оборудован необходимой аппаратурой, позволяющей осциллографировать процессы прокручивания коленчатого вала и пуска. Контроль теплового состояния двигателя осуществлялся с помощью хромель-копелевых термопар. Пуск двигателя выполнялся с установочным углом опережения впрыска топлива 17° до ВМТ и цикловой подачей $205 \text{ мм}^3/\text{цикл}$. Указанные параметры были приняты близкими к оптимальным значениям установленным ранее проведенными исследованиями.

Для изменения степени сжатия двигателя использовались комплекты специальных поршневых вставок с различными объемами камер сгорания (рис. 1). Применение указанных вставок позволило провести всю работу с одноразовой обкаткой двигателя перед началом испытаний. Замена вставок производилась в холодильной камере после снятия головок цилиндров. При установке каждого комплекта вставок измерялась геометрическая степень сжатия методом пролива камер сгорания в поршне и измерением остальных составляющих объемов надпоршневого пространства.

Минимальная пусковая частота вращения коленчатого вала двигателя для каждой степени сжатия определялась по характеристикам, представляющим собой зависимости времени пуска двигателя от средней частоты вращения коленчатого вала. За минимальную пусковую частоту вращения принималась частота вращения коленчатого вала, при которой двигатель пускался за 15 с.

Моменты сопротивления прокручиванию коленчатого вала двигателя определялись методом тарированного стартера, сущность которого заключалась в следующем: при прокручивании коленчатого вала двигателя на разных скоростных режимах измерялась сила тока в цепи стартера и по тарировочной характеристике определялись крутящие моменты стартера. Моменты сопротивления прокручиванию коленчатого вала двигателя подсчитывались по формуле

$$M_c = M_{кр} i \eta_m,$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент стартера, определяемый по характеристике стартера;

i — передаточное отношение в зацеплении шестерня стартера — зубчатый венец маховика;

$\eta_m = 0,85$ — КПД зубчатой передачи.

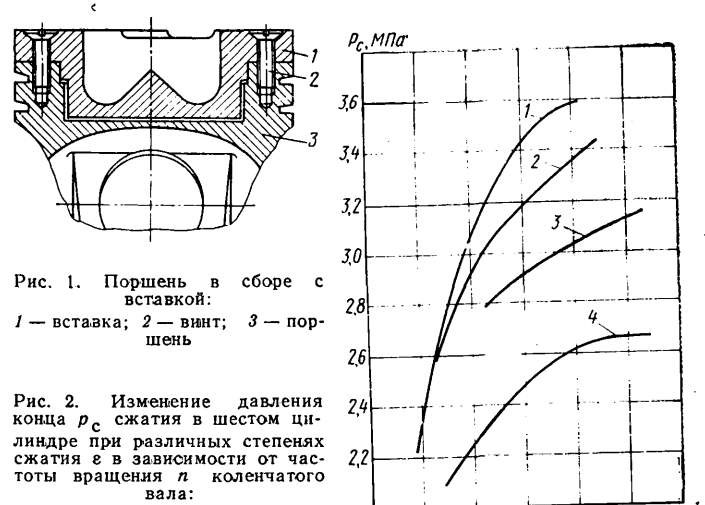


Рис. 1. Поршень в сборе с вставкой: 1 — вставка; 2 — винт; 3 — поршень

Рис. 2. Изменение давления конца сжатия в шестом цилиндре при различных степенях сжатия ϵ в зависимости от частоты вращения n коленчатого вала:

1 — при $\epsilon = 20,82$; 2 — при $\epsilon = 18,66$; 3 — при $\epsilon = 16,46$; 4 — при $\epsilon = 14,4$

¹ Горюнов В. Г., Демидов Г. Ф., Хрестин Н. А. и др. Пусковые качества дизелей ЯМЗ-740 и ЯМЗ-741. — Автомобильная промышленность, 1977, № 5, с. 7—9.

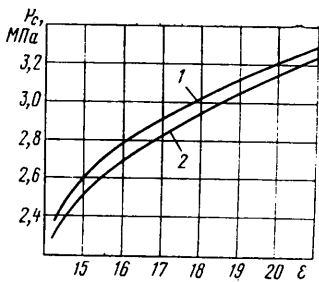


Рис. 3. Изменение давления конца сжатия в шестом цилиндре при частоте вращения $n = 100 \text{ мин}^{-1}$ в зависимости от степени сжатия: 1 — измерение датчиком; 2 — измерение компрессором

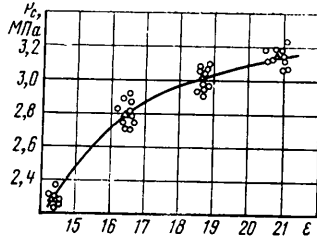


Рис. 4. Зависимость средней компрессии в цилиндрах двигателя (давления конца сжатия) от степени сжатия: \circ — компрессия в отдельных цилиндрах; Δ — средняя компрессия в цилиндрах двигателя

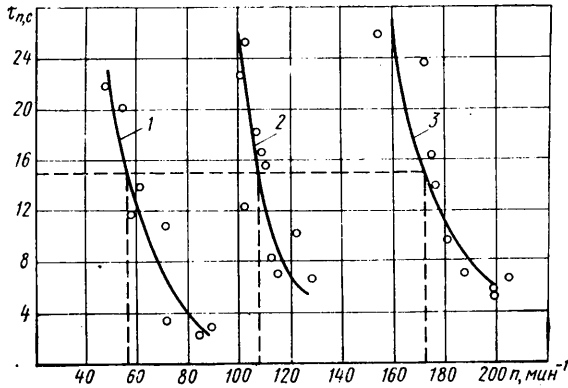


Рис. 5. Зависимость времени пуска от средней частоты вращения коленчатого вала двигателя при различных степенях сжатия: 1 — при $\epsilon = 20,82$; 2 — при $\epsilon = 18,66$; 3 — при $\epsilon = 16,46$

Частота прокручивания коленчатого вала двигателя от электропусковой системы при всех испытываемых значениях степени сжатия определялась при выключенной подаче топлива на первой попытке стартования. Степень заряда аккумуляторных батарей составляла 75%, температура электролита соответствовала температуре опыта.

На рис. 2 показан характер изменения давления конца сжатия в шестом цилиндре с различными степенями сжатия в зависимости от частоты вращения. Измерения проводились с помощью датчика.

Путем перестройки графиков (рис. 2) на рис. 3 представлена зависимость изменения давления конца сжатия от степени сжатия в шестом цилиндре при частоте вращения $n = 100 \text{ мин}^{-1}$. На этом графике нанесена аналогичная кривая, полученная путем измерения давления с помощью компрессора.

Оба метода измерения давления конца сжатия дали практически одинаковые результаты.

Среднеарифметические значения геометрической степени сжатия с испытываемыми комплектами вставок в поршне всех цилиндров и соответствующие им среднеарифметические значения давления конца сжатия при частоте вращения коленчатого вала $n = 100 \text{ мин}^{-1}$ приведены в табл. 1 и на рис. 4.

Таблица 1

Измеряемые параметры	Номер комплекта вставок			
	I	II	III	IV
Геометрическая степень сжатия ϵ	14,4	16,46	18,66	20,82
Давление конца сжатия P_c в МПа	2,26	2,76	2,98	3,09

Зависимость времени пуска двигателя от средней частоты вращения коленчатого вала при различных степенях сжатия представлена на рис. 5. Подобная зависимость для степени сжатия 14,4 не получена из-за невозможности осуществить пуск двигателя при температуре -15°C . Значения минимальной пусковой частоты вращения при различных степенях сжатия приведены на рис. 6.

С увеличением степени сжатия минимальная пусковая частота вращения уменьшается и составляет 172, 108 и 57 мин⁻¹ соответственно для степеней сжатия 16,46; 18,66 и 20,82.

Снижение минимальной пусковой частоты вращения с увеличением степени сжатия объясняется улучшением условий для воспламенения топлива за счет роста давления конца сжатия (рис. 4) и, как следствие, температуры.

В результате исследования моментов сопротивления прокручиванию коленчатого вала установлено, что их можно рассматривать как сумму двух составляющих:

$$M_c = M_d + M_k,$$

где M_c — полный момент сопротивления прокручиванию; M_d — момент сопротивления трению декомпрессированного двигателя; M_k — составляющая полного момента сопротивления от действия компрессии в цилиндрах двигателя.

Момент сопротивления трению декомпрессированного двигателя определялся без форсунок. Результаты испытаний показали, что эта составляющая полного момента не зависит от степени сжатия и прямо пропорциональна частоте прокручивания коленчатого вала в рассматриваемом интервале скоростей (рис. 7).

Полный момент сопротивления прокручиванию с повышением степени сжатия увеличивается. Однако при каждой степени сжатия в пределах рассмотренных этот момент с увеличением частоты вращения коленчатого вала вначале убывает (до частоты вращения 80—100 мин⁻¹), затем растет (рис. 7).

На основании результатов испытаний следует, что составляющая полного момента сопротивления от действия компрессии с увеличением частоты вращения уменьшается. В процентном отношении эта составляющая от полного момента значительна, особенно при малой частоте вращения. Например при частоте 50 мин⁻¹ для степени сжатия 14,4 эта доля составляет 70 и 80% для степени сжатия 20,82.

Раздельное рассмотрение минимальной пусковой частоты вращения и моментов сопротивления прокручиванию не дает полной оценки пусковых качеств двигателя, которые связаны с мощностью пусковой системы. Следовательно, оценку пусковых качеств двигателя при различных степенях сжатия необходимо производить по потребной пусковой мощности

$$N_{пн} = 1,047 \cdot 10^{-4} M_c n_{\min},$$

или по удельной пусковой мощности

$$\frac{N_{пн}}{V_h} = \frac{1,047 \cdot 10^{-4} M_c n_{\min}}{V_h},$$

где $N_{пн}$ — потребная пусковая мощность в кВт;

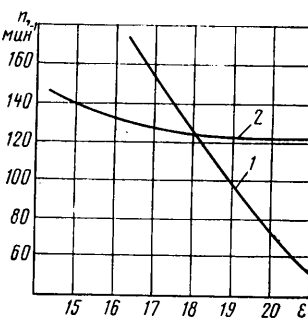


Рис. 6. Зависимость минимальной пусковой частоты вращения и скорости прокручивания вала двигателя электропусковой системой от степени сжатия: 1 — минимальная пусковая частота вращения; 2 — скорость прокручивания

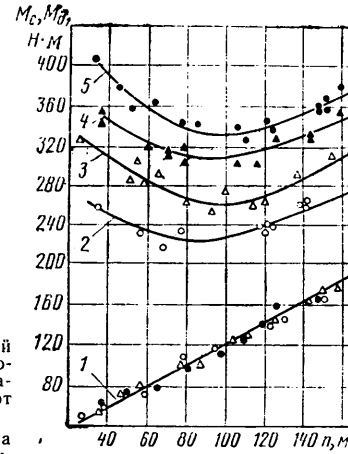


Рис. 7. Зависимости моментов сопротивления двигателя прокручиванию от частоты вращения коленчатого вала при различных степенях сжатия: 1 — момент сопротивления декомпрессированного двигателя; 2, 3, 4, 5 — момент сопротивления компрессированного двигателя: \circ — при $\epsilon = 14,4$; \square — при $\epsilon = 16,46$; \triangle — при $\epsilon = 18,66$; \diamond — при $\epsilon = 20,82$

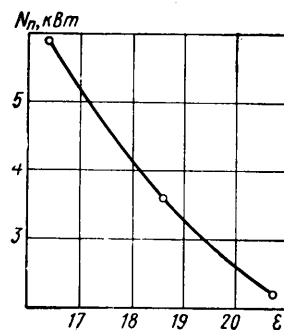


Рис. 8. Изменение потребной и удельной пусковой мощности в зависимости от степени сжатия

M_c — момент сопротивления прокручиванию двигателя в Н·м;

n_{\min} — минимальная пусковая частота вращения в мин⁻¹;

V_h — рабочий объем двигателя в л.

Значения потребной и удельной пусковой мощности при различных степенях сжатия приведены в табл. 2 и на рис. 8.

С повышением степени сжатия пусковые качества двигателя ЯМЗ-741 улучшаются; при ее увеличении с 16,46 до 20,82 потребная пусковая мощность уменьшается в 2,7 раза.

Таблица 2

ϵ	n_{\min} в мин ⁻¹	M_c в Н·м	N_p в кВт	$\frac{N_p}{V_h}$ в кВт/л
16,46	172	327,5	5,9	0,43
18,66	108	318,7	3,6	0,26
20,82	57	367,7	2,2	0,16

Степень сжатия оказывает влияние и на скорость прокручивания коленчатого вала двигателя ЯМЗ-741 электропусковой

системой, состоящей из стартера СТ-142 и двух аккумуляторных батарей 6СТ-190ТР.

Характер изменения скоростей прокручивания при различных степенях сжатия показан на рис. 6. При увеличении степени сжатия с 14,4 до 20,82 скорость прокручивания снизилась со 145 до 120 мин⁻¹, что объясняется увеличением момента сопротивления прокручиванию.

Совмещение зависимостей минимальной пусковой частоты вращения и частоты вращения коленчатого вала двигателя электропусковой системой (рис. 6) позволяет определить необходимую для заданных условий пуска степень сжатия. Для обеспечения пуска двигателя ЯМЗ-741 с первой попытки при температуре —15°С степень сжатия должна быть не ниже 18. При этой степени сжатия средняя величина компрессии в цилиндрах двигателя при частоте вращения 100 мин⁻¹ составляет 2,94 МПа (см. рис. 4).

Таким образом, геометрическая степень сжатия двигателя ЯМЗ-741 оказывает существенное влияние на пусковые качества двигателя. При увеличении степени сжатия минимальная пусковая частота вращения коленчатого вала уменьшается, момент сопротивления прокручиванию и давление конца сжатия в цилиндрах двигателя увеличиваются.

КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

УДК 629.113-585.001.5

Определение потерь мощности в агрегатах трансмиссии автомобиля, вызванных передачей крутящего момента

Канд. техн. наук В. В. МОСКОВКИН, И. Л. ЮРИН

НАМИ, Брянский автозавод

СУММАРНЫЕ потери в трансмиссии $P_{тр}$ складываются из трех основных видов, каждый из которых определяется компонентами следующего уравнения:

$$P_{тр} = P_{тр0}^0 + a v + P_{трM}, \quad (1)$$

где $P_{тр0}^0$ — сила сопротивления вращению трансмиссии при скорости движения автомобиля, близкой к нулю; характеризует потери на трение между деталями трансмиссии при их взаимном перемещении, а также сопротивление, которое испытывают элементы трансмиссии при медленном прохождении их через масляную ванну. Численное значение силы $P_{тр0}^0$ зависит от количества агрегатов трансмиссии, качества их изготовления и сборки, уровня, сорта и температуры смазки, степени приработки трущихся деталей, натяга сальников и т. п.; a — коэффициент, характеризующий скоростные потери в трансмиссии; его величина в основном зависит от количества и конструктивного исполнения агрегатов, а также уровня и вязкости смазки в них; v — скорость автомобиля;

$P_{трM}$ — сила, характеризующая потери в трансмиссии от передачи крутящего момента. Ее численное значение зависит от величины крутящего момента, коэффициента трения в зубчатых зацеплениях и подшипниках, величины проскальзывания в контакте между зубьями.

Факторы, определяющие величину каждой составляющей уравнения (1), имеют различную физическую сущность. В связи с этим отличаются и мероприятия, обеспечивающие снижение каждой составляющей потерь на трение в трансмиссии. Например, для снижения силы $P_{тр0}^0$ большое значение имеют технологические мероприятия — улучшение качества сборки и изготовления, коэффициента a — конструктивные — оптимизация параметров агрегатов и их системы смазки.

В связи с многообразием путей снижения потерь в трансмиссии возникают вопросы, связанные с выявлением наиболее эффективных конструктивных решений и их экономической целесообразностью.

Для решения этих вопросов необходимо знать удельный вес потерь в трансмиссии в общем энергетическом балансе автомобиля и влияние этих потерь на величину конструктивных и эксплуатационных факторов. С этой целью проводятся экспериментальные исследования по определению потерь в трансмиссии, сопротивлению качению шин и аэродинамического сопротивления.

Интенсивность накопления сведений по составляющим сопротивления движению автомобиля сдерживается сложностью применяющихся экспериментальных средств и способов обработки данных, поэтому применение простых и достаточно точных методов весьма актуально.

Разработанный инерционный метод [1 и 2] позволяет просто в экспериментальном отношении и с достаточной для практических целей точностью определять основные составляющие сопротивления движению автомобиля: аэродинамическое сопротивление, сопротивление качению шин, а также величины a и $P_{тр0}^0$, характеризующие потери в трансмиссии в ведомом режиме.

Рассмотрим способ определения потерь $P_{трM}$ в трансмиссии, вызванных передачей крутящего момента.

Потери, вызванные передачей крутящего момента, определяются с помощью специальных стенов, оборудованных нагружающими и тормозными устройствами отдельно по агрегатам.

Эксперименты проводятся следующим образом: на входном и выходном валах агрегата с помощью тензометрирования или специальных весов замеряют мощности (моменты) $N_{вх}$ и $N_{вых}$, затем выходной вал отсоединяют и определяют затраты мощности $N_{х,х}$ на вращение агрегата на режиме холостого хода. Используя численные значения найденных величин, определяют затраты мощности от передачи крутящего момента:

$$N_{трM} = N_{вх} - N_{вых} - N_{х,х}. \quad (2)$$

Данный способ достаточно трудоемкий и требует специального оборудования, кроме того, для получения удовлетворительной точности величины $N_{трM}$ необходима высокая точность определения других величин, входящих в уравнение (2). Это вызвано тем, что величина $N_{трM}$ имеет очень маленький удельный вес по сравнению с $N_{вх}$ и $N_{вых}$, и даже незначи-

тельная погрешность в их определении вызовет существенную ошибку в искомой величине.

Для повышения точности определения искомой величины в некоторых стендовых устройствах вместо момента на выходе измеряют реактивный момент на испытываемом агрегате. Данный способ имеет более высокую точность, но весьма ограниченное применение, поскольку с его помощью нельзя испытывать агрегаты с несоосными валами и имеющие разветвление потоков мощности.

Разработанный способ основан на сопоставлении температурного режима агрегатов при наличии и отсутствии крутящего момента.

Температура агрегата зависит от количества тепла, которое выделяется при его работе, и от теплоотдачи в окружающую среду. Когда приток и отвод тепла выравниваются, температура агрегата стабилизируется, устанавливается стабильный температурный режим.

Приток тепла зависит от потерь мощности в агрегатах трансмиссии, которые в свою очередь определяются режимом движения автомобиля. Теплоотдача зависит от конструктивного исполнения агрегатов, скорости движения автомобиля и состояния окружающей среды.

При движении автомобиля с постоянной скоростью в среде, имеющей постоянные параметры, температура агрегатов будет определяться величиной мощности, теряемой в них, т. е. будет установлена определенная функциональная связь между потерями в трансмиссии и температурой ее агрегатов.

Таким образом, в ведущем режиме движения автомобиля температурный режим его агрегатов зависит от потерь на трение, вызванных передачей крутящего момента, и гидравлических потерь, которые в значительной мере зависят от вязкости масла.

При определенной вязкости масла γ температура агрегата автомобиля складывается из следующих составляющих:

$$T_{\gamma} = T + \Delta T_{\gamma} + \Delta T_{\gamma M}, \quad (3)$$

где T — температура окружающей среды;
 ΔT_{γ} — изменение температуры агрегата от потерь в ведомом режиме;
 $\Delta T_{\gamma M}$ — изменение температуры агрегата от трения при передаче крутящего момента.

Если в данный агрегат залить масло с более высокой вязкостью α , то при тех же условиях движения за счет увеличения гидравлических потерь можно добиться точно такой же установившейся температуры, как при масле вязкостью γ , но в ведомом режиме работы трансмиссии:

$$T_{\alpha} = T_{\gamma} + \Delta T_{\alpha}. \quad (4)$$

Учитывая, что $T_{\alpha} = T_{\gamma}$, из выражений (3) и (4) составим уравнение, которое после преобразований примет вид

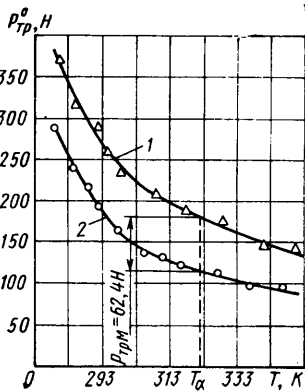
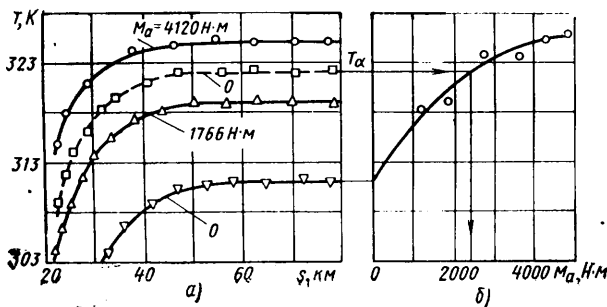


Рис. 1. Зависимость силы $P_{тр}^0$ от температуры

Рис. 2. Зависимость температуры масла, залитого в передний мост автомобиля типа 6X6 при движении со скоростью 50 км/ч: а — от пути пробега при различных значениях передаваемого крутящего момента; б — от передаваемого крутящего момента. Сплошные линии — масло вязкостью γ , пунктирная — масло вязкостью α



$$\Delta T_{\alpha} = \Delta T_{\gamma} + \Delta T_{\gamma M} \quad (5)$$

или

$$P_{тр \gamma M} = P_{тр \alpha}^0 - P_{тр \gamma}^0 \quad (6)$$

Величины $P_{тр \alpha}^0$ и $P_{тр \gamma}^0$, входящие в уравнение (6), могут быть найдены с помощью инерционного метода. Это свидетельствует о том, что вопрос определения потерь в трансмиссии от передачи крутящего момента принципиально решен.

Например, требуется определить величину $P_{тр M}$ в переднем мосту автомобиля типа 6X6, движущегося со скоростью 50 км/ч, в зависимости от крутящего момента.

Перед началом дорожных исследований по методике [1] определим зависимость силы сопротивления вращению переднего моста в ведомом режиме от температуры и сорта масла. Данная зависимость для масла вязкостью α (кривая 1) и γ (кривая 2) представлена на рис. 1.

Методика проведения этих опытов на дороге применительно к данному автомобилю будет состоять из двух этапов.

1. Определение установившейся температуры масла при работе переднего моста в ведомом режиме. В передний мост автомобиля заливают масло вязкостью α . Затем отключают передний мост и при движении автомобиля со скоростью 50 км/ч доводят температуру масла до установившейся. Затем меняют масло меньшей вязкости γ и повторяют данный эксперимент. На этом опыте заканчиваются эксперименты по определению установившейся температуры переднего моста в ведомом режиме.

2. Определение влияния крутящего момента на установившуюся температуру переднего моста данного автомобиля при наличии в нем масла вязкостью γ .

У автомобиля меняют схему привода, включают передний мост и отсоединяют карданные валы, идущие на второй и третий мосты. В этом случае весь крутящий момент, необходимый для движения автомобиля, будет передаваться через данный мост. Затем проводят серию экспериментов, аналогичных предыдущим, разница заключается лишь в том, что передний мост работает в ведущем режиме.

Для получения ряда значений крутящего момента задают следующие режимы движения: движение одиночного автомобиля с номинальным давлением воздуха в шинах, буксование прицепа, снижение давления воздуха в шинах прицепа и т. п. Таким образом, изменяя величину сопротивления качению шин и силу тяги на крюке, получают ряд значений крутящего момента на ведущем мосту. В данном случае для оперативного увеличения крутящего момента путем снижения давления воздуха в шинах автомобиля (автопоезда) в качестве тягача и прицепа использовались автомобили, имеющие централизованную систему регулирования давления воздуха в шинах. Результаты экспериментов представлены на рис. 2, а.

Для определения крутящего момента будем исходить из того, что при равномерном движении автомобиля на горизонтальной участке дороги крутящий момент на его ведущем мосту равен произведению внешних сопротивлений на радиус качения колес данного моста r_a^0 . В ряде исследований [3, 4] показана целесообразность использования следующего уравнения силового баланса;

$$M_a = (P_{f \Sigma}^0 + k v^2 + K F v^2) r_a^0, \quad (7)$$

где $P_{f \Sigma}^0$ — сопротивление качению шин при скорости движения автомобиля, близкой к нулю;
 k — коэффициент, характеризующий влияние скорости на сопротивление качению шин;
 $K F$ — фактор обтекаемости.

Параметры, входящие в данное уравнение, определялись по методике, изложенной в работах [1, 2].

Используя найденные значения крутящих моментов и соответствующие им установившиеся температуры, построим для вязкости масла γ график зависимости установившейся температуры в переднем мосту от передаваемого крутящего момента (рис. 2, б). С помощью этого графика определим необходимый крутящий момент на ведущем мосту, в который залито масло вязкостью γ , чтобы его установившаяся температура стала такой же, как при наличии в нем масла вязкостью α и отсутствии крутящего момента. После этого определим значение M_a , как показано стрелкой на рис. 2, б.

Потери, вызванные приложением крутящего момента, определим с помощью рис. 1. Их численное значение определяется разностью между величинами $P_{тр \alpha}$ и $P_{тр \gamma}$, характеризующими потери в данном мосту в ведомом режиме при различной вязкости масла и одинаковой установившейся температуре 322 К.

В результате серии экспериментов установлено, что если в

переднем мосту данного автомобиля залито масло вязкостью γ , то при температуре 322 К передаваемый крутящий момент, равный 2354 Н·м, вызывает потери, величина которых равна 63 Н (37 Н·м), что составляет 1,6% от передаваемого крутящего момента.

Таким образом, определена одна точка зависимости $P_{тр.м} = f(M_a)$; для получения ряда значений $P_{тр.м}$ необходимо в процессе эксперимента изменять следующие параметры: вязкость заливаемого масла, скорость движения, величину установившейся температуры.

Для получения ряда значений установившейся температуры агрегата опыты проводят в зимнее время. Изменяя теплоотдачу агрегата в окружающую среду, получают различные значения установившейся температуры. На практике это можно осуществить путем установки, например, перед ведущим мостом заградительного щитка или утеплив его чехлом. Изменяя степень обдува агрегата или теплопроводность чехла, получают различные установившиеся температуры.

Для получения ведомого режима в агрегатах, которые в случае их отключения делают невозможным самостоятельное движение автомобиля (например, коробка передач или ведущий мост у автомобиля типа 4×2), производится буксирование объекта исследований.

Наиболее трудоемкими являются эксперименты по определению установившейся температуры при различных значениях крутящих моментов (рис. 2,а).

На практике для сокращения времени эксперимента применяется следующий прием: автомобиль приподнимают домкратом, и при работе агрегатов на месте при скорости, близкой к максимальной, разогревают испытываемый агрегат до темпе-

ратуры заведомо большей, чем установившаяся температура при движении; после этого начинается эксперимент. Первым проводится опыт, который обеспечивает наибольшую установившуюся температуру агрегата, т. е. задается режим, при котором испытуемый агрегат передает максимальный крутящий момент. Затем следуют опыты, в которых крутящий момент уменьшается. Такая методика резко снижает время проведения исследований.

Таким образом, данный способ, обладая простотой в экспериментальном отношении, позволяет с минимальными затратами средств получить данные, которые могут быть использованы для рационального решения вопросов, связанных с повышением топливной экономичности и тягово-динамических качеств грузового автомобиля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Московкин В. В., Петрушов В. А., Щуклин С. А.: Определение сопротивления движению автомобиля инерционным методом. — Автомобильная промышленность. 1976. № 10, с. 16—19.
2. Московкин В. В., Евграфов А. Н., Петрушов В. А. Аэродинамическое сопротивление грузовых автомобилей и автопоездов и влияние его на топливную экономичность автомобиля. М.: НИИНАвтопром, 1978, 72 с.
3. Петрушов В. А. Обобщенный метод расчета сопротивления качению автомобилей и автопоездов с различными типами привода. Труды НАМИ, Вып. 73, 76, М., 1965.
4. Пирковский Ю. В. Некоторые вопросы качения автомобильного колеса. — Автомобильная промышленность, 1965, № 12, с. 26—30.

УДК 629.113—585—52:539.4.012

Нагрузочные режимы в полуавтоматических и автоматических трансмиссиях

Канд. техн. наук А. И. ЯГАНТ, канд. техн. наук А. Л. КАРУНИН, В. А. КРУГЛОВ, Ю. К. ЕСЕНОВСКИЙ-ЛАШКОВ, Л. Г. РУМЯНЦЕВ

Московский автомеханический институт, НАМИ

НАИБОЛЕЕ часто действующие в трансмиссии автомобиля динамические нагрузки появляются в процессе трогания с места и при переключении передач. Особенно значительны они при интенсивном разгоне автомобиля.

С целью количественной оценки нагруженности трансмиссии указанными нагрузками было предпринято экспериментальное исследование легкового автомобиля малого класса (с рабочим объемом двигателя 1,5 л и полной массой 1445 кг) с установкой на его шасси полуавтоматической (гидротрансформатор, автоматическое сцепление и четырехступенчатая коробка передач, управляемая вручную) и полностью автоматизированной гидропередач.

В процессе сравнительных испытаний (в одиноковых условиях по единой методике) действующие в трансмиссии нагрузки регистрировались с помощью специальной аппаратуры.

Особенностью гидропередач, обладающих достаточно высокой прозрачностью, является нагружение двигателя при малых частотах вращения коленчатого вала. Для исследуемых передач такое нагружение возникает уже на режиме холостого хода двигателя. В результате этого при включении первой передачи на месте заметен толчок в трансмиссии, а при стоянке с включенной передачей и работающем двигателе автомобиль начинает медленно двигаться вперед, что вынуждает водителя подтормаживать. Закономерно, что оба эти явления проявляются тем заметнее, чем больше частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода двигателя. Двигатель испытуемого автомобиля устойчиво работал на холостом ходу, если частота вращения коленчатого вала была не ниже 650—700 мин⁻¹.

Испытаниями установлено, что в случае предельно минимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя на режиме холостого хода (460 мин⁻¹) момент, передаваемый гидротрансформатором к ведущим колесам (52,97 Н·м), превышает момент сопротивления движению автомобиля (47,09 Н·м). При частоте вращения коленчатого вала 650 мин⁻¹ момент, передаваемый гидротрансформатором, достигает 127,53 Н·м, а пиковое значение крутящего момента, нагружающего трансмиссию, равно 372,78 Н·м. Поэтому в полуавтоматической гидропередаче для исключения толчка при включении передачи и для того, чтобы не допустить передачу крутящего момента к ведущим колесам при включенной передаче, автоматическая система гидравлического управления фрик-

ционным сцеплением предусматривает на режиме холостого хода полное выключение сцепления.

При незначительном увеличении частоты вращения коленчатого вала двигателя, при трогании с места фрикционное сцепление включается, опережая темп нарастания момента на турбинном колесе M_T , тем самым исключая проскальзывание фрикционного сцепления при трогании автомобиля с места.

Однако при исследованиях полуавтоматической гидропередачи было обнаружено, что необходимое превышение момента трения сцепления над моментом, действующим на турбинном колесе, не обеспечивается достаточным запасом на всем диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя в пределах трансформации крутящего момента гидропередачей. Испытания показали, что при плавном нажатии на педаль привода дроссельной заслонки до полного ее открытия момент трения фрикционного сцепления достаточен, чтобы загрузить гидропередачу на всех режимах, включая и режим тормоза ($i=0$), при максимальном крутящем моменте двигателя по внешней скоростной характеристике ($M_e=101$ Н·м, $K=2,14$).

При резком открытии дроссельной заслонки в диапазоне частот вращения коленчатого вала 1000—1800 мин⁻¹ к трансмиссии подводится значительный крутящий момент согласно рабочей характеристике двигателя, и в этом случае момент трения сцепления оказывается недостаточным.

Такое положение зафиксировано на осциллограмме (рис. 1) с записью процесса трогания автомобиля с места на горизон-

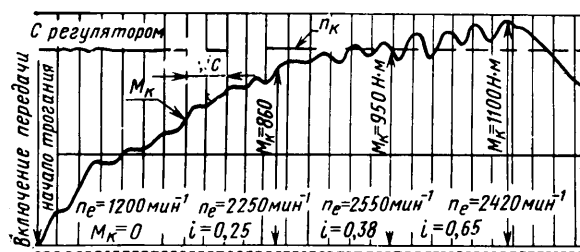


Рис. 1

тальной дороге. Здесь момент трения сцепления и момент, создаваемый на турбинном колесе в начальный период, близки друг другу, что вызывает проскальзывание фрикционного сцепления и падение его коэффициента трения. На осциллограмме видны участки, где происходит падение передаваемого крутящего момента M_k (несмотря на увеличение частоты вращения коленчатого вала) и скачкообразные резкие нарастания. Лишь при $n_e = 2550 \text{ мин}^{-1}$ момент фрикционного сцепления становится значительно больше момента турбинного колеса, благодаря чему начинается колебательный процесс, характерный для замыкающегося фрикционного сцепления.

Полное замыкание сцепления происходит при уменьшающейся угловой скорости коленчатого вала двигателя, чего не бывает при трогании и разгоне автомобиля с гидропередачей. Резкое падение нагрузки в трансмиссии после замыкания сцепления доказывает инерционный характер зарегистрированного на осциллограмме пика момента, равного 1100 Н·м (рис. 1), и наглядно иллюстрирует изменение соотношения между моментами, создаваемыми сцеплением на турбинном колесе при разных способах разгона автомобиля. Следует также отметить, что проскальзывание фрикционного сцепления не позволяет полностью использовать преобразующие свойства гидротрансформатора, вследствие чего ускорение в процессе разгона автомобиля снижается на 15–20%. Из осциллограммы видно, что при наибольшем коэффициенте трансформации в режиме разгона ($n_e = 2250 \text{ мин}^{-1}$, $i = 0,25$) крутящий момент достигает лишь 78,2% от максимально возможного 1100 Н·м при разгоне при полностью открытой дроссельной заслонке, а максимальное значение момента, нагружающего трансмиссию, наблюдается на режиме $i = 0,65$, где коэффициент трансформации $K = 1,3$.

Для исключения проскальзывания фрикционного сцепления необходимо, чтобы регулятор имел более крутую характеристику для обеспечения опережающего нарастания момента трения сцепления по сравнению с нагружением гидротрансформатора.

На рис. 2 приведены характеристики изменения момента на турбинном колесе (кривые 1 и 2) и момента трения фрикционного сцепления (кривые 3 и 4) в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Кривые 1 и 2 показывают нарастание момента на турбинном колесе при разгоне автомобиля, при резком 100%-ном и плавном 100%-ном открытии дроссельной заслонки. Кривая 3 представляет собой характеристику испытываемого автоматического фрикционного сцепления. Оптимальное расположение характеристики автоматического фрикционного сцепления представлено на рис. 2 кривой 4.

Проведенные испытания показали, что трогание автомобиля с места в любых условиях лучше осуществлять при полностью автоматизированной гидропередаче. На приведенной осциллограмме с записью процесса трогания (рис. 3) видно, что нарастание крутящего момента в трансмиссии происходит плавно, без колебаний, вибраций и толчков, вызывающих неприятные ощущения у пассажиров. Наибольший крутящий момент имеет место при передаточном отношении гидротрансформатора $i = 0,23$ ($n_e = 1800 \text{ мин}^{-1}$, $K = 1,87$). Высокое значение передаваемого момента сохраняется и далее ($n_e = 2100 \text{ мин}^{-1}$, $i = 0,44$, $K = 1,58$), благодаря чему повышается динамика разгона автомобиля на низшей передаче.

Сравнительное исследование нагрузочных режимов трансмиссии автомобиля с различными типами передач при трогании с места выполнялось пу-

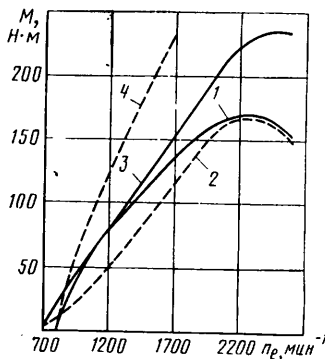
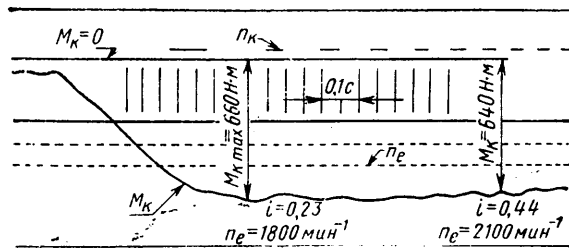


Рис. 2

Рис. 3



тем испытания автомобиля в условиях, требующих реализации высоких значений крутящих моментов коленчатого вала при полностью открытой дроссельной заслонке.

Такими условиями были приняты:

- а) трогание с места и разгон на горизонтальной дороге с резким 100%-ным открытием дроссельной заслонки;
- б) трогание на подъем (10%);
- в) трогание автомобиля, буксирующего прицеп массой 1300 кг;
- г) трогание при упоре ведомых колес с пробуксовкой ведущих колес;
- д) трогание в режиме тормоза.

Сравнительная оценка нагрузочных режимов всех испытываемых трансмиссий велась по отношению к максимальному расчетному моменту стандартной трансмиссии $M_{расч. max}$, который определялся по формуле

$$M_{расч. max} = M_{e max} i_1 i_0 \eta_{тр} = 1481 \text{ Н·м},$$

где i_1, i_0 — передаточные числа первой и главной передач; $\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии.

При испытаниях определяли максимальный крутящий момент M_{max} в трансмиссии. Причем значения M_{max} , полученные при трогании с места в заданных условиях, усредняли до $M_{eр max}$ и сопоставляли с аналогичными средними значениями, полученными при другой трансмиссии.

Отдельно регистрировали максимальные пиковые значения моментов при каждом условии трогания и при каждой трансмиссии.

В табл. 1 приведены результаты этих испытаний, из которых можно заключить следующее.

Таблица 1

Тип трансмиссии	Отношение максимальной нагрузки в трансмиссии к расчетной при трогании с места		
	на горизонтальной дороге	в случае преодоления препятствия	при переключении передач
Стандартная	1,3	1,5	1,35
Полуавтоматическая гидромеханическая	1,3	1,45	1,38
Полностью автоматизированная гидромеханическая	0,87	1,12	0,9

1. Для трансмиссии автомобиля малого класса ($V_h = 1,5 \text{ л}$) в процессе трогания наиболее благоприятный нагрузочный режим имеет место при полностью автоматизированной гидромеханической передаче. Практически здесь нагрузки не достигают максимального расчетного значения.

2. В исследуемых условиях наиболее высокими в процессе трогания с места являются динамические нагрузки в стандартной трансмиссии, которые превышают аналогичные нагрузки при полностью автоматизированной передаче в 1,6–1,8 раза.

3. Несмотря на то, что в полуавтоматической гидропередаче временно использована стандартная четырехступенчатая коробка передач, где передаточное число первой передачи равно 3,49, максимальные нагрузки при трогании с места ниже, чем в стандартной. Однако предельное значение крутящего момента в этой трансмиссии ($1,95 M_{расч. max}$) является опасным для зубчатых колес первой передачи и заднего хода, подшипников карданного вала и полуосей.

Исследования процесса переключения передач выполнялись так же, как и исследования процесса трогания с места в наиболее напряженных условиях, т. е. при интенсивном разгоне автомобиля с полностью открытой дроссельной заслонкой. Испытания проводились на динамометрической дороге Центрального научно-исследовательского автополигона НАМИ.

Переключение передач в полностью автоматизированной трансмиссии выполнялось по характеристике автоматической системы управления при положении «кик-даун». Для коробок передач стандартного автомобиля с полуавтоматической передачей, управляемых вручную, от испытателей требовалось совершать переключения в максимально короткое время, не допуская, однако, заметных для пассажиров толчков в трансмиссии.

На рис. 4 приведена осциллограмма процесса автоматического переключения с первой передачи на вторую. Переключение передач начинается в точке А с плавного включения фрикциона второй передачи. В течение 0,15 с оба фрикциона создают моменты трения, благодаря чему крутящий момент в трансмиссии несколько падает (на 10%). В точке Б фрикцион первой передачи отключается, а момент трения фрикциона на второй передаче быстро возрастает. В интервале времени от точки Б до точки В (0,35 с) происходит уменьшение частоты

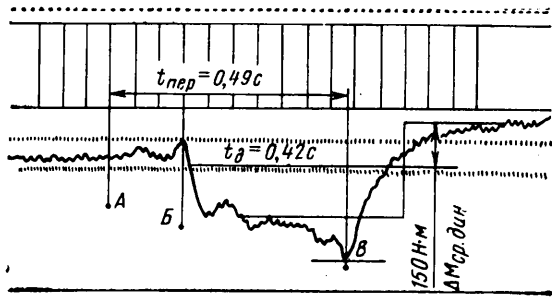


Рис. 4

ты вращения коленчатого вала с 4900 до 3000 мин⁻¹. В трансмиссии создается инерционный момент за счет кинетической энергии масс двигателя и гидротрансформатора, в 1,8 раза превышающий передаваемый крутящий момент до переключения. В точке В фрикцион второй передачи прекращает буксовать и замыкается. Наибольшее ускорение автомобиль имеет при переключении передач.

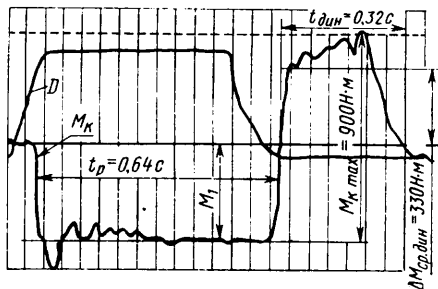


Рис. 5

Переключения передач в стандартной трансмиссии и в полуавтоматической гидропередаче проходили практически одинаково. На рис. 5 приведена осциллограмма крутящего момента M_k в трансмиссии в процессе переключения с первой передачи на вторую в полуавтоматической гидропередаче, а также кривая D , показывающая открытие дроссельной заслонки. Характерным здесь является высокое значение динамического крутящего момента, в 2,1 раза превышающее значение крутящего момента на первой передаче до переключения.

В среднем при переключении передач с первой на вторую, имеющих наибольшее отношение передаточных чисел и являющихся поэтому наиболее напряженными, динамические нагрузки в трансмиссии превышают допустимые расчетные значения в 1,38 раза.

Причинами высокого нагружения трансмиссии при полуавтоматической гидропередаче являются:

а) малое время переключения передач при интенсивном разгоне (0,6 с), за которое частота вращения коленчатого ва-

ла не успевает снизиться и к моменту включения сцепления превышает скорость первичного вала на ~ 1000 мин⁻¹;

б) быстрый темп включения автоматического сцепления (0,05 с);

в) чрезмерно большой запас момента трения сцепления, определяемого из условия передачи предельного момента на турбинном колесе в режиме тормоза ($i=0$);

г) иногда излишнее опережение водителем открытия дроссельной заслонки до отпускания кнопки включения сцепления (до 0,2 с).

Для снижения динамических нагрузок в трансмиссии при переключении передач можно использовать дросселирование жидкости в проходных каналах или снижение подводящего давления к рабочему цилиндру включения сцепления, благодаря чему темп включения уменьшается.

В тех случаях, когда не ставилась задача добиться максимально быстрого разгона автомобиля, динамические нагрузки в трансмиссии не превышали допускаемые расчетные значения.

Аналогично переключению в полностью автоматизированной трансмиссии этот динамический момент также создает дополнительное ускорение разгона автомобиля в период буксования сцепления после переключения передач.

В табл. 2 приведены средние значения основных показателей, характеризующих переключение передач в трех различных трансмиссиях при интенсивном разгоне. Из таблицы следует, что время разрыва потока мощности при автоматическом сцеплении, по сравнению со стандартным, меньше на $\sim 10\%$, а отношение среднего приращения динамического крутящего момента к значению крутящего момента на первой передаче, обуславливающей дополнительное ускорение разгона, на 20% больше, чем у трансмиссии со стандартным сцеплением.

Таблица 2

Показатель переключения	Полностью автоматизированная гидропередача	Полуавтоматическая гидропередача	Стандартная передача
Время разрыва потока мощности в с	0	0,67	0,74
Полное время переключения, включая время буксования сцепления, в с	0,42	0,85	0,87
Среднее время действия динамической нагрузки в трансмиссии в с	0,41	0,32	0,33
Отношение среднего приращения динамического момента $\Delta M_{ср. дин} = M_{ср. дин} - M_1$ к значению крутящего момента до переключения M_1 в %	39	70	50
Отношение пиковых нагрузок к расчетному моменту $M_{расч} = 1481$ Н·м	0,91	1,38	1,12

УДК 629.113.004:085.621

Влияние ряда передаточных чисел на разгон автопоезда

Д-р техн. наук А. Н. НАРБУТ, Р. Т. ХАЛИКОВ, А. Н. СИМАКОВ, В. С. ТИТАРЕНКО

Московский автомобильно-дорожный институт

ИЗВЕСТНО, что передаточные числа коробки передач существенно влияют на скоростные свойства и топливную экономичность автомобиля [1—4]. Задача отыскания ряда передаточных чисел, обеспечивающего минимальное время разгона для двух-, трех- и четырехступенчатых коробок передач при $M_e = \text{const}$, была решена аналитически П. К. Куликовым [1]. Найденный ряд передаточных чисел был назван динамическим:

$$u_1 = p, u_2 = \frac{p}{2}, u_3 = \frac{p}{3}, \dots, u_{p-1} = \frac{p}{p-1}, u_p = 1, \quad (1)$$

где p — число передач;
 u — передаточные числа.

В работе [2] аналогичная задача была решена методом динамического программирования для пятиступенчатой коробки передач с заданными значениями u_1 и u_5 . Расчеты выполнены на ЭВМ для различных рядов передаточных чисел применительно к автопоезду с $G_a = 27520$ кг, $N_{e \max} = 132$ кВт, $v_{a \max} = 90$ км/ч.

Для конкретного типа дорог можно осуществить подбор передаточных чисел методом статистической оптимизации. Одна-

ко для грузовых автомобилей и автопоездов целесообразно на первом этапе выбор передаточных чисел коробки передач осуществлять на основе рядов числовых значений.

Для анализа приняты известные [1 и 3] законы построения передаточных чисел:

1) арифметический ряд (прогрессия)

$$u_1 - u_2 = u_2 - u_3 = \dots = a; \quad (2)$$

2) геометрический ряд (прогрессия)

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{u_2}{u_3} = \frac{u_3}{u_4} = \dots = q; \quad (3)$$

3) гармонический ряд

$$\frac{1}{u_2} - \frac{1}{u_1} = \frac{1}{u_3} - \frac{1}{u_2} = \dots = m; \quad (4)$$

4) динамический ряд

$$u_1 = 2 u_2 = 3 u_3 = \dots = p. \quad (5)$$

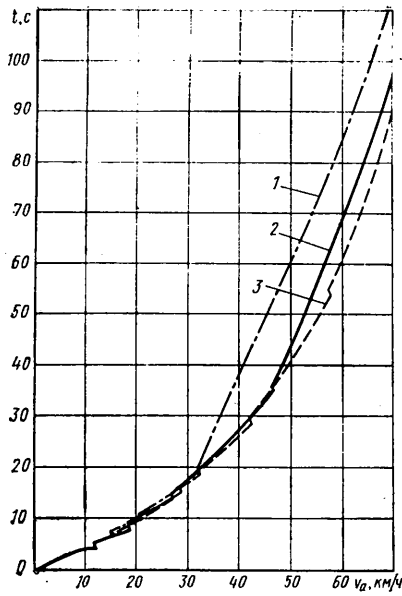


Рис. 1. Разгон при пяти передачах: 1 — арифметический ряд; 2 — геометрический ряд; 3 — гармонический ряд

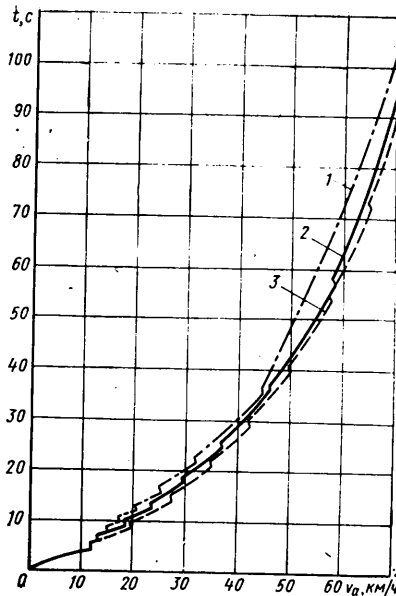


Рис. 2. Разгон при девяти передачах (обозначения те же, что на рис. 1)

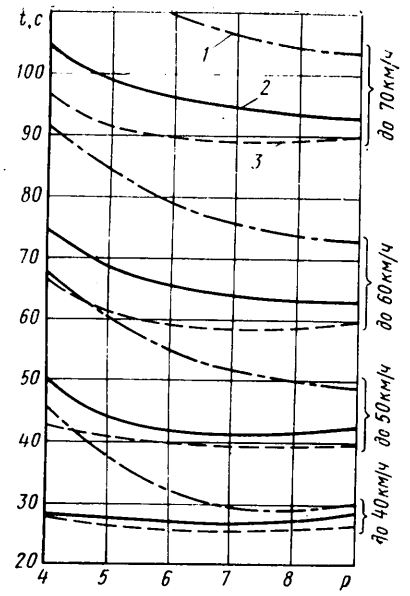


Рис. 3. Зависимость времени разгона от числа передач (обозначения те же, что на рис. 1)

Приняв передаточное число высшей передачи $u_n = 1$, получим силовой диапазон коробки передач $D_{к.п.} = u_1/u_n = u_1$, а также

$$a = \frac{u_1 - 1}{p - 1}, \quad q = \sqrt[p-1]{u_1}, \quad m = \frac{1 - 1/u_1}{p - 1} \quad (6)$$

Из уравнений (5) и (6) при $u_1 = p$ получим $m = 1/p$. Следовательно, динамический ряд является частным случаем гармонического ряда при $m = 1/p$ (p — целое число, соответствующее числу передач).

Если передачи переключать при одном и том же режиме работы двигателя, например, при $N_{e \max}$, тогда для всех рядов передаточных чисел линия $u_n v_{a \max} = \text{const}$ будет гиперболой и уравнение (4) можно представить в виде

$$v_2 \max - v_1 \max = v_3 \max - v_2 \max = \Delta v_a = \text{const}.$$

Таким образом, гармонический ряд соответствует равномерной разбивке шкалы скоростей ($\Delta v_a = \text{const}$), арифметический — шкалы передаточных чисел ($\Delta u_n = \text{const}$), а геометрический — шкалы угловых скоростей коленчатого вала двигателя ($\Delta \omega_e = \text{const}$, а следовательно, и $\Delta N_e = \text{const}$).

При расчете топливной экономичности использованы зависимости

$$g_e = g_N K_{об} K_H; \quad (7)$$

$$M_e = M_N (a_d + b_d \bar{\omega}_1 + c_d \bar{\omega}_1^2); \quad (8)$$

$$K_{об} = a_n + b_n \bar{\omega}_1 + c_n \bar{\omega}_1^2; \quad (9)$$

$$K_H = a_H + b_H H + c_H H^2, \quad (10)$$

где g_e — удельный расход топлива; g_N — удельный расход топлива при максимальной мощности двигателя; M_e — текущее значение крутящего момента двигателя для данной фиксированной угловой скорости ω_1 ; M_N — крутящий момент двигателя, соответствующий максимальной мощности; $\bar{\omega}_1$ — угловая скорость вала двигателя в относительных единицах; H — нагрузка на двигатель в относительных единицах; $K_{об}, K_H$ — коэффициенты соответственно оборотности и нагрузки двигателя.

Коэффициенты в уравнениях (7)–(10) приняты для дизеля следующими: $g_N = 238$ г/(кВт·ч), $a_d = 0,51$, $b_d = 1,58$, $c_d = -1,09$, $a_n = 1,257$, $b_n = -0,85$, $c_n = 0,593$, $a_H = 1,65$, $b_H = -2,3$, $c_H = 1,65$, причем $\bar{\omega}_1 = \omega_1/\omega_N$, $H = M_e/M_{e \max}$ ($M_{e \max}$ — наибольший момент двигателя для данной фиксированной угловой скорости ω_1).

При разработке программы для ЭВМ использованы следующие известные зависимости (v_a в м/с):

$$j_a = \frac{dv_a}{dt} = \frac{D - \psi}{\delta_n} g; \quad \psi = f = f_0 + f_1 v_a^2;$$

$$\delta_n = 1,04 + \frac{g J_1 u_{г.п}^2 u_n^2}{G_a r_k^2}; \quad D = \frac{M_e \eta_{тр} u_{г.п} u_n}{r_k G_a} - \frac{K_B F v_a^2}{G_a}, \quad (11)$$

где D — динамический фактор автомобиля; ψ — суммарный коэффициент сопротивления дороги; δ_n — коэффициент вращающихся масс автомобиля при включении n -й передачи в коробке передач; g — ускорение свободного падения тела; $u_n, u_{г.п}$ — передаточные числа соответственно коробки передач и главной передачи; $K_B F$ — фактор небезопасности автомобиля.

Уравнения для расчета ускорений с учетом уравнения (8)

$$j_a = a_j + b_j v_a + c_j v_a^2, \quad (12)$$

$$\text{где } a_j = \frac{g}{\delta_n} \left(\frac{M_N \eta_{тр} u_{г.п} u_n}{r_k G_a} a_d - f_0 \right);$$

$$b_j = \frac{g}{\delta_n} \frac{M_N \eta_{тр} u_{г.п}^2 u_n^2}{\omega_N r_k^2 G_a} b_d;$$

$$c_j = \frac{g}{\delta_n} \left(\frac{M_N \eta_{тр} u_{г.п}^3 u_n^2}{\omega_N^2 r_k^3 G_a} c_d - \frac{K_B F}{G_a} - f_1 \right).$$

Результаты расчета, приведенные на рис. 1–3, получены для следующих данных: $M_N = 945$ Нм, $\omega_N = 230$ с⁻¹, $\eta_{тр} = 0,83$ с учетом привода вспомогательного оборудования, $r_k = 0,518$ м, $u_{г.п} = 5,88$, $G_a = 38$ т, $f_0 = 0,01$ и $f_1 = 0,67 \cdot 10^{-5}$, $K_B F = 4$ Н·м⁻²·с², $J_1 = 5$ Н·м·с².

Для учета времени переключения $t_{пер}$ в уравнениях (12) для n передачи было задано $u_n = 0$ при $0 \leq t \leq t_{пер}$ от $v_{a \max}$ и определялось $v_{a, \text{нач}(n+1)}$ для $t = t_{пер}$. Далее осуществлялся переход к расчету для $n+1$ передачи. На рис. 1–3 приведены результаты расчетов с $t_{пер} = 1$ с.

Изменение $t_{пер}$ мало влияет на функции $t = f(v_a)$ для каждой включенной передачи и приводит обычно к смещению участков этой функции для каждой передачи при $t_{пер} < 3$ с. С ростом $t_{пер}$ увеличивается разница во времени разгона при средних и особенно при малых скоростях движения автомобиля, что наиболее заметно при большом числе передач, например, при девяти для $t_{пер} = 1$ с (рис. 2). Увеличение $t_{пер}$, кроме того, приводит к нецелесообразности использования низших передач для разгона, так как время переключения становится больше времени разгона на предыдущей передаче. Со снижением времени переключения до $t_{пер} = 0$ уменьшается разница во времени разгона, особенно при малых скоростях движения автомобиля, когда более плотный ряд (арифметический) может дать меньшее время разгона. Однако при достаточно большом числе передач (в данном примере пять и более) эта разница невелика и пе-

рекрывается на больших скоростях значительным преимуществом более плотных в этой зоне рядов.

Из уравнения (11) для δ_n и принятых в расчетах значениях параметров получим $\delta_n = 1,04 + 0,0166 u_n^2$. Малые значения коэффициента при u_n^2 , вообще характерные для автопоездов, определяют целесообразность использования для разгонов передач с передаточными числами до 8—10, если пренебречь временем переключения, т. е. если $t_{пер} < 1/2 t_{р.п.}$. Для одиночных автомобилей (и автопоездов без груза) это значение обычно ограничивается 4—5.

Используя зависимости

$$u_1 = \frac{\psi_{\max} G_a r_k}{M_{e \max} u_{г.п} \eta_{тр}} \quad \text{и} \quad u_{г.п} = \frac{\omega_N r_k}{u_b v_a \max},$$

получим выражение для силового диапазона

$$D_{к.п} = \frac{u_1}{u_b} = \frac{\psi_{\max}}{k_d \eta_{тр}} \frac{v_a \max}{N_{уд}}. \quad (13)$$

Для приводимого примера расчета $v_{a \max} = 25$ м/с (90 км/ч), $\eta_{тр} = 0,83$, коэффициент приспособляемости двигателя

$$k_d = \frac{M_{e \max}}{M_N} = 1,1, \quad \text{удельная мощность} \quad N_{уд} = \frac{N_{e \max}}{G_a} =$$

$$= 5,7 \text{ кВт/т}, \quad \psi_{\max} = f_0 + \alpha_{\max} = 0,19 \quad (\text{максимальный преодолеваемый}$$

подъем для автопоездов $\alpha_{\max} = 0,18$ по ГОСТ 21398—75). Тогда $D_{к.п} = 9$, что характерно для автопоездов.

Если применяется гидромеханическая передача, например, типа гидротрансформатор—сцепление—коробка передач, тогда, учитывая силовой диапазон гидротрансформатора порядка 1,5 при высоком (0,8) КПД, получим $D_{к.п} = 6$. При механической трансмиссии разгоны на горизонтальных участках шоссе целесообразно начинать со второй передачи с $u = 5-6$.

Принимая $u_1 = 6$ и $u_b = 1$, рассмотрим влияние выбираемого ряда и числа передач на разгон автопоезда. Значения передаточных чисел для пятиступенчатой коробки передач приведены в таблице. Изменив передаточные числа двух низших передач, можно увеличить силовой диапазон до требуемых значений, но это приводит к некоторому ухудшению разгонных свойств.

Ряд	Передача					$\frac{u_n}{u_{n+1}}$
	1	2	3	4	5	
Арифметический $a=1,25$	6	4,75	3,5	2,25	1	$\frac{a}{u_{n+1}} + 1$
Геометрический $q=1,56$	6	3,84	2,45	1,56	1	q
Гармонический $m=0,21$	5	2,66	1,72	1,265	1	$mu_n + 1$
Динамический $p=5$	6(5)	2,5	1,67	1,25	1	$\frac{n+1}{n}$

Из рис. 1 (разгон с пятью передачами) следует, что в начале разгона приблизительно до скорости 32 км/ч интенсивность разгона при всех трех рядах передаточных чисел почти одинаковая, причем разница уменьшается из-за потерь времени при переключениях передач. Начиная со скорости движения автомобиля 32 км/ч очевидна значительная разница в интенсивности разгона—он происходит тем медленнее, чем раньше включается последняя высшая передача. Вследствие этого арифметический ряд с $u_1/u_5 = 2,25$ хуже, чем геометрический ряд с $u_1/u_5 = 1,56$ и тем более чем гармонический ряд с $u_1/u_5 = 1,265$. Геометрический ряд хуже гармонического приблизительно со скорости движения автомобиля 47 км/ч. Время разгона до 60 км/ч (показатель скоростных свойств для автопоезда по ГОСТ 22576—77) при гармоническом ряде составляет 61 с, при геометрическом ряде—на 12% больше, при арифметическом—на 39% больше. Увеличение числа передач (рис. 2) приводит к уменьшению этой разницы.

Из рис. 1—3 следует:

1. Гармонический ряд во время разгонов до любых значений скоростей, больших 30 км/ч, при любом числе передач от 5 до 9 обеспечивает наименьшее время разгона.

2. Гармонический ряд при пяти передачах обеспечивает меньшее время разгона до скоростей больших 30 км/ч, чем 3* Зак. 376

геометрический и арифметический ряды при значительно большем числе передач (до 9—10). Хотя для гармонического ряда заметен минимум по времени разгона при семи передачах (рис. 3), но практически (разница не более 3%) те же результаты обеспечиваются при пяти передачах.

3. Геометрический ряд при 9—10 передачах ($q = 1,25 \div 1,3$), что аналогично коробке передач с делителем, обеспечивает на 3—4% большее время разгона до 60—70 км/ч по сравнению с пятью передачами гармонического ряда и на 6—8% меньшее время разгона при уменьшении числа передач до 5 ($q = 1,56$).

4. Применение плотного ряда передаточных чисел для низших передач нецелесообразно, так как разгон существенно ухудшается из-за увеличения затрат времени на переключения передач (рис. 2, арифметический ряд).

Расход топлива для каждого интервала времени Δt определяли на ЭВМ из выражения

$$\Delta Q_p = g_N K_{об} K_H \times \frac{N_e}{3,6} \Delta t. \quad (14)$$

Затем находили суммарное значение $Q_p = \sum_1^n \Delta Q_p$ строили

(рис. 4) график $Q_p = f(t)$. При арифметическом ряде, в отличие от двух других рядов, двигатель большую часть времени разгона работает в зоне минимальных удельных расходов топлива со средними значениями угловых скоростей. Однако при этом используется мощность двигателя, значительно меньшая, чем максимальная. Это приводит к более медленному разгону, чем при двух других рядах передаточных чисел. В результате при разгоне до любой скорости, начиная приблизительно с 30 км/ч (рис. 4), наименьшее количество топлива расходуется при гармоническом ряде. Более низкие показатели получены при геометрическом ряде, а наихудшие показатели по топливной экономичности (расход топлива при разгоне до заданной скорости) и по времени разгона—при арифметическом ряде. Кривые $Q_p = f(v_a)$, в отличие от кривых $t_p = f(v_a)$, располагаются почти эквидистантно, поэтому относительная разница в расходах топлива при разных рядах передаточных чисел с увеличением v_a уменьшается. Так: эта разница между значениями для арифметического и гармонического рядов составляет 25, 19, 16, 11% соответственно для разгонов до скоростей 40, 50, 60, 70 км/ч.

Очевидно, что топливная экономичность при равномерном движении автомобиля на высшей передаче не зависит от выбора ряда передаточных чисел. Кроме того, для дизелей экономичная зона располагается по угловой скорости от $\omega_1 = 0,4$ до 1 ($K_{об} \leq 1$), по нагрузке от $H = 0,5$ до 1 ($K_H \leq 1$). Вследствие этого даже при значениях отношений соседних передаточных чисел $u_n/u_{n+1} \geq 1,8$ двигатель при переходе с одной передачи на другую может оставаться в зоне экономичной работы. В этом смысле выбор ряда передаточных чисел можно не ограничивать.

Кроме того, средняя скорость автопоезда при равномерном движении по равнинной дороге заметно увеличивается [5] с применением соотношения высших передач 1,25—1,3 вместо 1,5—1,6, особенно при использовании дизеля с невысоким коэффициентом приспособляемости и при малых подъемах порядка $\alpha = 0,01$.

Таким образом, приблизительно одинаковые (при некотором преимуществе гармонического ряда) разгонные свойства, топливную экономичность и средние скорости движения

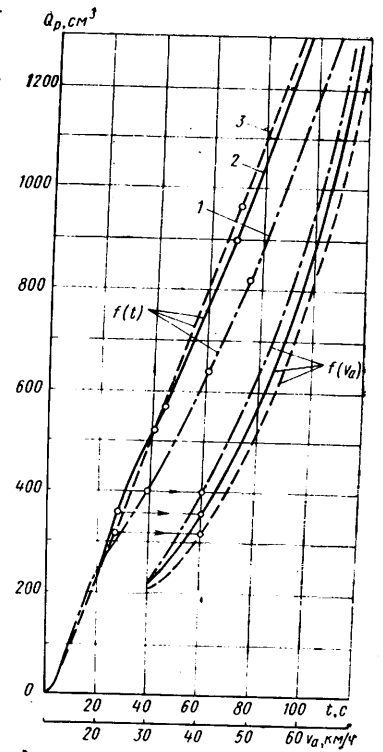


Рис. 4. Зависимость расхода топлива от времени разгона и скорости при разгоне до заданных скоростей (обозначения те же, что на рис. 1)

автопоезда можно обеспечить при геометрическом ряде с пятиступенчатой коробкой передач и с делителем, а также при гармоническом ряде только с пятиступенчатой коробкой передач. В последнем случае применение гидротрансформатора в трансмиссии автопоезда позволит, кроме некоторых других преимуществ, обеспечить необходимый для автопоездов силовой диапазон.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Куликов Н. К. Динамический ряд передаточных чисел коробки передач. — Автомобильная промышленность, 1958, № 12, с. 19—22.

2. Громов Д. И., Гелелес Л. Х. Расчет ряда передаточных чисел трансмиссии по условию минимума времени разгона автомобиля. — Автомобильная промышленность, 1969, № 11, с. 20—21.

3. Зимелев Г. В. Теория автомобиля. М.: Воениздат, 1957. 453 с.

4. Пути улучшения скоростных свойств и топливной экономичности автопоездов / Токарев А. А. и др. М.: ЦИИИ-автопром, 1975. 70 с.

5. Нарбут А. Н., Халиков Р. Т. Влияние характеристики двигателя и передаточных чисел коробки передач на среднюю скорость движения автопоезда. Экспресс-информация, ЦИИИ-Автопром, 1980, № 6.

УДК 629.113.621.822:539.538

Повышение долговечности сопряжения картер — наружное кольцо подшипника

Канд. техн. наук В. И. ГОЛУБОВСКИЙ, А. Ф. ЕРЕМИН

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ агрегатов автомобиля, как известно, лимитируется сроком службы корпусных деталей, одним из основных дефектов которых является износ (выше допустимого) посадочных отверстий под подшипники качения. Например, в результате износа посадочных отверстий в коробках передач уменьшается долговечность подшипников качения и повышается концентрация напряжений по длине зубьев сопряженных шестерен.

Повысить долговечность корпусных деталей можно путем назначения оптимальных посадочных зазоров Δ между наружным кольцом подшипника и посадочным отверстием (уменьшается величина износа посадочных отверстий из-за уменьшения скорости проворачивания наружного кольца) или с помощью конструктивных приемов: изготовления паза на посадочном отверстии, расположенного по линии действия нагрузки на подшипник, и создания искусственной овальности посадочного отверстия. Оба эти фактора снижают скорость проворачивания наружного кольца подшипника (сводя ее к оптимальной) и улучшают распределение нагрузки по телам качения подшипника. Для подтверждения изложенного были проведены испытания коробок передач грузовых автомобилей типа ГАЗ и автобусов ПАЗ-672.

На ведомые валы коробок передач автомобилей ГАЗ были подобраны и установлены шарикоподшипники № 307 таким образом, что зазоры-натяги между наружными кольцами подшипников и посадочными отверстиями соответствовали посадкам Пп, Сп, Сзп, а радиальные зазоры в подшипниках δ_n (с учетом напрессовки на вал внутреннего кольца) были примерно одинаковы. Величина зазоров-натягов составила: натяг 3—7 мкм у шести коробок передач; зазор 12—18 мкм у шести коробок передач; зазор 35—45 мкм у шести коробок передач и зазор 67—73 мкм у пяти коробок передач. На посадочных отверстиях диаметром 80 мм коробок передач автобусов ПАЗ-672 по направлению результирующей нагрузки на подшипник (под углом 40° к горизонтали по направлению вращения коленчатого вала) были изготовлены пазы глубиной 0,5—1 мм по всей длине посадочного отверстия, но разной ширины b : без паза у пяти коробок передач, $b=10$ мм и $b=20$ мм у пяти коробок передач, $b=30$ мм — у семи коробок передач.

На опорные шейки вторичных валов коробок передач были подобраны и установлены шарикоподшипники № 307 так, что величины посадочного Δ и радиального δ_n зазоров были одинаковы для коробок передач всех автобусов.

Расчетным путем определяли:

1) величину среднего давления наружного кольца подшипника на посадочное отверстие

$$q_{\text{ср}} = \frac{Q}{aD} \text{ Н/м}^2 \text{ (для автомобиля ГАЗ — } 2,5 \cdot 10^3 \text{ кН/м}^2\text{),}$$

где Q — внешняя радиальная нагрузка на подшипник в Н (определяли как суммарную реакцию подшипниковых опор от радиальных и окружных усилий в зацеплении шестерен); a — рабочая ширина наружного кольца (за вычетом фасок) в м; D — наружный диаметр подшипника в м;

2) количество циклов напряжений в любой точке подвижного наружного кольца подшипника

$$I_{\text{ср}} = n_c z,$$

где z — количество тел качения в подшипнике;

$n_c = \frac{D_o - d_T}{2D_o} n_b$ — частота вращения сепаратора в мин⁻¹;

n_b — частота вращения внутреннего кольца;

d_T — диаметр тела качения;

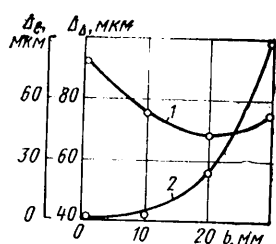
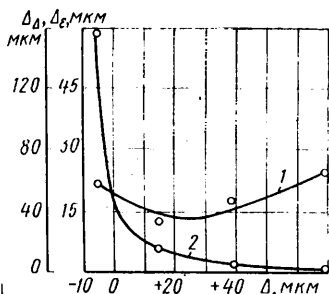
D_o — диаметр окружности по центрам тел качения. Величина $I_{\text{ср}}$ для автомобиля типа ГАЗ составила 31 цикл/с, а для автобуса ПАЗ-672—34 цикл/с.

Окружные и радиальные усилия на шестернях находили по известным формулам (в зависимости от крутящих моментов, диаметров делительных окружностей шестерен и т. д.). Крутящий момент и нагрузки на подшипники определяли по методике, изложенной в работах [1 и 2]. При этом учитывали среднюю продолжительность работы автомобилей на различных передачах с разными скоростями движения автомобилей и т. д.

По мере поступления в капитальный ремонт коробки передач грузовых автомобилей и автобусов вскрывали.

По результатам измерений величин зазоров Δ , радиальных зазоров в подшипниках δ_n и овальности дорожек качения наружных колец Δ_e были построены кривые (рис. 1). Они показывают, что приращение зазора между наружным кольцом шарикоподшипника № 307 и посадочным отверстием или величиной износа Δ_Δ (кривая 1) наименьшее у тех коробок передач, где первоначальный зазор Δ соответствовал 15—25 мкм (скорость проворачивания наружного кольца подшипника v_k оптимальна). С увеличением зазора Δ (кривая 1) приращение зазора Δ_Δ возрастает, так как возрастает v_k . С уменьшением первоначальных зазоров против оптимальных ($\Delta = 15 \div 25$ мкм) приращение также возрастает. Это объясняется появлением и протеканием на сопряженных посадочных поверхностях фреттинг-коррозии, интенсивность износа при которой резко возрастает. Кроме того, интенсивность износа возрастает с увеличением плотности сопряжений, так как в этом случае затрудняется доступ смазки к сопряженным поверхностям трения. Это подтверждается и визуальным исследованием поверхностей трения.

При первоначальном сопряжении данных поверхностей с зазором они были блестящими, что свидетельствует о протекании нормального механохимического износа. При первоначальном сопряжении их с натягом на поверхностях трения наблюдались следы наволакивания металла, задиры и следы продуктов фреттинг-коррозии. Наибольшее приращение величины овальности Δ_e до 60 мкм (кривая 2) дорожки качения наружного кольца наблюдали и у шарикоподшипников, наружные кольца которых первоначально были сопряжены с посадочными отверстиями с натягом (скорость проворачивания $v_k = 0$). В слу-



час увеличения зазора Δ овальность дорожки качения наружного кольца подшипника резко снижается (равномерный износ), и при первоначальном зазоре $\Delta = 50 \div 70$ мкм равна нулю.

Величина радиальных зазоров в подшипниках коробки передач всех автомобилей ГАЗ при поступлении в капитальный ремонт оказалась примерно одинаковой и равной 85—93 мкм. Следовательно, эффективность метода снижения износа гнезда подшипника качения нужно оценивать величиной зазора (износа) Δ между наружным кольцом подшипника и гнездом в картере, так как параметр Δ_{Σ} (приращение овальности дорожки качения наружного кольца) влияет только на долговечность подшипника качения.

По результатам вскрытия коробки передач автобусов ПАЗ-672 построены графики (рис. 2), из которых следует, что приращение зазора Δ_{Σ} наименьшее у посадочных отверстий с шириной паза 20 мм (кривая 1). Эта ширина паза соответствует оптимальной ширине (в зависимости от d_n , $H_{ср}$ и $q_{ср}$). С уменьшением ширины паза против оптимальной (кривая 1) приращение Δ_{Σ} возрастает (увеличивается скорость проворачивания наружного кольца v_k). Незначительное приращение зазора Δ_{Σ} при увеличении ширины паза против оптимальной объясняется протеканием фреттинг-коррозии.

Наибольшее приращение овальности (рис. 2, кривая 2) дорожек качения наружных колец у коробки передач с шириной паза на посадочном отверстии $b = 30$ мм. Наружные кольца подшипников в этом случае не проворачиваются.

С увеличением b скорость проворачивания v_k уменьшается, что связано с перераспределением и уменьшением динамических нагрузок по телам качения в результате прогиба наружного кольца подшипника в месте расположения паза. При дальнейшем увеличении b скорость проворачивания наружного кольца уменьшается (в результате его заклинивания в посадочном отверстии из-за большого прогиба) и равна нулю при ширине паза

$$b = D_n \sin \gamma,$$

где D_n — наружный диаметр подшипника;

γ — угол между смежными телами качения.

Такое же влияние оказывает и чрезмерное увеличение посадочного зазора наружного кольца Δ .

При прогибе наружного кольца подшипника нагрузка на тело качения, расположенное по линии действия нагрузки на подшипник, уменьшается, а нагрузки на соседние тела качения повышаются, что приводит к более равномерному распределению внешней нагрузки между всеми телами качения.

Между параметрами $q_{ср}$, $H_{ср}$ и d_n и шириной паза b существует следующая взаимосвязь:

1) с увеличением $q_{ср}$ (т. е. с возрастанием нагрузки Q на подшипник) ширину паза b необходимо уменьшать, так как увеличивается прогиб наружного кольца подшипника (в месте расположения паза), а для оптимального распределения нагрузки по телам качения с увеличением $q_{ср}$ (или Q) нужно соответственно уменьшить величину прогиба кольца (т. е. уменьшить ширину паза b);

2) с увеличением d_n возрастает нагрузка на тело качения, расположенное по линии действия нагрузки Q на подшипник; это возрастание нагрузки компенсируется уменьшением нагрузки на тело качения посредством увеличения прогиба наружного кольца (или возрастания ширины паза b);

3) при увеличении $H_{ср}$ возрастает величина динамических нагрузок в подшипниках, т. е. повышается $q_{ср}$;

К настоящему времени всесторонне исследовано влияние ширины паза на распределение нагрузки по телам качения и найдены оптимальные параметры паза, при которых нагрузка по телам качения (в зоне угла нагружения) существенно выравнивается.

Выявлено также, что увеличение овальности посадочного отверстия (при условии совпадения направления большей оси вала с линией действия нагрузки на подшипник) благоприятно сказывается на распределении внешней нагрузки по телам качения подшипника. Однако максимальная величина овальности посадочного отверстия в каждом конкретном узле должна ограничиваться допустимой величиной смещения осей валов коробки передач.

В качестве примера выбора оптимальной ширины паза b в мм в зависимости от $q_{ср}$, d_n и $H_{ср}$ приведена таблица.

$q_{ср}$ в кПа/м ²	d_n в мкм	$H_{ср}$ в цикл/с					
		0—22	22—44	44—66	66—88	88—110	110
$0 \div 1,25 \cdot 10^3$	0—10	20—30	20—30	20—30	20—30	10—20	0—10
$1,25 \cdot 10^3 \div 2,5 \cdot 10^3$	0—10	20—30	20—30	20—30	10—20	10—20	0—10
$2,5 \cdot 10^3 \div 3,75 \cdot 10^3$	0—10	10—20	5—15	5—15	5—15	0—10	0—10
$3,75 \cdot 10^3 \div 5,0 \cdot 10^3$	0—10	5—15	0—10	0—10	0—10	0—10	0—10
$5,0 \cdot 10^3 \div 6,25 \cdot 10^3$	0—10	0—10	0—10	0—10	0—10	0—10	0—10

Таблица построена по результатам экспериментальных данных, полученных на стенде, имитирующем условия работы коробки передач грузового автомобиля, и на основании натурных испытаний. При изменении величин параметров $q_{ср}$, d_n и $H_{ср}$ фиксировалась скорость проворачивания v_k и величина износа Δ_{Σ} и регистрировалась долговечность подшипника.

Значения оптимальной ширины паза выбирали при максимальной долговечности подшипника и минимальном значении величины износа посадочных отверстий.

В результате проведенных исследований выявлено:

- 1) наибольшая экономическая эффективность и наименьшие трудовые и материальные затраты присущи методу нарезания паза на посадочном отверстии корпусной детали;
- 2) создание искусственной овальности на посадочном отверстии нерентабельно из-за трудностей технологического характера;
- 3) методу подбора оптимального посадочного зазора наружного кольца подшипника присущи все недостатки селективного метода сборки.

Изложенные выше рекомендации можно применить к любому типу радиального или радиально-упорного шарикоподшипника и распространить на агрегаты типа коробок передач, задних и передних мостов, редукторов и коробок отбора мощности автомобилей других моделей при местном или колебательном нагружении наружного кольца шарикоподшипника.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гольд Б. В. Выбор нагрузочных режимов автомобильных подшипников и шестерен. — Автомобильная и тракторная промышленность, 1955, № 11, с. 11—14.
2. Горбунов П. П. О расчете подшипников качения тракторных и автомобильных трансмиссий. — Автомобильная и тракторная промышленность, 1956, № 2, с. 28—30.

УДК 629.113.004.2

Определение коэффициента сопротивления качению и фактора обтекаемости грузового автомобиля

А. Г. РАВВИН

Московский автозавод им. И. А. Лихачева

ПРИ проектировании автомобиля проводится расчет динамики и топливной экономичности автомобиля.

Движение автомобиля с механической трансмиссией в общем виде описывается уравнением

$$\frac{\delta G_a}{g} \frac{dv}{dt} = P_{ko} - P_f - P_{\alpha} - P_w, \quad (1)$$

где P_{ko} — окружная сила на ведущих колесах;

P_f , P_{α} , P_w — соответственно силы сопротивления качению, подъему и воздуху;

G_a — масса автомобиля;

δ — коэффициент учета вращающихся масс;

g — ускорение силы тяжести.

Уравнение (1) можно решить численным методом, если известны величины коэффициента сопротивления качению f и фактора обтекаемости kF .

Коэффициенты диссипативных сил определяются как в стендовых условиях, так и при эксплуатации [1—3]. Широко распространены инерционные методы исследования, в частности метод выбега.

Определение коэффициентов диссипативных сил основыва-

ется на решении уравнения движения автомобиля при свободном качении по данным выбега или на описании экспериментальной кривой выбега полиномиальной зависимостью.

Поскольку сложно вычислить искомые коэффициенты аналитическим путем из уравнения свободного качения, то прибегают к различным упрощениям уравнения или к графоаналитическим методам решения [2 и 3].

Полиномиальная аппроксимация позволяет сравнительно просто найти значения коэффициентов сил сопротивления. Однако для оценки точности этого метода необходимо анализировать решение уравнения свободного качения.

Режиму выбега автомобиля соответствует дифференциальное уравнение

$$\frac{dv}{dt} = - \frac{(P_{\text{тр}0}^0 + k_1 v^2) - P_f - P_w}{D}, \quad (2)$$

где $P_{\text{тр}0}^0$ — потери в трансмиссии.

Рост потерь в трансмиссии с ростом скорости учитывается показателем степени T . Обычно T меньше единицы, но в расчетах принимают $T=1$ [4].

Тогда потери в трансмиссии в ведомом режиме, приведенные к ведущим колесам,

$$P_{\text{тр}0} = P_{\text{тр}0}^0 + k_1 v,$$

а уравнение свободного качения

$$\frac{dv}{dt} = A + Bv + Cv^2. \quad (3)$$

При этом

$$A = - \left(\frac{G_a}{D} f + \frac{P_{\text{тр}0}^0}{D} \right);$$

$$B = - \frac{k_1}{D};$$

$$C = - \frac{kF}{12,96 D};$$

$$D = \frac{G_a}{g} + \frac{J_{\Sigma\text{к}}}{r_{\text{к}0}^2} + \frac{J_{\text{тр}}}{r_{\text{к}0}^2},$$

где $J_{\Sigma\text{к}}$ — суммарный момент инерции колес автомобиля;

$r_{\text{к}0}$ — радиус качения колеса в свободном режиме;

$J_{\text{тр}}$ — момент инерции деталей трансмиссии, приведенный к оси ведущих колес.

Введем переменные dv и dt под знак интеграла и преобразуем выражение левой части так, чтобы коэффициент при v^2 был равен единице:

$$C \int \frac{dv}{\frac{A}{C} + \frac{B}{C}v + v^2} = \int dt. \quad (4)$$

Обозначив

$$P = \frac{A}{C}, \quad q = \frac{B}{C},$$

преобразуем знаменатель

$$P + qv + v^2 = P + 2q \frac{1}{2}v + \frac{1}{4}q^2 - \frac{1}{4}q^2 + v^2$$

или

$$P + qv + v^2 = \left(P - \frac{q^2}{4} \right) + \left(v + \frac{q}{2} \right)^2.$$

Положим

$$U^2 = \left| P - \frac{q^2}{4} \right|, \quad Z = v + \frac{q}{2}$$

и примем для грузовых автомобилей постоянными коэффициенты kF и f [1].

После преобразований подынтегральное выражение уравнения (4) примет вид

$$\frac{dZ}{U^2 + Z^2},$$

а его интеграл

$$\int \frac{dZ}{U^2 + Z^2} = \begin{cases} \frac{1}{U} \operatorname{arctg} \frac{Z}{U}, & \text{если } \left(P - \frac{q^2}{4} \right) > 0; \\ \frac{1}{2U} \ln \left| \frac{Z-U}{Z+U} \right|, & \text{если } \left(P - \frac{q^2}{4} \right) < 0; \end{cases}$$

Для грузовых автомобилей в нормальных условиях эксплуатации

$$P - \frac{q^2}{4} \gg 0$$

и

$$\int \frac{dZ}{U^2 + Z^2} = \frac{1}{U} \operatorname{arctg} x + \text{const},$$

где $x = \frac{Z}{U}$.

Тригонометрическая функция тангенса раскладывается в степенной ряд, который содержит члены с четными степенями аргумента

$$\operatorname{tg} x = x + \frac{1}{3}x^3 + \frac{2}{15}x^5 + \dots$$

При дорожных испытаниях методом выбега можно получить зависимости $v=v(t)$ до полной остановки автомобиля. Экспериментальная кривая (см. рисунок) или отдельные ее части аппроксимируются многочленом, порядок которого определяется местоположением и шириной диапазона изменения скорости движения.

В соответствии с разложением в ряд Тейлора, содержащим производные функции, полиномиальная аппроксимация справедлива в окрестностях выбранной точки. Вследствие этого необходимо рассматривать не всю кривую выбега, а каждую ее зону отдельно и независимо.

Для вычисления коэффициентов диссипативных сил достаточно двух зон, характерных по удельному значению силы аэродинамического сопротивления в суммарном балансе сил сопротивления движению: от $v=10-15$ км/ч до полной остановки автомобиля, от максимальной скорости до $v=v_{\text{max}} - (10-15)$ км/ч.

В каждой зоне экспериментальная зависимость $v=v(t)$ аппроксимируется многочленом

$$v = a + bt + et^2 + dt^3 + \dots$$

Анализ решения дифференциального уравнения свободного качения (2) позволяет утверждать, что в соответствии с разложением в ряд тангенса точность приближения зависимости $v=v(t)$ полиномом определяется прежде всего членами, содержащими аргумент t в нечетной степени.

С достаточной для практических расчетов степенью точности в первой зоне кривая выбега аппроксимируется многочленом третьей степени

$$v(t) = a_1 + b_1 t + e_1 t^2 + d_1 t^3.$$

Дифференцируем полином по времени и приравняем полученное выражение к правой части уравнения (3):

$$A + Bv + Cv^2 = b_1 + 2e_1 t + 3d_1 t^2.$$

В конце выбега при $v=0$ можно записать

$$A = b_1 + 2e_1 t_1 + 3d_1 t_1,$$

где t_1 — время свободного качения в первой зоне до полной остановки автомобиля.

Тогда

$$f = - \frac{\frac{P_{\text{тр}0}^0}{D} + b_1 + 2e_1 t_1 + 3d_1 t_1}{\frac{G_a}{D}}. \quad (5)$$

В зоне максимальных скоростей кривая выбега также хорошо аппроксимируется полиномом третьей степени [5]

$$v(t) = a_2 + b_2 t + e_2 t^2 + d_2 t^3,$$

и по аналогии с первой зоной

$$A + Bv + Cv^2 = b_2 + 2e_2 t + 3d_2 t^2.$$

При $t=0$ полученное равенство превращается в тождество, из которого определяется фактор обтекаемости

$$kF = \frac{b_2 - (A + Bv_{\max})}{v_{\max}^2} D \cdot 12,96. \quad (6)$$

Кривая выбега, изображенная на рисунке, представляет собой результат испытаний автомобиля колесной формулы 4×2 с радиальными шинами полной массой 12 т на динамометрической дороге полигона НАМИ. По формулам (5) и (6) с учетом результатов дорожных испытаний подсчитаны величины коэффициентов диссипативных сил $f=0,0115$ и $kF=0,215$. Эти величины использованы для расчета на ЭВМ основных показателей разгонной динамики и движения автомобиля по скоростной дороге полигона НАМИ. Результаты моделирования хорошо согласуются с данными дорожных испытаний.

Составляющие потерь в трансмиссии автомобиля $P_{\text{тр0}}^0$ и k_1 определяют в лабораторных условиях. При экспериментально-расчетном методе принимают следующие допущения относительно режима работы агрегатов трансмиссии:

1) уровень и температура масла одинаковы в дорожных и лабораторных испытаниях;

2) температура масла при выбегае неизменна.

Точность определения коэффициентов диссипативных сил зависит от удельного веса P_f и P_w в суммарном балансе сил сопротивления движению в каждой из расчетных зон. Поскольку в зоне высоких скоростей потери на сопротивление качению остаются сопоставимы с аэродинамическими потерями, то ошибка в вычислении f может вызвать существенное искажение результатов расчета kF .

Предпосылки получения высокой точности оказываются противоречивыми: для коэффициента сопротивления качению требуется увеличение полной массы автомобиля, а для фактора обтекаемости — уменьшение. Устойчивость получения значения аэродинамического фактора увеличивается с ростом v_{\max} .

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Михайловский Е. В., Тур Е. Я. Влияние формы кузова грузового автомобиля на его аэродинамику. — Автомобильная промышленность, 1973, № 3, с. 20—21.

2. Московкин В. В., Петрушов В. А., Шуклин С. А. Определение сопротивления движению автомобиля инерционным методом. — Автомобильная промышленность, 1976, № 10, с. 16—19.

3. Московкин В. В., Петрушов В. А., Шуклин С. А. Способ определения аэродинамического сопротивления грузовых автомобилей и автопоездов. — Автомобильная промышленность, 1978, № 1, с. 14—16.

4. Нефедов А. Ф. Расчет режимов движения автомобилей на вычислительных машинах. Киев: Техника, 1970.

5. Hüfner H. Berechnung des Luftwiderstandsbeiwertes. KFT, 1979. № 7, с. 14.

УДК 629.113—597.5

К расчету параметров исполнительных механизмов гидравлического антиблокировочного привода

Д-р техн. наук Б. И. МОРОЗОВ, канд. техн. наук А. Л. КЛИМАШИН, канд. техн. наук Ю. Ф. КОЗЛОВ, С. М. БАЛЫЧЕВ, А. Ф. МАЙОРОВ

Московский автомеханический институт

РЕГУЛИРОВАНИЕ тормозных сил при движении автомобиля с гидростатическим тормозным приводом ГТП, оснащенный антиблокировочной тормозной системой, осуществляется периодическим сбросом и подъемом давления жидкости исполнительными механизмами ИМ, включаемыми в тупиковые магистрали от главного тормозного цилиндра к колесным. Исполнительный механизм состоит (рис. 1) из исполнительного элемента ИЭ — устройства, непосредственно осуществляющего модуляцию давления жидкости, и исполнительного привода ИП — устройства, управляющего работой исполнительного элемента.

Требования к быстродействию антиблокировочного тормозного привода можно сформулировать только на основании системного анализа торможения автомобиля при работающей антиблокировочной системе и последующей оптимизации рабочего процесса антиблокировочного тормозного привода, функционально представляемого при этом имитационной моделью. Получаемые в итоге оптимальные выходные характеристики антиблокировочного тормозного привода — величины темпов подъема и сброса давления жидкости — обеспечивают экстремальное значение критерия качества антиблокировочной системы и являются исходными при выборе параметров исполнительного механизма.

Рассмотрим процесс периодического изменения давления жидкости в гидростатическом тормозном приводе как следствие колебаний поршня ИЭ с амплитудой y_m относительно его установившегося положения y_0 (рис. 2). Результаты оптимизации рабочего процесса антиблокировочной системы показали, что особенностью таких колебаний является различие их частот в режиме подъема (кривая 1) и сброса (кривая 2) давления жидкости (соответственно частота Ω_1 и частота Ω_2). С учетом этого требуемым законом движения поршня исполнительного элемента при подъеме давления выберем гармонический закон $y = A^* \sin \Omega_1 t$, а при сбросе давления жидкости — $y = A^* \sin \Omega_2 t$. При этом

$$\begin{aligned} \Omega_1 &= \varphi^* / t_1; \\ \Omega_2 &= \varphi^* / (t_2 - t_1), \\ A^* &= y_m / \sin \varphi^*, \end{aligned} \quad (1)$$

где $\varphi^* = 0,17 \dots 0,2$ — выбирается из условия точности аппроксимации исходного закона движения поршня ИЭ синусоидальным.

Таким образом, задача синтеза ИМ сводится к определению его параметров, обеспечивающих гармонические колебания поршня ИЭ относительно установившегося положения y_0 .

Исходные выражения для требуемого расхода жидкости в ИМ и требуемой силы, обеспечивающих заданный закон движения, имеют следующий вид:

$$Q_T = S_{\text{п}} V + \frac{V}{E} \frac{dp}{dt};$$

$$F_T = S_{\text{п}} p = m \ddot{y} + b \dot{y} + C y + T_0,$$

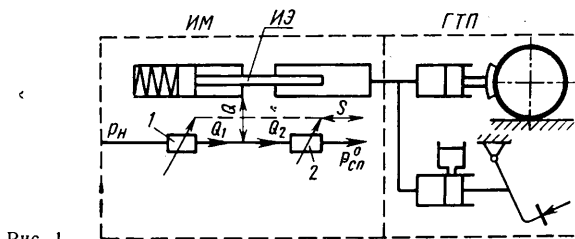


Рис. 1

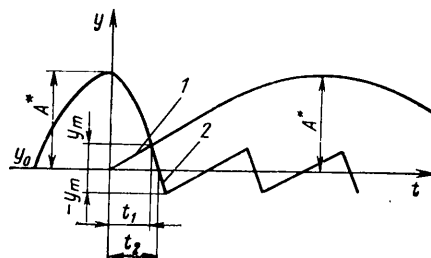


Рис. 2

где $T_0 = T^* + C y_0$;

Q_T — потребный расход жидкости в ИМ;

S_{Π} — площадь поршня ИЭ;

V — эквивалентный объем рабочей полости ИЭ и подводящих трубопроводов;

E — объемный модуль упругости жидкости;

p — давление жидкости в рабочей полости ИЭ;

F_T — требуемая сила;

m, b — соответственно масса поршня и коэффициент вязкого трения;

C, T^* — соответственно жесткость и предварительное поджатие пружины ИЭ.

Решая совместно выражения для потребного расхода жидкости в исполнительном механизме и требуемой силы, получим уравнение диаграммы нагрузки исполнительного механизма

$$\frac{Q_T^2}{Q_m^2(\Omega)} + \frac{(F_T - T_0)^2}{F_m^2(\Omega)} = D(\psi). \quad (2)$$

При этом

$$Q_m(\Omega) = \frac{S_{\Pi} A^*}{C_r} \left(1 - \frac{\Omega^2}{\Omega_0^2}\right) \Omega; \quad (3)$$

$$F_m(\Omega) = A^* (C + C_r) \left(\bar{C} - \frac{\Omega^2}{\Omega_0^2}\right); \quad (4)$$

$$D(\psi) = 1 + [b_2(\Omega_2) - b_1(\Omega_1)] \sin 2\psi + b_1^2(\Omega_1) \sin^2 \psi + b_2^2(\Omega_2) \cos^2 \psi,$$

где $\bar{C}_r = C_r / (C + C_r)$ — относительная гидравлическая жесткость ИМ;

$\Omega_0 = \sqrt{\frac{C + C_r}{m}}$ — собственная частота ИМ;

$\bar{C} = \frac{C}{C + C_r}$ — относительная жесткость пружины ИЭ;

$$b_1 = \frac{b \Omega_1}{(C_r + C) \left(1 - \frac{\Omega_1^2}{\Omega_0^2}\right)};$$

$$b_2 = \frac{b \Omega_2}{(C_r + C) \left(1 - \frac{\Omega_2^2}{\Omega_0^2}\right)};$$

$$\psi = \Omega t.$$

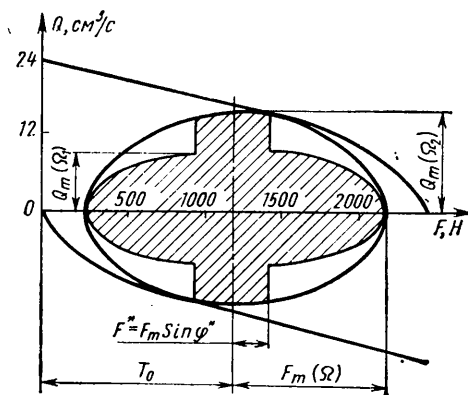


Рис. 3

Диаграмма нагрузки в координатах Q_T, F_T представляет собой эллипс (рис. 3), центр которого смещен в точку T_0 , а величина полуосей определяется фазовым углом ψ . Максимальный потребный расход будет происходить при $F_T = T_0$ и $D(\psi) = D(\psi_m)$

$$\psi_m = \frac{1}{2} \arctg \frac{1}{b_1(\Omega_1) + b_2(\Omega_2)}.$$

Окончательно получим

$$D(\psi_m) = 1 + \frac{b_1^2(\Omega_1) + b_2^2(\Omega_2)}{2} +$$

$$+ \frac{[b_2(\Omega_2) - b_1(\Omega_1)] \left\{ 1 + \frac{1}{2} [b_1(\Omega_1) + b_2(\Omega_2)] \right\}}{\sqrt{1 + [b_1(\Omega_1) + b_2(\Omega_2)]^2}}. \quad (5)$$

Таким образом, в качестве расчетной диаграммы нагрузки следует принять выражение

$$Q_T = Q_m(\Omega) \sqrt{D(\psi_m) - \frac{(F_T - T_0)^2}{F_m^2(\Omega)}}. \quad (6)$$

Требуемая мощность нагружения определяется как $N_T = Q_T F_T / S_{\Pi}$, максимальное значение которой достигается при

$$F_T = F_K = \frac{3}{4} T_0 + \sqrt{\left(\frac{3}{4} T_0\right)^2 - \frac{1}{2} [T_0^2 - D(\psi_m) F_m^2(\Omega)]}, \quad (7)$$

где F_K — максимальное значение требуемой силы.

Система уравнений, описывающая рабочий процесс ИМ с гидроприводом (рис. 1) при условии постоянства давления нагнетания ($p_H = \text{const}$), имеет вид [1] и

$$Q_1 = \mu (S_0 + \Delta S) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_H - p)};$$

$$Q_2 = \mu (S_0 - \Delta S) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p - p_{сл})};$$

$$Q = Q_1 - Q_2; \quad (8)$$

$$p_H = p_H - \Delta p_1;$$

$$\Delta p_1 = K_{л1} Q_1;$$

$$p_{сл} = p_{сл}^0 + \Delta p_2;$$

$$\Delta p_2 = K_{л2} Q_2,$$

$$\text{где } K_{л1} = \frac{128 \nu l_1 \rho}{\pi d_1^4}, \quad K_{л2} = \frac{128 \nu l_2 \rho}{\pi d_2^4}$$

— коэффициенты потерь в напорном и сливном трубопроводе;

μ — коэффициент расхода дросселя ИМ (может быть принят равным 0,6—0,7);

S_0 — площадь проходного сечения регулируемого дросселя в нейтральном положении;

ΔS — изменение площади проходного сечения дросселя при наличии сигнала управления;

ρ — плотность жидкости;

$p_H, p_{сл}$ — соответственно давление нагнетания и слива;

$\Delta p_1, \Delta p_2$ — соответственно потери давления в трубопроводах нагнетания и слива;

ν — кинематическая вязкость рабочей жидкости;

l_1, l_2, d_1, d_2 — соответственно длины и диаметры трубопровода нагнетания и слива.

Обозначим

$$Q_0 = G_0 \sqrt{p_H}, \quad G_0 = \mu S_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}},$$

где Q_0 — расход жидкости через регулируемый дроссель в нейтральном положении;

G_0 — проводимость регулируемого дросселя в нейтральном положении.

Решая равенство (8), запишем уравнение механической характеристики ИМ в виде

$$Q = \frac{Q_0}{2} \left[-\lambda_1 (1 + \bar{S})^2 + \lambda_2 (1 - \bar{S})^2 + \right.$$

$$\left. + (1 + \bar{S}) \sqrt{4 \left(1 - \frac{F}{p_H S_{\Pi}}\right) + \lambda_1^2 (1 + \bar{S})^2} - \right.$$

$$\left. - (1 - \bar{S}) \sqrt{4 \left(\frac{F}{p_H S_{\Pi}} - \frac{p_{сл}^0}{p_H}\right) + \lambda_2^2 (1 - \bar{S})^2} \right], \quad (9)$$

где $F = p S_{\Pi}$ — располагаемое усилие, действующее на поршень ИМ;

$\lambda_1 = \frac{K_{л1} Q_0}{p_H}, \lambda_2 = \frac{K_{л2} Q_0}{p_H}$ — относительные коэффициенты потерь в напорном и сливном трубопроводах;

$\bar{S} = \frac{\Delta S}{S_0}$ — относительное изменение площади проходного сечения регулируемого дросселя.

Располагаемая мощность ИМ определяется как $N_p = QF/S_p$, а максимального значения она будет достигать при $S = 1$ и оптимальном значении нагрузки

$$F_{\text{опт}} = \frac{2(3 + 2\lambda_1^2) - 2\lambda_1 \sqrt{3 + 4\lambda_1^2}}{9} \rho_{\text{н}} S_{\text{п}}. \quad (10)$$

Условие, при выполнении которого ИМ в режиме подъема давления жидкости обеспечит требуемый закон движения, состоит в том, чтобы диаграмма нагрузки (6) располагалась внутри области, охватываемой механической характеристикой (9), т. е. при $Q \geq Q_{\text{т}}$. Конструктивные параметры ИМ выбираются оптимальными, если максимальная располагаемая мощность ИМ равняется максимальной потребной мощности нагружения. Это возможно при $F_{\text{опт}} = F_{\text{к}}$.

Последнее условие позволяет выразить значение оптимальной площади поршня ИЭ

$$S_{\text{п}} = \frac{\frac{3}{4} T_0 + \sqrt{\left(\frac{3}{4} T_0\right)^2 - \frac{1}{2} [T_0^2 - D(\psi_m) F_m^2(\Omega)]}}{\frac{2}{9} \rho_{\text{н}} (3 + 2\lambda_1^2 - \lambda_1 \sqrt{3 + 4\lambda_1^2})} \quad (11)$$

и площади проходного сечения дросселя 1 (рис. 1)

$$S_1 = \frac{Q_m(\Omega_1) \sqrt{D(\psi_m) - \frac{(F_{\text{к}} - T_0)^2}{F_m^2(\Omega_1)}}}{\mu \sqrt{\frac{2}{\rho} \rho_{\text{н}} \left[-\lambda_1 + \sqrt{\left(1 - \frac{F_{\text{к}}}{\rho_{\text{н}} S_{\text{п}}}\right) + \lambda_1^2} \right]}} \quad (12)$$

Площадь выпускного дросселя 2 выберем из условия касания в нижней полуплоскости механической характеристики и эллипса нагрузки с полуосями $F_m(\Omega_2)$ и $Q_m(\Omega_2)$, которое запишем в виде равенства их ординат. Тогда значение расхода жидкости через дроссель 2 выразится как

$$Q_2 = \frac{Q_m(\Omega_2)}{F_m(\Omega_2)} \times \sqrt{\frac{\rho_{\text{н}} S_{\text{п}}}{2} \left[T_0 - \sqrt{T_0^2 - D(\psi_m) F_m^2(\Omega_2)} \right]}, \quad (13)$$

а площадь его проходного сечения

$$S_2 = \frac{2Q_2}{\mu \sqrt{\frac{2}{\rho} \rho_{\text{н}}}} \quad (14)$$

Алгоритм выбора оптимальных параметров ИМ с гидравлическим приводом запишем окончательно в виде выполнения действий:

1) определить параметры Ω_1 , Ω_2 и A^* — по формуле (1) — гармонического закона движения поршня ИЭ, аппроксимирующего заданный, выбранный по результатам поисковой оптимизации антиблокировочной системы закон движения;

2) задавшись в первом приближении значением $S_{\text{п}}$, по исходным числовым значениям V , E , m , C , T_0 , v , l_1 , l_2 , ρ , d_1 , d_2 , $\rho_{\text{н}}$ и вычисленным параметрам C_r , C и Ω_0 рассчитать характеристики диаграммы нагрузки $F_m(\Omega_1) \approx F_m(\Omega_2)$ по формуле (4) и $F_{\text{к}}$ по формуле (7), принимая в первом приближении $D(\psi_m) = 1$;

3) выбрать оптимальную площадь поршня исполнительного элемента, используя равенство (11);

4) уточнить параметр C_r и определить $Q_m(\Omega_1)$, $Q_m(\Omega_2)$ из выражения (3);

5) рассчитать площадь проходного сечения дросселя 1 (рис. 1) по формуле (12);

6) используя выражения (13) и (14), определить площадь проходного сечения дросселя 2 (рис. 1).

На рис. 3 по значениям полуосей $F_m(\Omega)$, $Q_m(\Omega_1)$ и $Q_m(\Omega_2)$ при $t_1 = 0,35$ с, $t_2 = 0,6$ с, $y_m = 0,8$ см, $V = 100$ см³, $C = 250$ Н/см, $T_0 = 1200$ Н, $v = 0,8$ ст, $l_1 = l_2 = 150$ см, $d_1 = d_2 = 0,4$ см, $\rho_{\text{н}} = 5$ МПа и выбранным $S_{\text{п}} = 5$ см², $S_1 = 0,0392$ см², $S_2 = 0,0414$ см² построены эллипсы нагрузки, соответствующие гармоническому закону движения поршня ИЭ с частотой $\Omega_1 = 0,598$ рад/с и $\Omega_2 = 0,837$ рад/с. Переключение движения с частоты Ω_1 на частоту Ω_2 происходит при $F^* = F_m(\Omega) \times \sin \varphi^* = 200$ Н. Диаграмма нагрузки ИМ имеет вид заштрихованной фигуры.

Расчеты, выполненные по алгоритму выбора оптимальных параметров ИМ, показали достаточную сходимость с экспериментом. На рис. 4 сопоставлены экспериментальные точки, полученные на стенде [2], и расчетные частотные характеристики преобразования перемещения золотника распределительного устройства [3] в давление жидкости в рабочей полости ИЭ. Сплошные линии соответствуют исполнительному механизму с оптимальными параметрами, штриховые — исполнительному механизму с параметрами, отличными от оптимальных на 20%.

Как показал анализ частотных характеристик, ИМ с оптимальными параметрами обладает большей стабильностью динамических свойств и меньшей чувствительностью выходных характеристик к колебаниям давления нагнетания и вязкости рабочей жидкости.

Определенное упрощение расчетных зависимостей можно осуществить, если не учитывать потери давления жидкости в напорном и сливном трубопроводах [(см. зависимости (9) и (12)].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гамынин Н. С. Гидравлический привод систем управления. М.: Машиностроение, 1972.
2. Аппаратура для определения частотных свойств исполнительных механизмов противоблокировочных устройств автомобилей / Б. С. Фалькевич, Б. И. Морозов, Ю. Ф. Козлов и др. — Безопасность и надежность автомобиля. М.: МАМИ, 1977, с. 104—107.
3. Исследование исполнительного механизма противоблокировочного устройства с вакуумным приводом / Б. С. Фалькевич, Б. И. Морозов, Ю. Ф. Козлов и др. — Безопасность и надежность автомобиля. М.: МАМИ, 1977, с. 85—92.

УДК 629.113—592.001.33

Статистические аспекты выбора тормозных механизмов для легковых автомобилей

Д-р техн. наук А. Б. ГРЕДЕСКУЛ, канд. техн. наук А. С. ФЕДОСОВ, В. Ю. МАТВИЕНКО

Харьковский автомобильно-дорожный институт

ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ тормозной системы автомобиля необходимо учитывать условия его эксплуатации в различных климатических зонах, факторы окружающей среды, возможности создания модификаций базовой модели, вопросы унификации с другими моделями, а также вопросы экспорта. Для правильного выбора системы тормозных механизмов, которые соответствовали бы по своей энергетической способности и стабильности выходных параметров классу и компоновочной схеме проектируемого автомобиля, необходимо не только анализ конструкции, как, например, выполненный ранее¹ применительно к дисковым тормозам

рассеивающей способности и стабильности выходных параметров классу и компоновочной схеме проектируемого автомобиля, необходимо не только анализ конструкции, как, например, выполненный ранее¹ применительно к дисковым тормозам

¹ Оржевский И. С. Дисковые тормоза легковых автомобилей. М.: НИИНавтопром., 1977. 62 с.

мозам, но и статистические методы исследования взаимосвязи применяемых типов тормозных механизмов с параметрами автомобиля, влияющими на его тормозную динамику.

Эту задачу можно решить путем изучения и анализа информационных источников, содержащих числовые параметры конструкции автомобилей и систем тормозных механизмов. Правильность решения зависит от степени совершенства методики исследования, которая позволяла бы учесть качественные характеристики применяемых систем тормозных механизмов и определить их количественные (интервальные) оценки.

Используя значительное количество информационных источников (каталоги автомобильных выставок и салонов, каталоги специализированных предприятий, выпускающих узлы и детали тормозных механизмов), авторы провели статистическое исследование систем тормозных механизмов.

Были рассмотрены серийно выпускаемые в настоящее время автомобили, удовлетворяющие существующим нормативам на тормозные качества. Тормозные механизмы этих автомобилей располагаются внутри обода колеса. Причем автомобили, выпускающиеся ранее чем с 1970 г., у которых тормозные системы после этого срока не модернизировались, не исследовали. Всего статистически исследовали на различных этапах от 225 до 450 моделей легковых автомобилей различных классов и компоновочных схем. Исходную информацию обрабатывали на ЭВМ ЕС-1020 по специально разработанным программам.

В настоящее время на легковых автомобилях устанавливают следующие системы тормозных механизмов: барабанную B и дисковую D , у которых соответственно на всех колесах установлены барабанные и дисковые тормоза, смешанную D/B , у которой дисковые тормоза установлены на передней оси, а барабанные — на задней.

В системе B на колесах задней оси устанавливают тормоза с одной активной и одной пассивной колодкой (типа «симплекс»), а на колесах передней оси — в большинстве случаев тормоза с двумя активными колодками (типа «дуплекс»). Это объясняется с одной стороны стремлением получить более простой и вместе с тем эффективный стояночный тормоз с приводом на колодки заднего рабочего тормоза, а с другой — желанием обеспечить необходимое распределение тормозных сил по осям, не прибегая к значительному увеличению диаметра рабочих цилиндров переднего тормоза.

Кроме того, использование тормозов типа «дуплекс» на колесах передней оси и типа «симплекс» на колесах задней оси позволяет осуществить достаточное число возможных комбинаций схем дублирования привода тормозов, удовлетворяющих по эффективности существующим нормативам.

Поскольку выбор схемы раздельного привода конструктивно часто связан с выбором системы тормозных механизмов, применение стандартного раздельного привода по осям, удовлетворяющего требованиям ОСТ 37.001.016—70 к запасной тормозной системе, ограничивается (согласно расчетам) условиям выполнения неравенства

$$\frac{a}{L + 0,8h} \geq 0,382,$$

где L — база автомобиля;

h — высота центра масс над опорной поверхностью;

a — расстояние по горизонтали от центра масс до передней оси.

В системе D помимо тормозов со сплошными дисками выделяются подсистемы $ВД$ — вентилируемые тормозные диски на всех колесах и $ВД/Д$ — вентилируемые тормозные диски на передних колесах и сплошные — на задних. Применение подсистемы $ВД$ или $ВД/Д$ обусловливается стремлением повысить энергорассеивающую способность тормозных механизмов, связанную в основном с увеличением массы автомобиля. Обзор исследований, выполненных применительно к вентилируемому диску, позволяет утверждать, что их использование снижает максимальную температуру диска приблизительно на 30%. Смешанную систему D/B можно выполнять как со сплошными дисками на переднем тормозе, так и с вентилируемыми — $ВД/B$. На колесах задней оси обычно устанавливают, как и в системе B , тормоз типа «симплекс».

На современных легковых автомобилях дисковые тормозные механизмы по известным причинам получают все большее распространение. Ряд факторов, заложенных в самой конструкции дискового тормоза, способствует отмеченному выше обстоятельству: восприятие и рассеивание энергии в этом случае происходит через одни и те же поверхности, что также при рациональном выборе значений коэффициента взаимного перекрытия во многом определяет приемлемые значения объемных температур нагрева тормозных дисков и тормозных накладок. По полученным данным коэффициент вза-

имного перекрытия для дисковых тормозов находится в пределах от 0,064 до 0,167, что несколько ниже, чем указано в работе И. С. Оржевского. Для сравнения коэффициент взаимного перекрытия барабанных тормозов изменяется от 0,45 до 0,69. Кроме того, как показал статистический анализ применимости ободьев колес и шин на легковых автомобилях, существующая тенденция увеличения посадочных диаметров ободьев колес на 1 или 2 дюйма и применение низкопрофильных шин (при сохранении статического радиуса колеса неизменным) помогают как более широкому распространению дисковых тормозов, так и повышению их энергорассеивающей способности.

Однако основное преимущество дискового тормоза — высокая стабильность, достигаемая за счет исключения эффекта серводействия, влечет за собой и основной его недостаток — высокое значение приводных сил N , следовательно, диаметра поршня рабочего цилиндра.

Если предположить, что конструктивно передний дисковый тормоз и барабанный типа «дуплекс» выполнены таким образом, что развиваемые ими тормозные моменты равны между собой, т. е. $M_d = M_b$, и коэффициент трения для данных тормозных механизмов также одинаков, то можем получить

$$\mu N_d r_d = \mu N_b r_b \frac{A}{1 - B\mu}, \quad (1)$$

где μ — коэффициент трения;

N, r — соответственно приводная сила и средний радиус диска (или радиус барабана);

A, B — коэффициенты, учитывающие геометрию барабанного тормоза.

Тогда для отношений приводных сил и диаметров рабочих цилиндров получим следующие зависимости:

$$\frac{N_d}{N_b} = \frac{d_d^2}{d_b^2} = \frac{r_b A}{r_d (1 - B\mu)}, \quad (2)$$

где d_d и d_b — соответственно диаметры цилиндров дискового и барабанного тормозов.

Статистический анализ показал, что с вероятностью $\sim 2/3$ отношение r_b/r_d для современных конструкций находится в пределах $1 \pm 0,1$. Принимая для примера типичные значения $A=2$ и $B\mu=0,5$, определим, что приводная сила увеличивается приблизительно в 4 раза, а диаметр рабочего цилиндра — в 2 раза.

Равенство отношений $N_d/N_b = d_d^2/d_b^2$ получено в предположении, что приводное давление в обоих случаях одно и то же. Из этого следует, что не всегда при замене барабанного тормоза типа «дуплекс» дисковым необходимо увеличивать площадь поршня в 4—5 раз при одновременном возрастании приводного давления приблизительно в 2 раза. Обычно с этим утверждением связана необходимость устанавливать усилитель в приводе при переходе к дисковым тормозам на одной или двух осях. Анализ зависимости (2) и ее сопоставление со статическими данными позволяют утверждать, что эти явления функционально не взаимосвязаны. Установка усилителя, очевидно, может быть вызвана в основном стремлением повысить комфорт, удовлетворить нормативные требования по усилию на педали и внести дополнительный элемент престижности.

Из рассмотренных систем тормозных механизмов по функциональным качествам предпочтение следует отдать системам с дисковыми тормозными механизмами, которые обеспечивают не только более высокую энергорассеивающую способность, но и стабильность действия. Например, если принять $\mu = 0,35$, $B\mu = 0,5$ и предельное отклонение коэффициента трения $\Delta\mu = \pm 0,1$, то система D/B даст приблизительно в 1,5 раза больший разброс отношения тормозных сил по осям автомобиля и приблизительно на 10% повысит неравномерность распределения тормозных сил осей одного борта. При тех же условиях система B допускает разброс отношения тормозных сил приблизительно в 1,84 раза больший, чем система D и большую в 2 раза неравномерность распределения тормозных сил по осям одного борта. Однако выбор той или иной системы тормозных механизмов помимо функциональных качеств связан с комплексом вопросов, отмеченных выше. Можно предположить, что для автомобилей большого и высшего классов предпочтение отдается функциональным качествам, а для автомобилей особо малого и малого классов наряду с функциональными качествами — экономическим и производственным проблемам.

Вследствие этого необходимо было ранжировать системы тормозных механизмов в функции класса автомобилей, а также определить относительные функциональные качества подсистем $ВД/B$, $ВД$ и $ВД/Д$. Критерием определения класса

автомобиля является литраж двигателя, однако он корреляционно связан для современных автомобилей массового производства с полной массой автомобиля и реализуемой максимальной скоростью движения. Вместе с тем энергорассеивающая способность и другие функциональные качества тормозной системы определяются величиной кинетической энергии, подлежащей рассеянию в процессе торможения. Поскольку максимальная величина кинетической энергии однозначно связана с полной массой автомобиля и его максимальной скоростью, то системы тормозных механизмов следует ранжировать в функции этих параметров.

На рисунке приведены гистограммы применения систем и подсистем тормозных механизмов на отечественных и зарубежных легковых автомобилях в функции максимального значения кинетической энергии I и полной массы G по состоянию на 1977 г. Цифры на гистограммах показывают количество моделей автомобилей в заданных интервалах значений аргументов. Приведены также средние значения (математические ожидания) кинетической энергии \bar{I} и полной массы \bar{G} , являющиеся итоговыми величинами ранжирования. Системы и подсистемы тормозных механизмов расположения снизу вверх в порядке повышения их функциональных качеств и, по-видимому, стоимости.

Аналогичные исследования были проведены применительно к европейским, американским и японским автомобилям. Были получены идентичные результаты ранжирования систем и отличающиеся средние значения аргументов. Так, например, из сравнения гистограмм и таблицы, в которой представлены статистические данные для легковых автомобилей европейского производства, видно, что европейские автомобили отличаются несколько меньшими значениями \bar{I} и \bar{G} .

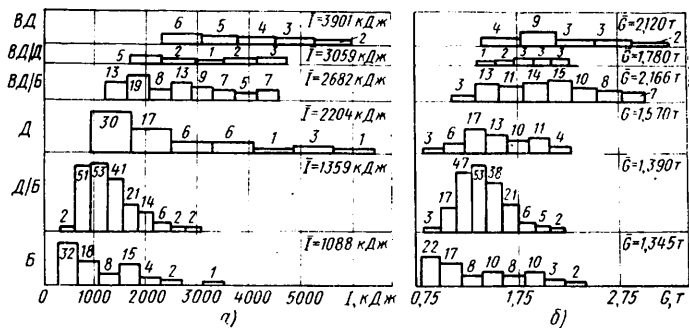
Система или подсистема тормозных механизмов	Число моделей легковых автомобилей в шт.	\bar{I} в кДж	\bar{G} в т
Б	40	725,0	1,145
Д/Б	131	1324,3	1,370
ВД/Б	7	1786,5	1,530
Д	61	2194,6	1,560
ВД/Д	12	2987,2	1,795
ВД	19	3879,9	2,080

Это объясняется значительным пока выпуском в США и Японии автомобилей с барабанными тормозами и системой Д/Б. Значительное расхождение в результатах ранжирования для подсистемы ВД/Б обусловлено тем, что на гистограммах подсистема ВД/Б болсе чем на 90% представлена для американских автомобилей, где до недавнего времени требования национальных стандартов на тормозные качества были ниже европейских.

Дисковые тормозные механизмы с вентилируемыми дисками на американских автомобилях устанавливаются в основном на колесах передней оси, причем в большинстве случаев они не входят в основное оборудование и устанавливаются за дополнительную плату. В отличие от США в Европе подсистема ВД/Б применяется весьма ограниченно, что нельзя не учитывать при определении экспортных возможностей автомобиля. В связи с этим, а также в силу отмеченных выше особенностей указанной подсистемы необходимо при ранжировании автомобилей отдавать предпочтение подсистеме Д, а не подсистеме ВД/Б.

Существуют и некоторые региональные особенности в применении систем тормозных механизмов. Например, в Швеции не применяется система Б, а в Японии — система Д.

Несмотря на положительные результаты, достигнутые в классификации и ранжировании, представленные гистограммами, нельзя безоговорочно рекомендовать их как основу выбора системы тормозных механизмов для проектируемого автомобиля, поскольку они отражают лишь достигнутый уровень и не учитывают тенденцию их изменения. Кроме того, необходимо учитывать не только класс автомобиля, но и его компоновочную схему, которая влияет на распределение энергии торможения по тормозным механизмам передней и задней осей.



Гистограммы применения систем и подсистем тормозных механизмов на легковых автомобилях:

а — по распределению максимальной кинетической энергии; б — по распределению полной массы

Тем не менее, если учесть такие факторы, выявленные в ходе статистического исследования, как представительность выборки моделей автомобилей в мировом автомобилестроении, тенденцию снижения веса автомобилей и более широкое применение дисковых тормозов при выборе системы тормозных механизмов, а также то, что большинство систем тормозных механизмов выполнено на пределе удовлетворения нормативных требований по тормозным качествам (данные статистического расчета), то полученные результаты классификации и ранжирования можно рассматривать как базовый уровень середины 70-х годов.

Следовательно, представляется возможным учитывать дальнейшие изменения выбранных параметров и использовать их для оценки технического уровня проектируемых систем тормозных механизмов при краткосрочном прогнозировании. В соответствии с этим при выборе типа системы тормозных механизмов не следует, по-видимому, допускать превышение средних значений максимальной кинетической энергии и полной массы, характерных для систем тормозных механизмов. В данном случае проектируемые тормозные механизмы могут оказаться через некоторое время на пределе функциональных возможностей, характерных для класса автомобиля. Это также не позволит создать необходимый запас качеств, предотвращающих моральное старение и потерю конкурентоспособности, и ограничит возможности дальнейшего развития семейства или модификаций базовой модели автомобиля и может привести к существенному изменению первоначальной конструкции.

Таким образом, используя полученные результаты, следует рекомендовать для автомобилей большого и высшего классов подсистему ВД, не исключая возможности использования подсистемы ВД/Д у автомобилей большого класса. Для автомобилей среднего класса следует избегать применения системы Д/Б или ее подсистемы ВД/Б, если не встречаются значительные трудности в приводе стояночного тормоза. Наиболее перспективна в этом случае система Д, а для автомобилей большой массы — подсистема ВД/Д.

Для автомобилей особо малого и малого классов, учитывая существующие тенденции выполнения их по компоновочной схеме с приводом на передние колеса, при которой до 85% кинетической энергии рассеивается тормозами передней оси, наиболее пригодной представляется система Д/Б.

По-видимому, для автомобилей этих классов необходимость применения системы Д может возникнуть лишь для моделей повышенной комфортабельности или престижности при условии одновременного применения регуляторов или ограничителей тормозных сил.

Полученные данные показывают, что необходимо дальнейшее системное изучение параметров конструкции существующих тормозных механизмов с целью определения пределов численных значений критериев статической нагруженности, а также получения новых обобщенных характеристик, позволяющих комплексно оценивать не только технический уровень, а и перспективность разрабатываемых систем тормозных механизмов.

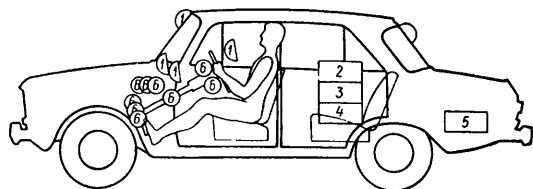
Способ эргономической оценки органов управления и индикации автомобиля

Г. А. ГОЛОВ, В. В. МЕРЗЛЯКОВ

НАМИ

В НАМИ разработан способ эргономической оценки органов управления и индикации автомобиля, основанный на использовании искусственного и натурального информационных полей. На исследуемом автомобиле устанавливают элементы искусственного информационного поля, позволяющие символизировать ту или иную дорожную ситуацию. Водителю предъявляется заданная информация в соответствии с программой, составленной с учетом вида, вероятности и расположения значимой информации, реальных моделируемых условий движения автомобиля. В процессе испытаний отдельно накапливается время от начала предъявления каждого вида информации до начала эффекта действия исполнительного механизма соответствующей системы управления. Фиксируется число этих предъявлений в течение всех испытаний. Отдельно накапливается указанное время одновременно протекающих фиксируемых процессов управления.

Рассматриваемый способ оценки осуществляется при помощи устройства для эргономической оценки органов управления и индикации автомобиля (см. рисунок). Устройство состоит из элементов искусственного информационного поля 1, пульта оператора-экспериментатора 2, блока регистрации 3, релейного блока 4, блока питания 5 и датчиков на исследуемые системы управления и индикации 6. Схема позволяет использовать и автоматическое программное устройство.



С пульта оператора-экспериментатора (или автоматического оператора) подается сигнал заданного изменения информационного поля. Одновременно в блоке регистрации начинается отсчет времени. Заметив сигнал «рассогласования», водитель в соответствии с принятой моделью условий движения исключает это «рассогласование» путем адекватного действия соответствующего органа управления, на исполнительном механизме которого установлен датчик, фиксирующий начало рабочего действия (или эффекта рабочего действия) этого исполнительного механизма данного органа управления. В момент срабатывания датчика автоматически прекращается отсчет времени. Этот цикл повторяется многократно в соответствии с упомянутой программой.

Экспериментальная проверка этого способа оценки показала возможность использования его как в статических, так и в динамических условиях. Однако в случае применения способа в реальных дорожных условиях требуются дополнительные меры, обеспечивающие безопасность движения. Наиболее эффективно этот способ может быть применен на автополигоне. По-видимому, приведенный способ может быть модифицирован для эргономических исследований и оценки различной транспортной техники.

При составлении программы заданных изменений искусственного информационного поля целесообразно моделировать наиболее сложный вариант реальных условий движения, поскольку в этой обстановке водителю приходится совершать до 30 рабочих операций в минуту, поэтому только за одну программу испытаний длительностью 1 ч экспериментатор может получить объективную информацию об эффективности реализации до 1800 рабочих операций.

Рассмотрим результаты одной из проведенных работ, в которой был использован описанный способ. На одном из отечественных автомобилей была изменена система управления: ручное управление тормозом и акселератором было заменено педальным, а ножное сцепление заменено ручным, рычажным. Остальные органы управления не имели существенных конструктивных отличий.

Часть владельцев автомобилей с модифицированной системой управления начала ставить вопрос о нецелесообразности или даже о недопустимости такой модернизации, мотивируя это увеличившимся числом аварий на автомобилях. В этой

связи была проведена сравнительная эргономическая оценка двух вариантов систем управления.

Работа проводилась в условиях интенсивного городского движения и на специальном участке дороги. В работе принимали участие три группы водителей: первая группа (семь человек) — владельцы автомобилей со старой системой управления (автомобиль № 1); вторая группа (семь человек) — владельцы автомобилей с новой системой управления (автомобиль № 2). (Владельцы автомобилей с новой системой управления имели опыт езды на этом автомобиле не менее полугода); третья группа (шесть человек) — водители-эксперты, занимающиеся испытаниями или оценкой автомобильной техники.

В процессе исследований сравнивали и оценивали следующие параметры: время выполнения основных рабочих операций в статических и динамических условиях по описанной методике; эффективность работы системы «водитель — автомобиль» в режиме переключения передач; эффективность работы системы «водитель — автомобиль» в режиме разгон — торможение; параметры экспертной сравнительной оценки систем управления; некоторые параметры физиологического статуса водителя (ЭКГ, частота дыхания, артериальное давление и т. д.).

В табл. 1 представлена усредненная экспертная оценка по пятибалльной системе, где балл 5 соответствовал оценке «отлично — улучшений не требуется», балл 4 — «хорошо, возможны улучшения», балл 3 — «удовлетворительно, желательны улучшения», балл 2 — «неудовлетворительно, требуются существенные улучшения», балл 1 — «недопустимо».

Таблица 1

Номер группы водителей	Тормоз автомобиля		Акселератор автомобиля		Сцепление автомобиля	
	№ 1	№ 2	№ 1	№ 2	№ 1	№ 2
1	4,5	4,2	4,2	4,2	5,0	3,2
2	3,0	4,9	2,6	5,0	3,5	4,3
3	2,0	3,5	2,5	5,0	5,0	3,9

Представленный материал свидетельствует о существовании различных точек зрения у водителей этих трех групп: владельцы аналогов автомобиля № 1 отдают предпочтение этим автомобилям, владельцы аналогов автомобиля № 2 считают более удобной новую систему управления. Этой же точки зрения придерживаются водители-эксперты.

Не останавливаясь на подробном анализе причин снижения экспертных оценок, отметим, что лишь снижение оценки третьей группой водителей (графа «тормоз автомобиля» № 2) связано не с удобством работы органами управления, а с другими причинами. В этой связи правомерно предположить, что результаты экспертной оценки нужно коррелировать с параметрами объективной сравнительной оценки и, в частности, с временем реализации основных рабочих операций.

В табл. 2 представлено среднее время реализации некоторых рабочих операций.

Таблица 2

Измеряемые параметры	Значение параметров для автомобилей	
	№ 1	№ 2
Время в с:		
от момента предъявления информации до начала торможения (700 измерений)	0,96	0,79
от момента предъявления информации до начала работы сцепления (700 измерений)	0,89	0,89
выполнения эталонного цикла разгон — торможение (500 измерений)	5,54	4,30
эталонного цикла переключения передач (55 измерений)	14,00	13,80

Было найдено, что время реализации основных рабочих операций, которые выполнялись в статических и динамических условиях, одновременно с выполнением других, не указанных здесь рабочих операций, как правило, было меньше при работе на автомобиле № 2 (за исключением времени ра-

боты сцеплением). Это свидетельствует о более высоких эргономических качествах новой системы управления.

Если сопоставить приведенные данные с экспертной оценкой, то они согласуются с мнением водителей второй и третьей групп и не согласуются с позицией водителей первой группы, т. е. в этом случае возникает вопрос о ненадежности одного из методов.

Подробный дополнительный анализ материалов экспертной оценки показал, что основная причина, обусловившая снижение оценок по автомобилю № 2, связана с естественной осторожностью водителей в вопросе принципиальной смены водительских навыков, что особенно существенно для водителей старшего поколения.

Существенных различий между некоторыми параметрами психофизиологического «статуса» водителя, которые фиксировались до и после езды по контрольному маршруту «Малая роза», при езде на сравнимых автомобилях обнаружить не удалось, хотя и зафиксированы количественные различия этих параметров до езды по маршруту и после нее, что свидетельствовало о появлении признаков утомления.

Умножая значения комфортной яркости, т. е. ординаты кривой $B=f(S)$ на площадь S фонаря, получим зависимость допустимой силы света I фонаря от площади его светящей поверхности S .

Из полученных данных следует, что при силе света $I \leq 50$ кд кривая $I=f(S)$ имеет минимум, и, следовательно, для силы света 50 кд и менее допустима любая площадь светящей поверхности фонаря (габаритные и стояночные огни).

Кроме того, максимально допустимая сила света светосигнальных фонарей при их практической предельной площади 150 см² не должна превышать 175—200 кд. С уменьшением площади светового отверстия фонарей допустимая сила света должна уменьшаться.

Для фонарей указателей поворота и стоп-сигнала, свет которых должен быть хорошо виден днем в ясную солнечную погоду, указанные выше значения силы света недостаточны, и Правило № 6 ЕЭК ООН нормирует допустимую силу света этих фонарей в пределах 175—700 кд. Сигналы таких фонарей при ночном движении могут слепить водителей.

Это обстоятельство вызвало необходимость применения фонарей, переключающихся с дневного режима на ночной. В этом случае для ночного режима нормируется допустимая сила света 120 кд для задних указателей поворота и 80 кд для сигнала торможения, откуда минимальные светящие поверхности этих фонарей должны быть равны соответственно 75 и 31 см².

Для удобства расчетов зависимость $I=f(S)$ может быть в расчетном диапазоне $S=20 \div 150$ см² выражена аппроксимирующей функцией.

$I=65+0,80(S-10)$ или $S=1,25(I-57)$.

Экспериментальные данные в работе [2] найдены для фар белого или селективного желтого цвета при встречном разъезде автомобилей с фарами, переключенными на ближний свет. Однако условия движения автомобилей в тесном транспортном потоке друг за другом, а также при наличии встречных автомобилей аналогичны и в отношении яркости поля адаптации и в отношении расположения блестящих источников. Влияние цвета мигающих сигнальных огней [4] является второстепенным, поэтому авторы считают предлагаемый расчетный график достаточно обоснованным для проектных расчетов фонарей с последующей экспериментальной проверкой опытных образцов.

Анализируя тенденции в оформлении задней части кузова современных автомобилей с использованием приведенных в статье рекомендаций, можно считать намечившееся увеличение размеров светосигнальных фонарей технически обоснованным.

Анализируя тенденции в оформлении задней части кузова современных автомобилей с использованием приведенных в статье рекомендаций, можно считать намечившееся увеличение размеров светосигнальных фонарей технически обоснованным.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Левитин К. М. К вопросу расчетов и конструирования светосигнальных приборов автомобиля. — Автомобильная промышленность, 1976, № 12, с. 18—20.
2. Lindae G. Optimale Scheinwerfergröße für Europäisches Abblendlicht. — ATZ, 1970, № 12, с. 427—431.
3. Лобанов Е. М., Сильянов В. В., Ситников Ю. М. и др. Пропускная способность автомобильных дорог. М.: Транспорт, 1970, 152 с.
4. Кривков С. В. Глаз и его работа. М.: Изд-во АН СССР, 1950, 531 с.

О нормировании светотехнических характеристик сигнальных фонарей автомобилей

Ю. М. ГАЛКИН, К. М. ЛЕВИТИН

НИИавтоприборов

Для сигнальных фонарей автомобилей Правилами № 6 и 7 ЕЭК ООН установлены минимальные и максимальные значения допускаемой силы света, которые являются их единственной регламентированной светотехнической характеристикой.

Однако в условиях интенсивного движения, когда автомобили следуют друг за другом на близких расстояниях, светосигнальные фонари воспринимаются водителем не как точечные источники, а как светящиеся поверхности. В этих условиях освещенность сетчатки глаз водителей автотранспорта пропорциональна не силе света, а яркости рассматриваемого светосигнального фонаря.

В связи с этим при проектировании светосигнальных фонарей, особенно указателей поворота и сигналов торможения, необходимо принимать во внимание площадь их светящейся поверхности, так как для комфортного восприятия световых сигналов не безразлично, излучается ли нормированная сила света с очень малой или с достаточно большой площади.

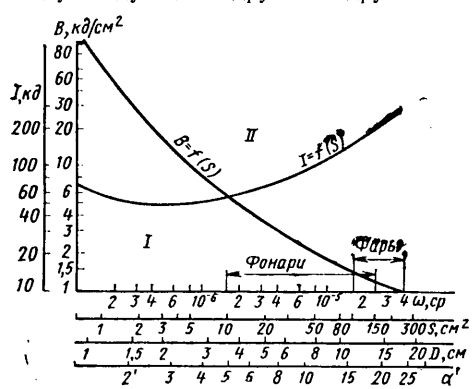
На практике размеры, форма, расположение и группирование автомобильных фонарей, особенно на легковых автомобилях, определяются прежде всего эстетическими требованиями и стилем оформления кузова, а на указанную выше необходимость — согласовывать размеры светящейся площади фонарей с излучаемой ими силой света, до сих пор не обращали внимания. Это привело к тому, что не все светосигнальные фонари действующего парка автомобилей отвечают комфортным нормам [1].

Следовательно, необходимо установить величину минимально допустимой площади светового отверстия фонаря в зависимости от заданной силы света.

Известно, что при практически точечном источнике света его воздействие на глаз пропорционально силе света, а не яркости. В переходной области от точечных к протяженным светящимся объектам граничное значение комфортной яркости будет зависеть от размеров объекта.

По данным Линде [2] для условий автомобильного движения, допустимое (комфортное) значение яркости резко уменьшается с увеличением угловых размеров фонаря. На рисунке по этим данным изображена зависимость яркости B от телесного угла ω , которая использована для определения допустимых размеров фонаря.

На основании экспериментов [3] и расчетов авторов зависимость рациональных светотехнических характеристик фонарей от их геометрических параметров:



Зависимость рациональных светотехнических характеристик фонарей от их геометрических параметров: I — зона комфорта; II — зона ослепления

Автомобильная промышленность № 8, 1980 г.

Проектные решения корпуса цветного литья литейного завода Камского объединения по производству большегрузных автомобилей

К. Л. ЩЕРБАКОВ, М. И. СИЦИНСКИЙ

Гипроавтопром

КОРПУС цветного литья состоит из пяти цехов: плавильного цеха алюминиевого литья, алюминиевого литья под давлением, алюминиевого литья в кокиль, термообрубочного цеха алюминиевого литья и цеха бронзового, латунного и цинкового литья. Ниже показан выпуск отливок, получаемых в этом корпусе:

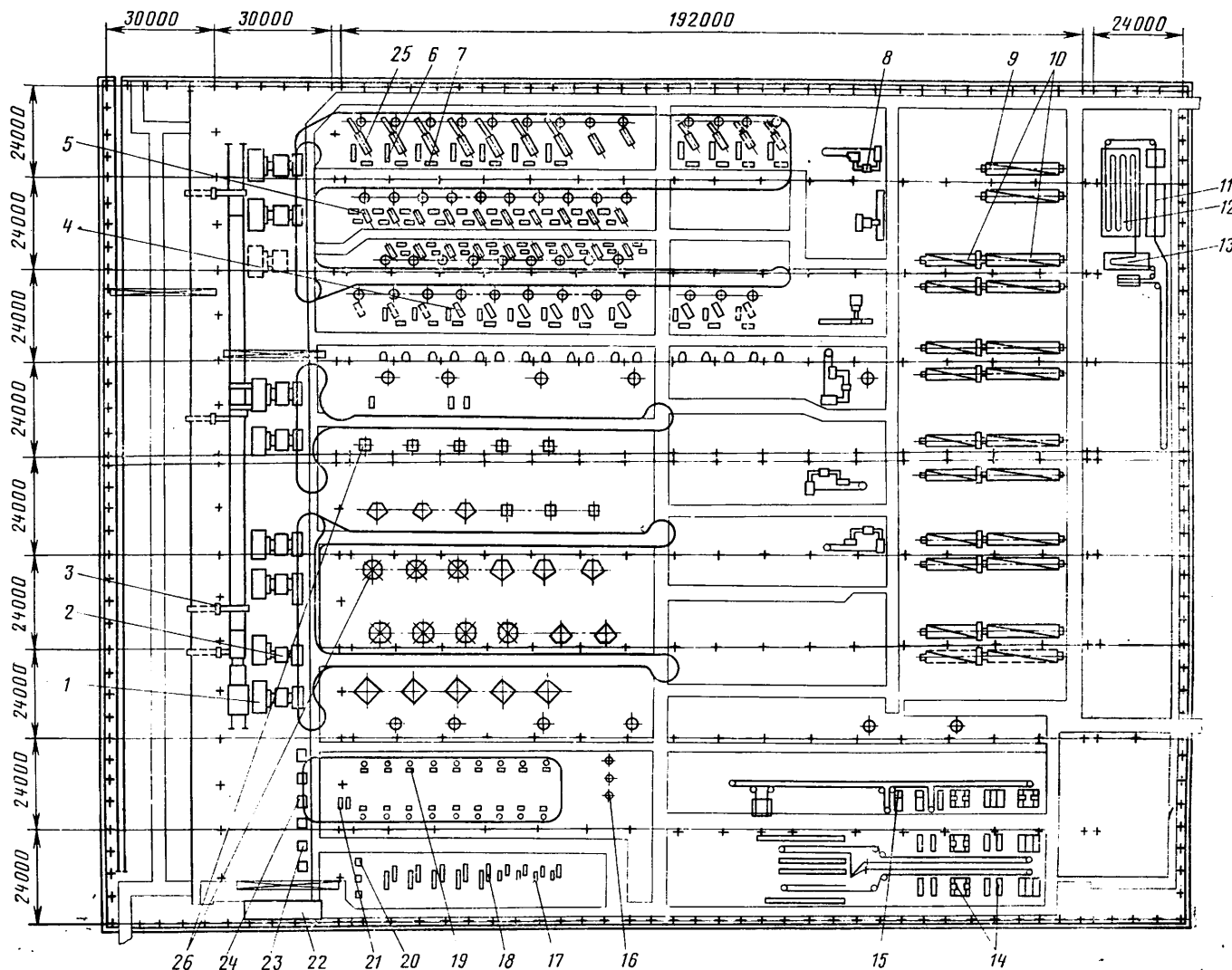
	Алюминий	Бронза и латунь	Цинк
Минимальная масса отливки в кг	0,031	0,016	0,015
Максимальная масса отливки в кг	24,4	12,5	1,43
Число отливок в шт.	106	66	11

В корпусе принят двухсменный режим работы всех цехов. Термические печи для литья алюминия работают круглосуточно.

Двухэтажное прямоугольное в плане здание корпуса цветного литья имеет размеры 279×217,5 м (по осям колонн) с

отметкой пола второго этажа 8,4 м. Исключение составляет одноэтажный пролет склада шихтовых материалов длиной 30 м. Корпус состоит из девяти продольных пролетов длиной 192 м, к которым с одной стороны примыкают два поперечных пролета длиной 30 м, а с другой — один пролет длиной 24 м. Все поперечные пролеты имеют длину 217,5 м. Площадь застройки корпуса ~60,7 тыс. м², площадь второго (производственного) этажа ~54,2 тыс. м². Взаимное расположение цехов и отделений в корпусе приведено на рисунке.

В плавильном цехе литья алюминия установлены восемь газовых плавильных печей 1 (см. рисунок) производительностью 8 т/ч, общей емкостью 29 т и рабочей емкостью 14 т. Каждая плавильная печь заблокирована с печью выдержки 2 емкостью 18 т. Печи поставлены фирмой Свинделл Дресслер (США) для плавки сплавов АЛ-4 и АЛ-9. Из сплава АЛ-4 в год отливают 46 500 т отливок (91% общей массы), а из второго — 5100 т (9%). Шесть комплектов печей предназна-



Чены для плавки сплава АЛ-4, одна — для сплава АЛ-9 и одна печь находится в ремонте.

Загрузка плавильных печей автоматизирована четырьмя загрузочными устройствами 3. У плавильных печей предусмотрено по два загрузочных окна — одно для чушек, второе — для литниковой системы. Чушки загружают в печь на площадку подогрева, где испаряется влага, а затем их подают в жидкую ванну. Брак отливок, возвращаемый в цех, загружают через второе окно печи непосредственно в жидкую ванну. После расплавления шихты в плавильную печь подают флюс. Образовавшийся шлак удаляют специальным устройством. Затем расплавленный металл порциями по 12 т с помощью сифона и вакуумного насоса поступает в печь выдержки. В этой печи осуществляется очистка металла от газов и неметаллических включений. Готовый металл из печи подают насосами в разливочные ковши, транспортируемые в заливочные зоны монорельсовыми системами.

Цех алюминиевого литья под давлением предусматривает производство отливок 72 наименований общей массой 13 600 т, что составляет ~26% всей массы алюминиевых отливок, получаемых в корпусе. В цехе установлены в четырех параллельных рядах 39 автоматизированных машин литья под давлением с горизонтальной холодной камерой сжатия фирмы Вотон (ФРГ). В это число входит пять машин 25 с усилием заприраия 108·10⁵ Н, 15 машин 4 с усилием заприраия 70×10⁵ Н и 19 машин 5 с усилием заприраия 40·10⁵ Н, производительностью соответственно 40—48, 65—80 и 70—90 съемов в 1 ч.

Каждая машина литья под давлением укомплектована автоматическим дозатором сплава, манипулятором для извлечения отливок из машины, подачи их в баки на конвейер 7. Этот конвейер передает отливки к гидравлическому прессу 6 с усилием 30·10⁴ Н. Назначение прессов — обрубка литников и заусенцев. Емкость указанных дозаторов 600 кг для машин с запирающим усилием 108·10⁵ Н и 70·10⁵ Н, 300 кг для машин литья под давлением с усилием заприраия 40×10⁵ Н. Отливки после удаления литниковой системы и заусенцев укладывают в тару и вильчатым погрузчиком транспортируют в термообрубной цех.

Цех алюминиевого литья в кокиль предусматривает производство отливок 34 наименований общей массой ~38 000 т, что составляет ~74% годовой массы алюминиевых отливок, получаемых в корпусе. Из указанного количества ~7900 т отливок получают методом литья под низким давлением. Таким образом, годовая программа этого цеха составляет ~30 100 т.

В результате анализа сложности отливок с учетом их масштаба производства вся номенклатура кокильных отливок распределена на четыре группы. Для каждой группы выбрана оптимальная модель (или модели) кокильных машин. Все

Машины для литья в кокиль	Количество наименований отливок в шт.	Количество машин в шт.
Однопозиционные	14	11
Четырехпозиционные	10	9
Пятипозиционные	6	8
Восьмипозиционные	1	6

машинны 26 поставлены фирмой Фата (Италия). Распределение отливок по типуажу машин для литья в кокиль и их количество показаны в таблице.

На каждую пару однопозиционных машин для литья в кокиль установлена одна раздаточная печь емкостью 400 кг. Каждая многопозиционная машина имеет раздаточную печь, емкость которой в зависимости от потребности металла составляет 400—800 кг. Заливка кокилей автоматизирована.

Каждая машина для литья в кокиль оснащена гидравлическим прессом для удаления литников. Стержни к карусельным машинам подаются подвесным толкающим конвейером, а к однопозиционным станкам — наземным безрельсовым транспортом. Подвесной толкающий конвейер транспортирует отливки на участок выбивки стержней термообрубного цеха. Однопозиционную машину для литья в кокиль обслуживает один оператор, восьмипозиционную карусельную машину — три человека, каждую из остальных многопозиционных машин обслуживают два оператора.

Для производства трех отливок, в том числе картера маховика (масса 24,4 кг) и двух крупных отливок гидромфут, принят метод литья под низким давлением с использованием 16 автоматизированных установок фирмы Димо (Англия). Каждая установка состоит из кокильного устройства с запирающим усилием 15·10⁴ Н, раздаточной печи емкостью 500 кг и манипулятора для удаления из кокиля и передачи отливок на охладительный конвейер. Все отливки, получаемые на этих

установках, не требуют применения песчаных стержней. Производительность установки при отливке картера равна 9 съемам в 1 ч, а остальных деталей — 20 съемам в 1 ч. Учитывая автоматизацию заливки кокилей, каждые три машины обслуживает один оператор.

В стержневом отделении цеха алюминиевого литья в кокиль изготавливают в год 38,5 тыс. т стержней, в том числе ~56% общей массы идет для производства отливок головок цилиндров двигателей. Все стержни изготавливают на фурановых связующих в горячих ящиках. В отделении установлены 25 стержневых машин, из которых 13 машин 14 предназначены для изготовления стержней головок цилиндров и 12 машин 15 для стержней прочих деталей. После отделки и сборки стержни с помощью подвесных толкающих конвейеров поступают на подвесной склад стержней, пройдя предварительно через горизонтальную печь для подсушки стержней. Стержневую смесь готовят в двух смесителях производительностью 15 т/ч каждый. Смесь в кубелях монорельсовым транспортом раздают по бункерам стержневых машин.

В термообрубном цехе алюминиевого литья организованы два потока обработки литья (поток литья под давлением и поток кокильного литья) и общий участок окраски.

Отливки, полученные литьем под давлением, сначала подвергаются дробеметной обработке, затем термической и контролю. Дробеметная обработка поверхности алюминиевых отливок введена с целью исключения ручных работ по удалению мелких заусенцев и заливок. Кроме этого, она способствует улучшению подготовки поверхности для последующей окраски, так как повышает стойкость краски. Для дробеметной обработки всего литья под давлением установлены два дробеметных барабана и одна дробеметная камера 8.

Термическая обработка осуществляется в двух толкательных печах 9 непрерывного действия производительностью до 1700 кг/ч каждая при продолжительности цикла 6 ч, в том числе — нагрев до 175°С в течение 1 ч и выдержка при этой температуре — 5 ч. После контроля годные отливки отправляют на участок окраски.

Часть отливок, полученных литьем в кокиль, проходит проверку на герметичность, а отливки с дефектами подвергаются пропитке жидким стеклом. Обработка отливок головок блока цилиндров предусмотрена на автоматизированной линии, состоящей из пневматической вибрационной машины для выбивки стержней, девятипозиционной установки для обрезки и зачистки остатков литниковой системы и дробеметной очистной проходной камеры. В качестве межоперационного транспорта линии служат приводные рольганговые конвейеры.

Аналогичная линия предусмотрена для обработки корпусных деталей. Для обработки остальных кокильных отливок в цехе установлены 31 пневмовибрационная машина для выбивки стержней, 35 отрезных станков для удаления остатков литниковой системы, три дробеметные камеры непрерывного действия и один зачистной дробеметный барабан для мелких отливок.

В установке для пропитки отливки в корзинах предварительно подвергаются обезжириванию, а затем пропитке в вакуумированном автоклаве с последующей промывкой в двух ваннах.

Термическая обработка кокильных отливок проводится в газовых закалочно-отпускных агрегатах 10 непрерывного действия, состоящих из двух печей. Температурный режим работы закалочной печи: нагрев до 535°С в течение 2 ч, выдержка при этой температуре 6 ч, продолжительность цикла 8 ч. Закалка в воде с температурой не выше 65—70°С. Режим работы отпускной печи: нагрев до 175°С в течение 2 ч, выдержка при 175°С в течение 5 ч, продолжительность цикла 7 ч. Установленные девять закалочно-отпускных агрегатов имеют производительность ~1,1 т/ч. Емкость загрузочных коробов 200 кг.

Участок окраски алюминиевого литья оборудован камерой 11 электростатической окраски, сушильной камерой 12 и промывочно-охладительной камерой 13. Отливки, поступившие на участок окраски, подвешиваются на подвесной конвейер, связывающий указанные агрегаты. С помощью этого же конвейера окрашенные отливки доставляются на склад отливок, расположенный на первом этаже здания.

Годовая программа цеха бронзового, латунного и цинкового литья составляет 4633 т (100%) цветных отливок, в том числе латунных 2497 т (~53,9%, бронзовых 766 т (~16,5%) и цинковых 1370 т (29,6%).

Учитывая повышенные требования к механическим свойствам металла основной номенклатуры латунных отливок (2350 т, ~94% всей массы), для их изготовления принят комбинированный метод: литье с последующей штамповкой, т. е. Авто-Фордж-процесс. Для этой цели работают 16 специальных установок 19, состоящих из раздаточной индук-

ционной канальной печи емкостью 1000 кг и мощностью 30 кВт.

Плавка латунных сплавов ведется в трех индукционных канальных печах 24 фирмы Аякс мощностью 450 кВт и производительностью ~2 т/ч каждая. Из 766 т бронзовых отливок 337 т (44% всей массы) получают методом литья в кокиль (обод червячного колеса массой 12,5 кг) на одной кокильной машине 21.

Для изготовления остальных бронзовых отливок и частично латунных используется метод непрерывного литья прутков. Запроектирована к установке одна четырехручьева машина 22 непрерывного литья горизонтального типа. Для плавки бронзовых сплавов установлены три индукционные тигельные печи 23 высокой частоты фирмы Аякс, емкость каждой из них 1360 кг, мощность 500 кВт и производительность 1,2 т/ч.

В отделении цинковых сплавов установлены шесть машин

литья под давлением с горячей камерой сжатия фирмы Идра (Италия), в том числе три машины 17 для мелких отливок с запирающим усилием $4 \cdot 10^5$ Н и три машины 18 с запирающим усилием $25 \cdot 10^5$ Н. Все машины литья под давлением оснащены закалочным баком и прессом для отсечки литниковой системы. После удаления литников отливки подвергаются обработке в виброфинишной машине 16. Здесь благодаря трению отливок между собой снимаются заусенцы. Плавка металла (готовый сплав и собственные возвраты) ведется в трех индукционных канальных печах 20 мощностью 120 кВт и производительностью 0,9 т/ч.

В корпусе имеется экспериментальный участок площадью ~1500 м², цеховые лаборатории и ремонтные мастерские.

Выпуск отливок с 1 м² площади застройки составляет 0,92 т/г, на одного рабочего приходится 23,6 т/год. Трудоемкость 1 т отливок из алюминиевых сплавов равна 34,9 чел.-ч, из цинковых сплавов 31,7 чел.-ч и на медной основе 26,2 чел.-ч.

УДК 621.43—242.002.3:669.715

Исследование термической выносливости алюминиевых сплавов для поршней

А. Г. КУЦЕНОК, Б. П. ТАРАН, М. Д. МОЛЧАНОВ

НИИАТМ

СРОК службы поршней автомобильных двигателей внутреннего сгорания зависит от многих факторов, в том числе и термической стойкости алюминиевых сплавов. Наиболее характерным признаком развития термической усталости является появление трещин в местах концентрации напряжений. В дизелях трещины развиваются главным образом на кромках камеры сгорания поршня. В известной степени термическая стойкость поршней определяется физико-химической природой сплавов.

Для выявления некоторых закономерностей при термоциклировании производились качественные испытания образцов на специальной установке¹, которая состояла из нагревателя, механизма перемещения образцов, регистрирующих приборов и системы автоматического управления. В качестве нагревателя использовался силитовый стержень диаметром 25 мм. Охлаждение образцов осуществлялось водяной форсункой с импульсным управлением. Температура образцов измерялась хромель-алюмелевой терморайой и регистрировалась шеститочечным потенциометром. Испытанию подвергалась партия образцов, собранных в стопку и установленных на подвижном крошштейне (рис. 1). Для уменьшения теплоотвода по торцам стопки укладывались кольца из асбеста. Крайние образцы не исследовались, так как устанавливались для устранения красного эффекта.

Для создания в процессе испытаний объемно-напряженного состояния, подобно тому, которое имеет место в камере сгорания поршня, был выбран кольцевой образец, позволяющий обеспечить достаточный перепад температур на участке между внутренним и внешним диаметрами.

Форма и размер образцов (рис. 2), а также режим испыта-

ний выбирались, исходя из конструктивных особенностей поршней дизелей и обеспечения получения радиальных трещин в процессе термоциклирования. Режим испытаний предусматривал водяное охлаждение кромок образцов водой (с температуры 350 до 25—50°C) с последующим достижением температурного равновесия, при котором на кромках устанавливалась температура 250—280°C.

Такое изменение температур образцов соответствует температурным колебаниям на кромках камеры сгорания поршня при резких изменениях режима работы двигателя. Время одного термоцикла составляло 1 мин. Оценка термостойкости сплавов производилась по количеству и длине трещин, образующихся на кромках образца через 100, 250, 500 и более циклов. Длину трещин измеряли с помощью микроскопа.

Склонность сплавов к изменению формы вследствие пластической деформации и «роста» при термоциклировании определялась измерением внутреннего диаметра образцов. Точность измерений до 0,01 мм.

Исследованиям подвергались традиционно применяющиеся и перспективные алюминиевые сплавы, химический состав которых приведен в табл. 1.

Сплавы готовились в электрических печах сопротивления. В качестве шихтовых материалов использовались первичные металлы, лигатуры и чушковые сплавы марок АК21М2,5Н2,5; АК12ММгН и АК10М2Н. Масса плавки 10—12 кг. Все сплавы подвергались дегазации таблетированным гексахлорэтаном. Сплавы АК21М2,5Н2,5 и АК18 дополнительно модифицировались таблетированным флюсом, содержащим 38% хлористого калия, 40% гексахлорэтана, 15% красного фосфора, 7% фтортитаната калия. Для испытания образцов на термостойкость отливались цилиндрические заготовки в металлическую форму (кокиль). С каждой из указанных марок сплавов были проведены три плавки и отлиты три заготовки (от плавки) для испытаний.

Таблица 1

Марка сплава	Легирующие компоненты в %								Примеси в %, не более					
	Si	Mg	Cu	Ni	Mn	Ti	Cr	Fe	Fe	Mn	Zn	Sn	Pb	Ti
АК21М2,5Н2,5 (ГОСТ 1583—73)	20,5— 22,0	0,3— 0,6	2,2— 3,0	2,2— 2,8	0,2— 0,4	0,1— 0,3	0,2— 0,4	—	0,5	—	0,2	0,01	0,05	—
АК12ММгН (ГОСТ 1583—73)	10,0— 13,0	0,8— 1,3	0,8— 1,5	0,8— 1,3	—	—	—	—	0,7	0,2	0,2	0,01	0,05	0,2
АК12М2,5Н2,5 (ГОСТ 1583—73)	11,0— 13,0	0,3— 0,6	2,0— 3,0	2,0— 3,0	0,2— 0,4	0,15— 0,30	0,2— 0,4	—	0,7	—	0,06	0,01	0,05	—

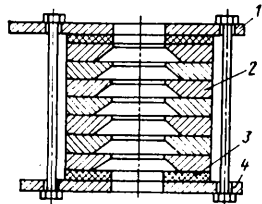


Рис. 1. Способ укладки образцов:
1 — подвижный крошштейн;
2 — образец; 3 — асбестовое кольцо; 4 — нижняя планка

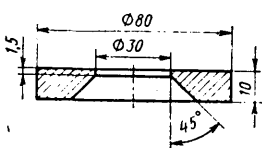


Рис. 2. Образец для испытания поршневых сплавов на термическую выносливость

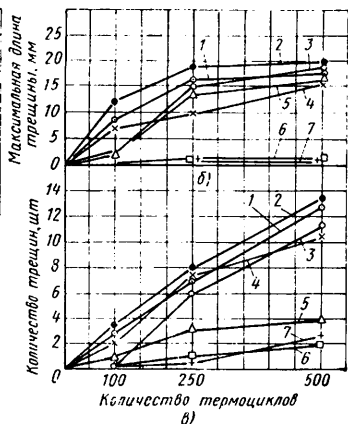
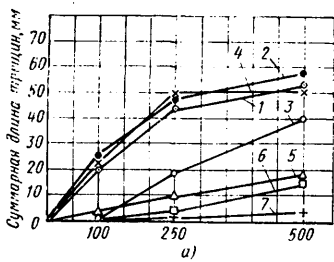


Рис. 3. Степень повреждения образцов трещинами в процессе испытаний: а — зависимость суммарной длины трещин от количества термоциклов; б — зависимость максимальной длины трещины от количества термоциклов; в — зависимость количества трещин от количества термоциклов; 1 — сплав АК21М2,5Н2,5, модифицированный; 2 — сплав АК21М2,5Н2,5, немодифицированный; 3 — сплав АК18, модифицированный; 4 — сплав АК18, немодифицированный; 5 — сплав АК12М2,5Н2,5; 6 — сплав АК12ММгН; 7 — сплав АК10М2Н

Химический состав опытных плавок соответствовал требованиям табл. 1. Результаты термоциклирования образцов приведены на рис. 3.

Испытания на термостойкость показали, что в начальный период термоциклирования (до 100 термоциклов) на образцах из сплавов АК12ММгН, АК10М2Н и модифицированного АК18 трещин не образуется. Образцы из сплавов АК12М2,5Н2,5 и модифицированного сплава АК21М2,5Н2,5 имели трещины длиной не более 0,5 мм. Наибольшая склонность к образованию трещин была обнаружена на образцах из немодифицированных сплавов АК21М2,5Н2,5 и АК18. Общая тенденция в развитии трещин при дальнейшем термоциклировании (до 500 термоциклов) сохраняется, однако влияние модифицирования сплавов АК21М2,5Н2,5 и АК18М2 значительно уменьшается.

Таким образом, можно сделать вывод, что большей термической выносливостью по сравнению со сплавами АК21М2,5Н2,5 и АК18 обладают сплавы АК10М2Н, АК12ММгН и АК12М2,5Н2,5. Однако сплав АК12М2,5Н2,5 несколько уступает им по максимальной длине трещин.

Более высокая склонность к трещинообразованию сплавов заэвтектического состава в условиях резкой смены температуры связана с наличием в структуре первичных кристаллов кремния, которые являются активными концентраторами напряжений. Усталостные трещины термического происхождения возникают в зонах наибольшего скопления первичных кристаллов кремния (рис. 4). Повысить термическую выносливость заэвтектических сплавов путем модифицирования можно лишь в начальный период испытаний. Учитывая жесткость режимов проведения испытаний, можно предположить, что в реальных условиях эксплуатации долговечность поршней будет выше.

Проведенные исследования показали также, что сопротивление сплавов термической усталости зависит от их механиче-

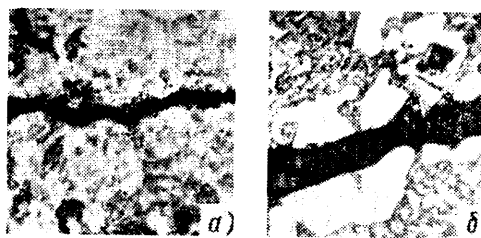


Рис. 4. Характер распределения трещин (X500): а — сплав АК12ММгН; б — сплав АК21М2,5Н2,5

ских свойств. При этом определяющей характеристикой сплавов является работа разрушения. Приведенные в табл. 2 данные свидетельствуют о том, что чем больше работа разрушения, тем больше термическая выносливость сплава.

Производя общую сравнительную оценку поршневых сплавов, можно отметить, что доэвтектические и эвтектические легированные силумины (АК12МгН, АК12М2,5Н2,5 и АК10М2Н) имеют не только высокую термостойкость, но и более высокие технологические и механические (при комнатных температурах) свойства. Однако они уступают заэвтекти-

Таблица 2

Марка сплава	Предел прочности при растяжении в МПа		Относительное удлинение в %		Работа разрушения в Дж
	интервал рассеивания	среднее значение	интервал рассеивания	среднее значение	
АК18, модифицированный	166,7—188,3	176,5	0,3—0,6	0,5	0,206
АК18, немодифицированный	161,8—186,3	173,6	0,3—0,5	0,4	0,157
АК21М2,5Н2,5 модифицированный	153,0—165,7	158,9	0,3—0,4	0,3	0,167
АК21М2,5Н2,5 немодифицированный	148,1—163,8	156,0	0,3—0,4	0,3	0,127
АК12ММгН	164,8—186,3	175,5	0,7—0,9	0,8	0,431
АК12М2,5Н2,5	194,2—219,7	206,9	0,7—0,9	0,8	0,461
АК10М2Н	182,4—213,8	200,0	0,6—0,8	0,7	0,510

ческим легированным силуминам по износостойкости и жаропрочности. Принимая во внимание, что жаропрочность поршневых сплавов удовлетворяет требованиям современных автомобильных двигателей, основным препятствием, затрудняющим более широкое применение эвтектических силуминов, является их сравнительно низкая износостойкость.

Повышение износостойкости поршней достигается применением нирезистовых вставок, которые широко используются как в отечественной, так и в зарубежной практике. Таким образом, применение эвтектических силуминов для изготовления поршней карбюраторных двигателей и дизелей (с нирезистовыми вставками) является технически целесообразным.

Термическая стойкость поршневых сплавов определяется их структурой и механическими свойствами. Сопротивление сплавов термической усталости повышается с ростом механических свойств и уменьшением размеров кристаллов первичного кремния. Основной характеристикой термической стойкости поршневых сплавов является работа разрушения.

Наиболее высокой термической стойкостью обладают поршневые сплавы на основе доэвтектических и эвтектических легированных силуминов. Сплавы типа АК12ММгН и АК12М2,5Н2,5 рекомендуются для изготовления поршней дизелей при условии выполнения канавки под компрессионное кольцо в нирезистовой вставке.

УДК 621.983.079:621.892

Оптимизация состава штамповочной смазки с наполнителем

В. К. БЕЛОСЕВИЧ, Л. А. АПОСТОЛОВ, И. А. БУХБИНДЕР, Н. И. ПРИЩИП, В. Ф. ГРИШКО, В. Б. РУДАСЕВ

НИИАТМ

На большинстве автомобильных заводов для штамповки листовой стали применяются технологические смазки, представляющие собой высококонцентрированные водные эмульсии минеральных масел (20—70% масла в воде) с добавками наполнителя. Смазки этого типа удобны для применения и по сравнению с маслами значительно меньше загрязняют рабочее место и легко удаляются с детали.

Известные составы, например смазки 584, бентонитовая, ЗАЗ-54, ЭСТ-1 и др., как правило, готовят из минерального масла, эмульгатора и наполнителя. Более удобным для этой

цели является применение готовых эмульсолов, содержащих эмульгаторы. В последнем случае количество эмульгаторов подобрано заранее и готовить смазку проще. Однако соотношение минерально-масляной основы, количества воды и наполнителя подбирается опытным путем и колеблется в значительных пределах. Каких-либо определенных рекомендаций по этому вопросу нет.

Для выбора оптимального состава смазки в качестве минерально-масляной основы был применен эмульсол, в состав которого наряду с эмульгатором и моющими добавками вхо-

дят жировые присадки, повышающие смазочную эффективность. Наполнителем служил тальк, применяемый чаще всего для этих целей.

Окончательным критерием пригодности смазки являются производственные испытания. Однако предварительная лабораторная оценка смазки необходима с целью уменьшения количества вариантов для исследования и более точной сравнительной оценки разных составов смазок.

В настоящее время нет единой методики, позволяющей однозначно оценить в лабораторных условиях свойства смазок для штамповки, поэтому при оценке их эффективности руководствуются результатами, полученными при определении различных технологических и эксплуатационных параметров.

В лабораторных условиях испытания различных смазок производились на испытательной машине модели 140-12Мр (ФРГ). Эта машина представляет собой пресс двойного действия, снабженный измерителями усилий прижима и вытяжки. На прессе выдавливались из листовой стали 08Ю цилиндрические стаканы диаметром 50 мм. При толщине листа 0,8 мм и диаметре заготовки 105 мм усилие прижима составило 1300 кгс. Скорость вытяжки была максимально возможной и равной 385 мм/мин.

Основным параметром, поддающимся проверке в лабораторных условиях, является влияние смазки на штампуемость, которая оценивается по предельной вытяжке до разрушения. Эта величина прямо пропорциональна количеству брака по разрывам при промышленной штамповке. В то же время известно, что, как правило, чем лучше смазочные свойства, тем меньше усилие вытяжки и больше предельная вытяжка до разрушения. Таким образом, смазки при использовании как в лабораторных, так и производственных условиях создают минимальные усилия вытяжки.

Это положение справедливо в случае смазки матрицы и прижима при вытяжке цилиндрического стакана и подобных ему деталей.

Исходя из этих положений, критерием, оценивающим эффективность смазок в лабораторных условиях, было выбрано усилие вытяжки. Основной задачей исследования являлось определение оптимального соотношения компонентов в смазке.

В математическом планировании эксперимента решение подобной задачи оптимизации состоит в том, чтобы найти уравнение поверхности отклика

$$y = \varphi(x_1, x_2, \dots, x_n), \quad (1)$$

где y — выход процесса, т. е. параметр оптимизации (в данном случае усилие вытяжки);

x_i — факторы, изменяемые при проведении эксперимента.

На процесс вытяжки влияет ряд факторов: содержание талька и воды в смазке, усилие прижима, скорость вытяжки, качество металла и его однородность и др. Так как было необходимо определить оптимальную концентрацию веществ в эмульсии, то в качестве изменяемых факторов приняты следующие: x_1 — содержание талька в эмульсии в %, x_2 — содержание воды в эмульсии в %. Все остальные факторы приняты постоянными в течение всех опытов.

Пользуясь относительным уменьшением усилия вытяжки, можно более наглядно оценивать эффективность смазок:

$$k_p = \frac{P_{сух} - P_{см}}{P_{сух}} 100\%, \quad (2)$$

где $P_{сух}$ и $P_{см}$ — усилия вытяжки соответственно всухую (без смазки) и со смазкой при одинаковых степенях деформации и исходных размерах образцов.

Выбрав варьируемые факторы и параметр оптимизации, выберем модель исследуемого процесса. Так как для поиска области оптимума чаще всего используется линейная модель поверхности отклика, то аппроксимируем неизвестную функцию (1) алгебраическим полиномом первой степени, получим уравнение регрессии для двухфакторного эксперимента

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2, \quad (3)$$

где y — параметр оптимизации;

b_0 — свободный член, равный параметру оптимизации при $x_1 = x_2 = 0$;

b_1 и b_2 — коэффициенты регрессии;

x_1 и x_2 — значения факторов.

Тогда матрица планирования двухфакторного (2²) эксперимента для модели, описываемой уравнением (3), учтет все возможные комбинации значений факторов.

Получив в трех опытах различные усилия вытяжки, определяли среднее арифметическое усилие вытяжки y для каж-

дой из четырех смазок первой серии. Зная среднее значение усилия вытяжки для штамповки без смазки ($P_{сух} = 6858$ кгс), можно по формуле (2) рассчитать относительное уменьшение усилия вытяжки.

После проведения первой серии опытов рассчитывали коэффициенты регрессии по формуле

$$b_j = \frac{\sum_{i=1}^N x_{ji} y_i}{N}, \quad (4)$$

где $j=0, 1, \dots, k$ — номер фактора (в данном примере $k=2$ — число факторов);

$i=1, 2, \dots, N$ — номер опыта (в данном примере $N=4$ — число опытов первой серии).

После соответствующих расчетов найдем значения коэффициентов регрессии $b_0 = 5995$, $b_1 = -195$, $b_2 = -23,5$, а после их подстановки в уравнение (3), получим следующее уравнение регрессии:

$$y = 5995 - 195x_1 - 23,5x_2. \quad (5)$$

Дисперсия в каждом опыте, состоящем из n повторных наблюдений, подсчитывается по формуле

$$s_i^2 = \frac{\sum_{q=1}^n (y_q - \bar{y})^2}{n-1}, \quad (6)$$

а при подсчете дисперсии параметра оптимизации квадрат разности между значениями y_q в каждом опыте и средним значением из $n=3$ повторных наблюдений нужно просуммировать по числу опытов в матрице ($N=4$), а затем эту сумму разделить на $N(n-1) = 4(3-1)$.

Таким образом, дисперсию параметра оптимизации или дисперсию воспроизводимости находим по формуле

$$s_{\{y\}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N \sum_{q=1}^n (y_{iq} - \bar{y}_i)^2}{N(n-1)}, \quad (7)$$

где $i=1, 2, \dots, N$ (в данном примере $i=1, 2, 3, 4$); $q=1, 2, \dots, n$ (в данном примере $q=1, 2, 3$).

Расчет по этой формуле дает значение дисперсии воспроизводимости $s_{\{y\}}^2 = 5896,75$.

Для проверки пригодности модели, описываемой уравнением (5), производим проверку адекватности модели.

Найдем дисперсию адекватности $s_{ад}^2$ для $n=3$ повторных опытов:

$$s_{ад}^2 = \frac{n_i \sum_{i=1}^N (\bar{y}_i - \hat{y}_i)^2}{f},$$

где \bar{y}_i — среднее арифметическое из n_i параллельных опытов;

\hat{y}_i — предсказанное по уравнению (5) значение в i -м опыте;

N — число различных опытов (число строк матрицы);

n_i — число параллельных опытов в i -й строке матрицы;

f — число степеней свободы или разность между числом опытов и числом коэффициентов, которые уже вычислены по результатам этих опытов независимо друг от друга.

Для $f=4-3=1$ и при

$$n_i \sum_{i=1}^N (\bar{y}_i - \hat{y}_i)^2 = 3 \cdot 729 = 2187$$

получим $s_{ад}^2 = 2187$.

Проверка на адекватность состоит в проверке по критерию Фишера

$$F_{экср} = \frac{s_{ад}^2}{s_{\{y\}}^2} = 0,37.$$

Полученное значение $F_{экср} = 0,37$ меньше $F_{табл}(1,8) = 3,45$ [2], найденного для уровня значимости 5% и чисел свободы

Таблица 1

Факторы	x_1 в %	x_2 в %	\bar{y} в Н	k_p в %
Условия планирования эксперимента				
Основной уровень	20	37,5	—	—
Интервал варьирования J_j	10	7,5	—	—
Верхний уровень (+1)	30	45	—	—
Нижний уровень (-1)	10	30	—	—
План эксперимента и результаты опытов I серии				
1	10(-1)	30(-1)	62 270	9,2
2	10(-1)	45(+1)	61 530	10,3
3	30(+1)	30(-1)	58 100	15,3
4	30(+1)	45(+1)	57 900	15,6
Опыты II серии				
5	26	40	58 670	14,5
6	20	42	60 100	12,4
7	22	38	60 130	12,3
8	24	36	58 300	15,0

для $s_{ад}^2$ и $s_{\{y\}}^2$. Следовательно, принятая модель адекватна наблюдаемому процессу.

Для определения значимости коэффициентов регрессии необходимо построить доверительный интервал, определив сначала дисперсию коэффициентов регрессии:

$$s_{\{b_i\}}^2 = \frac{s_{\{y\}}^2}{N} = \frac{5896,75}{4} = 1474,19.$$

Ошибка коэффициентов регрессии

$$s_{b_i} = \sqrt{s_{\{b_i\}}^2} = 26,4.$$

Тогда доверительный интервал

$$\Delta b_i = \pm t s_{\{b_i\}}, \quad (8)$$

где $t=2,306$ [2] — критерий Стьюдента для $f=8$ (число степеней свободы $s_{\{y\}}^2$) и 5%-ного уровня значимости.

Подставив в выражение (8) числовые значения, получим $\Delta b_i = \pm 60,9$.

Значимость коэффициентов регрессии проверяется по формуле

$$b_j > \Delta b_i. \quad (9)$$

Неравенству (9) удовлетворяют все коэффициенты регрессии, кроме b_2 , следовательно, коэффициент b_2 оказался незначимым.

Таблица 2

Коэффициенты регрессии	b_1	b_2
b_j	-195	-23,5
$b_j \times J_j$	-1950	-176,25
Шаг в %	2	2

Коэффициент регрессии может оказаться незначимым не только тогда, когда соответствующий фактор вообще не влияет на процесс, но и когда условный нулевой уровень по данному фактору расположен в оптимальной области или когда выбран слишком малый шаг варьирования по данному факто-

ру. Примем нулевой уровень фактора x_2 (концентрация воды в эмульсии 37,5%) расположенным в оптимальной области или около нее.

Для поиска оптимума применим метод крутого восхождения по поверхности отклика. Хотя коэффициент b_2 оказался незначимым, однако фактор x_2 несколько увеличиваем от нулевого уровня в целях улучшения эксплуатационных свойств эмульсии. Программа испытаний, результаты опытов и расчет по методу крутого восхождения приведены в табл. 1 и 2.

Анализируя данные этих таблиц, можно видеть, что наиболее эффективное влияние на усилие вытяжки оказывает смазка в четвертом опыте ($k_p=15,6\%$), но так как с течением времени она расслаивается с выпадением талька, то ее нельзя применять на производстве.

Поиск эффективной смазки осложнялся следующими требованиями: кроме значительного снижения усилия вытяжки, искомая смазка не должна расслаиваться и быть удобной для нанесения на деталь, т. е. не очень густой. Этим требованиям полностью удовлетворяет смазка, примененная в восьмом опыте и полученная во второй серии опытов в результате реализации метода крутого восхождения.

Были проведены сравнительные испытания полученной смазки в опыте 8, смазок ЗАЗ-54, 584 и смазки ЭСТ-1. Испытания проводились на испытательной машине конструкции ЦНИИТ-МАШ, устройство которой аналогично устройству описанной выше машины мод. 140-12 Мр. Определялась степень вытяжки

$$k = \frac{D}{d},$$

где D — предельный диаметр заготовки в мм;
 d — диаметр пуансона, $d=50$ мм.

Из результатов испытаний, приведенных ниже, видно, что самую высокую степень вытяжки для одного и того же листа при одинаковых условиях обеспечивает смазка ЭП-29:

Наименование смазки	Степень вытяжки
584	2,24
ЗАЗ-54	2,26
ЭСТ-1	2,26
ЭП-29	2,28

Получив оптимальный состав смазки, было решено провести сравнительные производственные испытания со смазкой ЭСТ-1. За критерий был принят процент брака при штамповке одной детали на одном и том же оборудовании. Бракованной считалась деталь, при вытяжке которой появлялась трещина. Условия, при которых испытывались смазки, были одинаковыми (металл из одной партии, пресовое оборудование с одной и той же наладкой, слой смазки наносился по возможности одной и той же толщины). Результаты испытаний приведены в табл. 3.

Таблица 3

Наименование детали	Количество отштампованных деталей в шт.		Брак в %	
	ЭСТ-1	ЭП-29	ЭСТ-1	ЭП-29
Приборная панель	400	1100	1,2	0
Кожух радиатора	1000	1000	1	0,2
Левая (правая) боковина	1000	1300	0,7	0,15
Канистры				
Чаша раковины	200	200	1,5	0

Отмечено, что кроме уменьшения брака, смываемость опытной смазки значительно лучше, чем смазки ЭСТ-1 как сразу после штамповки, так и после длительного хранения деталей. Новая смазка легче наносится на деталь и не имеет неприятного запаха.

Перечисленные преимущества смазки предлагаемого состава (24% талька, 40% эмульсола ЭП-29) позволяют рекомендовать ее для широкого применения.

Оптимальное количество наполнителя, определенное в данных опытах (около 25%), можно считать общей рекомендацией для смазок этого типа; оптимальное же количество воды должно зависеть еще и от свойств эмульгатора и присадок в масле, и для других составов смазок может быть иным.

ются с ростом s_n . Критические значения s_n для разных видов шлифования, при которых профиль кулачка начинает выходить за пределы допуска по параметрам ψ_Σ и $\Delta\psi$, приведены в табл. 1.

Т а б л и ц а 1

Вид шлифования	$v_{кр}$ в м/с	Твердость круга	Критическое значение s_n мм/мин для профиля кулачка по параметру	
			ψ_Σ	$\Delta\psi$
Обычное	35	M1	1,45	1,25
То же	35	M3	1,62	1,37
Скоростное	50	M1	Св. 1,75	1,77

Как видно из табл. 1, а также из рис. 2,в и рис. 3, обычное шлифование кругом твердостью M3 дает меньшие погрешности профиля, чем обработка кругом твердостью M1. Это объясняется уменьшением радиального износа круга с повышением его твердости [2]. Меньшие значения погрешностей ψ_Σ и $\Delta\psi$ кулачков, обработанных со скоростью $v_{кр}=50$ м/с, связаны с увеличением стойкости круга и уменьшением радиальной составляющей силы резания с ростом $v_{кр}$ [2].

Угловое расположение кулачков проверялось на специальном приспособлении и для всех обработанных валов не превышало допускаемого отклонения $\pm 20'$.

Однако проведенные исследования выявили, что лимитирующими подачами являются такие, при которых появляются прижоги на шлифуемых поверхностях. Штриховые прижоги наблюдаются на кулачках № 7 и № 8 при обычном шлифовании кругом твердостью M1 уже на подаче $s_n=1,15$ мм/мин, а при работе кругом твердостью M3 — начиная с $s_n=1,1$ мм/мин. Скоростное шлифование кругом твердостью M1 дает прижог на кулачке только с $s_n=1,6$ мм/мин. Наиболее характерные кулачки с прижогами вырезались из валов электроискровым способом и из них изготавливались микрошлифы.

Исследование структуры микрошлифов проводилось на микроскопе «Неофот 2» (ГДР) путем сравнения с эталонами ГОСТ 8233—56.

Исследование показало, что исходная микроструктура цементованного слоя валов представляет мелконгольчатый мартенсит с остаточным аустенитом. Такую структуру мартенсита закалки имеют кулачки, обработанные на режимах:

- 1) $v_{кр}=35$ м/с, $s_n=1,05$ мм/мин, круг твердостью M1;
- 2) $v_{кр}=35$ м/с, $s_n=1,0$ мм/мин, круг твердостью M3;
- 3) $v_{кр}=50$ м/с, $s_n=1,55$ мм/мин, круг твердостью M1.

Структурного изменения слоя на них не наблюдалось. С увеличением поперечной подачи выше указанных значений на поверхности кулачков появляются штриховые и пятнистые прижоги, имеющие структуру троостита отпуска. Например, при скоростном шлифовании и подаче $s_n=1,6$ мм/мин глубина темной отпускаемой зоны составляет 0,07 мм, а при $s_n=1,7$ мм/мин глубина равна 0,15 мм. Это вызвано тем, что с повышением подачи s_n в зоне резания происходит перегрев поверхности выше точки начала фазовых превращений в металле.

Исследование микротвердости поверхности кулачков на приборе ПМТ-3 (нагрузка на индентор 100 г) хорошо согласуется с результатами микроструктурного анализа.

На рис. 3 показано изменение микротвердости H_{100} по глубине h поверхностного слоя кулачков для скоростного шли-

фования при различных поперечных подачах. Как видно из графика, при $s_n=1,55$ мм/мин микротвердость практически не изменяется по глубине и составляет 750—800 кгс/мм², что соответствует структуре цементованного слоя валов (прямая 1). Микротвердость на поверхности кулачков при подачах 1,6 и 1,7 мм/мин составляет соответственно 640 и 580 кгс/мм², затем она интенсивно увеличивается по глубине (прямые 2 и 3) до микротвердости основного металла (прямая 1). Наибольшая глубина $s_n=1,7$ мм/мин и составляет 0,15 мм, что равняется глубине зоны отпускаемого металла на этой подаче, определенной ранее. Примерно такие же зависимости, но при $s_n=0,9 \div 1,2$ мм/мин справедливы и для обычного шлифования.

Из приведенных результатов видно, что по критерию появления прижогов на кулачках скоростное шлифование кругом твердостью M1 позволяет увеличить s_n в 1,55 раза по сравнению с обычным шлифованием кругом твердостью M3.

Для определения стойкости кругов по критерию прижогов при каждом виде шлифования обрабатывались по два вала (табл. 2). Правка кругов производилась перед обработкой первого вала.

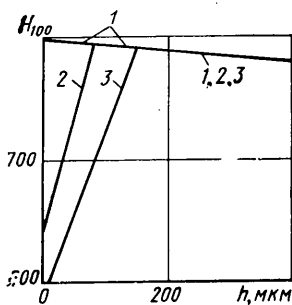
Т а б л и ц а 2

Вид шлифования	$v_{кр}$ в м/с	Твердость круга	s_n в мм/мин	Количество кулачков, отшлифованных без прижогов
Обычное:				
первый вал	35	M1	0,95	9—10
второй вал	35	M3	0,95	9
Скоростное:				
первый вал	50	M1	0,95	14
второй вал	50	M1	1,5	9—10

Как видно из табл. 2, стойкость круга при скоростном шлифовании с $s_n=0,95$ мм/мин в 1,4—1,5 раза выше, чем при обычном шлифовании. Однако повышения стойкости круга недостаточно, чтобы обрабатывать подряд два вала (16 кулачков). Поэтому целесообразно применять скоростное шлифование кулачков с увеличенной до 1,5 мм/мин подачей и правкой круга после обработки каждого вала, что позволяет сократить цикл обработки валов с 5 мин 20 с до 4 мин без ухудшения точности и качества шлифованных поверхностей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кулик В. К., Петраков Ю. В. Расчет глубины срезаемого слоя при копировальной обработке некруглых фасонных деталей. — Вестник машиностроения, № 8, 1975.
2. Лурье Г. Б. Шлифование металлов. М.: Машиностроение, 1969.



УДК 629.113(81)

АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ БРАЗИЛИИ

ПЕРВОЕ предприятие по сборке легковых автомобилей было построено в Бразилии компанией Форд еще в 1920 г., а в 1946 г. государственная фирма Фабрика насонал де моторес (ФНМ) начала выпускать автомобили большой грузоподъемности. В 1978 г. Бразилия вошла в число стран, производящих более 1 млн. автомобилей в год.

Развитию отрасли способствовало принятие правительством в 1956 г. «Программы целей», в соответствии с

которой в страну был запрещен ввоз готовых автомобилей и представлены большие финансовые льготы иностранным фирмам для строительства автозаводов: беспошлинный ввоз комплектных заводов, необлагаемый вывоз 12% прибыли, предоставление гарантий о компенсации их убытков в случае национализации, резервирование внутреннего рынка для их продукции и др.

В 1956 г. был введен в строй сборочный завод фирмы Даймлер-Бенц в Сан-Бернарду-ду-Кампос — пригороде

г. Сан-Паулу, а в 1957 г. там же на заводе фирмы Форд было начато производство грузовых автомобилей. Затем построили свои предприятия фирмы Фольксваген, Джeneral Моторс, Крайслер.

В 1968 г. правительство одобрило дополнительные проекты по строительству предприятий автомобильной промышленности, а в 1972 г. ввело ряд льгот для тех компаний, которые будут производить продукцию на экспорт.

В результате принятых мер капитало-

вложения в автомобилестроение составили в начале 1977 г. 853 млн. долл., а производство автомобилей, несмотря на циклический, неравномерный характер капиталистического производства, росло быстрыми темпами (табл. 1).

Таблица 1

Годы	Количество выпущенных автомобилей (в тыс. шт.)		
	легковых	грузовых и автобусов	всего
1956	0,9	12,7	13,6
1960	57,4	75,7	133,1
1965	133,5	71,7	205,2
1970	255,5	160,9	416,4
1975	779,9	150,9	930,8
1978			1062,2

Автомобильная промышленность полностью удовлетворяет потребности страны в легковых автомобилях и на 98% в грузовых автомобилях и тягачах. По производству автомобилей Бразилия занимает первое место в Латинской Америке (60% совокупного выпуска) и десятое место в мире. На предприятиях автомобилестроения занято 122 тыс. чел., а с учетом смежных отраслей — более 1 млн. человек.

Характерной чертой автомобильной промышленности Бразилии является ее 100%-ная зависимость от иностранного капитала. Многонациональные корпорации захватили производство и сбыт автомобилей. Они же получают 70% прибыли данной отрасли.

Повышается уровень концентрации производства в отрасли. Если при возникновении автомобильной промышленности в стране насчитывалось более тысячи предприятий, то в настоящее время весь рынок фактически контролируют всего шесть концернов.

Производство и сбыт легковых автомобилей сосредоточены в Бразилии в руках пяти иностранных концернов: западногерманского Фольксваген, американских — Дженерал Моторс, Форд, Крайслер и итальянского ФИАТ, под контролем которого находится национальная ФНМ. Кроме того, ФИАТ построил недавно автомобильный завод в г. Белу-Оризонти.

Грузовые автомобили производятся в основном шестью фирмами: Форд, Дженерал Моторс, Крайслер, Даймлер-Бенц, Сааб-Скания и ФНМ. Автобусы изготавливают на заводах фирм Даймлер-Бенц, ФНМ, Сааб-Скания. Данные о производстве автомобилей отдельными фирмами приведены в табл. 2 (1976 г.).

Таблица 2

Фирма	Годовой выпуск в шт.	Дневной выпуск в шт.	Количество занятых человек в тыс.
Фольксваген	529 636	2 040	40
Дженерал Моторс	181 144	700	23
Форд оф Бразил	171 931	660	22
Даймлер-Бенц	48 817	180	8
Крайслер	27 831	105	5
ФНМ	9 597	37	3
Сааб-Скания	4 571	18	2
Тойота	1 496	6	1
ФИАТ (проект)	190 000	720	20

Для Бразилии характерно колониальное, прибрежное, припортовое размещение автомобильной промышленности с целью кооперации с материнскими фирмами. Крупнейшие предприятия этой отрасли находятся в г. Сан-Паулу и его пригородах: Сан-Бернарду-ду-Кампос, Сан-Хосе-ду-Кампос, а также в г. Рио-де-Жанейро, Белу-Оризонти, Рецифи, Таубат, Санта-Крус.

В связи с быстрым развитием экономики, расширением внутреннего рынка, ростом дорожной сети и грузоперевозок значительно вырос автомобильный парк страны (табл. 3). С 1950 по 1978 г. он увеличился в 16 раз, а в расчете на 1 тыс. жителей почти в 8 раз.

В составе парка постоянно снижается доля грузовых автомобилей (с 42% в

Таблица 3

Автомобили	Автомобильный парк (в тыс. шт.)				
	1950 г.	1960 г.	1970 г.	1975 г.	1977 г.
Легковые	259	550	2324	4908	6000
Грузовые и автобусы	189	667	696	1076	1300
	448	1217	3020	5984	7300

1950 г. до 19,5% в 1977 г.) и возрастает доля легковых автомобилей (с 58% в 1950 г. до 80,5% в 1977 г.).

Правительство стимулирует вывоз автомобилей. Так, например, в 1960—1965 гг. доход от экспорта составлял 25 млн. долларов, а в 1976 г. — уже 200 млн. долл. (экспортировано 92 тыс. автомобилей). Заключены соглашения с Мексикой и Нигерией (1975 г.), а также с Боливией (1977 г.) об экспорте автомобилей в обмен на поставку нефти и газа. Крупнейшим экспортером легковых автомобилей является фирма Фольксваген. В 1976 г. ею было продано вне страны 66 тыс. автомобилей (12,5% выпуска этой компании в Бразилии) общей стоимостью 155 млн. долл.

Первенство в экспорте грузовых автомобилей и автобусов принадлежит фирме Даймлер-Бенц, которая вывезла в 1976 г. 5,5 тыс. грузовых автомобилей и автобусов. Основные направления экспорта — Нигерия, ФРГ, Мексика, Боливия, Алжир, Турция. В Нигерии, например, в г. Лагос начало работать сборочное отделение Фольксваген ду Бразил, которое выпускает пятидверную модель «Игали».

В 1979 г. фирма Даймлер-Бенц начала поставки в США грузовых автомобилей с дизелями, изготовляемых ее филиалом в г. Сан-Паулу. Ожидается, что годовой сбыт будет составлять 3,5 тыс. автомобилей.

Перспективы развития отрасли сравнительно благоприятны. Выпуск автомобилей в 1980 г. по сравнению с 1976 г. возрастет предположительно до 1,2 млн. шт. (на 21%), а в перспективе до 1990 г. — до 1,5 млн. Ожидается дальнейшее расширение парка до 9 млн. автомобилей в 1980 г., в том числе легковых автомобилей — до 7,7 млн. единиц. Расширения парка грузовых автомобилей не предвидится.

Ведущие автомобильные компании намечают израсходовать на строительство и реконструкцию автозаводов 430 млн. долл.: Дженерал Моторс 100, Фольксваген 80, Фиат 150, Форд 65, Крайслер 35 млн. долл.

А. И. КУЛЯБИН

УДК 629.113:621.791.03

УСТРОЙСТВО ДЛЯ СБОРКИ И СВАРКИ КУЗОВОВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ВАЗ-2121 «НИВА»

ПРИ СБОРКЕ и сварке кузовов легковых автомобилей в кондукторах происходит формирование геометрии кузова, оконных и дверных проемов, обеспечение точных размеров между базовыми точками крепления ходовой части и механизмов управления. Все эти параметры определяют качество кузова и автомобиля в целом, поэтому к кондукторам предъявляются требования, которые определяют технологический процесс сборки и сварки кузова как один из наиболее ответственных процессов изготовления автомобиля.

Сборка и сварка кузова автомобиля «Жигули» производится в кондукторах, представляющих собой устройства челночного типа. Узлы кузова подаются в зону сборки подвесным толкающим конвейером на подвеске, взаимное расположение узлов кузова на которой близко к их взаимному расположению в собранном кузове. Это значительно облег-

чает сборку кузова и повышает производительность труда рабочих. В кондукторе производится сварка кузова в 278 точках, из них 96 точек — в местах соединения нижней части боковин с полом свариваются автоматическими группами, остальные — подвесными сварочными машинами. Производительность такого кондуктора составляет 18—20 кузовов в 1 ч, и его обслуживают восемь рабочих.

На автомобильных заводах, имеющих меньшую, чем Волжский автозавод им. 50-летия СССР, программу выпуска легковых автомобилей, применяются кондукторы, в которых загрузка узлов кузова производится с помощью тельферов, сварка осуществляется подвесными сварочными машинами, производительность составляет около 6 кузовов в 1 ч.

На зарубежных автомобилестроительных предприятиях предпринимались по-

пытки создания высокопроизводительных полностью автоматизированных установок для сборки и сварки кузовов. Так, при подготовке производства автомобиля Фиат-126 была поставлена задача создать установку, способную осуществлять все операции сварки кузова с минимальным числом операторов и наименьшими габаритными размерами.

В созданной установке имеются две секции — предварительной сварки (прихватки) и окончательной доварки. Сборка крыши с боковинами и полом кузова производится операторами на полном подающем конвейере, а предварительная фиксация их взаимного расположения осуществляется с помощью подгибки специальных язычков, выштампованных на фланцах собираемых узлов. На каждой сварочной станции автоматически производится фиксация собранного кузова, обеспечивающая постоянство геометрических разме-

ров и положения кузова относительно сварочных групп. Основные технические данные установки:

Общее количество свариваемых точек в шт.	630
Производительность, кузовов в ч	60
Габаритные размеры в плане (без конвейера предварительной сборки) в мм	9000×3500
Количество операторов	3

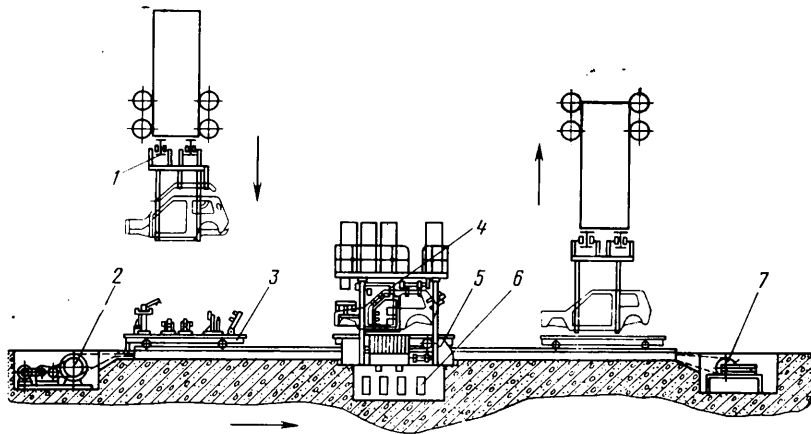
Новая установка заменяет пять кондукторов, аналогичных тем, которые применяются для сварки кузовов ВАЗ-2101 и Fiat-124. Однако опыт эксплуатации установки показал, что такое решение не является перспективным. Чрезмерная насыщенность рабочей зоны сварочной оснасткой, сложный автоматический цикл снизили надежность установки, ухудшили ее ремонтпригодность, в результате чего возросли простои и эксплуатационные расходы.

На ВАЗе при проектировании установки для сборки и сварки кузова автомобиля ВАЗ-2121 «Нива» были учтены преимущества и недостатки известных конструкций таких установок.

Устройство должно было иметь запас производительности для того, чтобы в комплексе с накопителями, установленными до и после устройства, обеспечивалась возможность его профилактического ремонта в течение рабочей смены.

Разработанная установка имела следующую техническую характеристику:

Количество свариваемых точек в шт.: автоматическими группами	138
подвесными сварочными (не входящими в комплект установки) машинами	34
Установленная мощность в кВт	1560
Производительность (расчетная) при 85%-ной загрузке, кузовов/ч	3
Количество операторов, работающих на установке	3
Режим работы	Пооперационный, автоматический
Загрузка узлов кузова и разгрузка сваренного кузова	С помощью подвешного конвейера
Смазка трущихся узлов	Централизованная
Расход сжатого воздуха в м ³ /мин	6,6
Габаритные размеры в мм	21200×4500×4565
Масса в кг	35 000



Устройство (см. рисунок) предназначено для сборки узлов, составляющих кузов автомобиля «Нива», придания собранному кузову необходимых геометрических размеров и сварки кузова в минимальном количестве точек, обеспечивающем стабильность геометрических размеров кузова. Кузов легкового автомобиля «Нива» собирается из левой и правой боковин, пола, крыши, панели задней части кузова, правого и левого передних крыльев.

Узлы кузова подаются в зону сборки подвесным толкающим конвейером 1. К оборудованию зоны сборки относится тележка 3, перемещающаяся по рельсам. Устройство обслуживают две тележки,

связанные с электромеханическим приводом перемещения 2.

Привод состоит из ведущей звездочки, редуктора, на быстроходном валу которого смонтирован электромагнитный тормоз, гидромуфта и электродвигателя. Натяжение цепи привода осуществляется натяжной станцией 7. Тележки соединяются с тяговой цепью привода при помощи шарнирных устройств и несут на себе узлы фиксации нижней части кузова, обеспечивающие за счет жесткости узлов кузова их стабильное расположение во время перемещения тележки в зону сварки.

Узлы фиксации имеют пневматический привод. Подвод воздуха осуществляется в крайних положениях тележек с помощью узлов быстрого подключения. Узлы кузова во время перемещения тележек удерживаются сжатым воздухом, находящимся в пневмосистеме тележек, а также при помощи самозапирающихся рычажных механизмов.

Основной частью устройства сборки и сварки является зона, где происходит окончательная фиксация кузова и его сварка. Эта зона представляет собой станину 5, состоящую из основания, четырех колонн, перекрытия и двух поворотных рам 4, расположенных в вертикальной плоскости и имеющих вертикальную ось вращения. На основании станины смонтированы узлы фиксации тележек в продольном и поперечном

электроаппаратуры, пневмо- и гидронадвигателя, пневмогидравлическая насосная станция. Поворотные рамы служат базой для узлов фиксации и сварки, которые в рабочем положении должны входить в дверные и оконные проемы кузова.

В прямых фундамента и на боковых стенках основания станины крепятся автоматические группы 6 сварки порога пола кузова. Группа сварки порога пола представляет собой ряд сварочных клещей, установленных на общем ползуне, который перемещается трехходовым гидравлическим цилиндром.

От поворотных рам устройства зависит получение требуемой геометрии кузова автомобиля. Каждая рама несет на себе три сварочных трансформатора, узлы сварки боковины с полом кузова по нижней части проема двери, боковины по верхней части проема двери, передней стойки по проему ветрового окна, а также блок контроллектров, который вводится внутрь кузова для обеспечения замыкания сварочного контура при сварке передней стойки кузова способом одностороннего токоподвода. Блок контроллектров вводится внутрь кузова двумя движениями — поворотом рамы на 25° и поворотом блока контроллектров на 150°. Кроме узлов сварки на поворотной раме находятся узлы фиксации переднего крыла, средней части передней стойки, рамы ветрового окна.

Для сварки передней стойки с наружной стороны кузова напротив блока контроллектров крепится на передней колонне станины блок сварочных пистолетов, который для обеспечения подвода в зону сварки смонтирован на качающемся рычаге. Для перемещения пистолетов по вертикали на шаг между свариваемыми точками качающийся рычаг снабжен параллелограммным механизмом. Привод качающегося рычага — пневматический. Реакция сварочных пистолетов воспринимается осью качающегося рычага и специальным запирающим пальцем, смонтированным в верхней части качающегося рычага.

В связи с большим количеством механизмов фиксации и сварки имеется большое количество трубопроводов, обеспечивающих подвод воды, масла, сжатого воздуха и затрудняющих доступ к рабочим органам. Для устранения этого внутренняя полость поворотных рам, разделенная на секции, использована в качестве коллекторов энергоносителей.

Во время работы устройства составные части кузова, размещенные на подвеске толкающего конвейера, подаются в зону сборки на свободную в данный момент тележку, причем пол кузова при помощи направляющих пальцев, входящих в отверстия пола, сразу занимает фиксированное положение. После этого захватыв подвески раскрываются. Толкающий конвейер поднимает подвеску вверх и отправляет ее в зону комплектации.

Узлы кузова, установленные на тележку, фиксируются пневматическими зажимами, причем обеспечивается окончательная фиксация нижней части кузова, а верхняя часть фиксируется предварительно за счет жесткости узлов кузова. Электромеханический привод перемещает тележку внутрь станины до упора пружинных демпферов. Тележка автоматически фиксируется в заданном положении. После этого подвоятся в рабочую зону узлы фиксации и сварки крыши с боковиной, а затем гидравли-

направлениях, упоры для пружинных демпферов тележек, рельсы для перемещения тележек и канал для прохождения верхней и нижней ветвей цепи привода. На передних (по ходу автомобиля) колоннах станины крепятся опоры поворотных рам, гидроцилиндры привода рам, автоматические группы сварки переднего крыла и передней стойки.

На задних колоннах размещены узлы фиксации задней стойки кузова. Нижняя поверхность перекрытия является опорой узлов фиксации поворотных рам, верхних частей боковин и крыши. Здесь размещены также автоматические группы сварки крыши и боковин кузова, сварочные трансформаторы, шкафы

ческие цилиндры подводят рамы к боковинам кузова, разворачивая рамы вокруг вертикальных осей. Разворот рам осуществляется до момента запираания их в рабочем положении. В этом состоянии автоматический цикл работы прерывается для визуальной проверки правильности взаимного расположения узлов кузова.

Автоматический цикл работы устройства возобновляется после нажатия оператором кнопки «Продолжение цикла». В автоматическом цикле происходит фиксация и сварка кузова до момента установки передних крыльев. Крылья устанавливаются вручную, фиксируются пневмозажимами, после чего автоматический цикл работы устройства продолжается до полной сварки кузова, раскрытия всех фиксирующих элементов и отвода поворотных рам.

Во время сварки кузова на первой тележке узлы кузова устанавливаются на второй тележке. После подачи оператором команды на перемещение тележек сваренный кузов перемещается на позицию разгрузки (совмещенную с позицией загрузки), а подсобренный кузов пе-

ремещается внутрь станины. Затем цикл работы повторяется.

Система управления устройства выполнена на блоках КТС ЛИУС бесконтактной системы управления. В силовых цепях системы управления установлены тиристорные контакторы с водяным охлаждением. Предусмотрено автоматическое отключение тиристоров при отсутствии протока воды.

Система управления, выполненная со световой сигнализацией о положении отдельных механизмов, позволяет сократить время нахождения неисправностей. Индивидуальное освещение рабочей зоны создает удобства при обслуживании и ремонте.

В устройстве применен ряд конструктивных решений, улучшающих его эксплуатационные качества. Так, большинство антифрикционных втулок в механизмах, предназначенных для выполнения сварочных работ, не требующих особо высокой точности, выполнено из капролона, не требующего смазки при эксплуатации. Смазка других механизмов осуществляется централизованно от ручного насоса. Пневмогидравлическая

насосная станция обеспечивает низкий уровень шума и вибрации при минимальном расходе сжатого воздуха.

Промышленная эксплуатация установки для сборки и сварки кузова автомобиля ВАЗ-2121 подтвердила ее преимущества по сравнению с известными аналогичными установками.

Кузов автомобиля ВАЗ-2121 «Нива» по сравнению с другими советскими автомобилями имеет некоторые особенности — он трехдверный, повышенной жесткости как отдельных узлов, так и в целом. Эти особенности учтены при разработке конструкции устройства для сборки и сварки кузова, т. е. собираемость и жесткость кузова определяют количество и место расположения механизмов фиксации, количество сварных точек, необходимых для обеспечения стабильности геометрических размеров кузова.

Однако, несмотря на эти особенности, устройства для сборки и сварки других типов кузовов автомобилей могут быть построены по такой же схеме или с использованием его отдельных конструкторских решений.

Б. В. ЮХОВ

УДК 621.43-533.65

ТЕРМОРЕГУЛЯТОР ДЛЯ ПОДДЕРЖАНИЯ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА ДВИГАТЕЛЯ

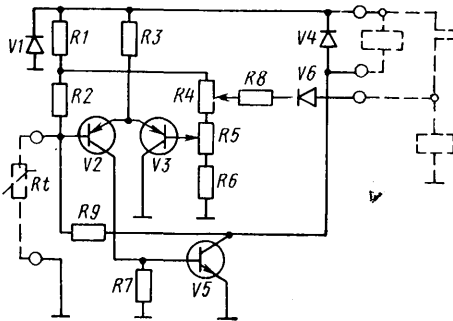
Для ДВИГАТЕЛЕЙ разных типов в настоящее время приняты различные значения оптимальной температуры теплового режима, поддерживаемого при помощи термостата, вентилятора и жалюзи.

Вопросы автоматического управления вентилятором и жалюзи нельзя считать полностью решенными. Наиболее просто они решаются в случае применения двухпозиционного терморегулятора.

Рассмотрим такой терморегулятор, выполненный на полупроводниковых элементах и предназначенный для использования на автомобилях с номинальным напряжением бортовой сети 24 В.

Терморегулятор позволяет поддерживать температуру охлаждающей жидкости в широком диапазоне (60—100°C) практически у двигателей всех типов. Необходимые значения порогов включения и выключения вентилятора, либо открытия и закрытия жалюзи, устанавливаются во всем диапазоне при помощи переменных резисторов.

Принципиальная схема терморегулято-



ра (см. рисунок) состоит из подключенного через гасящий резистор $R1$ измерительного моста на резисторах $R2, R6$, в одно из плеч которого включен термодатчик Rt , а в другое введены два потенциометра $R4, R5$. Потенциометр $R4$ подключен через резистор обратной связи $R8$, диод $V6$ и контакты исполнительного реле к источнику питания.

Потенциометр $R5$ соединен с базой транзистора $V3$ балансного усилителя, собранного на транзисторах $V2, V3$. Балансный усилитель нагружен на исполнительное реле, включенное в цепь транзистора $V5$. Реле имеет нормально разомкнутые контакты, через которые питается электромагнитный привод вентилятора или жалюзи автомобиля.

Стабилитрон $V1$ служит для защиты схемы от выбросов напряжения бортсети при нестационарных процессах. Диод $V4$ шунтирует обмотку реле, предохраняя транзистор $V5$ от пробоя. Резистор $R9$ служит для исключения зуммерения контактов реле.

Терморегулятор работает следующим образом. В исходном состоянии, когда двигатель холодный, сопротивление термодатчика Rt велико, транзистор $V2$ закрыт положительным потенциалом базы по отношению к эмиттеру. Транзистор $V5$ также закрыт, а транзистор $V3$ открыт.

По мере нагревания охлаждающей жидкости двигателя сопротивление термодатчика уменьшается, транзисторы $V2, V5$ открываются, транзистор $V3$ закрывается. Реле срабатывает и своими контактами замыкает цепь питания электромагнитного привода вентилятора или жалюзи.

При открытых жалюзи или включенном вентиляторе происходит понижение температуры охлаждающей жидкости, сопротивление термодатчика увеличивается, схема возвращается в исходное состояние.

Момент включения устанавливается потенциометром $R5$, момент выключения — потенциометром $R4$, подсоединенными к резистору обратной связи $R8$.

Подсоединение резистора $R8$ при включенном реле к источнику питания позволяет достигать широкого диапазона регулирования температуры.

С включением гасящего резистора $R1$ можно питать схему терморегулятора повышенным напряжением и, кроме того, ограничивать до допустимых пределов обратное напряжение на переходах база—эмиттер транзисторов $V2, V5$ при обрыве или коротком замыкании термодатчика.

Данный терморегулятор был разработан для автомобилей БелАЗ-540, БелАЗ-540А, БелАЗ-548, БелАЗ-548А, БелАЗ-549.

Его применение позволяет сократить время прогрева двигателя, повысить его долговечность, экономить 6—10% мощности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Турчин И. М. Измерения неэлектрических величин электрическими методами. М.: Энергия, 1976.
2. Певзнер В. В. Прецизионные регуляторы температуры. М.: Энергия, 1973.
3. Кейн В. М. Конструирование терморегуляторов. М.: Советское радио, 1974.

В. И. ФЛЕРИН, В. А. ДУХИН

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Механический двухстоечный пресс простого действия

В ГДР создан механический отбортовочный пресс «PKZVW 250 Gg». Он работает в соединении с ковочными прессами и предназначен для проведения таких операций горячей штамповки, как высадка, гибка, пробивание отверстий, отбортовка. Применяя отбортовочный пресс, ковочный пресс можно использовать для ковочных и калибровочных работ, требующих максимального усилия прессования.

Станина прессы имеет неразъемную сварную рамную конструкцию. Достаточно большая открытая высота штампа и боковые отверстия позволяют осуществлять беспрепятственную подачу и разгрузку деталей при помощи механизированного устройства.

Энергия передается от главного приводного двигателя через клиновые ремни на маховик, а затем через муфты на зубчатые колеса с эксцентриками через четыре шатуна на ползун.

Управление муфтой и тормозом осуществляется гарантийным клапаном. Техническая характеристика прессы следующая:

Усилие прессования в Н	2500
Число ходов ползунов в минуту	60
Ход ползуна в мм	260
Открытая высота штампа в мм	750
Производительность в шт/ч	1000—1200

«Fertigungstechnik und Betrieb», февраль 1980, № 2, с. 82.

Автоматический комплекс с механическим двухстоечным прессом

Для вытяжки, вырубки, гибки и пробивания отверстий в ГДР создан автоматический комплекс с двухстоечным прессом PE2-H500/2800×1500 TS. Он используется преимущественно в автомобильной промышленности.

Компактная коробка передач, характерная для других типов прессов, в данном прессе разделена на первичную и вторичную передачи. Первичная передача — стандартизированный унифицированный узел, состоящий из двигателя, вала маховика и вала муфты. Монтируется она на вторичной передаче. Вторичная передача состоит из маховичков и промежуточных колес. Поэтому можно при сохранении стандартизированных размеров первичной передачи получить различную геометрическую конструкцию при одинаковой технической характеристике и основных параметрах.

Пресс работает следующим образом. Разжимающий магнит отсекает заготовки и с помощью пневматического толкателя перемещает их на наклонную направляющую до упора. Специальное контрольное устройство следит за тем, чтобы подавалась только одна заготовка. После поворота направляющей в горизонтальное положение заготовка освобождается от упора и перемещается при помощи подающего устройства MZV 1800/1200 в штамп. Когда заканчивается вытяжка, деталь захватывается комплексным подающим и поворотным устройством и транспортируется из штампа. Техническая характеристика прессы следующая:

Максимальное усилие ползуна в кН	5000
Число холостых ходов в минуту	25

Ход ползуна в мм	500
Максимальная открытая высота штампа в мм	11 200
Рабочая поверхность в мм:	
ползуна	2800×1500
стола	2800×1500

«Fertigungstechnik und Betrieb», февраль 1980, № 2, с. 81—82.

Станки для снятия заусенцев

Для снятия заусенцев абразивной смесью фирмой Sutton Tool Co (США) созданы специальные станки.

Их изготавливают двух основных типов. В станках каждого типа деталь устанавливается на шпиндель, который погружается в абразивную смесь для снятия заусенцев и окончательной обработки. На станках серии 1800 резервуар с абразивной смесью может поворачиваться, а шпиндель — совершать колебательные возвратно-поступательные движения или вращательные для обеспечения эффективности операции снятия заусенцев. Во время загрузки и разгрузки деталей осуществляется наклон шпинделей на 30°.

На станке можно обрабатывать детали диаметром до 305 мм, например ведущие зубчатые колеса и детали типа вала.

На станке модели 1800-2 установлены два реле времени для работы шпинделей. Они могут работать одновременно или в разнотак: одни шпиндели находятся на загрузке-разгрузке, другие — участвуют в операции снятия заусенцев.

Станок модели 1800-4 оснащен двумя парами рабочих шпинделей и предназначен для высокопроизводительного снятия заусенцев с деталей диаметром до 76 мм. Остальные модели станка используют для обработки деталей газовых турбин, отливок, поковок и других деталей диаметром до 1524 мм.

Имеющиеся на станках резервуары могут совершать вибрационные или осциллирующие движения. Рабочие шпиндели также могут вибрировать или вращаться в зависимости от требований обработки.

«Machinery and Production Engineering», февраль 1980, т. 136, № 3499, с. 80.

Дуговая сварка по малому зазору

В среде защитного газа по малому зазору дуговая сварка будет более экономична, если использовать свитую электродную проволоку. Две такие скругленные проволоки представляют собой электрод. Были проведены исследования с применением такой проволоки при сварке в среде защитного газа с вращательным движением дуги.

Вращательное движение сварочной дуги без механического колебания конца электрода, характерное для данного типа свитой проволоки, используется с целью предотвращения непровара по бокам кромок, что часто происходит при сварке по малому зазору. Данные расплавления свитой электродной проволоки на 10% выше, чем обычной одножильной при одинаковой площади поперечного сечения, поскольку она растягивается больше при одинаковом расстоянии между концом дуги и изделием, что увеличивает количество тепла, вызванного сопротивлением.

«Welding and Metal Fabrication», январь—февраль 1980, т. 48, № 1, с. 53—54.

Применение наплавки при восстановительном ремонте коленчатых валов двигателей грузовых автомобилей

При ремонте коленчатых валов применяется наплавка, технология которой разработана Техническим университетом Miskolc (ВНР).

Коленчатые валы двигателей автомобилей IFA «W 50» изготавливают из сталей 40 Cr 4 или 40 Cr 4V. После механической обработки коленчатые валы подвергаются улучшению, а их шейки — поверхностной закалке.

Во время восстановительного ремонта наплавкой по разработанной технологии осуществляют следующие операции: контрольную проверку, отпуск при 600°C, обточку шеек до уменьшения номинального диаметра на 3 мм, наплавку плавящимся электродом в среде инертного газа, шлифование шеек и окончательный контроль.

Для наплавки шеек используют проволоку DUR 650-1C или WKZ 501 диаметром 1,2 мм. С проволокой этих марок получают в результате наплавки такую же поверхностную твердость шеек, как и при поверхностной закалке на заводе-изготовителе. С целью повышения качества перед наплавкой шейки предварительно нагреваются до ~350°C. После наплавки наплавленный металл еще в аустенитном состоянии охлаждается до ~350°C, благодаря чему выравниваются и понижаются термонапряжения.

Применяемая для наплавки машина внешне схожа с токарным станком. На суппорте укреплен сварочная горелка.

Во время наплавки коленчатый вал вращается, а суппорт с горелкой движется. Параметры наплавки следующие:

Сварочное напряжение в В	18
Сварочный ток в А	80
Осевая подача горелки в мм/мин	500
Скорость наплавки в м/мин	5
Расход аргона в л/мин	12

После наплавки шейки охлаждают на воздухе. Причем не требуется никакой специальной термообработки для снятия внутренних напряжений.

«Schweisstechnik», январь 1980, № 1, с. 14—16.

Новый робот для дуговой сварки

Для систем дуговой сварки удобно с точки зрения безопасности и производительности пользоваться роботами. Одним из новых роботов является управляемый компьютером Cincinnati Milacron, который выполняет следующие основные функции: точное позиционирование ($\pm 0,6$ мм) и взаимную ориентацию свариваемых изделий, управляет скоростью сварки и действием всей используемой оснастки.

Преимуществом робота является выбор скоростей в зависимости от шва. Диапазон скоростей сварки составляет 2,54—324 см/мин с нарастанием по 1,27 см/мин. Оператор устанавливает определенное значение скорости на таб-

ло, если в процессе сварки необходима различная скорость. Пять параметров включены в спецификацию по перемещению сварочной горелки: количество циклов (колебаний) на дюйм, амплитуда отклонения вправо (в дюймах), амплитуда отклонения влево (в дюймах), процент выдержки на пиковой амплитуде вправо, процент выдержки в пиковой амплитуде влево.

Комбинируя эти пять вводных параметров, можно получать швы с симметричным и асимметричным треугольным и трапециевидным поперечными сечениями. Кроме основных операций робот, действуя на входные и выходные контакты, осуществляет управление всем периферийным оборудованием, которое

осуществляет, например, поворот сварочного пистолета, подачу охлаждающей воды и защитного газа, энергию к регулятору времени и т. д. Получив сигнал о готовности периферийного оборудования, робот начинает сварку.

Скорость подачи проволоки и напряжение дуги оператор устанавливает на табло. Оба эти параметра могут быть изменены одновременно в одной запрограммированной точке. Таким образом, каждый шов или определенный участок шва могут иметь свой собственный режим сварки. Параметры режима сварки накапливаются в программе и могут воспроизводиться от изделия к изделию. Два аналогоцифровых преобразователя

сигналов регулируют скорость подачи проволоки и напряжение дуги.

Позиционирование изделия по осям производится автоматически. Оператор задает данные перемещения позиционера по осям в память робота. После выполнения этих перемещений робот сравнивает заданные значения с текущим положением позиционера. Если имеется расхождение, подается команда на перемещение в соответствующем направлении. Типичная повторяемость позиционирования на каждой оси составляет $\pm 0,045^\circ$.

«Welding and Metal Fabrication», январь — февраль 1980, т. 48, № 1, с. 13—20.

ПАМЯТИ АНДРЕЯ АЛЕКСАНДРОВИЧА ЛИПГАРТА

СОВЕТСКАЯ автомобильная промышленность понесла тяжелую невосполнимую утрату. 20 марта на 82-м году жизни скончался крупнейший ученый, инженер и выдающийся конструктор в области автомобильной техники, один из основоположников отечественного автомобилестроения, заслуженный деятель науки и техники РСФСР, лауреат Государственных премий, доктор технических наук, профессор Андрей Александрович Липгарт.

Андрей Александрович родился 4 июля 1898 г. в Москве. В 1915 г. поступил в МВТУ. Будучи студентом, служил в РККА [работал по ремонту автомобилей].

С 1925 г., после окончания МВТУ, и до 1933 г. Андрей Александрович работал в НАМИ, принимая активное участие в создании первых отечественных автомобилей — малолитражного автомобиля НАМИ-1, трехосного грузового автомобиля прототипа ГАЗ-ААА, первого отечественного троллейбуса и других.

Основные качества Андрея Александровича — неуемная энергия, инициатива, целеустремленность, смелость конструкторской мысли — особенно проявились в годы его работы на Горьковском автозаводе.

В течение 18 лет [с конца 1933 г. до конца 1951 г.] А. А. Липгарт был главным конструктором Горьковского автозавода. Обладая большим конструкторским талантом, блестящими организаторскими способностями, он сумел сплотить на заводе замечательный коллектив талантливых конструкторов.

А. А. Липгарт является одним из основоположников передовой советской научной школы конструирования автомобилей. Под руководством и при его непосредственном участии были созданы лучшие в то время образцы советских легковых и грузовых автомобилей [М-1, «Победа», ГАЗ-12, ГАЗ-54, ГАЗ-63, ГАЗ-67, ГАЗ-69], получивших за свои отличные эксплуатационные качества, в особенности за высокую работоспособность, надежность и долговечность, широкое признание.

В этих новых по тому времени оригинальных конструкциях автомобилей, созданных методом творческого научного проектирования, заключавшемся в широком использовании исследовательских и экспериментальных работ, удачно сочетались достижения мировой автомобильной техники и требования специфических условий производства и эксплуатации автомобилей в нашей стране. Вот почему конструкции автомобилей, созданных под руководством и при личном участии А. А. Липгарта, оказались столь долговечными и обеспечили возможность их развития в течение многих лет без коренной ломки налаженного производства.

Большой заслугой А. А. Липгарта явилось создание на Горьковском автозаводе передовой конструкторско-экспериментальной базы, позволившей проводить сложнейшие научные исследования и в короткий срок осуществлять доводку конструкции автомобилей,готавливаемых к производству.

В годы Великой Отечественной войны Андрей Александрович и возглавляемый им коллектив внесли большой вклад в создание различной оборонной техники. Им был предложен ряд смелых, нигде ранее не применявшихся технических решений.

В 1947 г. он был избран членом-корреспондентом Академии артиллерийских наук.

В 1952—1953 гг. А. А. Липгарт работал на Уральском автозаводе, где при его активном участии была проведена кобренная модернизация автомобиля «Урал-ЗИС-5».

В 1953 г. Андрей Александрович вернулся на работу в НАМИ в качестве главного конструктора института, а затем был назначен заместителем директора по научно-экспериментальной работе.

В НАМИ значительно расширилась сфера деятельности А. А. Липгарта. Под его руководством было проведено значительное количество работ, определивших техническую политику и перспективы развития отечественной автомобильной промышленности. К ним относятся: разработка перспективных типажей отечественных автомобилей и двигателей на пятидесятые и шестидесятые годы, создание прототипов семейства мощных V-образных четырехтактных дизелей, выпускаемых Ярославским моторным заводом, и грузового трехосного автомобиля высокой проходимости для Уральского автозавода, создание карбюраторного двигателя с воздушным охлаждением для малолитражных автомобилей «Запорожец» и ряд других работ.

Большую научную работу А. А. Липгарт сочетал с педагогической деятельностью, подготовкой инженерных и научных кадров.

В 1952 г. Андрей Александрович заведовал кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания» в Горьковском политехническом институте. В течение многих лет он руководил кафедрой «Колесные машины» МВТУ им. Н. Э. Баумана; являлся членом научно-технических советов Министерства автомобильной промышленности, НАМИ и других организаций, а также членом ученых советов ряда вузов и Высшей аттестационной комиссии.

Андрей Александрович автор большого количества печатных трудов и изобретений, научный редактор многочисленных изданий по широкому кругу вопросов автомобильной техники.

Блестящая техническая эрудиция А. А. Липгарта, глубокие знания им производства и технологии, непримиримость к недостаткам, редкая чуткость к людям и отзывчивость снискали ему огромное уважение, признание и исключительный авторитет среди работников отрасли.

Всю свою жизнь он самоотверженно трудился на благо Родины, полностью отдавая себя любимому делу. Его жизненный путь может служить вдохновляющим примером для нашей научной молодежи.

За творческий вклад в создание отечественной автомобильной науки и техники Андрей Александрович удостоен многих правительственных наград. Он награжден тремя орденами Ленина, двумя орденами Трудового Красного Знамени, медалями, почетными грамотами, дипломами. Ему пять раз было присвоено звание лауреата Государственной премии СССР.

Светлая память об Андрее Александровиче Липгарте навсегда останется в истории отечественного автомобилестроения и в сердцах тех, кому довелось с ним работать.

УДК 629.113.001(049.3)

И. Г. Пархиловский. **Автомобильные листовые рессоры. Теория, расчет и испытания.** 2-е изд. М.: Машиностроение, 1978.

С МОМЕНТА выхода в свет первого издания книги прошло более двадцати лет. За это время получили развитие теоретические и экспериментальные методы исследований и расчетов всех узлов и агрегатов автомобилей, наиболее бурно развивались вопросы, связанные с оценкой взаимодействия автомобиля и дороги, в которых благодаря широкому внедрению вычислительных машин нашли наиболее полное отражение вероятностно-статистические методы описания микропрофилей дорог и методы статистической динамики. Одновременно на основе статистического подхода получили развитие работы по оценке влияния характеристик узлов и агрегатов на технико-экономические показатели автомобиля. Все это потребовало совершенствования и углубления тех методов проектирования и расчета, при которых нагрузочный режим задавался детерминированными величинами, а оценка долговечности ограничивалась коэффициентами запаса.

Во второе издание были внесены указанные качественные и количественные изменения. Многие разделы книги были написаны вновь или были подвергнуты значительной и тщательной переработке.

Книга состоит из двух разделов. В первом из них даны основы теории работы рессорной подвески (шесть глав), во втором — методики расчета и проектирования рессор (пять глав).

В первой главе изложены вопросы, связанные с исследованием рессорных подвесок и их основных характеристик. Кратко рассмотрены подвески с нелинейной упругой характеристикой, приведены теоретические и экспериментальные зависимости для оценки влияния элементов рессоры и способов ее установки на характеристику упругости. В целом глава носит вводный характер и позволяет читателю составить четкое представление об особенностях рессорных подвесок.

Полностью новой является вторая глава, посвященная вероятностным характеристикам микропрофилей дорог и критериям оценки эксплуатационно-технических качеств автомобиля, связанных с подвеской (плавность хода, эффективность виброзащиты водителя и другие). В ней впервые отражены предложенные автором книги двумерные зависимости для описания продольного и поперечного микропрофиля дороги. Приведенные в виде таблиц и графиков обобщенные результаты измерений микропрофилей различных типов дорог и аналитические зависимости имеют общий характер и, в частности, могут быть использованы для расчетов нагрузочных режимов и рассмотренных критериев оценки.

Анализ линейных и нелинейных одно- и двухмассовых колебательных систем, эквивалентных автомобилю, дан в третьей и четвертой главах. Применительно к исследованию и расчету элементов подвески автором с глубоким знанием дела изложены основы статистической динамики, материал изложен лаконично и доступен тем читателям, которые впервые сталкиваются с данными расчетами. То, что автор ограничился анализом одно- и двухмассовых систем, целесообразно по двум причинам: во-первых, рассмотрение колебательных систем с большим количеством масс привело бы к неоправданному усложнению изложения материала; во-вторых, эффективный анализ многомассовых систем возможен с применением вычислительных машин.

В этих же главах рассмотрен ряд вопросов, связанных с оценкой дополнительной виброзащиты, приведены примеры определения частот собственных колебаний подвесок с нелинейными характеристиками. Несмотря на методическое единство третьей и четвертой глав, между ними имеется разрыв, преодолеть который можно введением параграфа с описанием метода статистической линеаризации. Тем самым четвертая глава, в которой дан метод прямой линеаризации, являлась бы логическим продолжением третьей.

В пятой главе изложена методика расчета нагрузочного режима рессор для двухмассовой линейной колебательной системы в виде относительных перемещений рамы и моста.

Даны оценки влияния микропрофиля дороги и скорости движения на нагрузочный режим. Результаты теоретических расчетов нагрузочного режима в виде среднеквадратичных отклонений и корреляционных функций для автомобилей ГАЗ сопоставлены с данными экспериментальных измерений. Удовлетворительное совпадение результатов позволило автору применить методику оценки нагрузочного режима для расчета долговечности рессор.

Оценка влияния рессорной подвески на устойчивость и управляемость автомобиля рассмотрена в шестой главе, наиболее интересные разделы которой включают выводы уравнений для определения траекторий точек, кинематически связанных с рессорной, в частности, центра ушка рессоры и площадки закрепления рессоры на оси.

Общей характеристикой эксплуатационных нагрузок, действующих на рессору, начинается второй раздел книги, посвященный принципам проектирования и расчета рессор. В седьмой главе приведены кривые усталости и диаграммы предельных напряжений образцов из рессорных сталей и рессорных листов. Изложены требования к рессорным сталям, их химический состав, механические свойства. Достаточно подробно рассмотрена методика выбора допускаемых статических напряжений в зависимости от статического прогиба рессоры, технологии ее производства и типа автомобиля. К сожалению, автором не приведены допускаемые максимальные напряжения в листах рессор. Такие данные имелись в первом издании книги.

Наибольший интерес для инженеров-конструкторов представляют методики расчета однолистных и многолистных рессор, изложенные в восьмой, девятой и десятой главах. В восьмой главе приведены формулы для расчета параметров трех типов однолистных рессор (толщина постоянна, изменяется по параболе или по линейному закону) и различного конструктивного исполнения, а также несимметричной полуэллиптической рессоры, для которой приведен пример расчета.

Самой большой и содержательной является девятая глава «Расчет многолистных рессор», которая по глубине изложения и ширине охвата материала представляет законченную и самостоятельную разработку. В том случае, когда инженеру необходимо спроектировать многолистовую рессору, то все необходимое он найдет в этой главе.

Актуальный вопрос экономии металла за счет применения профилей рессор специальной формы отражен в десятой главе. В ней же рассмотрены некоторые специальные случаи расчета рессор, связанные с передачей рессорой тяговых и тормозных усилий и скручивающих моментов.

В последней главе приведены методика расчета рессор на усталостную долговечность и некоторые вопросы оценки ресурса рессор по результатам стендовых, полигонных и эксплуатационных испытаний. Методика отвечает сложившемуся подходу к расчету на усталость и основана на линейной гипотезе суммирования повреждений. Нагрузочный режим определяется с использованием положения статистической динамики. Входящие в расчетную формулу интегралы определяются с помощью табулированных функций. Методика проиллюстрирована примером расчета на долговечность передней рессоры.

В книге имеются и некоторые недостатки.

Из-за ограничения объема ряд вопросов теории и расчета рессор приведен без доказательств. Для их глубокого понимания требуется в некоторых случаях обращаться к первоисточникам.

Не нашли отражения особенности проектирования и расчета рессор балансирных подвесок, получающие все большее распространение на автомобилях с колесной формулой 6×4 и 6×6 .

Расчет долговечности рессор следовало бы дополнить обобщенным нагрузочным режимом, отвечающим эксплуатации автомобилей на различных типах дорог и охватывающим весь диапазон скоростей движения. Результаты расчетов на долговечность, учитывая их приближенный характер, полезно

сопоставить с данными полигонных и эксплуатационных испытаний. Отсутствует анализ причин выхода из строя и замены рессор в автотранспортных предприятиях.

В целом книга «Автомобильные листовые рессоры» методически построена хорошо, материал изложен последовательно и доступно. Ее особенностью является неразрывная связь теории с опытом. Расчет рессор связан не только с прочностью и долговечностью самой рессоры, но и с другими эксплуатационно-техническими качествами автомобиля (плавностью хода, устойчивостью и др.).

Книга отвечает современному уровню развития науки об автомобиле. Она представляет значительный интерес для конструкторов автомобильной промышленности и смежных отраслей (тракторостроение, строительные и дорожные машины и другие), а также специалистов научно-исследовательских институтов, занимающихся проектированием, исследованием и расчетами ходовой части автомобилей. Книга может быть использована также преподавателями и студентами автотранспортных факультетов вузов.

Канд. техн. наук В. С. ЛУКИНСКИЙ

КНИГИ 1981 года по гарантированным заказам покупателей

Уважаемые товарищи!

Предлагаемая Вам вниманию литература в 1981 г. будет распространяться только по гарантированным заказам.

Предварительный заказ — единственный для Вас способ приобретения данной литературы.

Специалисты, своевременно не оформившие на эти книги заказы, не смогут их приобрести, так как в розничную продажу они не поступают; каждый магазин получит эти издания в точном соответствии с числом заказов, принятых от покупателей.

Своевременно и правильно оформляйте предварительные заказы на новую литературу!

Книжные магазины принимают от покупателей заказы до 31 декабря 1980 г.

Корчемный Л. В. Механизм газораспределения автомобильного двигателя. — 2-е изд., перераб. и доп. — 15 л., ил. — 80 к.

В книге рассмотрены кинематика и динамика клапанного механизма газораспределения быстроходных автомобильных двигателей. Изложены современные методы профилирования кулачков газораспределения, описано влияние параметров конструкции привода клапана на нагруженность его деталей.

В новом издании (1-е изд. 1964 г.) учтены современные достижения в области математического моделирования механизма клапанного газораспределения быстроходных двигателей. Более подробно освещен расчет кинематики и динамики привода клапанов двигателей с верхним распределительным валом, даны методы решения более точных уравнений движения звеньев механизма, изложены методы определения исходных данных расчета.

Для инженерно-технических работников двигателестроения. План 1981 г., № 288

Лобынцев Ю. И. Подача топлива и воздуха карбюраторными системами двигателей. — 11 л., ил. — 60 к.

В книге впервые в отечественной литературе дано теоретическое описание основных процессов течения воздуха, топлива и смеси в проточных элементах систем пита-

ния с постоянной и переменной площадью проходного сечения. Изложены теоретические вопросы оптимизации процессов подачи топлива и воздуха в карбюраторных системах питания автомобильных двигателей, даны рекомендации по совершенствованию этих процессов.

Для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, конструированием и исследованием автомобильных двигателей.

План 1981 г., № 282

Яковлев А. И. Конструкция и расчет электромотор-колес. — 2-е изд., доп. — 14 л.; ил. — 80 к.

В книге рассмотрены основы теории, расчета и конструкции электромотор-колес автомобилей, изложены результаты теоретических исследований, методика расчета параметров мотор-колес. Особое внимание уделено анализу компоновок мотор-колес, а также узловым вопросам их конструкции. Даны примеры определения параметров мотор-колес.

Второе издание (1-е изд. 1970 г.) дополнено новыми теоретическими разработками автора, а также новыми разделами, посвященными тенденциям развития мотор-колес, их унификации, крутильным колебаниям, типовым экспериментальным исследованиям мотор-колес.

Для инженерно-технических работников автомобилестроения. План 1981 г., № 289

Как оформить предварительный заказ!

Предварительный заказ оформляется на обычной почтовой открытке. В графах «Куда» и «Кому» напишите свой адрес и фамилию, на обороте открытки — фамилию автора и название заказываемой книги, а также наименование издательства и порядковый номер, под которым заказываемая книга значится в плане.

Заполненные открытки (предварительные заказы) сдайте или отправьте в конверте в местный книжный магазин.

Своевременно и правильно оформленные заказы гарантируют приобретение специальной литературы!

Издательство

«МАШИНОСТРОЕНИЕ»

ВГО «СОЮЗКНИГА»

Технический редактор Е. П. Смирнова

Корректор Н. И. Шарунина

Сдано в набор 6.06.80
Формат 60×90¹/₁₆.
Тираж 14368

Подписано в печать 1.08.80
Печать высокая. Усл. печ. л. 5,0.

T-13893
Уч.-изд. л. 8,5
Заказ 376

Адрес редакции: 103012, Москва, К-12, пр. Сапунова, д. 13, 4-й этаж, комн. 424 и 427.
Тел.: 228-48-62 и 298-89-18

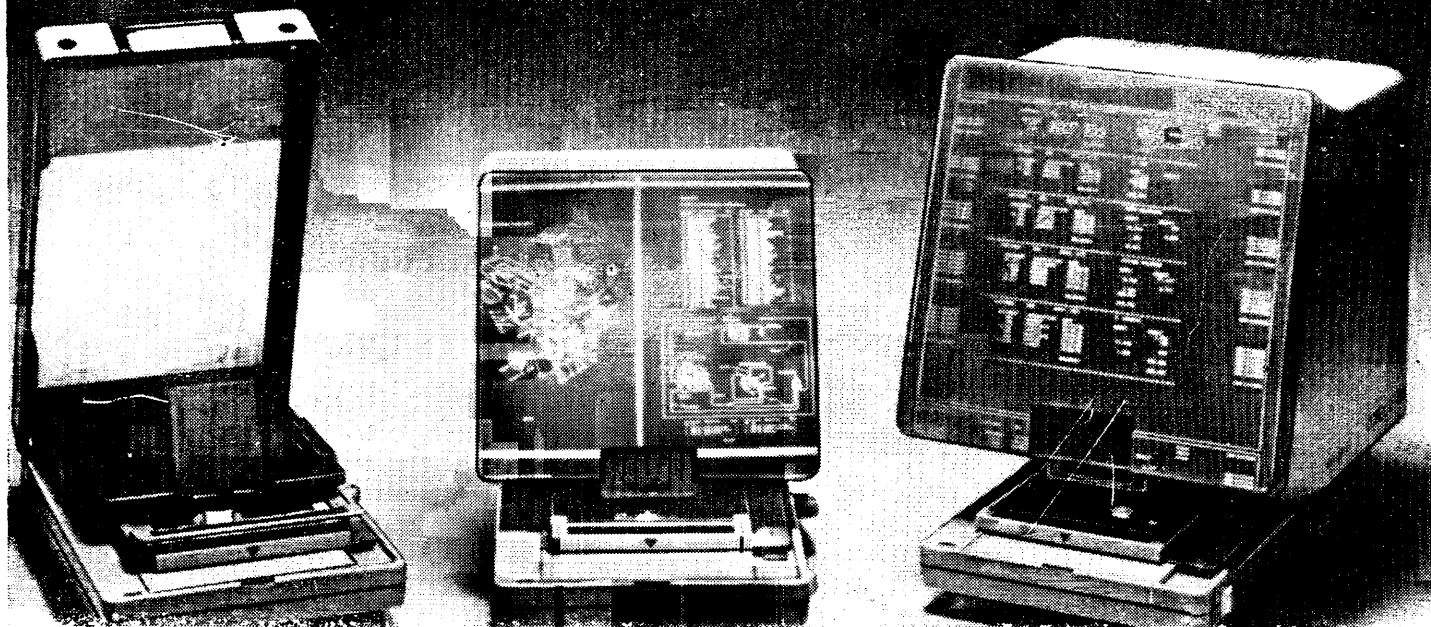
Подольский филиал ПО «Периодика» Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательства, полиграфии и книжной торговли
г. Подольск, ул. Кирова, д. 25

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

GEVAERT

AGFA-GEVAERT



ИДЕТ ЛИ РЕЧЬ ОБ АПТЕКЕ ИЛИ О КРУПНЕЙШЕМ ЗАВОДЕ СТРАНЫ, ФИРМА АГФА-ГЕВАРТ МОЖЕТ СНАБДИТЬ ВАС АППАРАТОМ ДЛЯ ЧТЕНИЯ МИКРОФИШ, КОТОРЫЙ ПРЕКРАСНО УДОВЛЕТВОРИТ ВАШИ ЗАПРОСЫ

Разработав новую серию устройств для чтения микрофиш, фирма АГФА-ГЕВАРТ стала крупнейшим их поставщиком на европейский рынок.

Поставлено 125 000 аппаратов, а спрос на них в настоящее время еще велик. Базовые модели устройств универсальны и приспособлены для удовлетворения специфических требований, предъявляемых к ним как в условиях скромной аптеки небольшого городка, так и крупнейшего завода страны.

Читальные аппараты фирмы АГФА-ГЕВАРТ уже в течение ряда лет успешно используются ведущими автомобильными фирмами Европы для чтения списков деталей на микрофишах.

Читальные аппараты «КОПЕКС» могут быть поставлены с различными ящиками для микрофиш и иметь различный коэффициент увеличения. Ящик с микрофишами открывается

автоматически после того, как его выдвигают, и плавающая линза движется в прямом контакте



со стеклянной пластинкой, обеспечивая резкость и четкость изображения.

Все аппараты снабжены разработанным с учетом эргономики освещением, предотвращающим порчу зрения. Кроме того, они бесшумны.

Принцип действия аппарата для чтения микрофиш «КОПЕКС» фирмы АГФА-ГЕВАРТ прост так же, как и его конструкция. Цена устройства доступна для потребителя.

За подробной информацией обращайтесь по адресу:

Agfa-Gevaert N. V.
B-2510 Mortsel BELGIUM

Представительство в СССР:

Фирма ЭРИНТРЕЙД — Бельгия.

Адрес: ул. Луначарского, 7, кв. 10 и 11,
Москва.

Телефоны: 202-85-11 и 241-94-66.
Телекс: 7763.

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями и предприятиями в установленном порядке через МННП-СТЕРСТВА И ВЕДОМСТВА, в ведении которых они находятся.

Запросы на проспекты и каталоги следует направлять по адресу:

103074 Москва, пл. Ногина, 2/5. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР. Ссылайтесь на № 3707 — 80.113/93.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»