

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1974

2



СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

И. Г. Баранник — Экономическая оценка оптимальности технологической подготовки производства	1
---	---

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

Е. А. Григорьев, В. И. Игнатенко, В. К. Сосипатров — Определение динамических характеристик колебательной системы автомобильного и тракторного двигателей	3
В. М. Архангельский, Н. Д. Дербаремдикер, С. С. Эпштейн — Исследование переходных процессов карбюраторного двигателя, следующих за режимом регулируемого принудительного холостого хода	6
Н. Н. Захаров, Е. Б. Парамонов — Особенности энергетического баланса и характеристик автомобильного газотурбинного двигателя с управляемой связью роторов	9
Ю. Н. Комаров — Методика количественной оценки эксплуатационной технологичности автомобилей	12
Я. Х. Закин, М. А. Пурник — Определение маневренных свойств автомобилей и автопоездов	14
А. В. Жуков — Исследование влияния микрорельефа дорог на заносы автопоезда при поворотах	17
Л. А. Рогова, И. А. Бескин — Анализ морфологических показателей движителей наземных транспортных средств	19
В. В. Редниц — Определение момента сопротивления повороту автомобилей	22
А. Н. Нарбут, А. Л. Сергеев, В. Ф. Шапко — О влиянии прозрачности гидротрансформатора на разгонные качества автомобиля в начальной фазе разгона	26
М. Л. Севериновский — Об определении спектральных характеристик возмущений, действующих на транспортную машину	28
Е. П. Виташевский — Влияние эксплуатационного нагрева рабочего газа пневматического упругого элемента на его жесткость	30

ТЕХНОЛОГИЯ

А. В. Воронин, Н. И. Котеров, Б. В. Шандров — К вопросу технологического обеспечения сборки редукторов ведущих мостов	32
Ю. Д. Позднев, И. И. Синицын, Л. И. Леви, Г. М. Бездудный, И. В. Петрова, М. Г. Шувалов, И. С. Изилов — Исследование влияния многократных оборотов единых формовочных смесей на изменение качества чугуновых отливок	35
В. Д. Кальнер, Т. Я. Меньшикова, Л. П. Карпухина — Электромагнитные методы контроля поверхностной концентрации углерода в стали	38
Л. М. Мариенбах, Г. П. Долотов, Ю. С. Миронов, А. Е. Тимашков — Опыт работы плавильного отделения цеха алюминиевого литья массового производства	39
Т. Ф. Колотилина, Ю. М. Немцов, А. А. Крашенинников, А. А. Ракша — К вопросу обработки глобоидальных червяков рулевых механизмов	41

ИНФОРМАЦИЯ

Г. И. Самоль — Американские автомобили 1973 г.	43
А. Е. Пиковский — Классификация кузовов легковых автомобилей	45
С. А. Спесивых, Е. И. Лежнева — Всесоюзный семинар по повышению квалификации заведующих кафедрами автомобильных специальностей вузов	48
Новости в технологии машиностроения за рубежом	48
Рефераты статей	3-я стр. обл.

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Адрес редакции:

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

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор Е. В. Сабынич

Сдано в набор 7/XII 1973 г. Подписано к печати 22/I 1974 г. Т-08219
Печ. л. 6,0 Уч.-изд. л. 9,7 Формат 60×90/8 Тираж 11693 Заказ 4489

Издательство «Машиностроение». 107885, Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3
Типография изд-ва «Московская правда», Потаповский пер., 3.

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

2
ФЕВРАЛЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ

1974

Год издания XL

**Экономика
и организация
производства**

УДК 629.113:003.1

Экономическая оценка оптимальности технологической подготовки производства

И. Г. БАРАННИК
НИИ Автоприборов

ДИРЕКТИВАМИ XXIV съезда КПСС на 1971—1975 гг. предусматривается дальнейшее ускоренное развитие машиностроения — главной отрасли промышленности. Ежегодно машиностроительные заводы осваивают новые машины или увеличивают выпуск ранее поставленных на производство машин. В этих условиях большое внимание должно уделяться эффективности производства в целом и, в частности, технологической подготовке, которая должна быть экономически оптимальной. Под экономической оптимальностью технологической подготовки понимается уровень себестоимости изделия, являющегося объектом технологической подготовки, применительно к заданной программе годового выпуска. В работе [1] изложены принципиальные положения по выбору наилучшего с экономической точки зрения варианта технологической подготовки производства, их теоретическое обоснование, а также метод экономической оценки оптимальности технологической подготовки производства, заключающийся в сравнении кривой себестоимости в зависимости от программы выпуска $C=f(P)$ предлагаемого варианта с нормативной кривой $C_n=f(P)$, рекомендуемой в качестве наилучшего, базового варианта технологической подготовки на данном этапе развития науки и техники. Кривые $C=f(P)$ и $C_n=f(P)$ являются экономическими характеристиками предлагаемого и нормативного оптимального вариантов технологической подготовки.

При этом понятие «технологическая подготовка» включает в себя как собственно технологическую, так и организационно-экономическую и материальную подготовку производства, качество которой также определяет величину себестоимости изделия. Предлагаемый вариант будет оптимальным с экономической точки зрения, если касательные к кривым $C=f(P)$ и $C_n=f(P)$ в точке заданной программы будут иметь одинаковый наклон, т. е. будет справедливо равенство производных

$$\frac{dC}{dP} = \frac{dC_n}{dP}.$$

В работе [1] указывалось, что решение задачи может быть графическим и аналитическим. Рассмотрим аналитический метод экономической оценки оптимальности технологической подготовки производства.

Аналитическая зависимость $C=f(P)$ по предлагаемому (или существующему) варианту определяется по известной формуле

$$C = a + b = a + \frac{B}{P} = a + BP^{-1} = a + BP^{-b_0}, \quad (1)$$

где a — прямые затраты (стоимость материалов, полуфабрикатов, комплектующих изделий, заработная плата основных рабочих) и условно-переменные расходы (топливо, вода, энергия на технологические нужды и т. д.) на единицу изделия;

B — условно-постоянные расходы (часть расходов на содержание оборудования, цеховых и общезаводских расходов, за исключением условно-переменных расходов), исчисляемые на год и в известных пределах не зависящие от программы;

b — условно-постоянные расходы на единицу изделия;

b_0 — показатель степени, характеризующий крутизну кривой.

Как видно из формулы (1), при наличии отчетных или расчетных данных нахождение зависимости $C=f(P)$ не представляет затруднений.

Нормативная зависимость $C_n=f(P)$ должна быть определена применительно к конкретной отрасли на основании обработки статистических данных как средняя $C_{н.с}=f(P)$ или как предельная, соответствующая современному уровню развития науки и техники. В последнем случае она будет оптимальной $C_{н.о}=f(P)$. Средняя нормативная зависимость $C_{н.с}=f(P)$ характеризует среднеотраслевой уровень себестоимости изделия при заданном объеме выпуска. Оптимальная нормативная зависимость $C_{н.о}=f(P)$ характеризует предельный, экономически целесообразный уровень себестоимости изделия при заданном

ВОЛОГОДСКАЯ

областная библиотека
им. И. И. Ульянова

объеме выпуска, соответствующий достигнутому в отрасли уровню развития науки и техники. Здесь не рассматривается методика определения зависимостей $C_{н.с}=f(\Pi)$ и $C_{н.о}=f(\Pi)$, а считается, что такими зависимостями мы располагаем. Методика определения зависимостей $C_{н.с}=f(\Pi)$ и $C_{н.о}=f(\Pi)$, в основу которой положен отбор лучших достижений по снижению себестоимости на разных интервалах повышения объема выпуска изделий, разработана в НИИ Автоприборов. Многочисленные исследования [2] подтверждают, что для машиностроительной продукции зависимость $C=f(\Pi)$ степенная и может быть выражена уравнением, аналогичным уравнению (1), т. е.

$$C_n = a_n + \frac{B_n}{\Pi^{b_{он}}} = a_n + B_n \Pi^{-b_{он}}. \quad (2)$$

Экономическое содержание показателя степени $b_{он}$ состоит в том, что он характеризует изменение элементов себестоимости a_n и B_n при повышении объема выпуска продукции под действием всех факторов:

1) технических (особенности конструкции изделия, степень отработки конструкторской и технологической документации, зависящей от тщательности испытаний опытных образцов и разработки технологических процессов и характеризуемой количеством изменений, вносимых в конструкторскую и технологическую документацию на стадии освоения серийного производства);

2) материально-технических (обеспеченность технологической оснасткой, оборудованием и необходимыми материалами к началу освоения серийного производства и темпы их поступления в процессе освоения);

3) организационных (изменения распределения номенклатуры деталей и операций между цехами и участками, степени специализации рабочих мест, расстановки рабочих, межзаводского кооперирования, быстроты освоения рабочими новых операций, организационных способностей руководящего состава и т. д. в период освоения серийного производства).

Здесь употребляется выражение «в период освоения серийного производства». Однако надо учесть, что речь идет об изменении элементов себестоимости под влиянием указанных выше факторов при повышении объема выпуска продукции, поэтому по существу рассматривается непрерывный процесс освоения производства, т. е. заменяется в формуле (2) изменение величин a_n и B_n соответствующим значением коэффициента $b_{он}$, характеризующего (геометрически) крутизну кривой $C_n=f(\Pi)$, что равнозначно изменению величин a_n и B_n под влиянием названных выше факторов при повышении объема выпуска Π .

В формуле (1), характеризующей предлагаемый вариант, величины a и B являются постоянными, так как все факторы уже стабилизировались и изменяется только один фактор — объем выпуска Π . Это уравнение правильной гиперболы, асимптотически приближающейся к прямой, параллельной оси абсцисс при $C=a$, для которой $b_0=1$. Обозначение 1 буквами b_0 в этом случае выполнено для придания формуле (1) внешнего сходства с формулой (2).

Величина $b_{он}$ наиболее часто колеблется в пределах 0,2—0,4 и должна определяться для конкретных условий.

В ряде случаев значение a_n принимается равным нулю, и тогда формула (2) принимает более простой вид:

$$C_n = B_n \Pi^{-b_{он}}. \quad (3)$$

Проведем исследования применительно к общему виду, когда $a_n \neq 0$.

Поскольку условием оптимальности является равенство производных, то, продифференцировав уравнения (1) и (2), получаем

$$b_0 B \Pi^{-b_0-1} = b_{он} B_n \Pi^{-b_{он}-1}, \quad (4)$$

откуда

$$\Pi^{b_0-b_{он}} = \frac{b_0 B}{b_{он} B_n}.$$

Тогда

$$\lg \Pi = \frac{\lg \frac{b_0 B}{b_{он} B_n}}{b_0 - b_{он}}. \quad (5)$$

Так как $b_0=1$, формула (5) принимает вид

$$\lg \Pi = \frac{\lg \frac{B}{b_{он} B_n}}{1 - b_{он}}. \quad (6)$$

Таким образом определяется программа, при которой экономически целесообразно использовать предложенный вариант производства изделий. Если сравнение проводится по двум нормативным зависимостям $C_{н.с}=f(\Pi)$ и $C_{н.о}=f(\Pi)$ — средней и оптимальной, соответствующей современному уровню развития науки и техники, то определяется диапазон программы Π , в котором экономически целесообразно работать по предложенному варианту. Однако только программа, определенная по зависимости $C_{н.о}=f(\Pi)$, будет оптимальной на данном этапе развития науки и техники.

В связи с тем, что оптимальная программа находится из условия равенства производных, математическое выражение зависимостей $C=f(\Pi)$ должно быть достаточно точным. Эта зависимость математически выражается точно коэффициентами a и B , а показатель степени b_0 всегда равен 1. Нормативная зависимость $C_n=f(\Pi)$ находится путем обработки статистических данных, и ее точность зависит от выбора вида функции и метода нахождения эмпирической зависимости. Рекомендуемая в многочисленной литературе зависимость себестоимости от программы выпуска вида $C_n = B_n \Pi^{-b_{он}}$ дает недостаточно

точные результаты для определения оптимальной программы. Поэтому были исследованы зависимости и другого вида. Наиболее точные результаты получаются при зависимости вида

$$C_n = a_n + B_n \Pi^{-b_{он}}.$$

В табл. 1 и на рис. 1 показано фактическое значение (отмечено крестиком) оптимальной зависимости $C_{н.о}=f(\Pi)$ в процентах для одной группы изделий автотракторного электрооборудования, полученное путем статистической обработки отчетных данных и ее математическое выражение по формулам

$$C_n = B_n \Pi^{-b_{он}} \text{ и } C_n = a_n + B_n \Pi^{-b_{он}}.$$

Как видно, зависимость вида $C_n = a_n + B_n \Pi^{-b_{он}}$ дает наилучший результат по величине погрешности, в то время как погрешность по зависимости вида $C_n = B_n \Pi^{-b_{он}}$ даже при разбивке на два интервала достигает значительных величин.

Таблица 1

Выражение себестоимости	Значение себестоимости по интервалам разбивки Π							
	10 ¹	10 ¹	10 ²	10 ³	10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶	10 ⁷
Фактическое значение $C_{ф}=f(\Pi)$	110	48	25	12,5	7,6	5,6	4,9	4,6
Математическое выражение $C_{н.о}$ по формуле вида: $C_{н.о} = B \Pi^{-b_{он.о}} = 67,84 \Pi^{-0,196}$	67,84	43,18	27,48	17,49	11,13	7,09	4,51	2,87
Ошибка ΔC_n %	-32,14	-10,0	+9,92	+40,0	+46,5	+26,6	-7,95	-37,6
$C_{н.о} = B_{н.о} \Pi^{-b_{он.о}} = 98,38 \Pi^{-0,299}$	98,38	49,39	24,80	12,45	—	—	—	—
$C_{н.о} = B_{н.о} \Pi^{-b_{он.о}} = 13,71 \Pi^{-0,071}$	—	—	—	—	7,12	6,04	5,13	4,35
$\Pi = 10^4 \div 10^7$	-1,62	+2,9	-0,8	-0,4	-6,3	+10,0	+4,7	-5,45
Ошибка ΔC_n %	—	—	—	—	—	—	—	—
$C_{н.о} = a + B_{н.о} \Pi^{-b_{он.о}} = 3,89 + 96,27 \Pi^{-0,339}$	100,15	47,92	24,03	13,10	8,10	5,82	4,77	4,29
Ошибка ΔC_n %	+0,15	-0,16	-3,9	+4,8	+6,6	+3,93	-2,65	-6,75

Примечание. Ошибка в % определялась по формуле $\Delta C_{н.о} = \frac{C_{ф} - C_{н.о}}{C_{ф}} 100$.

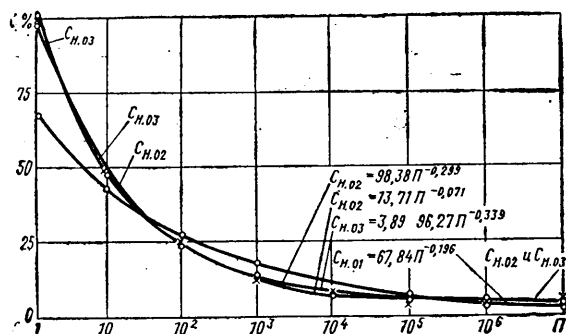


Рис. 1

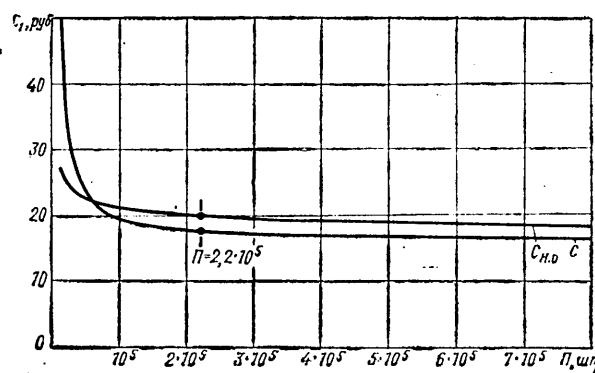


Рис. 2

Чтобы проверить, как может колебаться величина оптимальной программы в зависимости от точности математического выражения $C_n = f(P)$, было проведено определение оптимальной программы графически и аналитически по нормативным зависимостям вида $C_n = B_n P^{-b_{он}}$ без разбивки на интервалы и с разбивкой на интервалы $P = 1 \div 10^3$ и $P = 10^4 \div 10^7$ и вида $C_n = a_n + B_n P^{-b_{он}}$ без разбивки на интервалы, приведенным в табл. 1.

Для проверки было взято существующее производство одного из изделий, выпускаемых в отрасли. По данным 1972 г. зависимость $C = f(P)$ для этого изделия была такой:

$$C = 15,92 + 3,86 \cdot 10^5 P^{-1}.$$

Нормативные оптимальные зависимости $C_{н.о} = f(P)$ в виде

$$C_{н.о} = b_{н.о} P^{-b_{н.о}} \text{ и } C_{н.о} = a_{н.о} + B_{н.о} P^{-b_{н.о}},$$

для данной группы изделий выраженные в процентах, приведены в табл. 1. Применительно к нашему изделию себестоимость в рублях по нормативным зависимостям $C_{н.о} = f(P)$ получена путем умножения себестоимости в процентах по формулам, приведенным в табл. 1, на величину $\frac{372}{100}$, где 372 — се-

бестоимость изделия в руб. по программе выпуска $P=1$ (при изготовлении одного изделия), рассчитанная по нормам для индивидуального производства. Полученные уравнения себестоимости изделия в рублях по нормативным зависимостям $C_{н.о} = f(P)$ приведены в табл. 2.

Результаты определения оптимальной программы приведены в той же таблице и на рис. 2. Из полученных данных видно, что графический метод ($P_{опт} = 220,0$ тыс. шт.) и аналитический

метод по формуле вида $C_n = a_n + B_n P^{-b_{он}}$ ($P_{опт} = 200,0$ тыс. шт.) дают хорошее совпадение, а оптимальные программы, определенные по формулам вида $C_n = B_n P^{-b_{он}}$ ($P_{опт} = 72,0$ и $263,0$ тыс. шт.), дают значительные отклонения от

Таблица 2

Метод определения оптимальной программы	$P_{опт}$ в тыс. шт.
Графически	220,0
Аналитически по эмпирическим формулам вида:	
$C_{н.о} = B_{н.о} P^{-b_{н.о}}$ н. о. = 252 $P^{-0,196}$ (интервал $P = 1 \div 10^3$)	72,3
$C_{н.о} = B_{н.о} P^{-b_{н.о}}$ н. о. = 51 $P^{-0,071}$ (интервал $P = 10^4 \div 10^7$)	263,0
$C_{н.о} = a_{н.о} + b_{н.о} P^{-b_{н.о}}$ н. о. = 14,1 + 358 $P^{-0,339}$ (интервал $P = 1 \div 10^7$)	200,0

оптимальной программы, определенной графическим методом, который дает наиболее верный результат. Это подтверждает правильность вывода о применении уравнения вида $C_n = a_n + B_n P^{-b_{он}}$ для нахождения эмпирической зависимости себестоимости от программы выпуска.

ЛИТЕРАТУРА

1. Баранник И. Г. — «Автотракторное электрооборудование», 1973, № 7.
2. Ипатов М. И., Проскуряков А. В., Шухгальтер Л. Я. Организационные и экономические основы технологической подготовки производства. М., «Машиностроение», 1972.

КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

УДК 629.113.073

Определение динамических характеристик колебательной системы автомобильного и тракторного двигателей

Канд. техн. наук Е. А. ГРИГОРЬЕВ, канд. техн. наук В. И. ИГНАТЕНКО, В. К. СОСИПАТРОВ

Волгоградский политехнический институт

СВОЙСТВА линейной колебательной системы автомобильного и тракторного двигателей полностью определяются ее динамическими характеристиками — дифференциальными уравнениями, амплитудно-фазовыми характеристиками, передаточными функциями и импульсными переходными функциями. Между ними существует однозначная связь, поэтому несомненный интерес представляет анализ этих характеристик, сравнение методов и возможностей их экспериментального определения для реальной колебательной системы двигателя.

Рассмотрим два метода экспериментального определения амплитудно-фазовой характеристики колебательной системы двигателя. Амплитудно-фазовая характеристика колебательной системы двигателя представляет собой отношение преобразованных по Фурье реакции системы $Y(t)$ и возмущающего воздействия $X(t)$:

$$H(j\omega) = \frac{Y(j\omega)}{X(j\omega)} \quad (1)$$

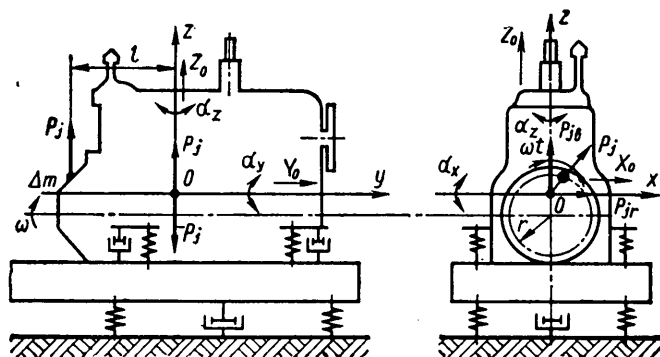


Рис. 1. Схема действия возмущающих сил на двигатель при определении динамических характеристик

или

$$H(j\omega) = A(\omega)e^{-jf(\omega)}, \quad (2)$$

где $A(\omega)$ — амплитудно-частотная характеристика системы; $f(\omega)$ — фазо-частотная характеристика.

Из выражения (2) видно, что экспериментально амплитудно-частотную характеристику можно получить, подавая на вход колебательной системы гармонический сигнал с частотой ω . Измеряя амплитуду выходного сигнала и относя ее к амплитуде входного воздействия, можно определить амплитудно-частотную характеристику $A(\omega)$, показывающую степень ослабления или усиления гармонического сигнала, проходящего через систему. Фазочастотная характеристика $f(\omega)$ определится как относительный сдвиг гармонических колебаний координаты входного сигнала $X(t)$ относительно координаты выходного сигнала $Y(t)$. На этом основан первый метод.

В качестве входного сигнала использовалась сила инерции искусственно вводимых неуравновешенных масс, связанных с какой-либо вращающейся деталью двигателя. В качестве обобщенных координат выбраны угловые перемещения двигателя относительно оси ox , oy , oz и линейные перемещения центра инерции двигателя, поэтому возмущающую силу необходимо привести к центру инерции. При отсутствии взаимосвязи угловых и линейных колебаний α_x и Z_0 , α_z и X_0 , что наблюдается в исследуемой колебательной системе, можно определить амплитудно-частотную характеристику в этих координатах, установив известную массу на маховике. Схема приведения возмущающей силы к центру инерции двигателя при наличии неуравновешенной массы на маховике двигателя показана на рис. 1. Таким образом, возмущение может быть представлено как сила и момент.

При наличии взаимосвязи угловых и линейных форм колебаний α_x и Z_0 , α_z и X_0 необходимо разделить влияние возмущающей силы и возмущающего момента.

Для получения только силового воздействия на шкив носка коленчатого вала устанавливается дополнительная масса, создающая момент относительно центра инерции двигателя, уравновешивающий момент от массы, которая устанавливается на маховик. Для создания только возмущающего момента, т. е. для уравновешивания силы, на шкив носка коленчатого вала устанавливается масса, создающая дисбаланс, равный и противоположный по фазе искусственному дисбалансу маховика.

Чтобы исключить влияние неуравновешенных сил инерций самого двигателя, эксперимент проводился в два этапа: с массой m_1 и с массой m_2 , причем масса m_1 заведомо больше несбалансированных вращающихся масс двигателя, а масса m_2 больше массы m_1 . Величина возмущающей гармонической силы определяется исходя из разности этих масс: $\Delta m = m_2 - m_1$.

В описываемом эксперименте на маховик двигателя устанавливались последовательно массы $m_1 = 203$ г и $m_2 = 338$ г, что при расстоянии от точки установки масс до оси вращения $r = 0,148$ м соответствует дисбалансу 3000 и 5000 г·см.

Таким образом, дисбаланс маховика, определяющий возмущающую силу, равен 2000 г·см, т. е. соответствует величинам допустимого дисбаланса отечественных автотракторных дизелей.

Так как на выходе колебательной системы при работе двигателя на неподвижном автомобиле получается сложный периодический сигнал, необходимо провести гармонический анализ отдельных форм колебаний. Принципиальная схема гармонического анализа колебаний центра инерции двигателя приведена на рис. 2.

Тензометрический сигнал с балочек поступает на усилитель 1 типа 8 АНЧ, где усиливается и подается на АВМ 2

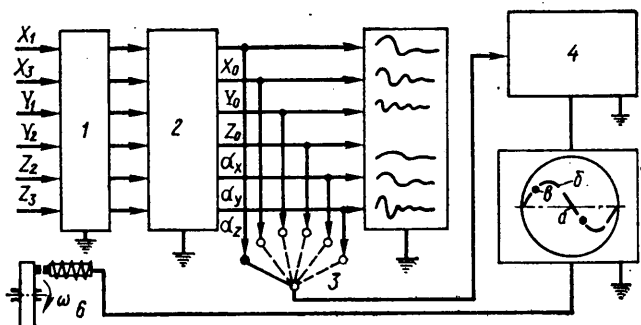


Рис. 2. Принципиальная схема экспериментальной установки:

α — анализируемая гармоника; θ — отметка времени; δ — отметка в.м.т. груза

типа МН-7. На вычислительной машине МН-7 осуществляется суммирование сигналов согласно уравнениям [1] и последующее их усиление. Таким образом, на выходе машины МН-7 имеется шесть электрических сигналов, соответствующих шести основным формам колебаний двигателя X_0 , Y_0 , Z_0 , α_x , α_y , α_z .

С АВМ сигналы через пакетный переключатель 3 последовательно подавались на узкополосный анализатор спектра 4 модели SBA 101 фирмы RFT.

На выходе анализатора получается гармоническая составляющая сложного сигнала. Она подается далее на электронную осциллограмму 5 типа С1-19, на экране которого измеряются амплитуда a_i колебаний двигателя и временной сдвиг ΔT_i относительно колебаний возмущающей силы.

Для определения сдвига фаз возмущающей силы и вызываемого ею перемещения на плоскости $хоу$ и $зоу$ устанавливаются индуктивные датчики 6, электрический сигнал которых подается на катодный осциллограф. Сдвиг фаз возмущающей силы и колебания или временной сдвиг ΔT_i равен длине отрезка между меткой максимума возмущающей силы и положением максимума гармонической составляющей соответствующей формы колебаний двигателя, умноженной на масштаб времени катодного осциллографа.

В основу второго метода определения амплитудно-фазовой характеристики колебательной системы двигателя положен анализ реакции системы на импульсы силы.

Реакция колебательной системы $h(t)$ на единичный импульс силы в виде дельта-функции Дирака $\delta(t)$ при нулевых начальных условиях называется импульсной переходной функцией. Дельта-функция $\delta(t)$ определяется следующим образом [2]:

$$\delta(t) = \begin{cases} \infty & \text{при } t = 0, \\ 0 & \text{при } t \neq 0 \end{cases} \quad (3)$$

и, кроме того,

$$\int_{-\infty}^{\infty} \delta(t) dt = 1. \quad (4)$$

Импульсная переходная функция связана с амплитудно-фазовой характеристикой системы преобразованием Фурье [3]:

$$h(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} e^{j\omega t} H(j\omega) d\omega; \quad (5)$$

$$H(j\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} e^{-j\omega t} h(t) dt. \quad (6)$$

Таким образом, задача экспериментального определения амплитудно-фазовой характеристики может быть решена, если найдется способ получения реакции системы в виде импульсной переходной функции $h(t)$.

Реализовать импульсы силы в виде $\delta(t)$ невозможно. Однако, используя некоторые импульсы, можно получить приближенную величину $h(t)$.

При определении импульсных переходных функций колебательной системы двигателя по разработанной методике к импульсу силы предъявляются следующие требования:

1) длительность импульса τ при известной форме его должна быть значительно меньше периода самой высокочастотной составляющей свободных колебаний двигателя;

2) величину импульса следует выбирать исходя из необходимости возмущения свободных колебаний, соизмеримых с коле-

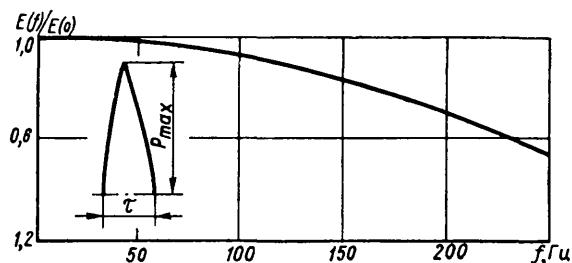


Рис. 3. Форма и спектр импульса силы, полученного с помощью механического нагружающего устройства $\tau=0,0058$ с, $P_{\max}=290$ кг

баниями от реальных возмущающих сил колебательной системы;

3) способ создания импульса должен обеспечивать возможность его приложения в любой точке двигателя.

Исходя из указанных требований было рассчитано, спроектировано и изготовлено механическое нагружающее устройство, создающее импульс со следующими параметрами: величина импульса $I=0 \div 1,8$ кг·с, длительность $\tau=0,0058$ с и максимальная сила $P_{\max}=0 \div 290$ кг.

На рис. 3 показан импульс, полученный от удара механическим нагружающим устройством по блоку двигателя, и приведен его спектр. Запись формы импульса выполнена с помощью пьезоэлектрической установки RFT. В качестве датчика силы использовался пьезоэлектрический молоточек DE-1500.

Спектр импульса рассчитан аналитически [3]. При расчете спектра импульс аппроксимировался равнобедренным треугольником. Методическая погрешность определения амплитудно-фазовой характеристики в диапазоне частот 0—100 Гц не превышает 7%.

Величина импульса I определялась опытным путем по углу отклонения баллистического маятника α [4]. Отклонение величины импульса от среднего значения не превышало 3%. При эксперименте линейные и угловые формы колебаний записывались на ленте шлейфового осциллографа Н-700 по схеме, приведенной на рис. 2.

Импульсные переходные функции колебательной системы регистрировались вдоль осей ox , oy , oz (рис. 1). Для угловых форм импульсные переходные функции определялись как разность реакции на импульс силы, приложенный со смещением относительно центра инерции двигателя и реакции на импульс силы, приложенный вдоль соответствующей оси. В качестве примера на рис. 4 показаны импульсные переходные функции двигателя А-41 в координатах x_0 и z_0 от импульса силы, приложенного в соответствующей координате.

Непосредственный анализ импульсных переходных функций позволяет определить собственные частоты и взаимосвязь колебаний двигателя.

Взаимосвязь отдельных форм колебаний можно оценить, сопоставляя импульсные переходные функции в различных координатах со значением их в координате, в которой приложен импульс. Аналогичным способом оценивается взаимосвязь при гармоническом воздействии.

В работе [5] подробно рассмотрен анализ взаимосвязи отдельных форм колебаний двигателя по импульсным переходным функциям, полученным аналитически.

Кроме того, что непосредственный анализ импульсных переходных функций дает достаточно широкую информацию о параметрах колебательной системы, преобразуя их по Фурье, можно получить частотные характеристики колебательной системы.

На рис. 5 приведены амплитудно-частотные характеристики двигателя А-41 в координатах x_0 и z_0 , полученные преобразованием по Фурье импульсных переходных функций в этих координатах. Преобразование Фурье выполнялось на ЦЭВМ «Одра 1204». На печать машины выводились:

а) действительная $P(\omega)$ и мнимая $Q(\omega)$ части комплексной функции $H(j\omega)$, позволяющие построить амплитудно-фазовую характеристику системы на комплексной плоскости

$$H(j\omega) = P(\omega) + jQ(\omega); \quad (7)$$

б) амплитудно-частотная характеристика $A(\omega)$, равная модулю или спектру комплексной функции $H(j\omega)$:

$$A(\omega) = |H(j\omega)| = \frac{|Y(j\omega)|}{|X(j\omega)|} = \sqrt{[P(\omega)]^2 + [Q(\omega)]^2}; \quad (8)$$

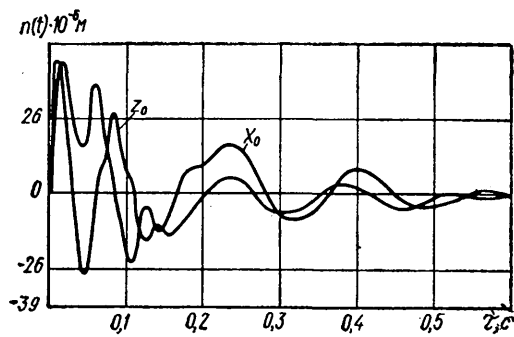


Рис. 4. Импульсные реакции двигателя А-41 в координатах x_0 и z_0 на импульс силы, приложенный в соответствующей координате

в) фазо-частотная характеристика или аргумент функции $H(j\omega)$

$$f(\omega) = \arg H(j\omega) = \arctg \frac{Q(\omega)}{P(\omega)}. \quad (9)$$

На графике, приведенном на рис. 5, нанесены точки, соответствующие амплитудно-частотной характеристике, снятой методом синусоидального воздействия. Как видно, сходимость результатов, полученных разными способами, оказывается хорошей. Из анализа приведенной кривой видно, что вертикальные колебания z_0 двигателя А-41 имеют два выраженных резонанса в диапазонах частот 37 и 87 1/с. Поперечные колебания x_0 имеют резонансы на частотах 37 и 113 1/с.

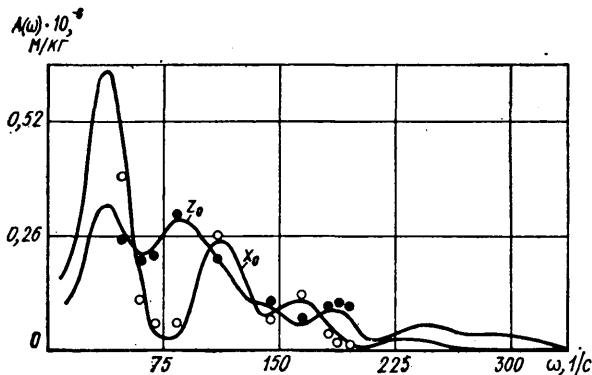


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики двигателя А-41, полученные разными методами: преобразованием по Фурье импульсной переходной функции (сплошные линии) и методом гармонических возмущений (точки)

Таким образом, реализация метода гармонических возмущений за счет искусственно вводимых неуравновешенных масс, связанных с какой-либо вращающейся деталью двигателя, оказывается простой, но дает ограниченные возможности приложения сил в различных точках и частотный диапазон. Определение реакции колебательной системы на единичный импульс силы позволяет быстро и сравнительно просто получить экспериментальный материал для определения динамических характеристик. Кроме того, что импульсные переходные функции дают возможность определить собственные частоты и взаимосвязь колебаний из непосредственного анализа, последующая их обработка на ЦЭВМ позволяет получить частотные характеристики колебательной системы.

Хорошая сходимость результатов описанных методов позволяет широко использовать их для экспериментального определения динамических параметров, выбирая тот или другой метод, исходя из особенностей конкретной колебательной системы и возможностей экспериментаторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Григорьев Е. А. и др. «Двигатели и тракторы». Труды ВПИ, Волгоград, 1968.
2. Пугачев В. С. Теория случайных функций и ее применение к задачам автоматического управления. М., Физматгиз, 1962.
3. Харкевич А. А. Спектры и анализ. Издательство технической литературы, 1953.
4. Баум Ф. А. и др. Физика взрыва. М., Физматгиз, 1959.
5. Григорьев Е. А., Игнатенко В. И. «Двигатели и тракторы». Труды ВПИ, Волгоград, 1969.

Исследование переходных процессов карбюраторного двигателя, следующих за режимом регулируемого принудительного холостого хода

Канд. техн. наук В. М. АРХАНГЕЛЬСКИЙ,

канд. техн. наук Н. Д. ДЕРБАРЕМДИКЕР, С. С. ЭПШТЕЙН

Московский автомобильно-дорожный институт, Московский карбюраторный завод

ОБОРУДОВАНИЕ карбюраторного двигателя ограничителем разрежения для подачи воздуха во впускной трубопровод двигателя на режиме принудительного холостого хода вносит некоторые особенности в переходные процессы двигателя при смене принудительного холостого хода на нагрузочный режим или на режим самостоятельного холостого хода. Это определяется тем, что впускной трубопровод двигателя, имеющего ограничитель разрежения, на режиме принудительного холостого хода заполнен переобедненной смесью ($\alpha = 3 \div 10$), и разрежение составляет 200—350 мм рт. ст. При отсутствии ограничителя разрежения впускной трубопровод заполнен богатой смесью ($\alpha = 0,7 \div 0,9$) при разрежениях 500—600 мм рт. ст.

Исследование влияния ограничителя разрежения на переходные процессы, следующие за режимом принудительного холостого хода, предусматривало получение количественных оценок параметров двигателя на неуставившихся режимах. Это было осложнено тем, что проведенные ранее исследования [1 и 2] показали трудность получения точных количественных оценок работы автомобильного двигателя на неуставившихся режимах при дорожных и стендовых испытаниях двигателя на автомобиле.

Экспериментальное исследование влияния ограничителя разрежения на переходные процессы карбюраторного двигателя проводилось Проблемной лабораторией транспортных двигателей Московского автомобильно-дорожного института совместно с Московским карбюраторным заводом на специальном динамическом стенде, исключающем практически все случайные факторы, свойственные дорожным и стендовым испытаниям. Стенд позволил с помощью аналоговых ЭВМ и электротормозных устройств управлять двигателем и его нагрузкой практически с любым приближением к условиям эксплуатации. При этом реальный объект исследования — двигатель внутреннего сгорания — становился частью электронной модели автомобиля, который мог совершать поездки с заданным характером движения по дороге определенного профиля и покрытия при любой нагрузке полезным грузом.

Система управления стендом выполнена такой, что каждое перемещение дроссельной заслонки карбюратора после переключения передач осуществляется при определенном числе оборотов двигателя. Однако оказывается, что длительность предшествующего снижения оборотов двигателя и, следовательно, длительность паузы переключения зависят от того, как быстро снижаются обороты двигателей при закрытой дроссельной заслонке. Время снижения оборотов в одном и том же диапазоне зависит от соотношения индикаторного момента и суммарного момента сопротивления вращению вала двигателя. Исследование режима принудительного холостого хода [3] показало, что с ограничителем разрежения может измениться соотношение указанных моментов, а также может измениться (увеличиваться) длительность процесса снижения оборотов. В условиях реального автомобиля полное выключение сцепления исключает какое-либо влияние ограничителя разрежения на процесс переключения передач и его длительность. В связи с этим динамические качества двигателя на стенде оцениваются сравнением суммарного времени разгонов на всех передачах за вычетом длительности пауз переключения. Получаемый таким образом цикл называется «условным циклом разгона».

Описанная методика необходима также при оценке динамических свойств различных двигателей, поскольку сочетание рассмотренных действующих моментов в паузах переключений передач может влиять на результаты стендовых испытаний и быть неощутимым (устраненным водителем) при разгоне реального автомобиля.

На стенде производились разгоны, соответствующие разгону автомобиля ЗИЛ-130 с полезным грузом 5 т по горизонтальному шоссе с бетонным покрытием на второй, третьей и четвертой передачах [4]. Цикл разгона начинался с установившегося движения автомобиля на второй передаче со скоростью 6,3 км/ч ($n_{дв} = 900$ об/мин). Разгон на второй передаче осуществлялся до скорости автомобиля, равной 20,2 км/ч ($n_{дв} =$

$= 2900$ об/мин), разгон на третьей передаче — до скорости 35,5 км/ч ($n_{дв} = 2850$ об/мин) и разгон на четвертой передаче — до скорости 48,6 км/ч ($n_{дв} = 2500$ об/мин).

Изменения основных параметров двигателя при разгоне на второй передаче и величины, используемые при оценке динамических качеств двигателя, показаны на рис. 1. Оценка осуществлялась по величине и времени достижения максимального крутящего момента, развиваемого двигателем при разгоне, по потерям момента, определяемым как разность между моментом на установившемся режиме и в разгоне при одном и том же числе оборотов и при одинаковом положении дроссельных заслонок; по времени разгона на второй передаче; по наличию и величине провала момента при разгоне.

Провалом момента считается изменение знака приращения величины момента во времени. Провал момента отличался нами от задержки нарастания момента, когда, например, несмотря на движение дроссельных заслонок, значение момента некоторое время оставалось неизменным.

Разгон в основном разделялся на две фазы: начальную, длительность которой определяется временем открывания дроссельных заслонок, и основного разгона [5]. При разгонах резким открыванием дроссельных заслонок (за 0,1 с) на угол более 50% максимального, целесообразно также выделять фазу интенсивного нарастания момента.

В начальной фазе разгона без ограничителя разрежения (рис. 2, а) крутящий момент на первичном валу коробки переключения передач начинает расти через 0,11 с после начала открытия дроссельных заслонок (I) и к полному их открытию II достигает 23 кгс·м. Характер нарастания момента сравнительно медленный, средняя интенсивность нарастания момента за период от начала его роста составляет 121 кгс·м/с. Разгон с ограничителем разрежения (рис. 2, б) проходит без провала момента, однако рост последнего начинается через 0,18 с и к полному открытию дроссельных заслонок достигает 22 кгс·м. В этом случае наблюдается более резкое возрастание момента при средней интенсивности нарастания 180 кгс·м/с, т. е. в 1,5 раза больше, чем при разгоне без ограничителя разрежения. В дальнейшем, за период времени $\tau = 1$ с, крутящий момент двигателя без ограничителя разрежения достигает своего максимального значения, равного 27 кгс·м, а двигатель с ограничителем разрежения — 29 кгс·м. В последнем случае средняя интенсивность нарастания момента при разгоне с ограничителем разрежения на 7% выше, чем при разгоне без ограничителя разрежения.

Аналогичные результаты были получены во всех исследованных случаях. Наличие ограничителя разрежения не ухудшало динамику разгона, а при разгонах, осуществляемых резким (за 0,1 с) и полным открытиями дроссельных заслонок, время разгона сокращалось на 2,5—3%. Таким образом, более интенсивное возрастание крутящего момента до больших абсолютных

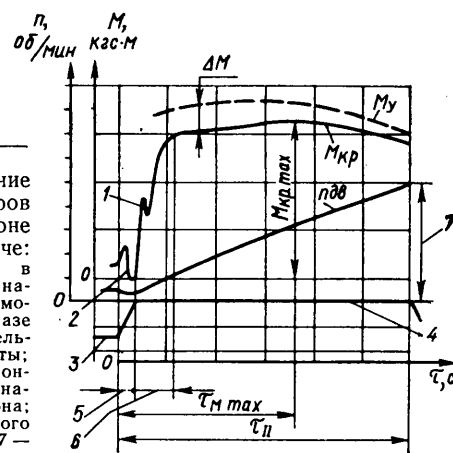


Рис. 1. Изменение основных параметров двигателя при разгоне на второй передаче: 1 — провал момента в зоне его интенсивного нарастания; 2 — провал момента в начальной фазе разгона; 3 — дроссельные заслонки закрыты; 4 — дроссельные заслонки открыты; 5 — начальная фаза разгона; 6 — фаза интенсивного нарастания момента; 7 — обороты конца разгона

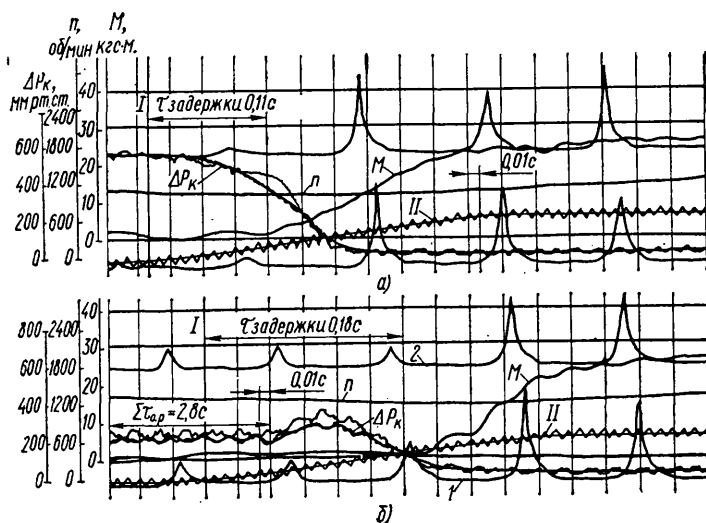


Рис. 2. Осциллограммы разгона автомобиля ЗИЛ-130 из режима принудительного холостого хода при отключенном (а) и при включенном (б) ограничителе разрежения:

M — момент, развиваемый двигателем на первичном валу коробки переключения передач; n — число оборотов вала двигателя в минуту; Δp_k — разрежение во впускном трубопроводе

значений полностью компенсирует задержку начала нарастания момента вследствие работы ограничителя разрежения, что подтверждает отмеченное ранее улучшение динамики разгона автомобиля.

Улучшение динамики двигателя, оборудованного ограничителем разрежения, объясняется тем, что в первых рабочих циклах разгона отсутствуют остаточные газы, а температура стенок впускного трубопровода и камер сгорания несколько понижена за счет охлаждения воздухом, поступающим через ограничитель разрежения. Все это способствует улучшению наполнения и более совершенному протеканию рабочих процессов в начальной фазе разгона.

Анализируя отрезок времени τ задержки (рис. 2, б), можно выделить три характерных этапа в процессах, происходящих на впуске. В течение первого этапа, длительнос которого 0,065 с, разрежение во впускном трубопроводе остается практически постоянным, а дроссельные заслонки открываются на 15—20%.

К концу первого этапа клапан ограничителя разрежения закрывается. С этого момента начинается второй этап, характеризующийся повышением разрежения во впускном трубопроводе, что отражает процесс эвакуации переобедненной смеси при одновременном поступлении смеси горючего состава из карбюратора. Концом второго этапа будем считать тот момент времени, начиная с которого в цилиндры двигателя поступает смесь, способная к воспламенению, и в цилиндре происходит воспламенение (рис. 2, б, кривая 1). Второй этап для рассматриваемого случая (рис. 2, б) длится 0,065 с. В цилиндре, имевшем начало впуска на 90° по п.к.в. раньше (рис. 2, б, кривая 2), воспламенения нет, поскольку в него поступила еще переобедненная смесь. Таким образом, индцирование позволяет в данном случае с точностью до 0,010 с ($\sim 1/4$ оборота) определить момент окончания эвакуации переобедненной смеси из впускного трубопровода, т. е. момент окончания второго этапа, который длится 0,065 с (рис. 2, б).

Третьим этапом будем считать процесс наполнения и сжатия в цилиндре, давшем первое воспламенение рабочего заряда. Длительность этого этапа определяется скоростным режимом двигателя в начале разгона и практически равна времени одного оборота вала двигателя. Для случая, приведенного на рис. 2, третий этап длится $\sim 0,05$ с. В результате задержка начала нарастания крутящего момента двигателя, имеющего ограничитель разрежения (0,18 с), складывается из 0,065 с, необходимых для закрытия клапана ограничителя разрежения, 0,065 с, необходимых для образования смеси горючего состава во впускном трубопроводе, и 0,050 с, необходимых для наполнения и сжатия заряда в цилиндре, дающем первое воспламенение рабочего заряда. Для разгона без ограничителя разрежения (рис. 2, а) задержка начала нарастания момента, составляющая 0,11 с, складывается из этапа создания во впускном трубопроводе смеси горючего состава (за счет ее обеднения) при одновременном увеличении давления во впускном трубопроводе, и из этапа наполнения и сжатия заряда в цилиндре, обуславливающим начало роста крутящего момента. Поскольку длительность второго этапа составляет $\sim 0,05$ с, время, не-

обходимое для подготовки впускного трубопровода, будет составлять 0,06 с, т. е. практически столько же, сколько в случае наличия ограничителя разрежения.

Все это позволяет сделать вывод, что увеличение длительности задержки начала нарастания крутящего момента при наличии ограничителя разрежения определяется временем, необходимым на закрытие его клапана. В случае резкого открытия дроссельных заслонок время закрытия клапана ограничителя разрежения сокращается вдвое и не превышает 0,03 с.

В числе рассмотренных выше этапов перехода двигателя, имеющего ограничитель разрежения, из режима принудительного холостого хода в нагрузочный режим, длительность первого и третьего этапов однозначно определяется временем срабатывания ограничителя разрежения и скоростным режимом работы двигателя. Вследствие этого представляется целесообразным уточнить факторы, определяющие длительность процесса восстановления во впускном трубопроводе смеси, способной к воспламенению.

Количество воздуха во впускном трубопроводе, которое должно быть удалено, равно

$$q_{20} = V_{в.т} \gamma_0 \frac{p_k}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T}, \quad (1)$$

где $V_{в.т}$ — объем впускного трубопровода; γ_0, p_0, T_0 — удельный вес, давление и температура воздуха в окружающей среде;

p_k — давление во впускном трубопроводе в начале процесса опорожнения впускного трубопровода;

ΔT — повышение температуры воздуха в результате подогрева во впускном трубопроводе.

Каждый выпуск в любой из цилиндров двигателя уменьшает количество воздуха во впускном трубопроводе на величину

$$q_{эв i} = V_{h_{ц}} \gamma_0 \eta_{V_i}, \quad (2)$$

где $V_{h_{ц}}$ — рабочий объем цилиндра;

η_{V_i} — коэффициент наполнения данного процесса впуска.

Условия на впуске в рассматриваемом процессе до возникновения сгорания смеси в цилиндрах идентичны условиям на принудительном холостом ходу, для которого было определено

$$\eta_{V_i} = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{\epsilon p_k - \lambda p_0}{(\epsilon - 1) p_0}, \quad (3)$$

где ϵ — степень сжатия;

λ — коэффициент (1,03—1,07), показывающий степень превышения давления p_0 , необходимую для обеспечения процессов выпуска.

Каждый последующий выпуск определяется новым значением η_{V_i} , поскольку изменяются количество воздуха и давление во впускном трубопроводе.

В четырехтактном восьмицилиндровом двигателе количество воздуха во впускном трубопроводе перед последующим циклом впуска, т. е. через 90° п.к.в., будет составлять

$$q_{290} = q_{20} - \beta q_{эв i} + G_{в.к} \tau, \quad (4)$$

где $G_{в.к}$ — расход воздуха через карбюратор, определяемый перепадом давлений в дросселе и его открытым сечением;

τ — длительность интервала (90° п.к.в.) между процессами впусков в цилиндры;

β — коэффициент, учитывающий долю циклового заряда воздуха, приходящегося на τ .

Число впусков k , исчерпывающих первоначальное количество воздуха, определим из условия

$$\sum_{i=1}^{i=k} q_{эв i} = q_{20}. \quad (5)$$

Принимая $\sum_{i=1}^{i=k} \eta_{V_i} = k \eta_{V_{cp}}$ (где $\eta_{V_{cp}}$ — средняя величина коэффициента наполнения), можно получить, что время очистки впускного трубопровода при постоянных оборотах равно

$$\tau_{оч} = \frac{120}{\eta_{V_{cp}} n} \cdot \frac{V_{в.т}}{V_h} \cdot \frac{p_k}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T}, \quad (6)$$

где V_h — рабочий объем двигателя.

В табл. 1 приведены расчетные значения $\tau_{0ч}$ (в секундах) для двух значений подогрева $\Delta T=0$ и $\Delta T=50$ К при $T_0=293$ К в зависимости от η_{Vcp} для процесса перевода двигателя в разгон (рис. 2, б).

Таблица 1

η_{Vcp}	$\tau_{0ч}$ в с		η_{Vcp}	$\tau_{0ч}$ в с	
	$\Delta T=0$ К	$\Delta T=50$ К		$\Delta T=0$ К	$\Delta T=50$ К
0,20	0,182	0,156	0,45	0,081	0,069
0,25	0,146	0,125	0,50	0,073	0,062
0,30	0,122	0,108	0,55	0,066	0,057
0,35	0,104	0,089	0,60	0,061	0,052
0,40	0,091	0,078			

Сопоставление приведенных значений $\tau_{0ч}$ с данными анализа осциллограммы рис. 2, б позволяет считать, что в данном переходном процессе $\eta_{Vcp} = 0,50 \div 0,55$. Это значение хорошо совпадает и с величиной η_v , подсчитанной по выражению (3) и составляющей 0,47—0,55 для того же диапазона температур.

Из выражения (6) следует, что при прочих равных условиях время $\tau_{0ч}$ будет тем меньше, чем меньше отношение $\frac{V_{в.т}}{V_h}$. Поэтому сопоставим (табл. 2) указанный параметр для различных отечественных автомобильных двигателей.

Таблица 2

Двигатель	Объем впускного трубопровода $V_{в.т}$ в л	Рабочий объем двигателя V_h в л	Отношение $\frac{V_{в.т}}{V_h}$
ЗИЛ-130	3	6	0,5
Москвич-412*	0,74	1,485	0,5
ГАЗ-51	1,030	3,48	0,30
Волга М-21*	0,675	2,445	0,28
ВАЗ-2101	0,483	1,197	0,25
Москвич-407*	0,315	1,36	0,23

Переход двигателя из принудительного в самостоятельный холостой ход происходит при неподвижных дроссельных заслонках. Это значительно облегчает последовательный численный расчет процесса опорожнения впускного трубопровода от переобедненной смеси, происходящего после закрытия клапана ограничителя разрежения. Принимая, что открытие впускного и закрытие выпускного клапанов происходит в в.м.т., а закрытие впускного и открытие выпускного клапанов — в н.м.т., получаем достаточно простую схему расчета.

Взяв за начало отсчета времени момент посадки клапана ограничителя разрежения и считая его совпадающим с моментом закрытия впускного клапана ($i-1$)-го цилиндра, получим, что в начальный момент времени τ_0 объем впускного трубопровода и сообщаемого с ним i -го цилиндра составит

$$V_{20} = V_{в.т} + 0,5 V_{h_{цi}} + V_{к.с}, \quad (7)$$

где $V_{к.с}$ — объем камеры сгорания.

Общее количество воздуха, подлежащего эвакуации, можно определить из выражения (1). При дальнейшем повороте коленчатого вала двигателя на 90° (момент времени τ) во впускную систему добавится воздух, вошедший через карбюратор ($q_{в.к}$), и воздух, заключенный в камере сгорания ($i+1$)-го цилиндра ($q_{к.с}$). В результате количество воздуха во впускном трубопроводе, i -м и $(i+1)$ -м цилиндрах, перед закрытием впускного клапана i -го цилиндра, в момент времени τ составит

$$q_{290} = q_{20} + q_{в.к} + q_{к.с}. \quad (8)$$

Объем впускного трубопровода и сообщаемых с ним цилиндров в тот же момент времени будет

$$V_{290} = V_{в.т} + V_{h_{цi}} + 0,5 V_{h_{ц(i+1)}} + 2 V_{к.с}. \quad (9)$$

Поскольку удельный вес воздуха, заключенного в объеме

V_{290} , равен $\gamma_{90} = \frac{q_{290}}{V_{290}}$, количество воздуха, которое

содержится в i -м цилиндре после закрытия его впускного клапана, составит

$$q_{цi} = \gamma_{90} (V_{h_{цi}} + V_{к.с}) \quad (10)$$

и фактически эвакуированное за первый выпуск количество воздуха будет

$$q_{эв I} = q_{цi} - q_{к.с}. \quad (11)$$

Коэффициент наполнения первого выпуска равен

$$\eta_{VI} = \frac{q_{эв I}}{\gamma_0 (V_{h_{цi}} + V_{к.с})}, \quad (12)$$

а оставшееся во впускной системе количество воздуха после закрытия впускного клапана i -го цилиндра

$$q_{ост} = q_{20} - q_{цi}.$$

Результаты расчетов по приведенной схеме для двигателя ЗИЛ-130 приведены на рис. 3. Исходными данными для расчета приняты: исходное число оборотов $n=600$ об/мин, $p_k=200$ мм рт. ст., замедление вращения вала двигателя $\epsilon' = 56,5$ 1/с², $T_0=293^\circ$ абс. Расчет произведен с интервалами через 90° п.к.в. и для $\Delta T=0$ и 50 К.

Из приведенных на рис. 3 данных видно, что после 10 выпусков в течение 0,29 с количество эвакуированного воздуха сравняется с количеством воздуха, содержащимся во впускной системе в момент закрытия клапана ограничителя разрежения. Поэтому следующие выпуски № 11 и 12 (рис. 3) приведут в цилиндры двигателя смесь состава, близкого к тому, который готовится карбюратором. После времени, необходимого для впуска и сжатия смеси ($\sim 0,14$ с), произойдет первая вспышка в цилиндре, обуславливающая начало перехода двигателя в режим самостоятельного холостого хода.

Таким образом, начало сгорания топлива в цилиндрах, определяющее возникновение индикаторного момента на самостоятельном холостом ходу, отделено во времени от момента закрытия клапана ограничителя разрежения примерно на 0,4 с.

Многочисленные опыты и осциллографирование параметров анализируемого переходного процесса (в том числе индицирование) подтверждают полученное значение времени (рис. 4). Кривые показывают, что в процессе эвакуации воздуха из впускного трубопровода обороты двигателя достигают своего минимального значения, равного ~ 450 об/мин. Это значительно выше пусковых оборотов двигателя, благодаря чему обеспечивается уверенное восстановление нормальной работы двигателя. Отсутствие остаточных газов, благоприятный состав смеси и более высокое наполнение создадут условия для более совершенного протекания процесса сгорания в первых рабочих циклах. В результате развиваемый двигателем индикаторный момент начинает превышать момент внутренних потерь и в течение 0,45 с увеличивается скорость вращения вала до 690 об/мин. В течение этого периода в цилиндрах образуются остаточные газы, индикаторный момент уменьшается и двигатель, постепенно снижая обороты, плавно переходит в режим самостоятельного холостого хода.

Процесс стабилизации малых оборотов самостоятельного холостого хода, считая с 600 об/мин, длится у двигателя без ограничителя разрежения ~ 1 с, а у двигателя с ограничителем разрежения ~ 6 с.

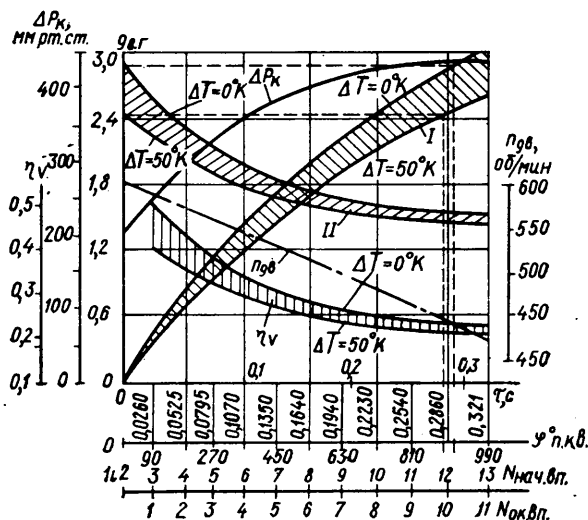


Рис. 3. Расчетные значения параметров перехода двигателя ЗИЛ-130 из принудительного в самостоятельный холостой ход:
I — удаляемый воздух; II — остающийся воздух

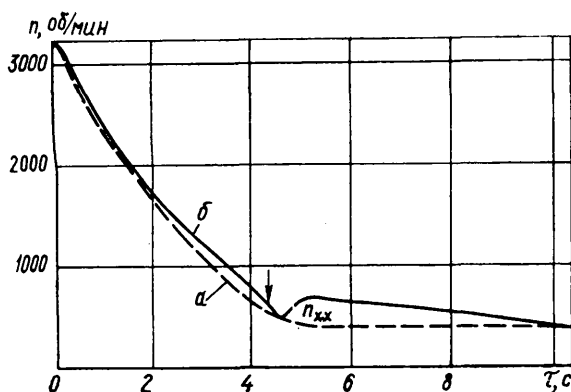


Рис. 4. Изменение числа оборотов двигателя ЗИЛ-130 при переходе из режима принудительного холостого хода в режим самостоятельного холостого хода при отключенном (а) и при включенном (б) ограничителе разрежения (стрелкой показано закрытие клапана ограничителя разрежения)

Тот факт, что в указанный отрезок времени двигатель с ограничителем разрежения реализует один и тот же расход топлива при более высоком числе оборотов, указывает на более полное сгорание топлива с соответствующим уменьшением выброса окиси углерода с отработавшими газами.

На улучшение условий сгорания после регулируемого принудительного холостого хода указывает также отсутствие остановки двигателя при переходе в самостоятельный холостой ход даже при снижении температуры охлаждающей воды до 20°C. Двигатель, не имеющий ограничителя разрежения и переводимый из режима принудительного холостого хода в режим самостоятельного холостого хода при температуре охлаждающей воды ниже 50°C, прекращал работать.

Результатом проведенной работы явилась разработка методики сравнения динамических качеств двигателей в условиях моделирующего стенда, позволяющая получать количественные сравнительные данные работы двигателей на неустановившихся режимах.

Разработанные методы расчета газообмена в переходных процессах, следующих за режимом принудительного холостого хода, хорошо совпадают с результатами экспериментов.

Полученные экспериментальные данные показывают, что применение ограничителя разрежения не только не ухудшает, но в отдельных случаях улучшает динамические качества двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Петров М. А., Иларионов В. А. — «Автомобильная промышленность», 1958, № 12.
2. Лурье М. И. — «Автомобильная промышленность», 1958, № 8.
3. Архангельский В. М., Дербаремдкер Н. Д., Эпштейн С. С. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 8.
4. Лаптев С. А. Дорожные испытания автомобилей. М., Машгиз, 1962.
5. Рубец Д. А. Смесеобразование в автомобильном двигателе при переменных режимах. М., Машгиз, 1948.

УДК 621.43—62

Особенности энергетического баланса и характеристик автомобильного газотурбинного двигателя с управляемой связью роторов

Канд. техн. наук Н. Н. ЗАХАРОВ, Е. Б. ПАРАМОНОВ

НАМИ

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ управляемой связи роторов турбокомпрессора и тяговой турбины является, как известно, одним из способов повышения экономичности газотурбинного двигателя с регенерацией тепла. С помощью указанной связи осуществляется передача некоторой мощности от турбокомпрессора к тяговой турбине. Дополнительная нагрузка турбокомпрессора приводит к снижению его скорости. Всережимный регулятор числа оборотов, реагируя на это, увеличивает подачу топлива и восстанавливает заданный скоростной режим, но при более высокой температуре газа.

Повышение температуры происходит по всему газовому тракту двигателя и приводит к увеличению мощности как компрессорной, так и тяговой турбины. Аналогичное явление наблюдается и при разгоне двигателя. Однако избыточный момент компрессорной турбины, используемый при разгоне на раскручивание ротора, в данном случае передается через устройство связи роторов к тяговой турбине, дополнительно увеличивая крутящий момент на ее валу. Величина передаваемого момента регулируется таким образом, чтобы температура газа поддерживалась постоянной или изменялась по требуемому закону в зависимости от числа оборотов турбокомпрессора.

Указанный способ повышения экономичности применяется на автомобильных газотурбинных двигателях концерна Дженерал Моторс. В них устройство связи роторов представляет собой фрикционную муфту с гидравлическим управлением¹.

Рассмотрим некоторые особенности цикла газотурбинного двигателя при введении управляемой связи роторов. Скорость турбокомпрессора после включения связи роторов сохраняется с помощью центробежного регулятора прежней, поэтому удобней для понимания происшедших изменений сравнивать циклы при одинаковом числе оборотов турбокомпрессора. К тому же удельная работа компрессора в этом случае не зависит от включения и выключения управляемой связи роторов и оказывается одинаковой для сравниваемых циклов. При одновре-

менном увеличении мощности и расхода топлива усложняется картина происходящего явления, что не позволяет качественно оценить результат применения управляемой связи роторов с помощью формулы эффективного к. п. д. двигателя:

$$\eta_e = k \frac{N_e}{G_T},$$

где k — коэффициент пропорциональности;
 N_e — эффективная мощность двигателя;
 G_T — часовой расход топлива.

В формуле увеличиваются и числитель, и знаменатель. Можно показать, что эти величины при введении управляемой связи роторов изменяются по-разному.

Включение управляемой связи роторов увеличивает количество тепла, подводимого к циклу. Сравнимые циклы оказываются не одинаковыми по этому параметру. Для сравнения величин N_e и G_T их нужно отнести к величине тепла цикла Q_2 , взятого при текущем числе оборотов и состоящего из тепла, подводимого к воздуху в регенераторе Q_p , и тепла от сгорания топлива Q_T :

$$\tilde{Q}_e = m \frac{N_e}{Q_2}; \tilde{Q}_T = n \frac{G_T}{Q_2},$$

где m, n — коэффициенты пропорциональности.

Полученные таким образом приведенные величины мощности и расхода топлива при включенной и отключенной связи представлены на рис. 1. Сплошные линии относятся к газотурбинным двигателям со связью, штриховые — к двигателям без связи. При расчете двигателя со связью роторов принимался закон поддержания постоянной температуры газа, равной расчетной на всех скоростных режимах.

Из рисунка видно, что приведенная мощность \tilde{Q}_e при наличии управляемой связи роторов на всех режимах турбокомпрессора, кроме номинального, больше, чем при отсутствии

¹ «SAE Preprint», 1965, № 65071A.

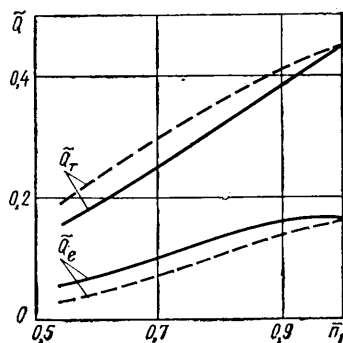


Рис. 1. Зависимость приведенных величин мощности и часового расхода топлива от относительного числа оборотов турбокомпрессора

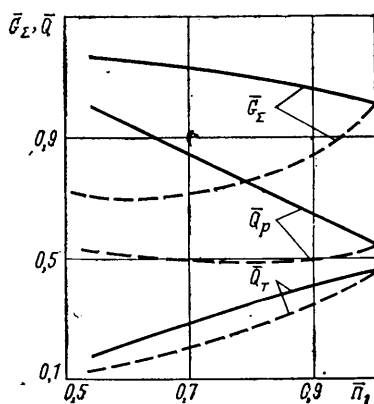


Рис. 2. Зависимость относительных величин подводимого к циклу тепла от относительного числа оборотов турбокомпрессора

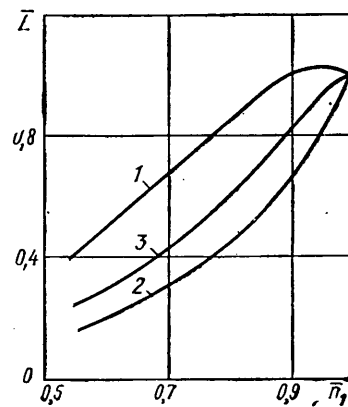


Рис. 3. Зависимость удельной работы в относительных величинах от относительного числа оборотов турбокомпрессора

связи, а приведенный расход \bar{Q}_r — меньше. Очевидно, что величина \bar{Q}_e является числителем формулы (1), а величина \bar{Q}_r — знаменателем: $\eta_e \sim \frac{\bar{Q}_e}{\bar{Q}_r}$, т. е. при введении управ-

ляемой связи в схему двигателя формально увеличивается числитель и уменьшается знаменатель формулы эффективного к. п. д., вследствие чего к. п. д. увеличивается.

На рис. 2 показано изменение составляющих цикла двигателя в относительных величинах при включенной и выключенной управляемой связи роторов. Относительное тепло, подводимое в регенераторе и камере сгорания,

$$\bar{Q}_z = \frac{Q_z}{Q_{z0}} (Q_{z0} -$$

значение на номинальном режиме); относительное тепло, подводимое в регенераторе, $\bar{Q}_p = \frac{Q_p}{Q_{z0}}$; относительное тепло, под-

водимое в камере сгорания, $\bar{Q}_r = \frac{Q_r}{Q_{z0}}$. При постоянстве тем-

пературы цикла общее количество тепла, сообщаемое 1 кг воздуха, остается постоянным при всех числах оборотов. Но величина \bar{Q}_{zs} (индекс s служит для обозначения параметра, относящегося к газотурбинному двигателю со связью роторов) не включает тепло, полученное при сжатии воздуха в компрессоре. Поэтому она возрастает с уменьшением скорости турбокомпрессора, так как при этом уменьшается температура сжатого воздуха. Обращает внимание сильное увеличение возвращаемого в цикл тепла при включении связи, что объясняется возрастанием температурных напоров в регенераторе с уменьшением скорости турбокомпрессора: температура воздуха за компрессором снижается, а температура газа, поступающего в регенератор, возрастает вследствие уменьшения перепада давления на турбинах, связанного со скоростью турбокомпрессора.

Увеличение количества регенерируемого тепла в рассмотренных приведенных величинах при включении управляемой связи роторов можно видеть из рис. 1. Поскольку $\bar{Q}_p = 1 - \bar{Q}_r$, то отрезки между ординатой $\bar{Q} = 1$ и соответствующей кривой \bar{Q}_r будут определять регенерируемое тепло. Так как $1 - \bar{Q}_{r,c} > 1 - \bar{Q}_r$, то $\bar{Q}_{p,c} > \bar{Q}_p$.

Повышение температуры газа при включении управляемой связи приводит к увеличению удельной эффективной работы газотурбинного двигателя. На рис. 3 показано изменение удельной работы на выходном валу двигателя в функции числа оборотов турбокомпрессора для случая двигателя с управляемой связью и без связи (линии 1 и 2). Линия 3 показывает работу тяговой турбины при действующей связи роторов, но без учета работы, передаваемой от турбокомпрессора. Прирост работы на тяговой турбине составляет 60—90% прироста на компрессорной турбине в области повышенных оборотов и

40—60% в области пониженных оборотов. При поддержании постоянной температуры газа зависимость удельной работы газотурбинного двигателя от числа оборотов турбокомпрессора приближается к линейной в большей части рабочего диапазона. В то же время кривая имеет максимум, располагающийся для данного двигателя при $\bar{n}_1 = 0.95$ и являющийся, как известно, следствием оптимального сочетания количества подводимого тепла и к. п. д. двигателя.

Отличие двигателя со связью в виде фрикционной муфты от двигателя с регулируемым сопловым аппаратом с точки зрения мощностного баланса состоит в том, что фрикционная муфта не может трансформировать передаваемый через нее момент. Поэтому часть передаваемой мощности безвозвратно переходит в тепло пробуксовывания дисков муфты. Только при блокировании роторов двигателя будет происходить полная передача мощности ΔN . Рассмотренные графики относятся именно к этому случаю.

При наличии регулируемого соплового аппарата на двигателе с уменьшением числа оборотов тяговой турбины, когда происходит уменьшение ее к. п. д., также теряется часть мощности, эквивалентной ΔN , но в значительно меньшей степени, поскольку теряемая мощность переходит в тепло отработавших газов и через регенератор возвращается в цикл в доле, определяемой степенью регенерации σ .

Невозможность трансформации момента, передаваемого через управляемую связь роторов, выполненную в виде фрикционной муфты, несколько ухудшает экономичность газотурбинного двигателя. Коэффициент приспособляемости двигателя с фрикционной муфтой в противоположность двигателю с регулируемым сопловым аппаратом, по той же причине не остается постоянным при различных режимах турбокомпрессора, а меняется в зависимости от величин ΔN и N_e (здесь N_e — мощность на выходном валу газотурбинного двигателя при включенной управляемой связи).

На рис. 4 показано изменение коэффициента приспособляемости δ_c двигателя со связью по оборотам турбокомпрессора \bar{n}_1 . Значение δ_c определялось по формуле

$$\delta_c = 1 + \frac{1}{\frac{1}{\delta - 1} + \frac{\Delta N(\delta - k)}{(N_e - \Delta N)(\delta - 1)^2}},$$

где $\delta = 2$ — коэффициент приспособляемости тяговой турбины.

Это равенство получено путем выражения моментов, входящих в формулу коэффициента приспособляемости, через соответствующие мощности и в предположении линейного протекания моментной характеристики тяговой турбины. Коэффи-

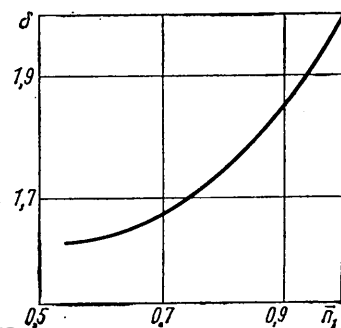


Рис. 4. Зависимость коэффициента приспособляемости от относительного числа оборотов турбокомпрессора

циент $k = \frac{n_{26л}}{n_N}$ ($n_{26л}$ — число оборотов тяговой турбины,

при котором происходит блокирование роторов газотурбинного двигателя; n_N — число оборотов тяговой турбины, соответствующее максимальной мощности для данной скорости турбокомпрессора) обычно выбирается для многорежимных двигателей в пределах 1,1–1,25 (для внешней характеристики), с тем чтобы на преимущественно используемых режимах пониженной скорости тяговой турбины получить улучшенную экономичность. Величина k является функцией числа оборотов турбокомпрессора, но в первом приближении этой зависимостью можно пренебречь и считать ее постоянной, что и было сделано в проведенном расчете. Было принято $k=1,18$.

Уменьшение коэффициента приспособляемости на частичных режимах у двигателя со связью роторов не является существенным недостатком, так как значение δ_e наиболее важно на номинальном режиме, при котором он восстанавливается до максимального значения, свойственного данному двигателю.

Введение управляемой связи повышает мощность двигателя на промежуточных режимах. Это значит, что для поддержания прежней мощности после включения связи следует снизить скорость турбокомпрессора. Вместе с нею уменьшится скорость тяговой турбины, при которой происходит блокирование роторов, так как число оборотов того и другого ротора связано между собой зависимостью $n_{26л} = n_i i$, где i — кинематическое передаточное отношение между роторами. В результате нежелательный режим одновального двигателя, отличающийся ухудшенной экономичностью, наступает для каждого уровня мощности при более низком числе оборотов тяговой турбины, чем это было бы, например, при обгонной муфте между роторами. На скоростной характеристике происходит сокращение области режимов работы газотурбинного двигателя с применением связи. Появляется новая линия блокирования (кривая a на рис. 5). Прежняя линия блокирования — кривая b , соответствует двигателю без управляемой связи.

В результате на скоростной характеристике двигателя со связью в виде фрикционной муфты можно выделить три области. Левее линии a располагается область полного использования управляемой связи, в которой температура газа на всех режимах поддерживается постоянной. Правее линии b находится область, где двигатель имеет температуру газа ниже, а экономичность хуже, чем обычный газотурбинный двигатель без связи роторов при одинаковой мощности и одинаковой скорости выходного вала. Между этими двумя линиями находится область частичного использования связи. Температура газа и экономичность здесь имеют промежуточные значения между значениями их при полном использовании связи и при выключенной связи. В этой области, как и в области правее линии b , роторы заблокированы, двигатель работает в одновальном режиме. На рисунке нанесены также кривые постоянных удельных расходов топлива для двигателя со связью, протекающие более круто справа от линии блокирования a , что указывает на худшую экономичность в этой области.

Появление новой линии блокирования на скоростной характеристике может вызвать необходимость увеличения числа передач в трансмиссии автомобиля, чтобы сократить время работы газотурбинного двигателя в режиме одновального двигателя.

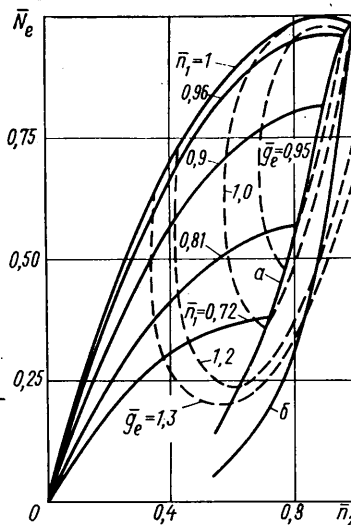
Рассмотренное изменение характеристик вследствие применения управляемой связи, относится к двигателю, у которого в стандартных атмосферных условиях температура газа достигает расчетной величины при максимальной скорости турбокомпрессора при отключенной связи роторов. Применительно к газотурбинному двигателю со связью выбор расчетной точки целесообразно выполнять исходя из особенностей, налагаемых связью роторов. Так, при температурах окружающей среды выше стандартной максимальная температура газа наступает при скорости турбокомпрессора, меньше расчетной. При наличии блокирования роторов это приводит к недобору автомобилем максимальной скорости. При температуре ниже стандартной скорость турбокомпрессора ввиду ограничения мощности двигателя также не достигает расчетного значения. Вследствие этого автомобиль может двигаться с максимальной скоростью только при атмосферных температурах, близких к стандартной.

Кроме того, газотурбинный двигатель с управляемой связью имеет преимущество, несколько худшую, чем двигатель без всякой связи, и тем более будет уступать в этом отношении двигателю с регулируемым словесным аппаратом, что объясняется увеличением вращающихся масс ротора турбокомпрессора за счет механизма связи роторов. Известно, что для улучшения приемистости на двигателе со связью GT-309 заброс температуры газов при разгоне доведен до 160–170°C, вместо обычно встречающегося 50–80°C. Подобное решение за-

ставляет отдавать линию максимальной температуры, при которой работает двигатель с включенной связью роторов от границы помпажа. Обычно это вызывает ухудшение к. п. д. компрессора. Кроме того, любой заброс по температуре, тем более увеличенной, не позволяет полностью использовать жаропрочные свойства деталей и узлов газотурбинного двигателя.

Для двигателя со связью роторов с учетом отмеченных особенностей более рационально выбрать расчетную точку таким образом, чтобы при стандартной атмосферной температуре на максимальном скоростном режиме турбокомпрессора температура газа равнялась

Рис. 5. Скоростная характеристика газотурбинного двигателя с управляемой связью в относительных координатах



расчетной при условии включения связи. Тогда при выключении связи температура газа на этом режиме будет ниже расчетной величины. Это может быть достигнуто увеличением проходного сечения тяговой турбины. В результате при отключенной связи роторов снижается температура газа на всех установившихся режимах и линия совместной работы на характеристике компрессора удаляется от границы помпажа. Но линия работы двигателя со связью или линия постоянной температуры газа остается одной и той же (пока в сопловом аппарате компрессорной турбины имеется сверхкритический перепад давления). Таким образом произойдет увеличение передаваемой мощности через связь роторов.

При таком выборе положения расчетной точки максимальное число оборотов турбокомпрессора, следовательно, и максимальная скорость автомобиля могут быть достигнуты в сравнительно широком диапазоне изменения температур наружного воздуха.

Если на расчетном режиме для рассматриваемого двигателя при отключенной связи роторов температура газа будет понижена на 70°C по отношению к расчетной, то при возможных максимальных атмосферных температурах ограничения скорости вообще не произойдет.

При условии ограничения мощности номинальным ее значением скорость турбокомпрессора при —40°C наружного воздуха достигает $n_1=0,91$, если расчетная точка выбрана обычным образом. Следовательно, и скорость автомобиля не может быть больше 0,91 от максимальной. В случае выбора расчетной точки с пониженной на 70°C температурой газа скорость автомобиля может доходить до 0,95 от максимальной скорости.

При разгоне турбокомпрессора за счет снижения температуры газа при отключенной связи будет наблюдаться больший прирост температуры и, следовательно, больший избыточный момент, идущий на разгон ротора. Это позволит обходиться без превышения температуры газа при разгоне и иметь ту же приемистость, или же при сохранении заброса получить улучшение приемистости. Был выполнен расчет двух двигателей: с обычным образом выбранной расчетной точкой и с забросом температуры на разгоне 70°C и с расчетной точкой, имеющей температуру газа при выключенной связи на 70°C ниже, чем при включенной связи, и без заброса температуры при разгоне.

В результате расчета выявлено, что, несмотря на одинаковое по модулю отклонение температуры 70°C, время разгона турбокомпрессора в диапазоне $(0,8 \div 1,0)n_1$ для второго двигателя меньше на 16%, чем для первого. Это объясняется увеличенным перепадом давления на компрессорной турбине и увеличенным расходом воздуха у второго двигателя, а также понижением к. п. д. компрессорной турбины во время разгона у первого двигателя. Суммарное воздействие этих параметров на приемистость турбокомпрессора оказывается сильнее, чем воздействие от увеличения температуры газа.

Проведенные расчеты показали, что в случае отсутствия проскальзывания во фрикционной муфте, т. е. когда $\bar{n}_2 = \bar{n}_1$, удельные расходы топлива для обоих случаев выбора расчетной точки совпадают.

Увеличение передаваемой мощности через связь роторов приводит к некоторому возрастанию теряемой энергии при пробуксовывании. Но так как проскальзывание в муфте при эксплуатации по имеющимся данным не превышает 15–20%, то на экономичности это существенно не отразится. Рассматриваемый выбор расчетной точки двигателя позволяет при разгоне обходиться без превышения температуры газа или же со сравнительно небольшим по величине превышением. Следовательно, уменьшаются или устраняются недостатки, связанные с превышением температуры. В некоторых случаях, при полном устранении заброса может быть упрощена система регулирования двигателя. Если в случае обычного выбора расчетной точки избыточный момент на расчетном режиме, необходимый для стабилизации числа оборотов центробежным регулятором, может быть получен только за счет превышения расчетной температуры газа, то в случае предлагаемого метода избыточный момент на расчетном режиме обеспечивается без превышения расчетной температуры.

Таким образом, повышение экономичности двигателя со связью на частичных нагрузках является результатом значительного возрастания количества регенерируемого тепла вследствие увеличения температурных напоров. Поддержание

постоянной температуры газа на частичных режимах приводит к значительному увеличению мощности газотурбинного двигателя вследствие появления избыточной мощности на валу турбокомпрессора и возрастания мощности тяговой турбины. Из общего прироста мощности около 65% приходится на долю турбокомпрессора. Применение фрикционной муфты для связи роторов вызывает дополнительные потери на малых относительных скоростях тяговой турбины и сокращает область эффективного использования связи на скоростной характеристике двигателя. Это приводит к сужению диапазона скоростей тяговой турбины, где может быть достигнута высокая экономичность двигателя. В связи с этим, целесообразно при выборе трансмиссии для двигателя со связью роторов предусматривать уменьшение скоростного диапазона работы двигателя в пределах каждой передачи за счет увеличения числа передач. Расчетную точку двигателя целесообразно выбирать таким образом, чтобы при отключенной связи на максимальной скорости турбокомпрессора температура газа была ниже расчетной. Это позволяет, не ухудшая существенно экономичность, улучшить приемистость и уменьшить ограничение скорости автомобиля, возникающее при температурах наружного воздуха, отличающихся от стандартной.

УДК 656.13.004.15

Методика количественной оценки эксплуатационной технологичности автомобилей

Канд. техн. наук Ю. Н. КОМАРОВ

ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ новых моделей автомобиля возникает вопрос об их эксплуатационной технологичности. Только при условии оценки объема и трудоемкости технического обслуживания автомобиля на стадии его проектирования можно систематически улучшать эксплуатационную технологичность конструкции. Приспособленность конструкции автомобилей к требованиям эксплуатационной технологичности можно оценить количественными показателями.

Существующие показатели эксплуатационной технологичности можно разделить на две основные группы: обобщенные и частные.

Наиболее приемлемыми обобщенными показателями следует считать те, которые содержат фактор времени, например удельную трудоемкость $T_{уд}$. Однако значения удельной трудоемкости не являются исчерпывающими в характеристике эксплуатационной технологичности при сравнении автомобилей различных весовых категорий, грузоподъемности или вместимости. Поэтому вводится количественный показатель эксплуатационной технологичности, дифференцированный по весу, грузоподъемности или вместимости — фактор эксплуатационной технологичности

$$\Phi_{э.т} = \frac{T_{уд}}{G_a}, \quad (1)$$

где G_a — собственный вес автомобиля.

В качестве задающего конструктивного показателя может быть также грузоподъемность G_p , вместимость B_a и др.

Частные оценочные показатели эксплуатационной технологичности могут быть сгруппированы по характерным признакам. В целях классификации большого числа частных показателей их следует разделить на три основные группы.

1. Конструктивные показатели — количество деталей, агрегатов, требующих систематического профилактического воздействия; количество точек смазки $n_{см}$ (картерных, пресс-масленочных, капельных) и крепления n_k , общее количество деталей крепления H_k и их типоразмеров H_n ; компоновочные и весовые характеристики конструкции и их соотношения; объем моторного отделения, кабины или салона $V_{м.о.}$, V_k ; V_c , объем аппаратуры моторного отделения $V_{а.м.о.}$, плотность компоновки соответствующих отделений $K_{пл}$, площадь поверхности кузова S_k , показатель сложности формы кузова Φ_k , весовые характеристики механизмов, приборов — вес ходовой части $G_{х.ч.}$, трансмиссии $G_{тр.}$, или удельные показатели — удельный вес деталей крепления D_k и др.

2. Технологические показатели — номенклатура смазочных материалов n_m или специальных жидкостей $n_{ж.}$, число технологических операций $N_{оп.}$, среднее время любой технологической операции $t_{оп.}$, количество исполнителей работ $N_{исп.}$, кратность системы обслуживания n и др.

3. Конструктивно-технологические показатели — число смазочных операций $O_{см.}$, число проверочно-крепежных операций $O_{п.к.}$, число контрольно-регулирующих операций $O_{к.р.}$ и др.

До настоящего времени оценка приспособленности конструкции автомобиля ограничивалась только количественной характеристикой тех или иных обобщенных и частных оценочных показателей, но ее нельзя считать достаточно полной, так как при этом не определяются связи между отдельными частными показателями и степень их влияния на обобщенный показатель — критерий эксплуатационной технологичности автомобиля. Для данных целей можно использовать парный корреляционный и многофакторный регрессионный анализы. Очевидно, что частные оценочные показатели в большей или меньшей степени влияют на эксплуатационную технологичность автомобиля. При этом количественное влияние какого-либо отдельно взятого оценочного показателя, как правило, проявляется в результате суммарного действия ряда сопряженных с ним показателей. Изменение значения одного показателя непременно, в какой-то степени, приводит к изменению других. Поэтому влияние частных оценочных показателей на критерий (фактор) эксплуатационной технологичности следует рассматривать не раздельно один от другого, а в их взаимосвязи друг с другом. Исходя из допущения о том, что, в частности, критерий эксплуатационной технологичности — удельная трудоемкость $T_{уд}$ — характеризуется многомерной системой различных частных оценочных показателей, по рассматриваемому методу количественно оцениваем связи между рассматриваемыми величинами: критерием и комплексом частных оценочных показателей эксплуатационной технологичности.

В этом случае задачу можно сформулировать следующим образом: требуется найти аналитическое выражение связи удельной трудоемкости технического обслуживания и определяющих ее частных показателей в виде

$$T_{уд} = f(p_1, p_2, \dots, p_n), \quad (2)$$

где p_1, p_2, \dots, p_n — частные оценочные показатели эксплуатационной технологичности.

Задача состоит в том, чтобы раскрыть характер и степень влияния аргументов (частных показателей) на функцию (критерий эксплуатационной технологичности). Решив ее, можно будет понимать процесс формирования анализируемого показателя $T_{уд}$ и в определенной мере управлять им. В целях исключения взаимозависимых частных оценочных показателей эксплуатационной технологичности, целесообразно подвергнуть их предварительно парному корреляционному анализу. Опыт проведения парного корреляционного анализа по определению связей между различными видами частных показателей, а также их с критерием — удельной трудоемкостью, показал, что коэффициент корреляции r количественно характеризует очень интересные связи, например, между конструктивными показателями: удельным весом деталей крепления D_k , числом точек смазки $n_{см}$ и весом ходовой части автомобиля $G_{х.ч.}$; между конструктивными и технологическими показателями: средней продолжительностью технологической операции $t_{оп.}$, количеством — ассортиментом применяемых масел n_m , числом агрегатов трансмиссии $N_{тр.}$ и числом точек смазки $n_{см}$, как это видно на рис. 1 и 2.

Были проведены расчеты на ЭВМ по ряду современных автомобилей, причем заметна общая тенденция к увеличению коэффициента корреляции по мере увеличения задающего конструктивного или технологического показателя.

При наличии сильных связей отдельные идентичные частные показатели исключались. В итоге были оставлены оценочные показатели, наиболее сильно коррелированные с критерием эксплуатационной технологичности — удельной трудоемкостью $T_{уд}$. Они были использованы в последующем многофакторном регрессионном анализе, который позволил определить характер и степень комплексного влияния наиболее существенных частных оценочных показателей на формирование критерия эксплуатационной технологичности автомобиля.

Таким образом, последняя ступень анализа является математическим моделированием процесса формирования критерия эксплуатационной технологичности.

Данный метод моделирования позволил определить количественные выражения зависимости между показателями технологичности, которые практически невозможно получить путем логических соображений.

Задача рассматриваемого метода математического моделирования критерия эксплуатационной технологичности заключалась в отыскании формулы, основанной на имеющихся статистических данных о частных показателях эксплуатационной технологичности автомобилей, выражающей их связь с обобщенным показателем — критерием эксплуатационной технологичности, который также статистически обоснован или может быть задан при конструировании или моделировании автомобиля.

Для решения этой задачи можно взять функцию линейного вида — уравнение регрессии

$$y = a_0 + a_1 p_1 + a_2 p_2 + \dots + a_n p_n, \quad (3)$$

где y — обобщенный показатель (критерий) эксплуатационной технологичности автомобиля;

a_1, a_2, \dots, a_n — параметры уравнения (коэффициенты регрессии).

Для расчетов был взят комплекс частных оценочных показателей всех трех видов, который включал более 30 наименований. Каждый показатель имел совокупность статистических данных по различным моделям автомобилей, что составило матрицу исходной информации.

Линейная модель формирования критерия эксплуатационной технологичности автомобиля в общем виде получила следующее выражение:

$$\mathcal{E}T = a_0 + a_1 G_a + a_2 K_{пл} + a_3 n_{см} + \dots + a_{36} N_{оп}, \quad (4)$$

где $\mathcal{E}T$ — критерий эксплуатационной технологичности автомобиля (удельная трудоемкость);

G_a — вес автомобиля;

$K_{пл}$ — показатель плотности компоновки моторного отделения;

$n_{см}$ — число точек смазки;

$N_{оп}$ — среднее число операций за цикл технического обслуживания.

Расчеты рассматриваемой модели проводились на ЭВМ «Минск-22» по специальной программе. После ряда последовательных расчетов и логического исключения ряда частных показателей с менее значительными коэффициентами регрессии в общем виде линейная модель получила следующее выражение:

$$\mathcal{E}T = a_0 + a_1 G_a + a_2 K_{пл} + a_3 n_{см} + a_4 n_m + a_5 H_n + a_6 D_{кр}. \quad (5)$$

В натуральном виде данная модель описывается уравнением

$$\mathcal{E}T = 0,609 + 0,269G_a + 4,593K_{пл} + 0,586n_{см} + 0,173n_m + 0,376H_n + 0,220D_{кр}. \quad (6)$$

Значимость частных оценочных показателей (факторов уравнения) по критерию t приведена ниже.

Оценочные показатели	Критерий значимости
a_0	0,462
$G_a; p_1$	1,726
$K_{пл}; p_2$	3,172
$n_{см}; p_3$	2,285
$n_m; p_4$	0,475
$H_n; p_5$	0,508
$D_{кр}; p_6$	1,403

Оценка значения критерия t по всем частным оценочным показателям эксплуатационной технологичности указывает на возможность исключения из уравнения показателя с наименьшим значением критерия. В данном случае это будет количество применяемых смазочных материалов. Последующие расчеты указали на некоторое ухудшение адекватности модели формируемому процессу. Поэтому анализ следует прекратить, а линейную модель с принятыми частными оценочными показателями считать наиболее близкой процессу формирования критерия эксплуатационной технологичности автомобиля. Новая линейная модель в натуральном виде (после исключения показателя n_m) для принятого статистического перечня автомобилей описывается уравнением

$$\mathcal{E}T = 0,232 + 0,397G_a + 0,782K_{пл} + 0,220n_{см} + 0,299H_n + 0,391D_{кр}. \quad (7)$$

Показатели, входящие в линейную модель формирования эксплуатационной технологичности автомобиля (на данном уровне разработки модели), имеют наибольшее влияние на процесс ее формирования.

Описанный метод аналитического выражения обобщенного показателя — критерия эксплуатационной технологичности автомобиля — позволяет по-новому количественно оценить влияние частных оценочных показателей на критерий эксплуатационной технологичности автомобиля.

Создавая аналитическую модель формирования эксплуатационной технологичности, конструктор еще на стадии проектирования может влиять на обобщенный показатель — критерий эксплуатационной технологичности автомобиля. Если критерий задан или его значение необходимо уменьшить в процессе модернизации, то, изменяя основные частные оценочные показатели в соответствии с возможностями промышленности и производства, можно получить значения критерия эксплуатационной технологичности проектируемого или модернизируемого автомобиля в заданных пределах.

Рассмотренный метод и его конечная цель — модель формирования критерия эксплуатационной технологичности автомобиля (на данном уровне разработки) — имеют приближенное значение, так как в процессе формирования критерия эксплуатационной технологичности, приобретают значение кроме количественных и качественные факторы, не учитываемые полностью моделью. Например, условия доступности выполнения

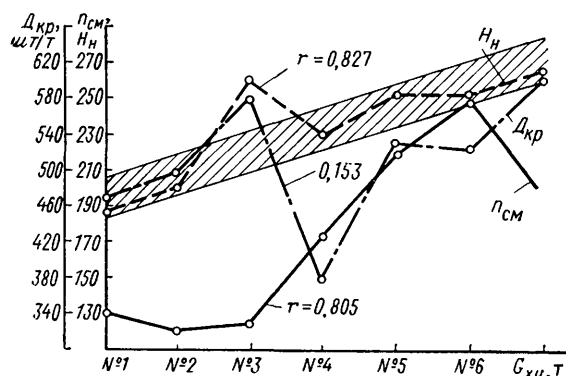


Рис. 1. Характер взаимосвязи $n_{см}$, H_n , $D_{кр}$ и веса ходовой части $G_{х.ч}$ при $r=f(G_{х.ч})$ (номерами отмечены автомобили в порядке возрастания веса ходовой части)

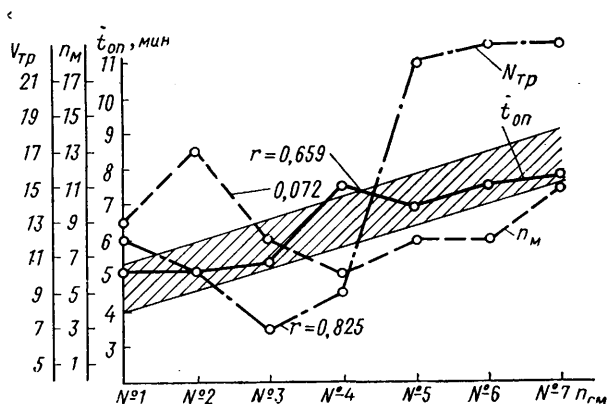


Рис. 2. Характер взаимосвязи $\bar{t}_{оп}$, n_m , $N_{тр}$ и числа точек смазки $n_{см}$ при $r=f(n_{см})$ (номерами отмечены автомобили в порядке возрастания точек смазки)

технологической операции и др., хотя, с определенной степенью условности, их можно считать включенными в свободный коэффициент регрессии a_0 . Это обстоятельство, несколько снижая точность (адекватность) рассматриваемого метода, не уменьшает его перспективности, так как дает возможность оценить и с известной степенью точности рассчитать уровень эксплуатационной технологичности проектируемого или модернизируемого автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кузнецов Е. С. Пути увеличения эксплуатационной надежности и снижения затрат на техническое обслуживание и ремонт автомобилей. М., «Знание», 1968.
2. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. Министерство автомобильного транспорта. М., 1972.

УДК 629.113.073

Определение маневренных свойств автомобилей и автопоездов

Д-р техн. наук Я. Х. ЗАКИН, М. А. ПУРНИК

Ташкентский автодорожный институт, Ленинградский филиал НИИАТ

В КАЧЕСТВЕ оценочного параметра маневренных свойств автомобиля используется наименьший габаритный радиус поворота по его наиболее выступающей точке, за которую принимается край крыла, буферы или переднее ребро кузова. Дополнительно обычно приводится ширина габаритного коридора автомобиля при его круговом заезде [1—3]. Однако радиус поворота не несет однозначной и полной информации о маневренности автомобиля и совершенно непригоден для оценки маневренных свойств автопоездов.

Два автомобиля — самосвал КрАЗ-256Б (штриховые линии) и автобус ЛАЗ-699А (сплошные линии), у которых одинаковая величина габаритного радиуса $R_{г.н}=11,5$ м и одинаковая габаритная ширина $B=2,5$ м, имеют существенно различную (на 30%) ширину габаритного коридора при круговом повороте (рис. 1), так как суммарные выносы передних выступающих точек этих автомобилей от оси заднего моста равны 5,78 м (самосвал) и 7,69 м (автобус).

У автопоезда наименьший габаритный радиус поворота тягача совершенно не связан с конструкцией и размерами сцепного звена, от которых существенно зависит маневренность и ширина габаритного коридора автопоезда.

Вместе с тем форма и размеры фактической габаритной полосы движения автомобиля и автопоезда на повороте являются идеальными однозначными характеристиками их маневренных свойств. Сложную форму габаритной полосы движения следует упростить и привести к геометрически более простой плоской фигуре. Это упрощение должно отвечать следующим требованиям: сохранение основных характерных черт фактической габаритной полосы, сопоставимость с типичными геометрическими формами поворота в условиях эксплуатации.

Типичные формы поворота на улицах, дорогах, в автотранспортных сооружениях — это закругления, очерченные дугами окружности, и угловые проезды или перекрестки улиц.

Приведение (аппроксимацию) фактической габаритной полосы движения к форме углового или дугового проезда следует выполнять для наиболее типичного поворота на 90° при режимном параметре поворота $K_n \rightarrow \infty$, т. е. при входе и выходе из поворота с мгновенным поворотом управляемых колес [4].

Приведение к угловой форме заключается в следующем: к внешней габаритной кривой 1 (рис. 2, а) фактической габаритной

полосы движения проводятся касательные, параллельные входному и выходному направлениям движения автомобиля или автопоезда. В точке их пересечения m проводят биссектрису 2 (если поворот совершается на 90° , биссектриса проводится под 45°) до точки пересечения ее с внутренней габаритной кривой 3. Из этой точки проводят прямые, также параллельные направлениям движения.

Приведение к дуговому проезду (рис. 2, б) отличается от предыдущего лишь тем, что первоначально проводят две концентрические дуги окружности с центром в точке c , являющейся центром участка основной траектории 4 автомобиля (середины его ведущего моста), а затем уже смыкающиеся с дугами прямые, параллельные направлениям движения. Приведенные габаритные полосы движения «охватывают» фактическую полосу, сохраняя все характерные ее особенности для данного типа подвижного состава, т. е. форму и наибольшие поперечные сечения, и представляют собой дуговой или угловой проезд, вписываемость в который обеспечена полностью. При наложении приведенной габаритной полосы движения данного автомобиля или автопоезда на схему проезда или перекрестка, выполненную в том же масштабе, определяется без дополнительных расчетов их совместимость и, следовательно, возможность движения в проезде.

Основной характеристический параметр приведенной габаритной полосы движения — ее ширина B_d или B_y при том или ином радиусе кривизны R_0 траектории середины ведущего моста автомобиля (основной траектории) и при определенном режимном параметре K_n . Оценочным параметром маневренных свойств подвижного состава автотранспорта, отвечающим требованиям полноты и однозначности оценки, для практического использования предложен фактор маневренности,

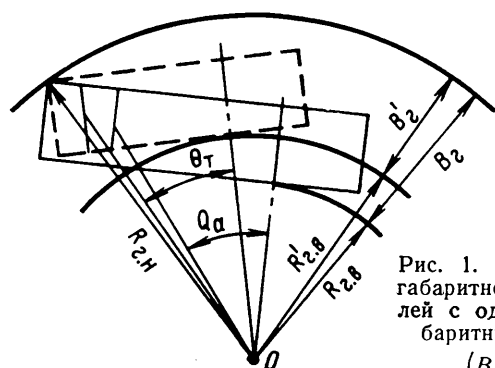


Рис. 1. Сравнение ширины B_d габаритного коридора у автомобилей с одинаковым наружным габаритным радиусом поворота ($B_g = 5,6$; $B'_g = 4,0$)

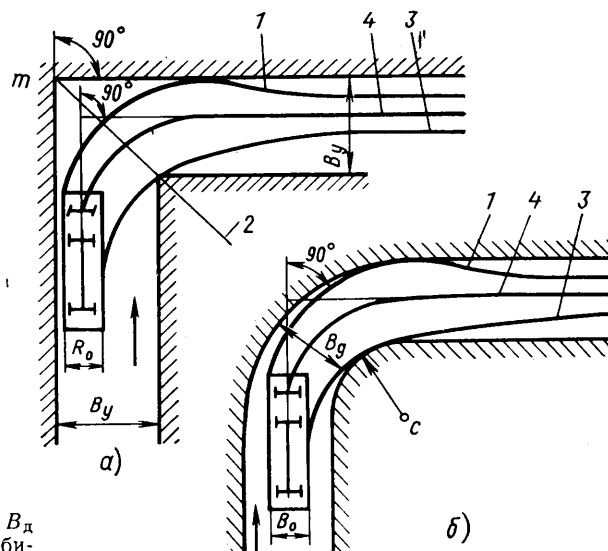


Рис. 2. Приведение фактической габаритной полосы движения седельного автопоезда к угловой (а) и дуговой (б) форме ($\psi=90^\circ$ и $K_n \rightarrow \infty$)

названный так по аналогии с динамическим фактором автомобиля.

Фактор маневренности (или сокращенно фактор M) — дуговой или угловой — равен:

$$M_d = \frac{B_0}{B_d} \left| \frac{R_0}{K_n} \right| \text{ и } M_y = \frac{B_0}{B_y} \left| \frac{R_0}{K_n} \right|. \quad (1)$$

Отношение габаритной ширины B_0 автомобиля или автопоезда к ширине B_d или B_y физически определяет долю (в процентах), которую составляет ширина B_0 от ширины приведенной габаритной полосы. Фактор $M_y^{10} = 0,33$, например, указывает на то, что проезд, через который может въехать автомобиль (при $R_0 = 10$ м и $K_n \rightarrow \infty$), обладающий таким фактором M , должен быть в 3 раза шире его поперечного габарита B_0 . Очевидно, что идеальной, практически недостижимой маневренностью обладал бы автомобиль, у которого фактор M равнялся бы единице.

Фактор маневренности универсален и может служить оценочным параметром для подвижного состава безрельсового транспорта любого типа, а также для самодвижущихся агрегатов нетранспортного назначения.

Выведены аналитические выражения для фактора маневренности при любом режиме K_n , радиусе R_0 и угле поворота ψ , однако ограничимся формулами предельного фактора M для $\psi = 90^\circ$ и при $K_n \rightarrow \infty$, так как при этом исключается влияние индивидуальности водителя.

Дуговой фактор

$$M_d = B_0 [B - (R_0 - 0,5B_0) + C_{K \max}]^{-1}. \quad (2)$$

Угловой фактор

$$M_y = 2B_0 \left[A + B - \sqrt{2(R_0 - 0,5B_0 - C_{K \max})^2 - (A - B)^2} \right]^{-1}, \quad (3)$$

где $A = \sqrt{(R_0 + 0,5B_0)^2 + (L_0 + C_0'')^2}$;

$$B = \sqrt{(R_0 + 0,5B_0)^2 + C_0'^2};$$

C_0' — задний свес автомобиля или последнего звена автопоезда;

C_0'' — передний свес автомобиля;

$C_{K \max}$ — максимальный сдвиг траектории последнего звена автопоезда.

Для автомобиля $C_{K \max} = 0$.

Фактор маневренности, определяемый по формулам (2) и (3), назван выше предельным в том смысле, что он вычисляется при предельном (мгновенном) переходе от прямолинейного движения к криволинейному с $R_0 = \text{const}$ и обратно.

Предельный фактор M удобен тем, что все входящие в него параметры имеются во всех технических характеристиках, приводимых в справочниках, за исключением величины $C_{K \max}$, которую требуется определить экспериментально.

Частным, но весьма важным случаем поворота автомобиля или автопоезда является разворот на 180° , выполняемый на дорогах, площадках погрузки-разгрузки и в других случаях.

Оценочным параметром маневренных возможностей подвижного состава в этом случае служит ширина $B_{\text{раз}}$, которая, очевидно, зависит лишь от наружного габаритного радиуса $R_{\text{г.н.}}$:

$$B_{\text{раз}} = 2R_{\text{г.н.}} \quad (4)$$

Для автомобильных поездов целесообразно ввести дополнительные параметры оценки: расстояние $L_{\text{скл.}}$, на которое автомобильный поезд с закрепленным рулевым приводом может двигаться задним ходом, не начиная складываться; количество n поворотов рулевого колеса при движении автопоезда задним ходом на расстояние 50 м с заданием шоферу не отклоняться от прямолинейной траектории.

Все перечисленные оценочные параметры могут быть определены при фиксации фактических траекторий движения характерных точек испытываемого объекта ¹, которые дают наглядное и исчерпывающее представление как о его маневренных свойствах, так и о характере горизонтальных поперечных колебаний звеньев автопоезда, если он движется неустойчиво.

Базой измерения при определении фактических траекторий движения является поверхность испытательной площадки, на которую они наносятся покрывками автомобиля (автопоезда).

¹ Под испытываемым объектом понимается автомобиль, автопоезд или иной тип подвижного состава.

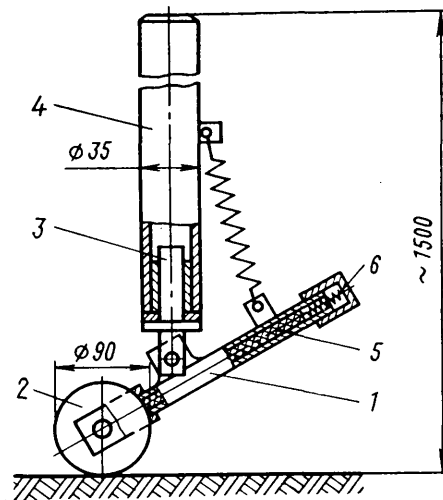


Рис. 3. Схема отметчика траекторий

да), смазанными сухой или жидкой краской, либо отметчиками траекторий, установленными на объекте в характерных точках.

В Ленинградском филиале НИИАТ разработаны, изготовлены и испытаны пневмогидравлические, гидравлические и механические отметчики траекторий. Как показали эксплуатационные испытания, наиболее простым и удобным является отметчик траектории механического типа. Он состоит из двух основных частей: пишущего устройства и крепления.

Пишущее устройство (рис. 3) включает трубку 1, на нижнем конце которой закреплен вращающийся ролик 2, поворотную вилку 3 и установочную трубу 4.

Внутри трубки 1, шарнирно прикрепленной к поворотной вилке, помещается меловой стержень 5, который упирается в рифленую беговую поверхность ролика и поджимается пружиной 6.

При движении объекта по криволинейной траектории ролик вместе с вилкой 3 может свободно поворачиваться вокруг вертикальной оси, чем обеспечивается качение ролика по опорной поверхности без бокового проскальзывания.

Ролик, вращаясь, наволакивает на свою рифленую беговую поверхность частички мела и переносит их на испытательную площадку, оставляя на ней след (траекторию движения).

Отметчик присоединяется с помощью струбцин и прижимных планок.

К недостаткам фиксации траекторий на опорной поверхности относится необходимость последующего переноса их на бумагу или другой носитель информации.

Траектория непосредственно на бумажный или пленочный носитель может быть нанесена двумя способами:

1) при помощи траектографов (масштабных моделей), имитирующих плоское движение объекта испытаний; модель передвигается вручную по заранее нанесенной основной траектории тягача;

2) приборами-маневрографами, которые управляются датчиками, установленными на объекте испытаний.

Траектограф — точный прибор типа планиметра с масштабом записи 1:100 включает набор сменных деталей, позволяющих записывать траектории движения автопоездов с одноосным или двухосным прицепом, а также полуприцепами с управляемыми или неуправляемыми колесами.

Траектограф, собранный в любом из указанных вариантов, состоит из двух основных частей: вилки с направляющей рамкой, являющейся схематической моделью тягача, и стержней со сменными каретками и пишущими устройствами, представляющими модель прицепного или полуприцепного звеньев.

С помощью специальных шаблонов способом, разработанным в Ленинградском филиале НИИАТ, вычерчивается основная траектория движения тягача, по которой от руки перемещается ведущая игла направляющей рамки. При этом колесо прицепного или полуприцепного звена вычерчивает его траекторию, а пишущее устройство наносит внутреннюю габаритную кривую прицепа.

Траектограф обеспечивает следующий диапазон изменения моделируемых геометрических параметров:

заднего свеса тягача в м	1,4—3,0
базы в м:	
полуприцепов	4—25
прицепов	3—10
габаритной ширины в м	2,0—5,0

Максимальный угол поворота управляемого колеса составляет 40°.

Многочисленное применение траектографа в варианте тягача с одноосным полуприцепом показало, что погрешность для полуприцепов с базами до 18 и 24 м не превышает соответственно 5 и 8%.

В Ленинградском филиале НИИАТ были разработаны два типа маневрографов: основанный на движении по планшету масштабной модели объекта испытаний и типа навигатора.

Принцип работы маневрографа первого типа заключается в том, что установленная в кузове испытываемого автомобиля на специальном горизонтальном планшете управляемая самодвижущаяся модель наносит на бумагу своими пишущими устройствами траектории движения отдельных точек автомобиля, характеризующих его маневренность. В частности, могут быть получены полосы движения при поворотах на 90°, при разворотах на 180° и круговых движениях.

Требования к модели следующие:

1) скорость поступательного движения модели должна быть пропорциональна скорости движения натурального объекта;

2) положение модели на планшете в каждый данный момент должно соответствовать положению объекта на опорной поверхности, т. е. угол между продольной осью модели и условной (нулевой) линией на планшете должен быть равным углу между продольной осью объекта и условной (нулевой) линией на опорной поверхности.

Поступательное движение модели обеспечивается исполнительным двигателем и сельсинной передачей, работающей в трансформаторном режиме.

При синхронной передаче углов поворота объекта испытаний к модели предусматривается установка на управляемые колеса объекта сельсин-датчиков, которые работают в индикаторном режиме.

Сельсин-приемники, расположенные на управляемых колесах модели, поворачивают эти колеса на углы, равные углам поворота управляемых колес объекта.

При испытаниях автопоезда необходимым условием для правильного нанесения его траектории движения является точное соблюдение угла между продольными осями тягача и полуприцепа или прицепа, который должен быть равным в каждый момент испытаний соответствующему углу на натурном объекте. Это обеспечивается установкой на сцепное устройство натуре сельсин-датчика угла поворота, передающего сигнал сельсин-приемнику, установленному на модели.

Наличие пишущих устройств дает возможность получать записи полос движения как при правых, так и при левых поворотах. Пишущие устройства могут устанавливаться таким образом, чтобы обеспечить запись траектории движения любой характерной точки автопоезда.

При испытании макета маневрографа установлено, что погрешность при вычерчивании траекторий не превышает 2,5%.

Маневрограф типа навигатора представляет собой стол (рис. 4) с планшетом 2, на котором укреплен посылитель (лист бумаги). По направляющим 3 и 4 перемещается подвижная балка 5 с кареткой 6 гироскопа, на вертикальной оси которого укреплена пластина 7 с пишущими устройствами, закрепленными в положении, геометрически подобном положению точек автомобиля, траектории движения которых подлежат фиксации.

Маневрограф устанавливается на объекте испытаний, датчик скорости подключается к приводу его спидометра. При повороте испытываемого объекта планшет поворачивается вместе с ним относительно пишущего устройства, удерживаемого гироскопом в первоначально установленном положении.

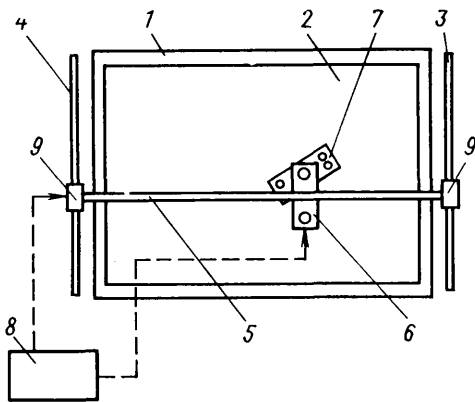


Рис. 4. Принципиальная схема маневрографа

Выходное напряжение датчика скорости раскладывается sinus-косинусным потенциометром, находящимся в пульте 8, на составляющие и подается на управляющие обмотки приводных двигателей 9. Эти двигатели перемещают подвижную балку и каретку, а следовательно, и пишущее устройство в системе координат $x-y$ по траектории, геометрически подобной той, по которой движется точка объекта, соответствующая вертикальной оси гироскопа. Пишущие узлы, установленные на пластине, вычерчивают траекторию движения характерных точек исследуемого автомобиля.

В настоящее время отсутствует единая методика определения маневренных свойств подвижного состава автотранспорта, поэтому оценки их маневренности бывают часто несопоставимыми, особенно по автопоездам.

Предлагаемая методика испытаний для определения маневренных свойств подвижного состава, разработанная на основе изложенного, позволит обеспечить единый подход к решению этого вопроса.

К преимуществам методики следует отнести возможность оценивать маневренность подвижного состава при любых режимах поворотов, высокую точность измерений, а также сокращение времени на проведение испытаний и обработку материалов.

Испытания проводятся на ровной сухой горизонтальной площадке размером $\sim 80 \times 50$ м, имеющей твердое покрытие; для испытаний легковых автомобилей размеры площадки $\sim 50 \times 30$ м.

На площадку несмываемой краской наносится система полярных координат (рис. 5). Параллельно большой стороне площадки, на расстоянии около 5 м от нее наносится прямая опорная линия с отметками от 0 до 60 через каждый метр. От отметки 30, как из центра, проводится 15 лучей длиной по 30 м. Лучи нумеруются от 1 до 17 (лучи 1 и 17 совпадают с опорной линией). Луч 9 размечается через каждый метр. На остальные лучи отметки наносятся через каждые 10 м. От опорной линии выполняется дополнительная разметка параллельными отрезками прямой.

Перед испытаниями определяются необходимые геометрические параметры испытываемого подвижного состава (габариты, база, свесы, максимально возможный по конструкции угол у складывания, вынос крюка и др.).

В характерных точках испытываемого объекта устанавливаются отметчики траектории.

Автомобиль или автопоезд устанавливается в исходное положение для поворота на 90° вправо, а затем влево (положение а), управляемые колеса поворачиваются на максимально возможный угол.

Объект испытаний движется равномерно с минимально допустимой скоростью (при поворнутом до упора колесах¹) и после поворота на 90° продолжает движение по прямой, параллельной опорной линии с выведенными в нейтральное положение колесами.

При определении ширины проезда, обеспечивающей возможность разворота на 180°, объект испытаний устанавливается так, чтобы его продольная ось была ориентирована вдоль опорной линии, а передняя габаритная точка находилась над отметкой 30 (положение б).

Установка управляемых колес и движение объекта осуществляются так же, как при поворотах на 90°.

Для проведения испытаний при движении задним ходом автопоезд устанавливается вдоль опорной линии таким образом, чтобы она служила водителю ориентиром (положение в).

Движение автопоезда назад осуществляется равномерно, без рывков, с минимально возможной скоростью при неподвижном (закрепленном) рулевым управлением до начала складывания². Аналогично выполняется испытание для определения количества поворотов рулевого колеса при движении автопоезда задним ходом; измерение ведется от начального положения на площадке до подъезда тягача к отметке 0.

Каждый параметр при испытаниях определяется не менее 3 раз.

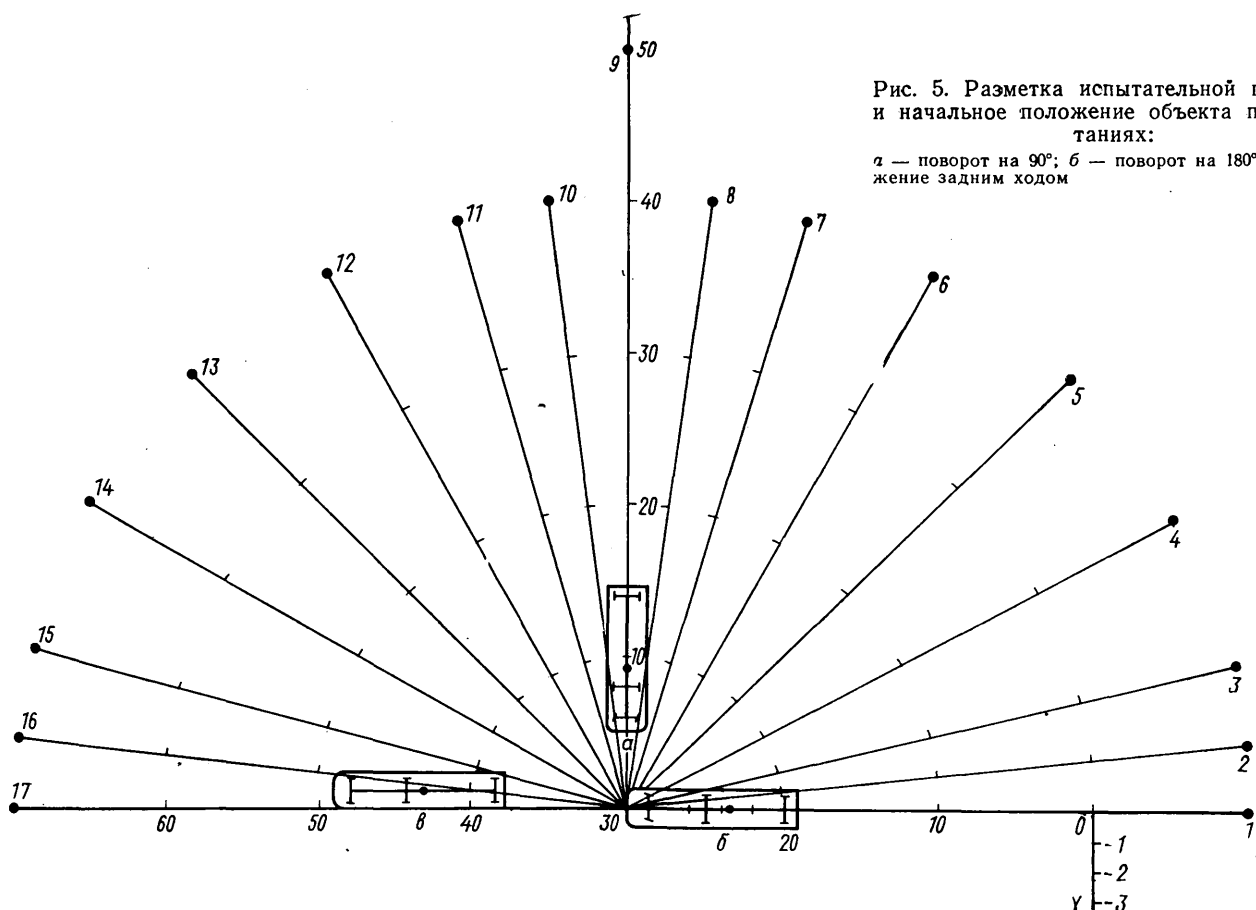
После одного или нескольких заездов при помощи мерных лент определяются полярные координаты точек пересечения нанесенных траекторий движения с лучами разметки. В случае необходимости для более полной характеристики траектории определяются дополнительные ее координаты.

¹ Для специальных испытаний возможно движение с любым режимом поворота и при любых допустимых скоростях; при этом фактор M будет, естественно, отличаться от предельного.

² Под началом складывания автопоезда понимается такое его положение, при котором смещение основной траектории прицепа по отношению к основной траектории тягача достигло 300 мм.

Рис. 5. Разметка испытательной площадки и начальное положение объекта при испытаниях:

α — поворот на 90° ; β — поворот на 180° ; γ — движение задним ходом



На основании данных, занесенных в протоколы испытаний, на бланки с разметкой, идентичной натурной, наносятся траектории движения характерных точек подвижного состава, позволяющие определить параметры маневренности: форму фактической и приведенной габаритных полос движения и величину фактора M .

Испытание объекта с использованием маневрографа проводится по этой же методике, за исключением необходимости измерений и переноса траекторий на специальные бланки.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 6875—54 «Автомобили грузовые. Методы контрольных испытаний».
2. Краткий автомобильный справочник. М., «Транспорт», 1972.
3. Лаптев С. А. Дорожные испытания автомобилей. М., Машгиз, 1962.
4. Закин Я. Х. Прикладная теория движения автопоезда. М. «Транспорт», 1967.

УДК 629.113.073

Исследование влияния микрорельефа дорог на заносы автопоезда при поворотах

Канд. техн. наук А. В. ЖУКОВ

Белорусский технологический институт

ПРИ ДВИЖЕНИИ автомобиля или автопоезда радиальные реакции, действующие на колеса, непрерывно изменяются [1 и 2] ввиду неизбежного наличия неровностей на дорогах. Это приводит к изменению сил сцепления колес с дорогой. При поворотах или в других случаях, когда на звенья автопоезда действуют боковые силы, сцепление колес с дорогой препятствует сдвигу системы в сторону.

В практике вождения автомобилей и автопоездов часто встречаются случаи, когда на ровной дороге автомобиль или автопоезд без заметного заноса проходит поворот, а на неровной дороге, при прочих одинаковых условиях, наблюдается заметный занос к обочине. Это заставляет снижать скорости движения. Такое явление наблюдается особенно часто при наличии на закруглении дорог неровностей небольшой длины и происходит вследствие того, что сцепной динамический вес из-за колебаний поддрессоренных и неподдрессоренных масс автопоезда в некоторые моменты времени становится недостаточным для противодействия боковой центробежной силе $F_{\text{ц}}$.

Рассмотрим устойчивость против заноса седельного пассивного автопоезда, состоящего из двухосного тягача и одноосного полуприцепа (рис. 1). При этом автопоезд будет дви-

гаться с постоянной скоростью по кривой постоянного радиуса R и с силой $F_{\text{ц}} = \text{const}$.

Устойчивость движения автопоезда нарушается, если ось полуприцепа теряет сцепление с дорогой в боковом направлении. В таком случае условие устойчивости седельного автопоезда против заноса будет

$$F_{\text{ц}} a_2 \leq R_{\text{к}} \varphi L_2, \quad (1)$$

где $R_{\text{к}}$ — вертикальная реакция на колесах полуприцепа;

L_2 — база полуприцепа;

φ — коэффициент сцепления;

a_2 — расстояние от оси шкворня до вертикали, проходящей через центр тяжести полуприцепа.

Без учета неподдрессоренных масс вертикальная реакция дороги на колеса оси полуприцепа от вертикальных колебаний масс автопоезда выразится

$$R_{z3} = -2C_3(z_3 - q_3) - 2k_3(\dot{z}_3 - \dot{q}_3), \quad (2)$$

где C_3 , k_3 — приведенная вертикальная жесткость и соответственно коэффициент сопротивления подвески оси полуприцепа;

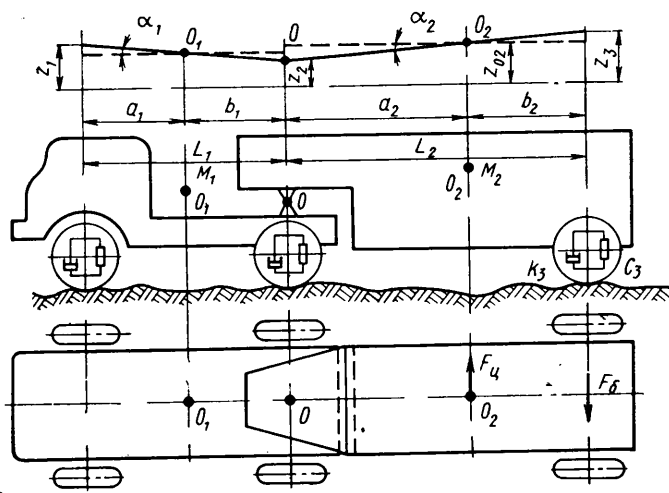


Рис. 1. Схема колебаний седельного автопоезда

z_3 — вертикальное перемещение части платформы полуприцепа, лежащей над его осью, соответствующее плоскости, проходящей через OO_2 ;
 q_3 — перемещение колес, вызванные неровностями пути.

На основании рис. 1 получим $z_3 = z_{02} + \alpha_2 b_2$ (z_{02} и α_2 — вертикальное и продольно-угловое перемещения поддрессоренной массы полуприцепа). Выразив в уравнении (2) z_3 через z_{02} и α_2 и выполнив некоторые преобразования, получим

$$R_{23}(t) = (2kp + 2C)q(t) - (2kp + 2C)[z_{02}(t) + \alpha_2(t)b_2].$$

После преобразований Лапласа и Фурье, умножив полученное уравнение на $L_2\Phi$ и разделив на $q(s)$, получим выражение амплитудно-фазовой частотной характеристики бокового удерживающего момента, возникающего вследствие вертикальных и продольно-угловых колебаний полуприцепа от микропрофиля пути:

$$W_{Mz}(i\omega) = \{2ki\omega + 2C - (2ki\omega + 2C)[W_{z02}(i\omega) + W_{\alpha 2}(i\omega)b_2]\} \varphi L_2, \quad (3)$$

где $W_{z02}(i\omega)$ и $W_{\alpha 2}(i\omega)$ — соответственно амплитудно-фазовые частотные характеристики вертикальных и продольно-угловых колебаний полуприцепа.

Полученное с применением основной формулы спектральной теории поддрессирования транспортных машин [3] выражение спектральной плотности для удерживающего бокового момента от колебаний системы в вертикальной продольной плоскости будет следующим:

$$S_{Mz}(\omega) = \varphi^2 L_2^2 |2ki\omega + 2C - (2ki\omega + 2C)[W_{z02}(i\omega) + W_{\alpha 2}(i\omega)b_2]|^2 \cdot \Phi(\omega), \quad (4)$$

где $\Phi(\omega)$ — спектральная плотность воздействия от неровностей пути.

Вертикальные динамические реакции на задней оси полуприцепа складываются из двух составляющих: реакции от колебаний в продольной вертикальной плоскости и реакции от поперечно-угловых колебаний полуприцепа.

Выведенное по той же методике, что и равенство (4), выражение спектральной плотности для удерживающего бокового момента от поперечно-угловых колебаний имеет вид

$$S_{M\beta}(\omega) = \varphi^2 L_2^2 |ki\omega + C - 2d(ki\omega + C)W_{\beta 2}(i\omega)|^2 \cdot \Phi_{\beta}(\omega), \quad (5)$$

где $W_{\beta 2}(i\omega)$ — амплитудно-фазовая частотная характеристика поперечно-угловых колебаний полуприцепа;

$\Phi_{\beta}(\omega)$ — спектральная плотность воздействия в поперечной вертикальной плоскости от неровностей пути.

По формулам (4) и (5) были осуществлены вычисления для седельного автопоезда с тягачом типа МАЗ-501 и одноосным полуприцепом с безрессорной подвеской осей колес. Основные параметры полуприцепа следующие: $M_2 = 17,5$ кгс·с²/см;

$J_x = 1,6 \cdot 10^8$ кгс·см·с²; $C = 1934$ кгс/см; $k = 19$ кгс·с/см; $L_2 = 8,6$ м; $a_2 = 5,16$ м. С данным автопоездом были проведены также экспериментальные исследования. Испытания проходили на дорогах с разными типами покрытий и различной степенью ровности, широко варьировались скорости движения. При этом регистрировались вертикальные реакции на осях полуприцепа и другие параметры.

На рис. 2 приведены расчетные энергетические спектры суммарного удерживающего момента полуприцепа, возникающего при движении автопоезда по опытному участку дороги с булыжным покрытием и неровностями среднеквадратичной высотой $\sigma_n = 0,92$ см.

Энергетические спектры удерживающего бокового момента были вычислены и получены также экспериментально и для опытных участков дорог с грунтовым ($\sigma_n = 4,8 \div 8$ см), гравийным ($\sigma_n = 2,0 \div 4,27$ см) и асфальтобетонным ($\sigma_n = 1,3$ см) покрытиями.

Для получения дисперсии $D[M_y(t)]$ отклонения амплитуды удерживающего момента необходимо планиметрировать площадь между осью абсцисс и кривой спектральной плотности. Среднее квадратичное отклонение удерживающего момента

$$\sigma_m = \sqrt{D[M_y(t)]}. \quad (6)$$

Полученные данным методом значения σ_m приведены в таблице.

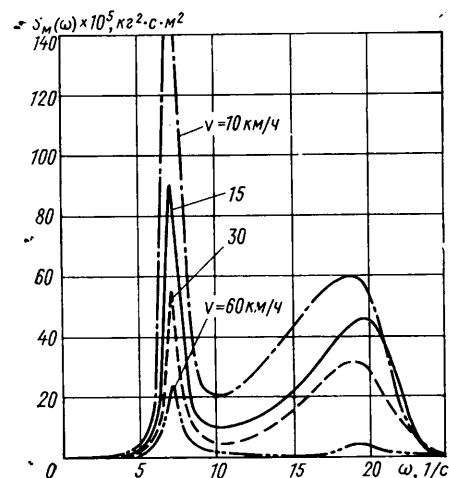


Рис. 2. Энергетические спектры удерживающего момента

Из таблицы видно, что величина σ_m в значительной мере зависит как от типа покрытия дороги и степени ее ровности, так и от скорости движения автопоезда. На всех опытных участках дорог, кроме дороги с булыжным покрытием, с увеличением скорости движения автопоезда значения σ_m возрастают.

Уменьшение средних квадратичных отклонений удерживающего момента на дороге с булыжным покрытием объясняется особенностью энергетических спектров воздействия этого участка дороги, т. е. в области частот, близких к частотам собственных вертикальных колебаний системы, амплитуды энергетических спектров булыжного шоссе с увеличением скорости становятся меньше. Поэтому при увеличении скорости автопоезда система слабее реагирует на возмущение.

Учитывая, что амплитуды колебаний вертикальных реакций на осях автопоезда распределяются по нормальному закону [3], можно считать, что и характер изменения кривой удерживающего момента также подчиняется нормальному закону распределения. В этом случае по соответствующему выражению работы [3] можно легко построить кривые распределения

№ участка	Покровие	Значения σ_m в кгс·м для различных типов дорог при разных скоростях (в км/ч)			
		10	15	30	60
1	Асфальтобетонное, $\sigma_n = 1,03$ см	3 780	5 620	6 800	8 900
2	Гравийное, $\sigma_n = 3,33$ см	6 450	8 140	10 600	16 900
3	Гравийное, $\sigma_n = 2,45$ см	4 000	4 760	6 360	11 900
4	Булыжное, $\sigma_n = 0,92$ см	12 640	10 400	8 450	4 130
5	Грунтовое, $\sigma_n = 4,8$ см	8 470	9 860	15 100	23 100

значений удерживающего момента, которые дают наглядное представление о вероятности появления амплитуд той или другой величины.

На рис. 3 приведены кривые распределения, построенные для участка булыжной дороги.

При установившемся движении автопоезда на закруглении пути радиуса $R=25$ м момент от центробежной силы $M_{ц}$, действующий на полуприцеп, составляет 2,79; 6,28; 25,0; 100 тс·м при скоростях 10, 15, 30 и 60 км/ч соответственно.

Из рис. 3 видно, что при скорости 10 и 15 км/ч во время движения автопоезда на повороте дороги ($R=25$ м) вероятность снижения удерживающего момента, меньшего $M_{ц}$, ничтожно мала. Однако уже при скорости 30 км/ч возможен боковой занос полуприцепа. Вероятность того, что условие (1) будет нарушено, составляет примерно 1%.

При дальнейшем увеличении скорости вероятность появления удерживающего момента, меньшего, чем момент от центробежной силы, резко возрастает. При скорости 60 км/ч движение автопоезда без заноса при $R=25$ м невозможно. Чтобы при этой скорости автопоезда вероятность появления удерживающего момента составляла 50%, величина радиуса поворота должна быть не менее 60 м. В случае увеличения радиуса поворота вероятность бокового заноса звеньев автопоезда становится меньшей.

Точность методики по оценке устойчивости транспортных систем против боковых заносов проверялась сопоставлением расчетных и экспериментальных кривых спектральных плотностей и кривых распределения вертикальных реакций, действующих на ось полуприцепа. Результаты сравнения, про-

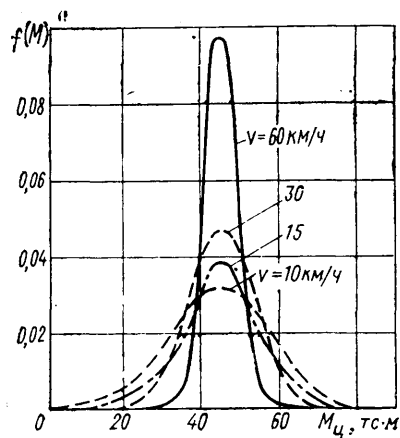


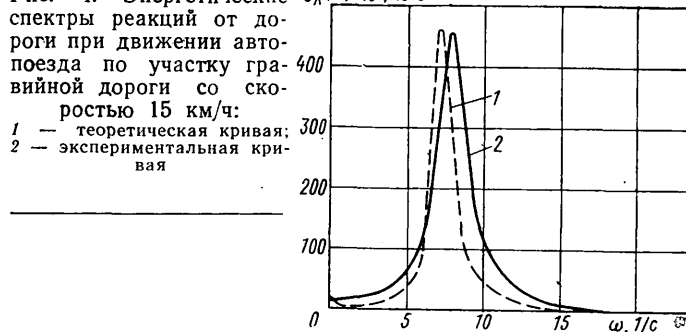
Рис. 3. Кривые распределения удерживающего бокового момента M_y при движении автопоезда по участку дороги с булыжным покрытием

веденного на основании критерия согласия Пирсона, указывают на хорошую согласованность опытных и расчетных данных [вероятность $P(\chi^2)$ изменяется от 0,94 до 0,96].

Для наглядности на рис. 4 показаны расчетные и экспериментальные энергетические спектры реакций на правых колесах оси полуприцепа при движении автопоезда со скоростью 15 км/ч по участку дороги с гравийным покрытием.

На дорогах с различными типами покрытий, как показали исследования, величины удерживающих моментов различны. Установлено, что при движении автопоезда по опытным участ-

Рис. 4. Энергетические спектры реакций от дороги при движении автопоезда по участку гравийной дороги со скоростью 15 км/ч:



кам 1 и 2 с увеличением скорости движения вероятность возникновения амплитуд удерживающего момента, соответствующего статической нагрузке на ось, уменьшается. Вероятность появления моментов, величины которых значительно отличается от момента, соответствующего статической нагрузке на ось, при увеличении скорости на всех участках, кроме участка 4 (см. таблицу), увеличивается (кривые распределения становятся шире).

Вероятность появления удерживающих моментов, меньших моментов от центробежной силы, на различных опытных участках разная, она в значительной степени зависит от скорости движения, радиуса поворота и степени ровности пути.

Как показали экспериментальные записи, при движении автопоезда по всем рассматриваемым участкам дорог колеса не отрывались от поверхности пути, однако, несмотря на это, вероятность боковых заносов полуприцепа при $R=25-30$ м значительная.

Для негруженого автопоезда момент $M_{ц}$ уменьшается, однако уменьшаются также и значения удерживающего момента. При этом соотношение между $M_{ц}$ и M_y становится более неблагоприятным, чем для груженого автопоезда. Для негруженого и даже для наполовину груженого автопоезда становится вероятным отрыв колеса от поверхности дороги.

Таким образом, проведенные исследования показали, что микропрофиль дороги значительно влияет на устойчивость автопоезда против заносов на закруглениях дорог. По приведенной методике можно оценивать устойчивость седельного автопоезда против боковых заносов. Однако следует иметь в виду, что при практическом использовании рекомендуемого метода нужно учитывать вероятное некоторое увеличение левой части неравенства (1) за счет динамического изменения центрального ускорения на траекториях переменной кривизны. Возможную ошибку на основании имеющихся данных можно приблизительно принять равной 5—7%, конечно, в зависимости от условий движения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. М., Mashgiz, 1960.
2. Тимошенко С. П. Теория колебаний в инженерном деле. М.—Л., ГИИ, 1932.
3. Силаев А. А. Спектральная теория поддрессирования транспортных машин. М., Mashgiz, 1963.

УДК 629.113.028

Анализ морфологических показателей движителей наземных транспортных средств

Л. А. РОГОВА, И. А. БЕСКИН

Братский филиал Иркутского политехнического института

ОЦЕНОЧНЫМИ критериями движителя транспортного средства являются к. п. д., морфологические показатели и стоимость. Входными параметрами для движителя являются подведенные к нему крутящий момент и число оборотов, выходными — скорость и сила тяги. Таким образом, преобразование мощности в движителе происходит по двум каналам — силовому и скоростному. Более универсальным будет тот движитель, в котором оба канала имеют независимое регулирование и вместе с тем связь между ними обеспечивает максимизацию произведения их показателей, т. е. наибольшую мощность

Ранее [1], в целях сравнительного анализа различных транспортных средств, было предложено ввести безразмерные морфологические показатели: коэффициент использования длины K_d , представляющий собой отношение суммы длин всех опорно-тяговых поверхностей транспортного средства к его габаритной длине; коэффициент использования ширины K_w ; коэффициент использования площади K_a ; коэффициент использования периметра K_p , представляющий собой отношение находящейся в контакте с грунтом части периметра движителя ко всему периметру.

Самым объективным критерием оценки движителя является выходная мощность, т. е. произведение скорости движения на величину силы сопротивления движению, хотя второй сомножитель определить сложно. Оценить сопротивление движению можно косвенно по величине реализуемой движителем мощности. Можно также определить силу и мощность, реализуемые с единицы поверхности контакта движителя со средой. Их величина зависит от свойств движителя и среды. Зная удельные значения снимаемых с поверхности контакта силы и мощности, достаточные для выполнения поставленной задачи, можно определить необходимые площадь и длину поверхности контакта движителя со средой.

Приведенные ранее исследования [2] позволяют сформулировать основные требования к движителю бездорожного транспортного средства: входящий поток мощности должен быть постоянным и близким к максимальной мощности двигателя; выходящий поток мощности должен обеспечивать движение транспортного средства с наибольшей скоростью; все преобразования мощности по ее компонентам — силе и скорости — обязаны происходить внутри движителя с минимальными потерями в нем. Рассеяние подводимой мощности на деформацию среды, с которой взаимодействует движитель, неизбежно, однако оно должно быть сведено к минимуму. Это возможно только при обратимых упругих деформациях среды и движителя.

Простейшей и наиболее распространенной формой движителя является колесо. Пневматическое эластичное колесо можно рассматривать как трансформатор механической энергии, т. е. как обладающее способностью в зависимости от условий внешнего нагружения изменять соотношение между силовыми и скоростными факторами при относительном постоянстве подводимой к колесу мощности. Под коэффициентом трансформации пневматического колеса в работе [3] понимается отношение

$$K_{\text{тр}} = \frac{X r_k}{M_k}, \quad (1)$$

где X — тяговая сила, приложенная к оси колеса;

r_k — радиус качения колеса;

M_k — крутящий момент, подведенный к колесу.

Из теории известно, что диапазон преобразования сил тяги для обеспечения достаточной проходимости бездорожного транспорта должен быть порядка 10. При недеформируемом колесе функции преобразователя вынесены в трансмиссию (коробка передач), которая конструируется в зависимости от требуемого диапазона. Предельное уменьшение r_k для обычных шин вследствие их радиальной деформации находится в пределах 10—14% и обеспечивает трансформацию моментов на ту же величину, что для бездорожных транспортных средств недостаточно. Следовательно, для движителя оптимальной формой будет такая, которая позволит автоматически изменять r_k в пределах 10.

При изменении параметров грунта не всякая форма движителя удовлетворяет условиям достаточной проходимости: на фрикционных грунтах более приемлема узкая и длинная форма, на связных — наибольшая по площади контакта независимо от формы. Если грунт имеет высокую несущую способность, то форма движителя должна обеспечивать минимальное сопротивление движению и минимум потерь мощности в движителе, чему в достаточной мере удовлетворяет круглое колесо. Следовательно, несущая способность грунта определяет форму дви-

жителя, в частности, форму площади контакта и ее ориентацию относительно направления движения. Стсюда можно сделать вывод, что оптимальным был бы тот движитель, который в зависимости от свойств грунта изменял бы свою форму, т. е. обладал бы способностью увеличивать или сокращать длину опорной поверхности. В этом случае в контакте с грунтом находился бы элемент с изменяемой формой, а движение передавалось бы с помощью вводимого с ним в контакт другого элемента [4].

Можно показать, что при любом движении произвольной твердой фигуры в плоскости мгновенные скорости ее отдельных точек либо все равны в каждый данный момент (поступательное движение), либо такой величины, как у фигуры, вращающейся вокруг некоторой точки C , называемой мгновенным центром вращения. В общем случае при движении фигуры точка C перемещается как в плоскости, так и в движущейся фигуре. Линия, описываемая точкой на неподвижной плоскости, называется неподвижной центроидой, а линия, описываемая точкой в плоскости движущейся фигуры, — подвижной центроидой. В каждый момент времени скорости движения точки C на подвижной и неподвижной центроидах равны по величине и направлению и, следовательно, могут принадлежать одному и тому же конструктивному элементу движителя.

Таким образом, подвижная центроида как бы катится без скольжения по неподвижной. Это положение нашло свое конструктивное воплощение сравнительно недавно в волновых передачах, распространенных в дорожных машинах. И так, при помощи волновых передач можно осуществлять самое общее движение фигуры в плоскости, заставляя некоторую кривую, жестко связанную с фигурой, катиться по другой, неподвижной кривой. Это обстоятельство позволило рассмотреть в качестве движителей не только круглые колеса, но и некоторые другие математические фигуры, т. е. отойти от традиционной формы колеса.

Цель исследования — отыскание фигуры, которая при различных значениях входящих в нее параметров могла бы изменять свою форму в значительно больших пределах, чем колесо, и в то же время описывалась бы одной и той же математической функцией.

В учебной литературе по теории бездорожного транспорта [5—7] взаимодействие колеса с грунтом исследуется при погружении его в грунт на глубину, не превышающую $1/3$ радиуса колеса. С целью сопоставимости полученных результатов примем это же условие и для всех исследуемых фигур, понимая под радиусом наибольшее расстояние от горизонтальной оси симметрии фигуры до ее крайней нижней точки.

К исследованным кривым четвертого порядка относятся конхоида Никомада, улитка Паскаля (частный случай — кардиоида), овалы Кассини, семейство циклоид.

Овал Кассини представляет собой геометрическое место точек M , для которых произведение расстояний от фиксированных фокусов F_1 и F_2 есть величина постоянная, равная a^2 . Уравнение овалов Кассини имеет вид

$$(x^2 + y^2)^2 - 2c^2(x^2 + y^2) = a^4 - c^4, \quad (2)$$

где c — половина межфокусного расстояния.

Форма овалов Кассини зависит от отношения c/a (рис. 1). Морфологические показатели их приведены в таблице, а примеры аналогичных им движителей — на рис. 2. В целях выявления морфологических показателей и сравнения транспортных

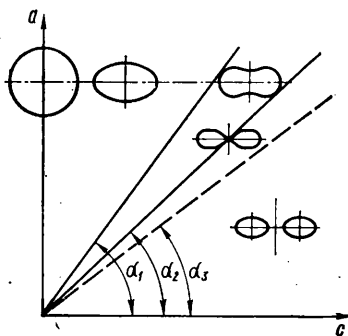


Рис. 1. Зависимость формы овала от отношений c/a : эллипсообразные овалы — $\text{tg } \alpha < 0,7$; овалы с талией — $1 > \text{tg } \alpha > 0,7$; лемниската — $\text{tg } \alpha = 1,0$; два овала — $\text{tg } \alpha > 1,0$

Кривые	Характеристика	Морфологические показатели			
		K_d	r_k	Π	K_p
Овалы Кассини					
Окружность	$c=0$	0,48	a	6,28a	0,25
Эллипсообразный овал	$c/a < 0,7$	0,48—0,53	$(1,0-0,8)a$	$(6,28-5,9)a$	0,25—0,32
Овал с талией	$1 > c/a > 0,7$	0,58—0,49	$(0,8-0,5)a$	$(5,9-6,9)a$	0,32—0,35
То же	$c/a = 0,95$	0,72	0,53a	6,96a	0,40
Лемниската	$c/a = 1,0$	0,49	0,50a	6,90a	0,35
Два овала	$c/a > 1,0$	0,49—0,38	$(0,5-0,4)a$	$(6,9-5,4)a$	0,35—0,25
Циклоиды					
Эпициклоиды:					
кардиоида	$m=1$	0,76	0,50A	16A	0,32
двухлепестковая	$m=2$	0,63	0,50A	12A	0,31
трехлепестковая	$m=3$	0,55	0,46A	10,6A	0,33
четырёхлепестковая	$m=4$	0,49	0,46A	10A	0,30
окружность	$m \rightarrow \infty$	0,48	0,33A	6,28A	0,25
Гипоциклоиды:					
прямая линия	$m=2$	0,33	A	4A	0,50
кривая Штейнера	$m=3$	0,74	0,17A	5,3A	0,40
астроида	$m=4$	0,64	0,25A	6A	0,33
окружность	$m \rightarrow \infty$	0,74	A	6,28A	0,25

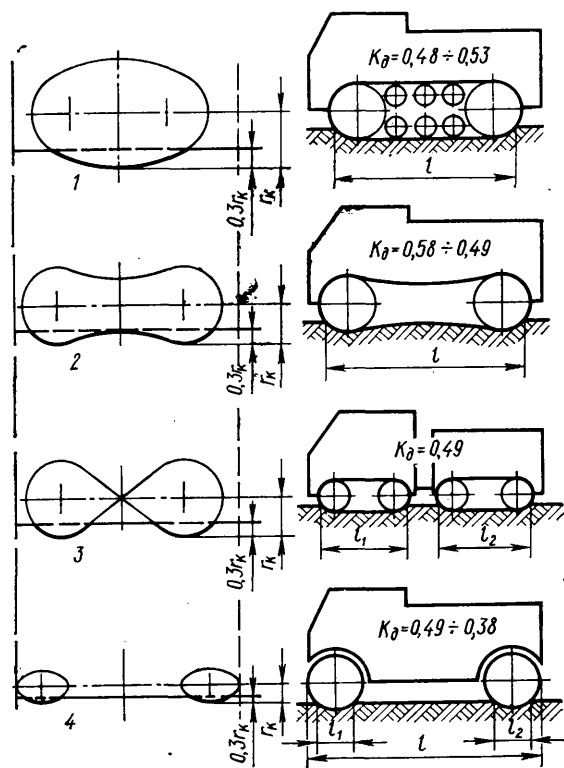


Рис. 2. Типы движителей и овалы Кассини:
1 — эллипсообразный вал; 2 — овал с талией; 3 — лем-
ниската; 4 — два овала

средств с различными типами движителей принята единая длина транспортных средств $l=3a$, определяемая условием принятого нами для рассмотрения значения $c/a \leq 1,2$.

В приведенных расчетах не учтено явление возникновения между смежными элементами движителя так называемых «зон Ренкина» в грунте [6 и 8]. Размер этой зоны определяется по формуле, учитывающей угол внутреннего трения грунта θ и длину элемента движителя b :

$$B = b \operatorname{tg} \theta \operatorname{ctg} \frac{\theta}{2}. \quad (3)$$

При соблюдении условия (3) между смежными элементами движителя возникает «грунтовый мост» и грунт работает так, как если бы на него опирался сплошной движитель длиной $l=2b+B$. С учетом грунтового моста показатели движителей, имеющих конфигурацию овалов Кассини, становятся еще более высокими (рис. 3). Изменяя отношение c/a , можно получить движитель, позволяющий полностью использовать эффект возникновения грунтового моста.

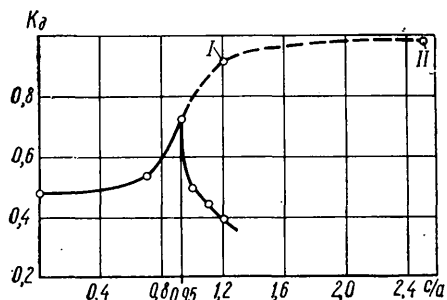
Максимальное значение угла внутреннего трения в естественных аллювиальных грунтах равно 35° , а минимальное — 5° . Тогда согласно выражению (3) величина B может изменяться в пределах $(2-22)b$, что превышает размеры рассматриваемых нами значений c/a . Следовательно, диапазон морфологических показателей движителей в форме овалов Кассини достаточен для движения по всему встречающемуся в природе разнообразию аллювиальных грунтов.

При переходе от одной формы овала к другой, как показывают расчеты, радиус качения r_k меняется от a до $0,4a$, т. е. уменьшается в 2,5 раза. Это значит, что подобный движитель обладает свойством трансформатора момента с диапазоном 2,5, т. е. примерно таким, как у современных гидротрансформаторов, только с более высоким к. п. д. Следовательно, движители типа овалов Кассини не позволяют полностью отказаться от преобразователя крутящего момента в трансмиссии, однако они дают возможность упростить коробку передач, ограничившись меньшим числом ступеней.

Изменение коэффициента трансформации в зависимости от отношения c/a показано на рис. 4.

Из теории бездорожного транспорта [6] известно, что тяговые качества движителя тем выше, чем больше длина поверх-

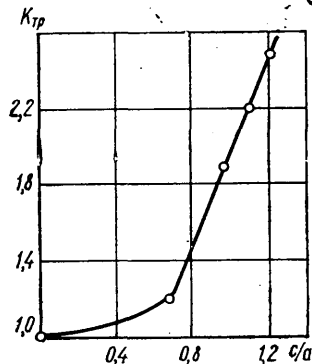
Рис. 3. Зависимость K_d от формы движителя (штриховая линия — с учетом грунтового моста, сплошная — без учета)



ности его контакта с грунтом, т. е. могут быть оценены коэффициентом K_d . Зависимость между этим коэффициентом и формой движителей, образованных овалами Кассини, приведена на графике рис. 3 и в таблице.

Если не рассматривать эффект грунтового моста, то при значении $c/a=0,95$ функция $K_d=f(c/a)$ резко изменяется, так как при дальнейшем увеличении отношения c/a происходит распад на два овала (см. рис. 3). Однако эффект грунтового моста позволяет интерполировать полученную ранее кривую в область более высоких значений K_d . Для самых слабых грунтов, характеризуемых углом $\theta=5^\circ$ (точка I), K_d составляет уже 0,93 (при $c/a=1,12$), что превышает извест-

Рис. 4. Изменение $K_{тр}$ в зависимости от отношения c/a



ные показатели K_d для движителя любого транспортного средства. На более прочных грунтах с θ до 35° (точка II) значение K_d возрастает еще больше, асимптотически приближаясь к единице.

Рассмотрено по той же методике, что и овалы Кассини, семейство математических кривых, объединенных общим названием циклоиды. Обыкновенные циклоиды и трохоиды, а также конхоиды Никомеда можно использовать при разработке движителей шагающих машин, что должно явиться предметом отдельного исследования. В данной работе мы ограничились анализом замкнутых кривых — эпи- и гипоциклоид. Морфологические показатели их, определенные по аналогии с овалами Кассини, представлены в таблице.

Проделанная работа позволяет рекомендовать конструкторам произвести проработку движителей бездорожных транспортных средств, имеющих конфигурацию, описываемую рассмотренными кривыми четвертого порядка и, прежде всего, овалами Кассини. Свойственной этим кривым возможность изменения длины поверхности контакта с грунтом дает основания предполагать, что подобные движители транспортных средств будут обладать значительно более высокими тягово-сцепными качествами и универсальностью, нежели применяемые в настоящее время колеса и гусеницы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров И. А., Кучеренко А. И. Проблемы повышения проходимости машин. «Красная Звезда», 1964, 1, 11 и 17 декабря.
2. Бескин И. А. Транспорт для бездорожья. М., «Знание», 1971.
3. Ечеистов Ю. А. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 3.
4. Фёф Б. В. — В сб. «Автомобилестроение», 1967, № 2.
5. Bekker M. G. Theory of Land Locomotion. The Mechanics of Vehicle Mobility. New-York, 1959.
6. Bekker M. G. Off-the-Road Locomotion. The University of Michigan Press. New-York, 1960.
7. Агейкин Я. С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. М., «Машиностроение», 1972.
8. Зарецкий Ю. К. Теория консолидации грунтов. М., «Наука», 1967.

Определение момента сопротивления повороту автомобилей

В. В. РЕДЧИЦ

Кременчугский автозавод

АВТОМОБИЛЬ представляет собой механическую систему, соприкасающуюся с плоскостью дороги через контактные отпечатки шин. Для определения координат центра, относительно которого затрата энергии на поворот автомобиля будет минимальной, рассмотрим вначале, как изменяется момент сопротивления повороту отдельно взятого колеса при изменении радиуса обкатки или радиуса кривизны траектории в пределах $0 \leq R \leq \infty$.

Так как учесть все факторы сразу — эластичность колеса в плоскости дороги, неравномерное распределение удельных давлений по площади контактного отпечатка, податливость опорной поверхности и др., влияющие на момент сопротивления повороту, довольно сложно, рассмотрим вначале зависимость момента сопротивления повороту от радиуса обкатки

при изменении его в пределах $0 \leq R \leq \frac{b}{2} + l_{\text{ц}}$ (рис. 1) для абсолютно жесткого колеса в плоскости дороги и абсолютно жесткой опорной поверхности.

Для упрощения доказательства и получения более простых уравнений представим контактный отпечаток шины прямоугольником. Контактный отпечаток выразим суммой большого количества элементарных площадок жестких колес, кинематически связанных между собой так, что они могут вращаться или поворачиваться только в плоскости, параллельной оси Ox , на один и тот же угол (рис. 1).

Примем, что удельные давления по всей площади контактного отпечатка распределены равномерно; коэффициент сцепления постоянный для каждой элементарной площадки как вдоль оси Ox , так и Oy .

Теоретические и экспериментальные исследования показали, что неравномерность распределения удельных давлений по площади контактного отпечатка для существующих рисунков протекторов шин практически не влияет на величину момента сопротивления повороту колеса на месте на абсолютно жесткой опорной поверхности.

Так как при повороте колеса относительно оси, произвольно расположенной в плоскости, затрачивается мощность на преодоление трения качения и трения скольжения, рассмотрим этот вопрос с точки зрения затраты энергии.

Выделим из контактного отпечатка шины часть площади шириной Δb и длиной a , образованной суммой элементарных площадок мнимых колес, и два контактных отпечатка колес с элементарными площадками ΔF_1 и ΔF_i , расположенных на оси Oy на расстоянии y_i одно от другого и имеющих жесткую

связь между собой. Рассмотрим процесс поворота этих колес на абсолютно жесткой опорной поверхности.

Выразим мощность, затраченную на поворот мнимых колес, через радиус-вектор и угловую скорость.

При полностью заблокированных всех мнимых колесах, расположенных на оси Ox с шириной Δb , мощность, затраченная на поворот, может быть выражена как

$$\bar{N}_{\varphi} = \sum_{i=1}^{i=n} p \Delta F_i \varphi (\bar{l}_{\text{ц}} \omega + \bar{x}_i \omega) = \sum_{i=1}^{i=n} p \Delta F_i \varphi \bar{l}_{\text{ц}} \omega + \sum_{i=1}^{i=n} p \Delta F_i \varphi \bar{x}_i \omega, \quad (1)$$

где p — удельное давление;

ΔF_i — элементарная площадка;

φ — коэффициент сцепления шины с опорной поверхностью;

ω — угловая скорость;

\bar{x}_i — абсциссы элементарных площадок мнимых колес;

$l_{\text{ц}}$ — расстояние от центра поворота до оси Ox .

Из уравнения (1) видно, что векторы \bar{v}_{xi} (рис. 1) центров всех мнимых колес, расположенных в плоскости, проходящей через ось Ox , одинаковы: $\bar{v}_{xi} = l_{\text{ц}} \omega$.

Первый член уравнения (1) выражает вектор мощности трения скольжения в направлении \bar{v}_{xi} при заблокированных мнимых колесах.

При равенстве векторов \bar{v}_{xi} будут равны и мощности трения скольжения элементарных площадок в направлении оси Ox . При разблокировании колес первый член уравнения (1), как составляющий вектор результирующего вектора мощности трения скольжения, заменится вектором мощности трения качения, а уравнение (1) примет вид

$$N = \sum_{i=1}^{i=n} p \Delta F_i f \bar{l}_{\text{ц}} \omega + \sum_{i=1}^{i=n} p \Delta F_i \varphi x_i \omega. \quad (2)$$

Рассматривая аналогично процесс поворота двух мнимых колес, расположенных на оси Oy , с элементарными площадками ΔF_1 и ΔF_i , на угол $d\alpha$ (рис. 1) при $r_{\text{к1}} = r_{\text{кi}}$ (радиусы качения мнимых колес), суммарную элементарную работу, затраченную на поворот этих двух колес, с учетом трения скольжения и трения качения находим так:

$$d\bar{A} = d\bar{A}_{f1} + d\bar{A}_i = 2p \Delta F_i f \bar{l}_{\text{ц}} d\alpha + p \Delta F_i \bar{y}_i d\alpha. \quad (3)$$

Разделив левую и правую части уравнения (3) на $d\omega$, получим момент сопротивления повороту двух колес относительно центра E :

$$\bar{M} = 2p \Delta F_i f \bar{l}_{\text{ц}} + p \Delta F_i \bar{y}_i. \quad (4)$$

Рассматривая аналогично каждую элементарную площадку контактного отпечатка, запишем уравнение в векторной форме для определения момента сопротивления повороту контактного отпечатка шины относительно центра поворота E :

$$\bar{M} = p \Delta F_i \varphi \sum_{i=1}^{i=n} (\bar{y}_i + \bar{x}_i) + p f \bar{l}_{\text{ц}} \sum_{i=1}^{i=n} \Delta F_i. \quad (5)$$

При $n \rightarrow \infty \Delta F_i \rightarrow 0$ и с учетом перемещения центра относительно поворота вдоль осей Ox и Oy уравнение (5) примет вид

$$\bar{M} = p \varphi \int_F \bar{\rho} (x, y, x_0, y_0) dF + p f \bar{l}_{\text{ц}} \int_F dF, \quad (6)$$

где \bar{f} — коэффициент трения качения;

$\bar{\rho}$ — радиус-вектор элементарной силы трения скольжения, являющийся функцией переменных x и y (смещения центра поворота относительно осей Ox и Oy) и x_0, y_0 (координаты в подвижных осях Ox_0 и Oy_0);

$\bar{l}_{\text{ц}}$ — радиус обкатки мнимого колеса чистого качения.

Из уравнений (4), (5), (6) видно, что при обкатке колеса, абсолютно жесткого в плоскости дороги, связанного кинемати-

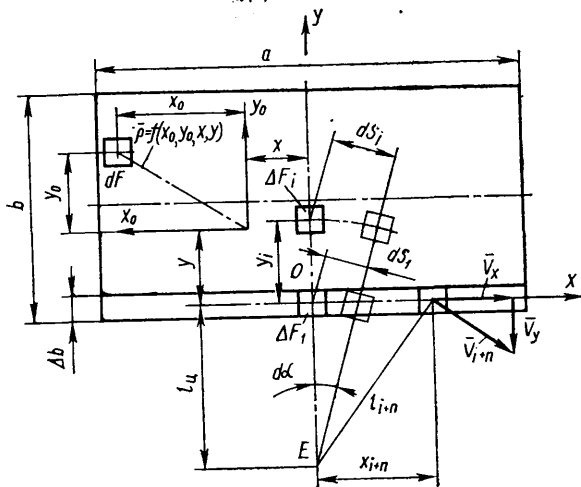


Рис. 1. Схема определения зависимости момента сопротивления повороту от радиуса кривизны траекторий при изменении его в пределах

$$0 \leq R \leq \frac{b}{2} + l_{\text{ц}}$$

чески с центром поворота E , расположенного вне площади контактного отпечатка, суммарный момент сопротивления повороту состоит из момента трения качения и момента трения скольжения относительно элементарной площадки ΔF_1 мнимого колеса с радиусом обкатки $l_{ц}$, вектор абсолютной скорости центра которого лежит в плоскости качения колеса. Назовем это мнимое колесо колесом чистого качения.

Таким образом, при абсолютной жесткости контактного отпечатка в плоскости дороги и опорной поверхности при изменении радиуса обкатки или радиуса кривизны траектории колеса $\frac{b}{2} \leq R \leq l_{ц} + \frac{b}{2}$ момент трения скольжения будет

постоянным.

В этом случае величина момента трения скольжения будет изменяться только при изменении радиуса обкатки в пределах

лах $0 \leq R \leq \frac{b}{2}$ при перемещении центра поворота контактного отпечатка вдоль оси Oy .

Решением интеграла (6) после преобразования и приведения подобных членов для контактного отпечатка, имеющего форму прямоугольника, является следующее уравнение:

$$M = \frac{1}{8} p \varphi [(a-2x)y \sqrt{(a-2x)^2 + 4y^2} + (a-2x)(b-y) \sqrt{(a-2x)^2 + 4(b-y)^2} + (a+2x)(b-y) \sqrt{(a+2x)^2 + 4(b-y)^2} + (a+2x)y \sqrt{(a+2x)^2 + 4y^2} + G_k f l_{ц}]. \quad (7)$$

Уравнение (7) справедливо для всех значений x и y , когда ось относительного поворота отпечатка располагается в пределах его площади. Значения x и y в уравнение (7) подставляются по абсолютной величине.

Результаты, полученные по уравнению (7), проверялись дополнительно сравнением с результатами решения интеграла (6) численным методом на ЭЦВМ М-220 для отпечатка, имеющего форму эллипса и равновеликого ему по моменту сопротивления повороту прямоугольника при различных значениях x и y .

Если контактный отпечаток шины имеет форму эллипса, круга, овала, то с целью упрощения решения интеграла (6) необходимо привести эллипс, круг, овал к прямоугольнику, равновеликому по моменту сопротивления повороту по уравнениям (8), (9), (10).

Для эллипса

$$a = \frac{a_0}{2} \sqrt{\pi}; \quad b = \frac{b_0}{2} \sqrt{\pi}, \quad (8)$$

где a и b — стороны прямоугольника, равновеликого эллипсу;

a_0 и b_0 — длина большой и малой осей эллипса.

Для круга

$$a = b = \frac{D}{2} \sqrt{\pi}, \quad (9)$$

где D — диаметр контактного отпечатка шины.

Для овала

$$a = \sqrt{\frac{F}{\gamma}}, \quad b = \gamma a, \quad \gamma = \frac{b_0}{a_0}, \quad (10)$$

где F — площадь овала;

a_0 и b_0 — длина большой и малой осей овала.

При движении отдельно взятого колеса по криволинейной траектории с радиусом кривизны, равным радиусу обкатки, величины момента трения скольжения, определяемого первым слагаемым в уравнениях (7) и (8) (выражение в квадратных скобках), будут одинаковы. Суммарный момент для этих случаев движения будет отличаться только величиной момента от сопротивления прямолинейному качению.

Эт. дает возможность при определении момента сопротивления относительно повороту контактного отпечатка относительно элементарной площадки ΔF_1 мнимого колеса чистого качения радиус обкатки рассматривать как радиус кривизны траектории или учитывать при этом только отличие моментов от сопротивления прямолинейному движению.

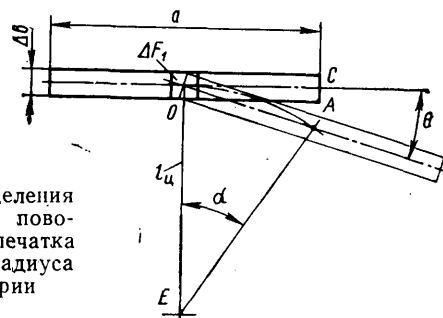


Рис. 2. Схема определения угла относительного поворота, контактного отпечатка в зависимости от радиуса кривизны траектории

При рассмотрении вопроса об изменении момента сопротивления повороту отдельно взятого абсолютно жесткого колеса в плоскости дороги на абсолютно жесткой опорной поверхности в зависимости от радиуса обкатки принималось, что даже при повороте колеса на бесконечно малый угол $d\alpha$ все элементарные контактные площадки мнимых колес скользят по опорной поверхности.

В действительности шины автомобилей обладают определенной угловой (относительно вертикальной оси колеса), боковой и тангенциальной жесткостью, величина которых зависит от типа и конструкции шины, внутреннего давления, нагрузки.

Таким образом, если рассматривать реальную шину, то момент сопротивления повороту будет являться функцией вида

$$M = f(\theta, C_{\omega}, R), \quad (11)$$

где $\theta = f(a, R)$ — угол относительного поворота контактного отпечатка шины;

$C_{\omega} = f(G_k, p_{ш})$ — угловая жесткость, зависящая от нагрузки и внутреннего давления в шине, в кгс·м/град.

Для отдельно взятой шины при определенной нагрузке и давлении в шине $C_{\omega} = \text{const}$ $a = \text{const}$.

Следовательно, остается выяснить, каким образом изменяется угол θ относительного поворота контактного отпечатка в зависимости от величины радиуса обкатки или радиуса кривизны траектории.

Известно, что работа трения или сил упругой информации совершается только при относительном перемещении трущихся и деформируемых поверхностей или тел.

На рис. 2 показана часть контактного отпечатка, образованного элементарными площадками ΔF_1 мнимых колес, расположенных на оси Ox .

Работа сил трения скольжения или сил упругой деформации для отпечатка данного мгновения будет совершаться до тех пор, пока мнимое колесо чистого качения с элементарной площадкой ΔF_1 пройдет путь $S = \overline{OA} = \frac{a}{2}$.

После того, как мнимое колесо чистого качения пройдет по дуге \overline{OA} путь $S > \frac{a}{2}$, будут еще участвовать в процессе трения скольжения или упругой деформации элементарные площадки мнимых колес контактного отпечатка следующего мгновения. Контактный отпечаток за это время в относительном вращении повернется на угол θ .

Из рис. 2 имеем

$$\overline{OA} = l_{ц} \alpha = \frac{a}{2}; \quad (12)$$

$$\angle EOC = \frac{\pi}{2};$$

$$\angle \theta = \frac{\pi}{2} - \angle EOA. \quad (13)$$

Из треугольника EOA

$$\angle EOA = \angle EAO;$$

$$\angle EOA = \frac{\pi - \alpha}{2} = \frac{\pi - \frac{a}{2l_{ц}}}{2} = \frac{\pi}{2} - \frac{a}{4l_{ц}}. \quad (14)$$

Подставив выражение (14) в уравнение (13), получим

$$\theta = \frac{a}{4l_{ц}} \text{ рад.} \quad (15)$$

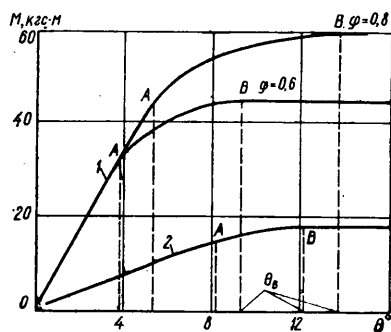


Рис. 3. Зависимость момента сопротивления повороту от угла относительного поворота контактного отпечатка на месте

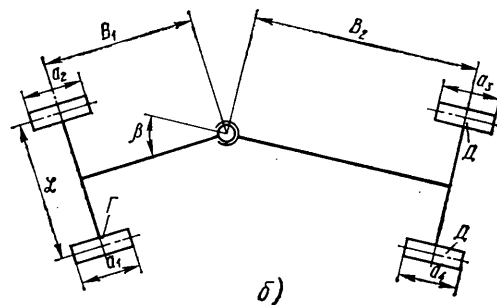
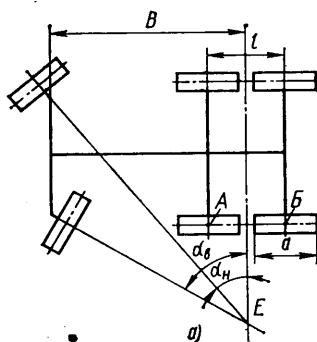


Рис. 4. Определение центра относительного поворота автомобиля

Для всего контактного отпечатка

$$\theta = \frac{57,2955 a}{4R} \text{ град.} \quad (16)$$

Угол θ_r каждого колеса двухосной тележки с неповоротными колесами определяется уравнением, учитывающим базу тележки. Это уравнение аналогично уравнению (16):

$$\theta_r = \frac{57,3 (a + l)}{4R} \quad (16a)$$

На рис. 3 кривой 1 показан $M=f(\theta)$, полученный д-ром техн. наук А. С. Литвиновым [1] для шины 9.00—20 при нагрузке $G_k=1200$ кгс, а кривой 2 — $M=f(\theta)$, полученный канд. техн. наук О. И. Карузиным [2] для шины 145—380 при нагрузке $G_k=411$ кгс при давлении в шине 2,1 кгс/см². На участке OA момент зависит только от сил упругой деформации и определяется уравнением

$$M = C_\omega \theta^3. \quad (17)$$

На участке AB в контактом отпечатке образуются две области — область упругой деформации элементов отпечатка (внутренняя) и область скольжения элементов отпечатка (внешняя).

Величина области AB зависит от нагрузки, внутреннего давления в шине, размеров контактного отпечатка, угловой жесткости и величины коэффициента сцепления. Чем больше угловая жесткость шины и меньше нагрузка и коэффициент сцепления, тем при меньшем угле θ начинают скользить все точки контактного отпечатка, а следовательно, тем меньше и область AB.

При изменении радиуса обкатки или радиуса кривизны траектории в пределах $\frac{b}{2} \leq R \leq l_\Sigma + \frac{b}{2}$ момент трения

скольжения эластичной шины с определенными размерами контактного отпечатка будет оставаться постоянным до тех пор, пока угол θ , определенный по уравнению (16), будет больше угла θ_b (рис. 3).

Данное положение проверялось по экспериментальным данным О. И. Карузина, а также автором на карусельном стенде [3], спроектированном канд. техн. наук Ю. А. Ечевновым и О. И. Карузиным в Московском автомеханическом институте.

Этот эксперимент подтвердил то положение, что при движении эластичного колеса по криволинейной траектории происходит относительный поворот контактного отпечатка.

Момент сопротивления повороту на участке AB, согласно исследованиям А. С. Литвинова, равен сумме моментов области скольжения и области упругой деформации.

Для контактного отпечатка, имеющего форму прямоугольника, когда ось относительного поворота проходит через его центр при наличии области скольжения и области упругой деформации, момент сопротивления повороту определяется уравнением

$$M = \frac{1}{4} G_k \varphi \sqrt{a^2 + b^2} \frac{1}{4} \cdot \frac{p^4 \varphi^4 q^3 ab \pi}{\theta^3 C_y C_x} \times \sqrt{\pi \left(\frac{a^2}{C_y^2} + \frac{b^2}{C_x^2} \right) + \frac{p^2 q^2 a^2 \varphi^2 \pi}{6 \theta C_y} + \frac{p^2 q^2 b^2 \varphi^2 \pi}{6 \theta C_x}} \text{ кгс} \cdot \text{мм}, \quad (18)$$

где G_k — нагрузка на колесо с учетом перераспределения веса от сил инерции при движении по криволинейной траектории;

$$p = \frac{G_k}{ab} \text{ — удельное давление в кгс/мм}^2;$$

C_y, C_x — жесткость шины в направлении соответственно осей Oy и Ox ;

$q=1$ — размеры элементарной площадки, принятой при выводе уравнений (18) и (19), в мм.

Если ось относительного поворота контактного отпечатка проходит через точку O (рис. 1), момент сопротивления повороту определяется уравнением

$$M = \frac{1}{4} G_k \varphi \sqrt{a^2 + 4b^2} - \frac{1}{8} \cdot \frac{p^4 \varphi^4 q^3 ab \pi}{\theta^3 C_y C_x} \times \sqrt{\pi \left(\frac{a^2}{C_y^2} + \frac{b^2}{C_x^2} \right) + \frac{p^2 q^2 \varphi^2 a^2 \pi}{6 \theta C_y} + \frac{p^2 q^2 \varphi^2 b^2 \pi}{12 \theta C_x}} \text{ кгс} \cdot \text{мм}. \quad (19)$$

В связи с тем, что значение жесткостей C_y и C_x для большого разнообразия нагрузок, конструкций шин, внутреннего давления в шинах получить довольно сложно, уравнения (18) и (19) имеют значение больше чисто теоретическое, чем практическое, для нахождения того центра поворота автомобиля, относительно которого затрата энергии на поворот будет минимальной.

Анализ уравнений (7), (17), (18), (19) показывает, что возможными центрами поворота, относительно которых затрата энергии на поворот автомобиля будет минимальной, для автомобилей типа 4×2 и 4×4 является центр A, для автомобилей 6×4 и 6×6 — центр B (рис. 4, а), для шарнирно-сочлененных автомобилей с одной осью в секции и одинарными колесами — центры Г и Д (рис. 4, б) соответственно.

В данной работе рассматривается определение момента сопротивления повороту, возникающего только за счет взаимодействия контактных отпечатков шин с опорной поверхностью в зависимости от траектории движения. Увеличение момента сопротивления от циркуляции мощности не рассматривается, так как это подробно освещено в работах других исследователей.

При определении момента сопротивления повороту (криволинейному движению) автомобилей принимается, что:

- 1) нагрузка на каждое колесо определяется с учетом перераспределения веса от сил инерции, действующих на автомобиль при движении по криволинейной траектории;
- 2) угловая жесткость C_ω шины и размеры контактных отпечатков соответствуют данной нагрузке;
- 3) упругие свойства шины не изменяются с увеличением скорости автомобиля;
- 4) угол относительного поворота контактных отпечатков отдельных колес находится в области упругих деформаций (участок OA на рис. 3);
- 5) имеется достаточный коэффициент сцепления шины с опорной поверхностью;
- 6) радиус поворота автомобиля (из-за влияния угла ювода колес за время прохождения миним колесом чистого качения

расстояния $\frac{a}{2}$ для двухосных и $\frac{a+l}{2}$ для трехосных ав-

томобилей, остается практически постоянным.

Проведенный анализ минимальных радиусов поворота автомобилей типа 4×2, 4×4, 6×4, 6×6 с передними управляемыми колесами показывает, что в основном угол относительного поворота контактных отпечатков отдельных колес при достаточном коэффициенте сцепления находится на участке ОА, и определяется по уравнениям (16) и (16а).

Выражая величину R в уравнениях (16) через конструктивные параметры автомобилей и углы поворота внутреннего и наружного колес или угол относительного поворота секций для шарнирно-сочлененных автомобилей, подставляя в уравнение (17) и суммируя моменты сопротивления повороту всех колес, получим уравнения для определения моментов сопротивления повороту (криволинейному движению).

Для автомобилей типа 4×2 и 4×4 с передними управляемыми колесами момент определяется так:

$$M = M_1 + \frac{57,2955}{4B} (C_{\omega 1} a_1 \sin \alpha_B + C_{\omega 2} a_2 \sin \alpha_H + KC_{\omega 3} a_3 \operatorname{tg} \alpha_H + KC_{\omega 4} a_4 \operatorname{tg} \alpha_B), \quad (20)$$

где M_1 — момент сопротивления на ведущих полуосях при прямолинейном движении, в кгс·м;

$C_{\omega 1}, C_{\omega 2}, C_{\omega 3}, C_{\omega 4}$ — угловые жесткости соответствующих индексу колес, величина которых зависит от нагрузки на колесо с учетом перераспределения веса от сил инерции, действующих на автомобиль при движении по криволинейной траектории, конструкции шины и внутреннего давления, в кгм/град;

K — число сдвоенных колес на одной полуоси;

α_B, α_H — углы поворота внутреннего и наружного управляемых колес;

a_1, a_2, a_3, a_4 — продольные оси прямоугольников, равновеликих отпечаткам соответствующих колес;

B — база автомобиля.

Для автомобилей типа 6×4 и 6×6 с передними управляемыми колесами момент находится из уравнения

$$M = M_1 + \frac{57,2955}{4B} [C_{\omega 1} \sin \alpha_B + C_{\omega 2} a_2 \sin \alpha_H + 2KC_{\omega 5} \times (l + a_5) \operatorname{tg} \alpha_B + 2KC_{\omega 3} (l + a_3) \operatorname{tg} \alpha_H], \quad (21)$$

где l — база задней тележки.

Исследования, проведенные О. И. Карузиным в Московском автомеханическом институте, показывают, что смещение оси поворота контактного отпечатка вдоль оси Ох для шины 145—380 не приводит к изменению угловой жесткости шины относительно вертикальной оси колеса.

На этом основании в уравнении (21) угловые жесткости колес средней и задней осей взяты относительно центра контактного отпечатка, что подтвердилось экспериментальными данными, проведенными автором при определении моментов

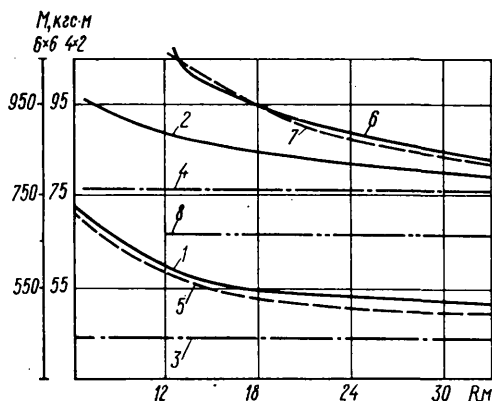


Рис. 5. Зависимость момента сопротивления криволинейному движению от радиуса поворота внутреннего колеса

сопротивлений повороту автомобиля типа 6×6, 6×4. В связи с тем, что в данной работе рассматривается вопрос определения момента сопротивления повороту только от взаимодействия контактных отпечатков шин с опорной поверхностью, можно считать, что величина момента для автомобилей типа 4×2, 4×4, 6×4 и 6×6 и других подобных сочетаний при одних и тех же условиях будет одинакова при принятых выше допущениях.

Для шарнирно-сочлененного автомобиля с одной осью в секции (рис. 4, б)

$$M = M_1 + 14,324 K \left(\frac{C_{\omega 1} a_1}{\frac{B_1}{\operatorname{tg} \arctg \frac{B_1 \sin \beta}{B_2 + B_1 \cos \beta}} - 0,5L} + \frac{C_{\omega 2} a_2}{\frac{B_1}{\operatorname{tg} \arctg \frac{B_1 \sin \beta}{B_2 + B_1 \cos \beta}} + 0,5L} + \frac{C_{\omega 3} a_3}{\frac{B_2}{\operatorname{tg} \arctg \frac{B_2 \sin \beta}{B_1 + B_2 \cos \beta}} + 0,5L} + \frac{C_{\omega 4} a_4}{\frac{B_2}{\operatorname{tg} \arctg \frac{B_2 \sin \beta}{B_1 + B_2 \cos \beta}} - 0,5L} \right). \quad (22)$$

Так как конструктивные схемы шарнирно-сочлененных автомобилей позволяют выполнять поворот с очень малыми радиусами, то относительные углы поворота контактных отпечатков шин в движении могут достигать величины, близкой к углу θ_B (рис. 3). Тогда контактный отпечаток шины данного мгновения будет полностью скользить по опорной поверхности, а величина момента сопротивления повороту каждого колеса будет зависеть от размеров отпечатка, нагрузки на колесо, коэффициента сцепления с опорной поверхностью, расположения центра поворота относительно геометрического центра контактного отпечатка и определяться уравнением (7). Общий момент сопротивления повороту автомобиля будет равен сумме моментов всех колес.

Используя предложенный метод, можно получить уравнения для определения моментов сопротивлений повороту (криволинейному движению) автомобиля, выполненной по любой другой конструктивной схеме в том числе для автопоездов, прицепов, полуприцепов с управляемыми и неуправляемыми колесами задней тележки.

На рис. 5 показано изменение момента сопротивления повороту в зависимости от радиуса поворота внутреннего колеса автомобиля (кривые 1 и 2). График построен по экспериментальным данным канд. техн. наук Ю. М. Вахрушева. Изменение моментов на полуосях автомобиля типа 4×2 и 4×4 в зависимости от радиуса поворота было получено им при исследовании дифференциалов различных типов. С уменьшением радиуса поворота от бесконечности до 6,6 м момент на полуосях увеличивался. Разность моментов на полуосях при криволинейном (кривые 1 и 2) и прямолинейном (прямые 3 и 4) движениях показывает увеличение момента сопротивления повороту при криволинейном движении за счет взаимодействия контактных отпечатков шин с опорной поверхностью. Моменты на ведущих полуосях определялись как среднеарифметические при повороте влево и вправо при одних и тех же условиях и радиусах поворота. Кривая 1 получена при давлении в шине 2,8 кгс/см² и нагрузке на каждое колесо 1300 кгс, кривая 2 — при тех же условиях и нагрузке, но при давлении в шине 0,8 кгс/см².

Кривые 1 и 2 показывают, что хотя общий момент сопротивления повороту при давлении 0,8 кгс/см² увеличился, однако разность между моментами при криволинейном и прямолинейном движениях меньше, так как угловая жесткость шины во втором случае меньше. Это и отражает уравнение (20).

Кривая 5 получена по уравнению (20) для условий кривой 1. Отклонение расчетной кривой от экспериментальной в среднем не превышает 5%. Моменты на полуосях записывались на ленту осциллографа в случае выключенного переднего моста, чтобы исключить циркуляцию мощности и таким образом записать увеличение моментов на ведущих полуосях при

криволинейном движении за счет взаимодействия опорной поверхности и контактных отпечатков.

Кривая 6 получена экспериментально на одном из автомобилей семейства КраЗ типа 6Х6 при нагрузке на заднее колесо тележки 4000 кгс, на переднее — 2700 кгс при давлении в шине 2 кгс/см². Моменты на задних ведущих полуосях записывались на ленту осциллографа Н-700 в случае выключенного переднего моста. Кривая 6 построена по средним значениям при повороте влево и вправо при фиксированных во время движения углах поворота управляемых колес на длине пути 2—4 м и скорости движения до 7 км/ч с фиксированной подачей топлива.

Для тех же условий движения по уравнению (21) построена расчетная кривая 7.

Суммарный момент сопротивления на ведущих полуосях при прямолинейном движении автомобиля выражен прямой линией 8.

Угловые жесткости шин определялись непосредственно на автомобиле путем измерения момента на колесе в зависимости от угла поворота колеса в пределах упругих деформаций контактного отпечатка шины.

Моменты на полуосях задней тележки определялись при изменении давления в шинах от 3,5 до 1 кгс/см².

При увеличении скорости движения автомобиля от 7 до 20 км/ч суммарный момент на полуосях в случае прямолинейного и криволинейного движения увеличивался в 1,5—1,8 раза при данном способе измерения, но характер протекания кривых практически сохранялся.

Суммарный момент на полуосях значительно увеличивается не за счет взаимодействия контактных отпечатков с плоскостью дороги, а повышения динамических нагрузок на полуоси со стороны двигателя, а также колебаний, возникающих в трансмиссии. С увеличением скорости автомобиля будет возрастать только относительная угловая скорость поворота контактного отпечатка.

ЛИТЕРАТУРА

1. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М., «Машиностроение», 1971.
2. Ечевнов Ю. А., Карузин О. И. Влияние радиуса обкатки на сопротивление повороту управляемых колес автомобиля. ГОСИНТИ, № 9, М., 1965.
3. Ечевнов Ю. А., Карузин О. И. Стенд для исследования плеча обкатки шин. ГОСИНТИ, № 9, М., 1968.

УДК 629.113—585.2

О влиянии прозрачности гидротрансформатора на разгонные качества автомобиля в начальной фазе разгона

Канд. техн. наук А. Н. НАРБУТ, А. Л. СЕРГЕЕВ, В. Ф. ШАПКО

Московский автомобильно-дорожный институт

ИЗВЕСТНО [1], что при установившемся движении автомобиля более высокие эксплуатационные качества (по силам тяги и расходам топлива) должны получаться при использовании прозрачного ($\Pi = \frac{\lambda_{10}}{\lambda_{1м}} > 1$) гидротрансформатора по сравнению с непрозрачным ($\Pi=1$).

В данном случае λ_1 — коэффициент момента насосного колеса, «о» и «м» — режимы при $i=0$ и при $K=1$. Если характеристики гидротрансформаторов отличаются только прозрачностью, а сравниваются при совмещении их режимов максимального к.п.д., как в работе [1] (сравнивались некомплексные гидротрансформаторы), то преимущества прозрачного гидротрансформатора по к.п.д. должны проявляться как при меньших, так и при больших (относительно режимов максимального к.п.д.) скоростях движения автомобиля.

Если известна характеристика двигателя $M_d=f(\omega_d)$, то можно определить [2] зависимость $\lambda_1=f(i)$ гидротрансформатора, которая для любой скорости движения автомобиля позволит получить наибольшие из возможных значения силы тяги, либо оценить в процентах проигрыш при использовании реальных характеристик. Оказалось, что при наилучшей по силам тяги зависимости $\lambda_1=f(i)$ требуется прозрачность больше 3—5, а проигрыш при использовании реальных характеристик с $\Pi=1,5\div 2,5$ не превышает нескольких процентов, причем только на отдельных режимах.

С учетом существенного влияния формы кривой момента двигателя $M_d=f(\omega_d)$ на величину проигрыша в силе тяги в работе [3] предложено выбирать значение прозрачности, располагая параболы нагружения по скоростной характеристике двигателя при полной подаче топлива между точками, соответствующими 0,96 $M_{d\max}$ и 0,96 $N_{d\max}$.

В работе [3] было показано, что для разгона по внешней характеристике двигателя, когда допустимо использование в расчетах особой кинематической характеристики, большему значению прозрачности Π соответствует большая доля момента, идущего на разгон двигателя. Поэтому для $J_2/J_1 > 4$ рекомендуется Π не больше 2,5, а для $J_2/J_1 > 6,5$ можно допустить увеличение прозрачности Π до 3,5.

Однако для автомобиля с гидротрансформатором начальные условия разгона обычно соответствуют минимальным числам оборотов холостого хода и полной подаче топлива с предварительного включенной передачей. При этом в начале разгона происходит [4 и 5] перераспределение между долями момента двигателя, идущими на разгон масс двигателя J_1 и автомобиля (J_2 приведено к валу турбины). Процесс перераспределения существенно зависит от соотношения J_2/J_1 [4 и 5], а также и от других параметров разгоняемой системы, в частности от прозрачности. В конце разгона на низшей пере-

даче наступает этап так называемого упорядоченного разгона [4].

Разгон продолжается на следующих передачах, причем обычно на режимах гидромукты, где не принимают во внимание прозрачность гидротрансформатора.

Рассмотрим начальную фазу разгона, т. е. разгон на низшей передаче. Используем разработанную ранее [4] методику расчета, проверенную экспериментально [5] для разгонов с различными соотношениями J_2/J_1 .

Характеристики гидротрансформаторов ($K = \frac{M_T}{M_H} = \frac{\lambda_2}{\lambda_1}$)

и λ_1 в функции i) были линеаризованы, причем были приняты значения $K_0=2,6$, $i_m=0,84$, $\eta_{\max}=0,886$. Они отличались (рис. 1) только прозрачностью Π , которая определялась по режимам $i=0$ и $i=0,84$. Для режима гидромукты во всех случаях $\Pi=6,25$ при определении по режимам $i=0$ и $i=0,84$. Индексы Н и Т обозначают насосное и турбинное колеса соответственно.

Результаты расчета можно сравнивать, совместив для всех гидротрансформаторов значения λ_1 на одном из режимов, например, при $i=i_m$, или $i=i_\eta$, как в работе [1], или $i=0$. Наиболее удобным в настоящей работе оказалось последнее, т. е. одинаковые λ_{10} для всех сравниваемых гидротрансформаторов.

Сравнения проводились по времени разгона, темпам изменения моментов, скоростям и ускорениям, максимальным значениям моментов и ускорений, по расходам топлива и по характеру изменения кривых моментов и ускорений.

Расчеты проводились на ЭЦВМ БЭСМ-4 методом Рунге-Кутты для карбюраторного двигателя типа ЗИЛ-130, работающего с гидротрансформатором, который нагружает двигатель при $i=0$ в точке, где $M_d \approx 0,95 M_{d\max}$, т. е.

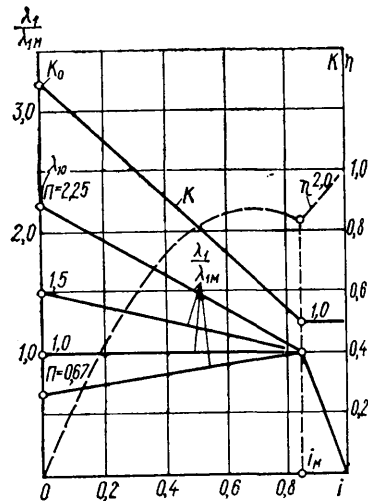


Рис. 1

при $m_{10} = \frac{\lambda_{10}}{\lambda_N} = 2,25$, а также для других значений

m_{10} (индекс N обозначает режим максимальной мощности двигателя). Прозрачность гидротрансформатора на режиме трансформации момента принималась равной 0,67; 1; 1,5; 2,25. Параметры двигателя: $\omega_N = 315$ 1/с, $M_N = 32$ кгс·м, $J_1 = 0,3$ кгс·м·с² (с учетом коэффициента неустановившегося режима работы двигателя).

Исследования проводились для нескольких значений приведенного к валу турбины момента инерции $J_2 = 0,74; 1,8; 4,4; 10,8$ кгс·м·с², что соответствовало различным полным весам автомобиля и различным передаточным числам трансмиссии. Момент сопротивления в расчетах принимался постоянным

$m_c = \frac{M_c}{M_N} = 0,2$. Использовались относительные

величины: $m = \frac{M}{M_N}$, $\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_N}$ и $\dot{\bar{\omega}} = \frac{\dot{\omega}}{\omega_N}$.

Зависимости моментов m_H и m_T , угловых скоростей $\bar{\omega}_1$ и $\bar{\omega}_2$ от времени для $m_{10} = 2,25$ и $J_2 = 4,4$ кгс·м·с² приведены на рис. 2. Из сравнения этих кривых видно, что прозрачность незначительно влияет на величину максимального момента на турбине $m_{T \max}$ и на среднюю угловую скорость выходного вала $\bar{\omega}_2$. Наибольшие значения момента $m_{T \max}$, полученные при $P = 1$ и $J_2 = 10,8; 4,4; 1,8$, составляют соответственно 0,886; 0,815; 0,70 от максимального статического значения $m_{10} K_0 = 3,12$. Увеличение прозрачности P до 2,25 снижает максимальный относительный момент на турбине не более чем на 2—3%, а момент на насосе, соответствующий $m_{T \max}$, — на 5—6%. Это связано с тем, что при разгоне автомобиля с прозрачным гидротрансформатором, хотя момент на насосе меньше, коэффициент трансформации имеет большую величину, чем с непрозрачным при достижении максимального значения $m_{T \max}$. Через 3—4 с после достижения $m_{T \max}$ наибольшего значения достигает момент на насосе m_H . В результате расчета было получено, что для непрозрачного гидротрансформатора $m_{H \max} = 1,197$ независимо от приведенного момента инерции, если $J_2/J_1 > 6$. Для прозрачного гидротрансформатора величина $m_{H \max}$ снижалась с уменьшением приведенного момента инерции от 10,8 до 1,8 на 7% при $P = 1,5$ и на 13% при $P = 2,25$.

Непрозрачный гидротрансформатор сохраняет максимальные значения момента на насосном колесе до выхода на режим гидромукты при постоянной угловой скорости вала двигателя. Совместная работа двигателя с прозрачным гидротрансформатором при разгоне автомобиля характеризуется более интенсивным увеличением угловой скорости двигателя, а момент на насосном колесе, достигнув наибольшего значения, постепенно уменьшается до выхода на режим гидромукты. Затем происходит резкий излом кривой и так же, как и для непрозрачного гидротрансформатора, наступает упорядоченный разгон

[4], т. е. разгон с $\dot{\bar{\omega}}_1 \approx i \dot{\bar{\omega}}_2$.

Темп нарастания момента на турбине $\frac{dm_T}{dt}$ не зависит от

прозрачности гидротрансформатора, но уменьшение m_T после максимального значения для прозрачного гидротрансформатора менее интенсивно, чем для непрозрачного. В этом периоде разгона, как показывают проведенные расчеты, наблюдается наибольшая разница в угловой скорости вала двигателя в зависимости от прозрачности. Так, при $P = 2,25$ получены самые большие $\bar{\omega}_1$, а следовательно, малые i , и несмотря на то, что момент на насосном колесе остается меньше, чем при $P = 1$ и $P = 1,5$, момент на турбине в зоне $0,4 < \bar{\omega}_2 < 0,8$ имеет наибольшие значения для $P = 2,25$. Это обеспечивает в данной зоне и несколько большую угловую скорость $\bar{\omega}_2$. Дальнейший разгон характеризуется более высокими динамическими качествами для непрозрачного гидротрансформатора из-за более раннего выхода на режимы гидромукты. Так, время разгона до скорости $\bar{\omega}_2 = 0,87$ для $J_2 = 10,8$ и $P = 1; 1,5; 2,25$ составляло 68, 66, 65 с, а до скорости $\bar{\omega}_2 = 1$ при тех же параметрах — 90, 92, 100 с.

Таким образом, прозрачность гидротрансформатора почти не влияет на время разгона на любой передаче до любой про-

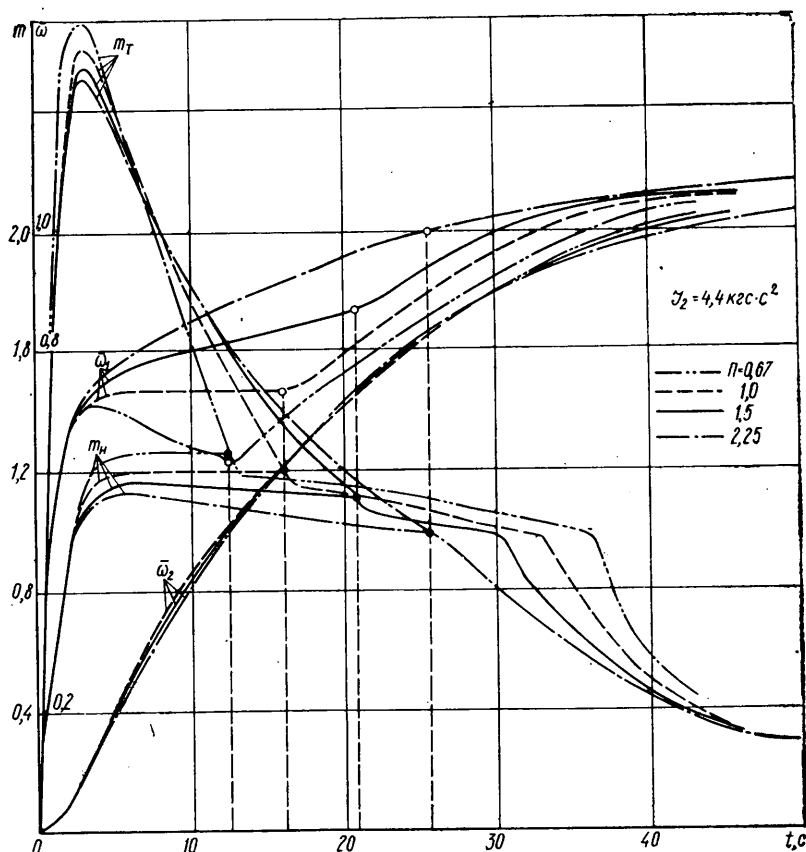


Рис. 2

межточной скорости движения в зоне от $\bar{\omega}_2 = 0$ до $\bar{\omega}_2$, соответствующего приблизительно 0,9. Несколько больше прозрачность влияет на изменение m_T и еще больше на режим работы двигателя, его угловую скорость $\bar{\omega}_1$ в процессе разгона.

Для кривых момента на валу турбины m_T можно выделить по различному влиянию прозрачности:

- 1) зону от m_{T0} до $m_T = 0,8 m_{T \max}$ (для $J_2/J_1 > 6$);
- 2) зону максимальных значений m_T между $m_T = 0,8 m_{T \max}$;
- 3) зону от $m_T = 0,8 m_{T \max}$ до $m_T = m_H$ при P_{\max} ($P = 2,25$ по рис. 2);
- 4) зону от $m_T = m_H$ при P_{\max} до конца разгона.

Для второй и четвертой зон кривые момента m_T тем выше, чем меньше прозрачность, для третьей зоны — наоборот, чем выше прозрачность, а для первой зоны они совпадают при любых значениях прозрачности. Соответственно и кривая $\bar{\omega}_2 = f(t)$ при $P = 0,67$ располагается то несколько выше, то несколько ниже остальных кривых.

Такой характер изменения кривых объясняется особенностью нагужающих характеристик гидротрансформатора (рис. 3) и существенным отличием начальных условий от условий распределения момента двигателя между массами при упорядоченном разгоне.

В первой зоне из-за одинаковых начальных условий и малых значений i прозрачность не влияет на процесс разгона. Во второй зоне при меньшей прозрачности на разгон двигателя расходуется меньшая доля момента, поэтому и m_H и m_T оказываются выше, а $\bar{\omega}_1$ — ниже.

В третьей зоне влияние большего m_H (при малой прозрачности) сказывается меньше, чем $\bar{\omega}_1$. Из-за значительно меньшего $\bar{\omega}_1$ гидротрансформатор с малой прозрачностью раньше выходит на режим гидромукты. В этой зоне m_T выше у более прозрачного гидротрансформатора, так как в данном случае он работает с более высокими коэффициентами трансформации. Однако существенное преимущество в третьей зоне для гидротрансформатора с большей прозрачностью не привело к сколько-нибудь значительному выигрышу в скорости автомобиля из-за проигрыша во второй зоне.

При приближенном расчете с использованием особой кинематической характеристики, т. е. считая за начальные условия $m_H = m_T$ по внешней характеристике двигателя, нельзя получить вторую зону, где сказывается преимущество меньшей прозрачности. Если к тому же сравнивать данные при совме-

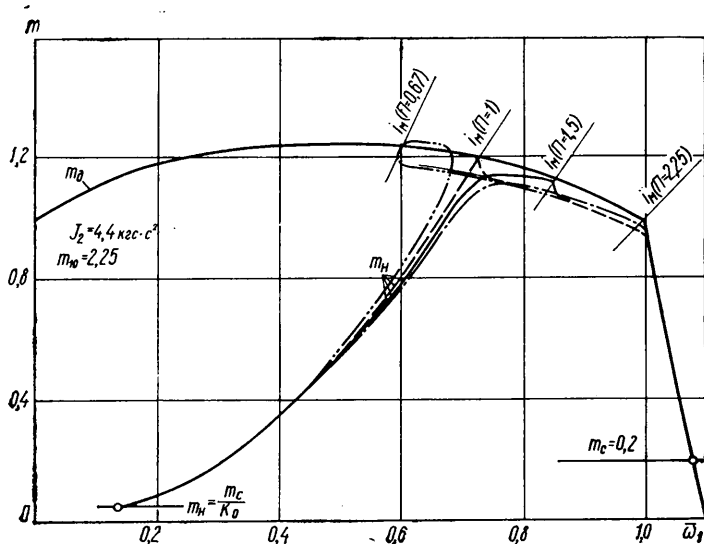


Рис. 3

щении режимов $i=i_m$, то расчет покажет явное преимущество большей прозрачности.

Однако более точные расчеты, приближенные к реальным условиям, и сравнение при совмещении режимов $i=0$ показывают, что это преимущество отсутствует. Следует также учитывать, что в последнем случае гидротрансформатор с меньшей прозрачностью должен иметь больший активный диаметр. По-видимому, наилучшие разгонные качества должны обеспечивать гидротрансформаторы, имеющие обратную прозрачность или непрозрачные в зоне $0 < i < 0,5$ и прозрачные при $i > 0,5$.

Максимальное значение ω_2 совпадает с $m_{T \max}$ и существенно зависит от приведенного момента инерции J_2 , причем влияние прозрачности невелико. Оно более заметно при небольших моментах инерции J_2 . Так, в результате расчета получены значения $\omega_{2 \max} = 0,115; 0,110; 0,105$ при $P = 1; 1,5; 2,25$ и $J_2 = 1,8$.

Для оценки влияния прозрачности гидротрансформатора на топливную экономичность был использован суммарный расход топлива $Q_T = G_T t_p$ л за время разгона от $\omega_2 = 0$ до $\omega_2 = 0,6$, разница во времени разгона и расходе топлива при больших ω_2 снижается (G_T — часовой расход топлива по статической характеристике двигателя). Наибольшая интенсивность возрастания Q_T (на 14—7% для $J_2 = 10,8 \div 1,8$) наблюдается при увеличении прозрачности от 1 до 1,5. Дальнейшее увеличение прозрачности меньше влияет на суммарный расход

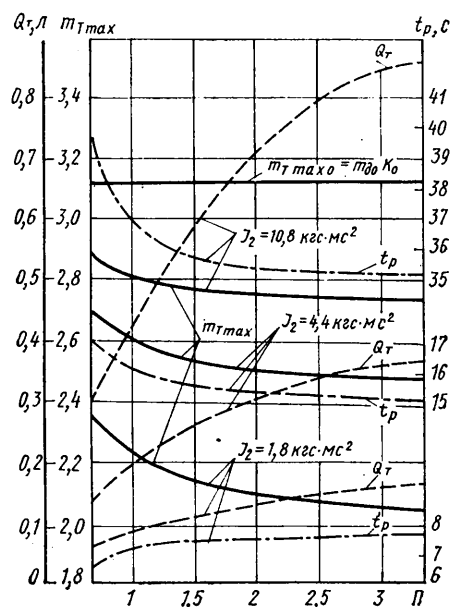


Рис. 4

топлива, особенно при малых моментах инерции. Меньший расход топлива за время разгона автомобиля с непрозрачным гидротрансформатором по сравнению с прозрачным объясняется тем, что средние угловые скорости вала двигателя ниже при $P = 1$, а меньшим угловым скоростям вала двигателя соответствуют и меньшие часовые расходы топлива. Кроме того, непрозрачный гидротрансформатор значительную часть времени разгона обеспечивает постоянство угловой скорости вала двигателя, причем в зоне минимального удельного расхода топлива.

Изменение Q_T и других параметров в зависимости от прозрачности гидротрансформатора показано на рис. 4.

ЛИТЕРАТУРА

1. Прокофьев В. Н. Гидравлические передачи колесных и гусеничных машин. М., Воениздат, 1960.
2. Колесов В. А. Влияние совмещения характеристик гидротрансформатора и двигателя внутреннего сгорания на основные показатели силовой установки. — В сб. «Гидродинамические передачи». М.—Л., Машгиз, 1959.
3. Нарбут А. Н. Гидротрансформаторы. М., «Машиностроение», 1966.
4. Нарбут А. Н. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 1.
5. Нарбут А. Н. и др. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 4.

УДК 629.113.012.81

Об определении спектральных характеристик возмущений, действующих на транспортную машину

М. Л. СЕВЕРИНОВСКИЙ
НИИСП Госстроя УССР

РАСЧЕТ колебаний транспортных машин повышенной проходимости на пневмоколесном ходу, движущихся по разбитым грунтовым дорогам или пересеченной местности, следует выполнять с учетом того, что микропрофиль дороги под левыми и правыми колесами различен. В этом случае, если пренебрегать неподдрессированными массами, правые части дифференциальных уравнений, описывающих колебания движущейся машины, принимают вид [1]

$$D_1 = [d_{1л}(t) + d_{1п}(t)] C_1 + [d_{2л} + d_{2п}(t)] C_2; \quad (1)$$

$$D_2 = [d_{2л}(t) + d_{2п}(t)] C_2 b - [d_{1л}(t) + d_{1п}(t)] C_1 a; \quad (2)$$

$$D_3 = [d_{1л}(t) - d_{1п}(t)] C_{1p} \frac{B_1}{2} + [d_{2л}(t) - d_{2п}(t)] C_{2p} \frac{B_2}{2}, \quad (3)$$

где $d_{1л}(t)$, $d_{1п}(t)$, $d_{2л}(t)$, $d_{2п}(t)$ — амплитуды неровностей соответственно под передними левыми и правыми колесами и задними левыми и правыми колесами, являющиеся случайными функциями времени, масштаб аргумента которых зависит от скорости движения v ;

C_1 , C_2 , C_{1p} , C_{2p} — приведенные жесткости условных упругих элементов, эквивалентных двум упругим элементам — подвеске и шине, — включенным последовательно (ин-

декс 1 соответствует передним колесам, а индекс 2 — задним;
 B_1, B_2 — соответственно колея передних и задних колес;
 a, b — расстояния соответственно от осей передних и задних колес до вертикальной плоскости, проходящей через ось, относительно которой измеряются продольные угловые колебания поддрессоренной части машины.

Выражения (1)–(3) определяют возмущающие воздействия на движущуюся машину со стороны дороги.

В настоящее время при исследовании колебаний транспортных машин широко используются методы статистической динамики, позволяющие учитывать вероятностный характер микропрофиля реальных дорог. Применение этих методов возможно только при наличии статистических характеристик возмущающих воздействий со стороны дороги.

Общепринятое предположение о том, что микропрофиль дороги представляет собой случайную функцию, обладающую эргодическим свойством и подчиняющуюся нормальному закону распределения [2–5], позволяет считать ее статистические характеристики известными, если известна спектральная плотность. Покажем, что спектральные плотности возмущений $S_{D1}(\omega)$, $S_{D2}(\omega)$ и $S_{D3}(\omega)$ можно определить через спектральные плотности продольного $S_d(\omega)$ и поперечного $S_{\Delta d}(\omega)$ микропрофилей¹ (здесь и далее скорость движения v считается постоянной).

Рассмотрим структурные динамические схемы формирования возмущений D_1 (а), D_2 (б) и D_3 (в), представленные на рисунке. Эти схемы содержат суммирующие звенья, усилительные звенья с коэффициентами $C_1, C_2, C_1a, C_2b, C_{1\beta} \frac{B_1}{2}$ и $C_{2\beta} \frac{B_2}{2}$ и запаздывающее звено с передаточной функцией $e^{-\tau p}$, время запаздывания которого

$$\tau = \frac{A}{v}, \quad (4)$$

где A — база транспортной машины;

v — скорость движения.

Частотные характеристики динамических систем, соответствующих указанным структурным схемам, равны

$$\Phi_1(j\omega) = (C_1 + C_2 \cos \omega\tau) - j C_2 \sin \omega\tau; \quad (5)$$

$$\Phi_2(j\omega) = (C_2b \cos \omega\tau - C_1a) - j C_2b \sin \omega\tau; \quad (6)$$

$$\Phi_3(j\omega) = \left(C_{1\beta} \frac{B_1}{2} + C_{2\beta} \frac{B_2}{2} \cos \omega\tau \right) - j C_{2\beta} \frac{B_2}{2} \sin \omega\tau, \quad (7)$$

где $j = \sqrt{-1}$; ω — частота.

Известная формула

$$S_y(\omega) = S_x(\omega) |\Phi(j\omega)|^2, \quad (8)$$

устанавливающая зависимость между спектральными плотностями входной переменной $x(t)$ и выходной переменной $y(t)$ и частотной характеристикой системы $\Phi(j\omega)$, позволяет определить спектральные плотности возмущений D_1, D_2 и D_3 . Предварительно определим спектральную плотность $S_{d_{1\lambda}+d_{1\pi}}$ из следующих соображений:

$$S_{d_{1\lambda}+d_{1\pi}}(\omega) = S_{d_{1\lambda}}(\omega) + S_{d_{1\pi}}(\omega) + S_{d_{1\lambda}d_{1\pi}}(\omega) + S_{d_{1\pi}d_{1\lambda}}(\omega); \quad (9)$$

$$S_{\Delta d}(\omega) = S_{d_{1\lambda}}(\omega) + S_{d_{1\pi}}(\omega) - S_{d_{1\lambda}d_{1\pi}}(\omega) - S_{d_{1\pi}d_{1\lambda}}(\omega) \quad (10)$$

и, следовательно,

$$S_{d_{1\lambda}+d_{1\pi}}(\omega) = 2[S_{d_{1\lambda}}(\omega) + S_{d_{1\pi}}(\omega)] - S_{\Delta d}(\omega). \quad (11)$$

Если $S_{d_{1\lambda}}(\omega) = S_{d_{1\pi}}(\omega) = S_d(\omega)$, что практически соответствует действительности [3–5], то спектральные плотности возмущений имеют вид

¹ Под поперечным микропрофилем понимается превышение неровностей под левыми колесами над неровностями под правыми, т. е. $\Delta d = d_{\lambda} - d_{\pi}$.

$$S_{D1}(\omega) = [4S_d(\omega) - S_{\Delta d}(\omega)] \cdot \left(C_1^2 + C_2^2 + 2C_1C_2 \cos \frac{\omega A}{v} \right); \quad (12)$$

$$S_{D2}(\omega) = [4S_d(\omega) - S_{\Delta d}(\omega)] \times \left(C_1^2 a^2 + C_2^2 b^2 - 2C_1C_2 ab \cos \frac{\omega A}{v} \right); \quad (13)$$

$$S_{D3}(\omega) = S_{\Delta d}(\omega) \left(C_{1\beta}^2 \frac{B_1^2}{4} + C_{2\beta}^2 \frac{B_2^2}{4} + \frac{C_{1\beta} C_{2\beta} B_1 B_2}{2} \cos \frac{\omega A}{v} \right). \quad (14)$$

Формулы (12)–(14) позволяют уяснить качественную картину формирования спектра возмущений. Функции $S_{D1}(\omega)$, $S_{D2}(\omega)$ и $S_{D3}(\omega)$ не являются монотонно убывающими даже в том случае, когда $S_d(\omega)$ и $S_{\Delta d}(\omega)$ являются таковыми, а имеют локальные минимумы. Это означает, что при определенных условиях (близость резонансной частоты поддрессоренной части машины частоте, соответствующей локальному минимуму) как увеличение, так и уменьшение скорости движения приводят к увеличению интенсивности колебаний поддрессоренной части машины. Этот факт хорошо известен из практики эксплуатации транспортных машин.

Для некоторых типов неподдрессоренных машин — сельскохозяйственных агрегатов, двухосных прицепов, пневмоколесных кранов, движущихся с грузом, и т. п. — справедливо следующее:

$$C_1 = C_2, \quad B_1 = B_2, \quad C_{1\beta} = C_{2\beta}, \quad a = b = \frac{A}{2}. \quad (15)$$

В этом случае формулы (12)–(14) при учете демпфирования шинami принимают вид

$$S_{D1}(\omega) = [4S_d(\omega) - S_{\Delta d}(\omega)] (4C^2 + k_1 \omega^2) \cos^2 \frac{\omega A}{2v}; \quad (16)$$

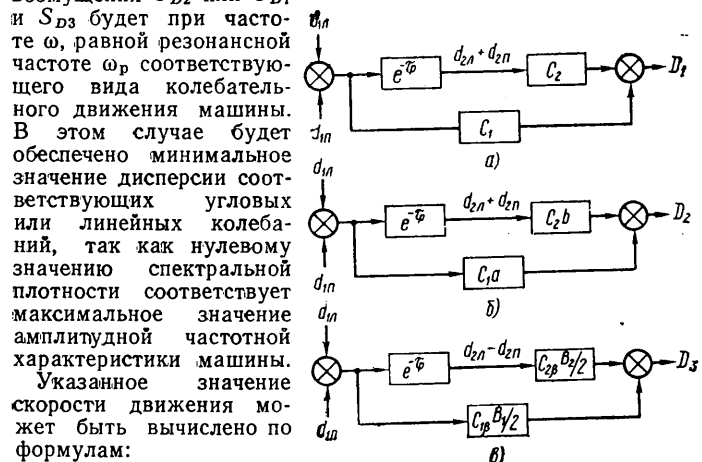
$$S_{D2}(\omega) = [4S_d(\omega) - 2\Delta d(\omega)] (C^2 A^2 + k_2 \omega^2) \sin^2 \frac{\omega A}{2v}; \quad (17)$$

$$S_{D3}(\omega) = S_{\Delta d}(\omega) (C_{\beta}^2 B^2 + k_3 \omega^2) \cos^2 \frac{\omega A}{2v}, \quad (18)$$

где k_1, k_2, k_3 — постоянные коэффициенты, позволяющие учитывать затухание в шинах.

При выполнении условий (15), учитывая некоррелированность функций D_1, D_2, D_3 , что нетрудно доказать, имея в виду четность взаимной корреляционной функции $R_{d_{\lambda}d_{\pi}}$ [4], можно рассматривать три основных колебательных движения транспортной машины — подпрыгивание, галопирование, покачивание — независимо.

Конструктивные особенности сельскохозяйственных и строительных машин требуют в ряде случаев минимизации дисперсии отдельных видов колебаний (например, в пневмоколесных бульдозерах — это покачивание, а в пневмоколесных кранах, перемещающихся с грузом, — галопирование). Независимость основных колебательных движений указанного типа машин, а также наличие нулевых локальных минимумов спектральных плотностей возмущений, определяемых по формулам (16)–(18), позволяют вычислить такую скорость движения v , при которой нулевое значение спектральной плотности возмущения S_{D2} или S_{D1} и S_{D3} будет при частоте ω , равной резонансной частоте ω_p соответствующего вида колебательного движения машины. В этом случае будет обеспечено минимальное значение дисперсии соответствующих угловых или линейных колебаний, так как нулевому значению спектральной плотности соответствует максимальное значение амплитудной частотной характеристики машины.



Указанное значение скорости движения может быть вычислено по формулам:

для галопирования

$$v = \frac{\omega_{p2} A}{2\pi n}; \quad (19)$$

для подпрыгивания и покачивания

$$v = \frac{\omega_{p1(3)} A}{\pi(2n-1)}, \quad (20)$$

$$n = 1, 2, \dots$$

Хотя локальному минимуму функций S_{D1} и S_{D3} соответствует локальный максимум функции S_{D2} и наоборот, это не означает, что дисперсия галопирования будет максимальной при минимальной дисперсии, например, покачивания, так как резонансные частоты основных колебательных движений обычно не совпадают. По-видимому, при определенной компоновке машины можно найти такую скорость движения v , которая обеспечивала бы минимальные значения дисперсий всех трех основных колебательных движений машины.

В заключение необходимо указать, что для рассмотренного типа транспортных машин формулы (16)—(18) позволяют аналитически определить спектральные плотности возмущающих воздействий дорог, что открывает возможность расчета по формуле (8) статистических характеристик колебаний этих машин с помощью их амплитудно-частотных характеристик.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. М., Машгиз, 1960.
2. Пархилковский И. Г. — «Автомобильная промышленность», 1961, № 10.
3. Силаев А. А. Спектральная теория поддрессирования транспортных машин. М., Машгиз, 1963.
4. Пархилковский И. Г. — «Автомобильная промышленность», 1968, № 8.
5. Яценко Н. Н., Прутчиков О. К. Плавность хода грузовых автомобилей. М., «Машиностроение», 1969.

УДК 629.113.012.83

Влияние эксплуатационного нагрева рабочего газа пневматического упругого элемента на его жесткость

Е. П. ВИТАШЕВСКИЙ

НИКИ шинной промышленности

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ подвески современного автомобиля связано с применением резино-кордных пневматических упругих элементов [1].

При работе пневматических упругих элементов на автомобилях, особенно эксплуатируемых на междугородных линиях без частых остановок и по дорогам с плохим покрытием, нагреваются упругий элемент и рабочий газ. Происходит это в результате сжатия и расширения газа, межслойного трения каркаса упругого элемента и трения его об арматуру. Нагрев влияет на изменение жесткости пневморессоры и положения равновесия поддрессированного груза.

Термодинамический процесс рабочего газа в упругом элементе с учетом теплообмена за один период колебаний рассмотрен в работах [2 и 3]. При расчетах динамической жесткости он учитывается с помощью показателя политропы n . Однако в процессе длительной работы упругих элементов, кроме колебаний температуры рабочего газа при сжатии—отбое (температуры периода), постепенно увеличивается температура (нагрев) рабочего газа, относительно которой колеблется температура периода. Эта температура рабочего газа зависит от типа упругого элемента, его конструктивных особенностей, режима и условий работы.

Для определения теплового режима рабочего газа и влияния его на нагрузочную характеристику были проведены при различных режимах циклические испытания резино-кордных упругих элементов баллонного и диафрагменного типов. Температура рабочего газа в процессе непрерывных циклических нагружений упругого элемента измерялась при помощи ртут-

ного термометра, герметично встроенного в неподвижный фланец упругого элемента и хромель-копелевой термопары (рис. 1). В результате испытаний установлено, что нагрев рабочего газа упругого элемента достигает наибольшей величины и устанавливается через 1,5—2,5 ч непрерывной работы (рис. 2).

Время установления наибольшей величины нагрева рабочего газа пневморессоры приближается к нижнему пределу с увеличением рабочего давления, амплитуды и частоты колебаний.

Величина нагрева рабочего газа в упругих элементах баллонного типа незначительно зависит от размеров рабочего давления и составляет 8—9°C без обдува воздухом наружной поверхности упругого элемента, а при обдуве, соответствующем средней скорости движения пассажирского транспорта, — 4—5°C (рис. 2, а). В данном случае и далее величина нагрева рассматривается как превышение температуры рабочего газа относительно температуры окружающей среды.

Существенное влияние на величину нагрева оказывает трение стенки упругого элемента об арматуру (пунсон, направляющую), что особенно явно в диафрагменных упругих элементах (рис. 3). Для упругих элементов диафрагменного типа величина нагрева рабочего газа зависит от величины рабочего давления газа и в основном от величины перекатывания упругого элемента по арматуре. Она достигает 45°C и выше.

Например, циклические испытания рукавного элемента размером 320—200 мм и диафрагменного типа «Кордагик» с частотой 50 кол/мин, рабочим давлением 7 кгс/см², амплитудой колебаний ±100 мм и при температуре окружающей среды +20°C без обдува упругого элемента воздухом показали, что температу-

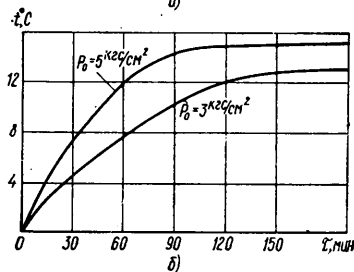
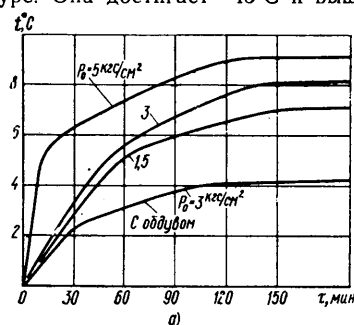


Рис. 2. Зависимость величины нагрева рабочего газа от времени непрерывной работы упругого элемента при амплитуде колебаний ±30 мм и частоте 4 Гц:

а — баллонного типа; б — диафрагменного типа

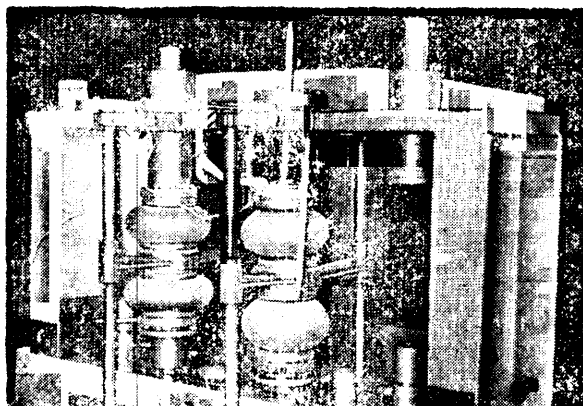


Рис. 1. Экспериментальный стенд циклических испытаний пневматических упругих элементов

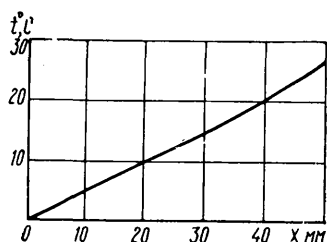


Рис. 3. Зависимость величины нагрева рабочего газа от амплитуды колебаний диафрагменного упругого элемента при рабочем давлении 5 кгс/см² и частоте 3 Гц

ра упругого элемента составляет $\sim 65^\circ\text{C}$. Такое интенсивное повышение температуры объясняется тем, что в процессе работы упругого элемента гофр его, перекатываясь по направляющей арматуре, испытывает растяжение и прижатие к арматуре. Последние постоянно изменяются по величине и тем самым вызывают продольные перемещения (трение) стенки упругого элемента по арматуре, способствующие нагреву упругого элемента и рабочего газа.

В практике эксплуатации резино-кордных упругих элементов явление трения упругого элемента об арматуру вызывает осмоление покровной резины и перетирание корда, что и является причиной низкой долговечности диафрагменных пневматических упругих элементов по сравнению с баллонными. Во время работы упругих элементов при обдуве их воздухом нагрев, ввиду увеличения теплообмена рабочего газа с окружающей средой, уменьшается примерно в 2 раза как для баллонных, так и для диафрагменных упругих элементов.

При эксплуатации упругих элементов, например, на автобусах по дорогам с твердым покрытием 95% составляют амплитуды колебаний 10–30 мм за гарантийный пробег упругого элемента 50 тыс. км [4]. Поэтому величина нагрева рабочего газа диафрагменных упругих элементов при обдуве встречным воздухом не превышает 15°C , а баллонных — 6°C .

В процессе длительного движения автомобиля с регулируемым пневматическим подпрессориванием нагрев рабочего газа изменяет положение равновесия подпрессоренного груза, т. е. вызывает температурный прогиб t_n в сторону увеличения рабочей высоты упругого элемента [1].

Зная величину нагрева рабочего газа t_n для каждого типа упругих элементов, можно определить прогиб X_{tn} пневматического упругого элемента при изменении температуры рабочего газа из зависимости [5]

$$\frac{T_1}{T} = \frac{V_{(0)} - \pi \int_0^{X_{tn}} r_g^2(X) dX}{[P_{n(0)} + P_a] V_{(0)}} \left[\frac{Q_0}{\pi r_g^2(X_{tn})} + P_a \right], \quad (1)$$

где $r_g(X)$ — эффективный радиус упругого элемента;
 V_0 и $P_{n(0)}$ — соответственно начальные величины объема и избыточного давления упругого элемента;
 Q_0 — рабочая нагрузка;
 T и T_1 — температуры соответственно в начальном и конечном состоянии рабочего газа.

Жесткость с пневматического упругого элемента после повышения температуры рабочего газа будет иметь другое значение:

$$C(X') = \frac{dQ(X')}{dX'} = \frac{n [P_n(X' + X_{tn}) + P_a] \pi^2 r_g^4(X' + X_{tn})}{V(X')} + 2\pi r_g(X' + X_{tn}) \frac{dr(X' + X_{tn})}{dX'} P_n(X' + X_{tn}), \quad (2)$$

где $X' = (X - X_{tn})$ — перемещение подпрессориваемого груза относительно нового исходного положения.

Если в регулируемом пневматическом подпрессоривании температурный прогиб может быть компенсирован во время стоянки автомобиля системой автоматической подпитки, то в случае нерегулируемого подпрессоривания (автономного) прогиб упругого элемента в общем случае будет [5]

$$X_n = X_Q + X_g + X_t + X_{tn}, \quad (3)$$

где X_Q — прогиб упругого элемента от переменной нагрузки;
 X_g — диффузионный прогиб упругого элемента;
 X_t — прогиб упругого элемента от изменения температуры окружающей среды;
 X_{tn} — прогиб упругого элемента от нагрева рабочего газа в процессе ее работы.

Вместе с тем величина этого прогиба может вызвать значительные изменения нагрузочной характеристики пневматического упругого элемента и его жесткости.

Нагрев рабочего газа в процессе работы пневматического упругого элемента благоприятно действует при отрицательных температурах окружающей среды, так как сводит до минимума влияние низкой температуры окружающей среды на нагрузочную характеристику упругого элемента и, наоборот, при положительных температурах окружающей среды способствует повышению жесткости нагрузочной характеристики упругого элемента. Поэтому при исследовании жесткостных характеристик пневматического упругого элемента необходимо учитывать влияние эксплуатационного нагрева рабочего газа, происходящего за счет тепловыделения деформируемой резино-кордной стенки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Певзнер Я. М., Горелик А. М. Пневматические и гидропневматические подвески. М., Машгиз, 1963.
2. Горелик А. М., Певзнер Я. М. — «Автомобильная промышленность», 1962, № 11.
3. Галашин В. А. — «Автомобильная промышленность», 1965, № 11.
4. Крамарев Е. С. и др. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 4.
5. Виташевский Е. П., Кузнецов Ю. И. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 5.

Уважаемый товарищ!

**Продолжается подписка на журнал
«АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»**

на 1974 год

**Подписка оформляется во всех отделениях связи на любой срок без ограничения
до первого числа предподписного месяца**

Журнал можно приобрести только по подписке!

К вопросу технологического обеспечения сборки редукторов ведущих мостов

Канд. техн. наук А. В. ВОРОНИН, канд. техн. наук Н. И. КОТЕРОВ, Б. В. ШАНДРОВ

Московский автомеханический институт

ШЕСТЕРНИ главных передач в автомобилях наиболее часто устанавливаются на конических роликоподшипниках [1], наружные кольца которых обычно монтируются в корпус с натягом. Величина натяга зависит от размеров колец и при наружном диаметре кольца 60—80 мм по техническим требованиям составляет 0,01—0,05 мм. В производственных условиях действительная величина натяга может отличаться от указанных значений как в меньшую, так и в большую стороны.

При запрессовывании в корпус наружное кольцо конического подшипника деформируется и расположение беговой дорожки кольца изменяется по сравнению со свободным состоянием. Применительно к главным передачам автомобилей это может приводить к значительному изменению монтажной высоты A_2 конического подшипника в целом и, следовательно, монтажного расстояния A_2 конической шестерни (рис. 1).

Таким образом, для обеспечения высокого качества редукторов ведущих мостов и высокой производительности процесса их сборки необходимо величины компенсаторов на регулировании положения конических шестерен A_K и их подшипников по величине преднатяга B_K (рис. 1) определять, установив действительную монтажную высоту каждого конического подшипника для каждого собираемого редуктора, исходя из конструктивных особенностей сопрягаемых деталей.

Конструкции значительной части ведущих мостов автомобилей позволяют измерять монтажные размеры конических подшипников шестерен главных передач непосредственно в корпусе после запрессовывания наружных колец и тем самым учитывать влияние их деформаций на величину компенсаторов. Однако наряду с этим широко применяются конструкции ведущих мостов некоторых отечественных автомобилей, в которых компенсатор расположен под наружным кольцом конического подшипника ведущей шестерни главной передачи. Это существенно затрудняет определение величины компенсаторов с учетом действительного натяга наружного кольца подшипника в каждом собираемом редукторе [2]. Обычно в таких конструкциях ведущих мостов влияние деформаций колец конических подшипников конической шестерни главной передачи на

величину компенсаторов учитывается с помощью постоянных поправок, определяемых по его средним значениям, или с помощью распрессовывания колец подшипников для установки компенсаторов. Первый способ не может в полной мере гарантировать качество сборки в условиях массового производства, а второй — связан с высокой трудоемкостью и с погрешностью, обусловленной изменением натяга вследствие пере-запрессовывания.

В литературе отсутствуют сведения о деформации конического кольца и влиянии конструктивных особенностей корпуса, в который устанавливается это кольцо. Такие сведения крайне необходимы при проектировании и создании измерительно-комплектующей оснастки процесса сборки ведущих мостов с целью повышения их качества, а также при создании конструкции главных передач и проработке вопросов технологичности этих конструкций с точки зрения сборки.

В Московском автомеханическом институте проведены экспериментально-теоретические исследования деформаций наружных колец конических подшипников применительно к сборке редуктора ведущего моста легкового автомобиля, конструктивное исполнение которого наиболее характерно для решения этой задачи.

Точное теоретическое определение деформации наружного кольца конического подшипника 7606У1Ш при запрессовывании его в картер главной передачи легкового автомобиля представляет значительные трудности из-за сложной формы картера данной конструкции. Для расчета с технологической точки зрения правомерно ограничиться приближенной схемой, в которой картер редуктора представляется в виде системы соосно расположенных оболочек вращения и колец (рис. 1—3). Такая схематизация обеспечивает достаточную для практики точность, однако нуждается в экспериментальной проверке на натурных образцах применительно к конкретным условиям задачи.

При запрессовывании кольца подшипника в сечениях сопряжения кольца картера с оболочками возникнут изгибающие моменты M_1 и M_2 и перерезывающие силы Q_1 , Q_2 (рис. 2),

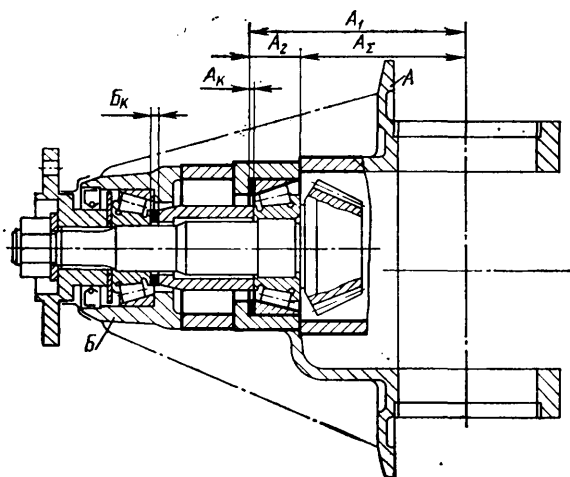


Рис. 1. Технологическая размерная цепь, определяющая положение ведущей шестерни редуктора автомобиля «Москвич»

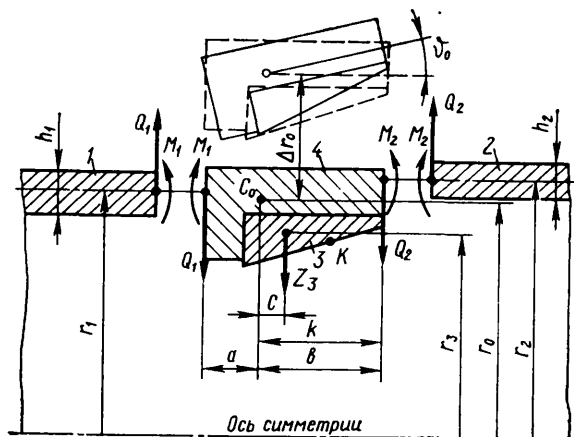


Рис. 2. Расчетная схема определения деформации наружного кольца подшипника ведущей шестерни при его запрессовывании в картер

действующие по срединным окружностям краев оболочек радиусами r_1 и r_2 . Таким образом, оболочки будут нагружены на краях системой самоуравновешенных усилий, вызывающих в оболочках напряженное состояние типа «краевой эффект».

Известно [3], что деформации цилиндрических оболочек в этом случае локализируются вблизи краев, где приложена нагрузка, и быстро затухают по длине образующей, причем интенсивность затухания зависит от коэффициента

$$\beta = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{rh}},$$

где r — радиус срединной поверхности оболочки;

h — толщина стенки оболочки;

μ — коэффициент Пуассона.

При $\mu=0,3$, характерном для металлов,

$$\beta = \frac{1,285}{\sqrt{rh}}.$$

Оболочки, у которых деформации, вызванные усилиями, приложенными на одном краю оболочки, полностью затухают, не доходя до другого края, принято называть «длинными» и их можно рассматривать как полубесконечные. Параметр βl , характеризующий «длину» оболочки в данной конструкции картера, для левой оболочки равен 0,736, для правой — 0,712.

При таких значениях параметра βl можно с достаточной точностью считать оболочки картера полубесконечными, что позволяет при рассмотрении деформации не учитывать влияние фланца *A* справа от кольца и уступа *B* слева (рис. 1), поскольку они находятся от краев на таких расстояниях, где деформации, вызванные нагрузками на краях, затухают почти полностью.

Таким образом, расчетная схема будет состоять из четырех расчетных элементов: двух полубесконечных цилиндрических оболочек *I* и *2* постоянной толщины, кольца подшипника *3* и кольца картера с уступом *4* (рис. 2). Соответственно этой нумерации приняты в изложении индексы в обозначениях.

Кольцо картера вместе с запрессованным в него кольцом подшипника рассматривается как единое составное кольцо, для которого применен индекс 0.

Рассмотрим деформацию составного кольца при действии системы контурных нагрузок Q_i и M_i . При этом $i=1, 2, \dots, n$ — номер контура; Q_i — интенсивность радиальной нагрузки, равномерно распределенной по окружности контура i ; M_i — интенсивность момента, равномерно распределенного по той же окружности (рис. 4).

Выберем в произвольной точке *O* сечения кольца начало координат xz и проведем ось Ox параллельно оси симметрии, а ось Oz — по радиусу.

Система всех нагрузок, действующих на составное кольцо, может быть приведена к статически эквивалентной системе контурных нагрузок Z_0 и M_0 , отнесенных к некоторой окружности радиуса r_0 (в дальнейшем будем называть эту окружность центральной, на рис. 4 она проходит через точку C_0). При этом используем следующие формулы приведения:

$$Z_0 = \frac{1}{r_0} \sum_{i=1}^n r_i Q_i; \quad (1)$$

$$M_0 = \frac{1}{r_0} \sum_{i=1}^n r_i [M_i + Q_i (x_i - x_0)], \quad (2)$$

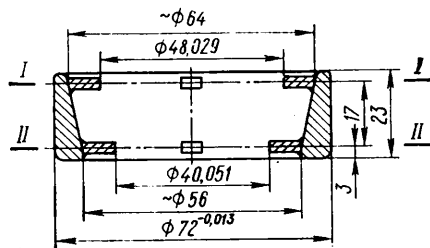


Рис. 3. Схема экспериментальных измерений деформаций наружного кольца подшипника 7606У1Ш

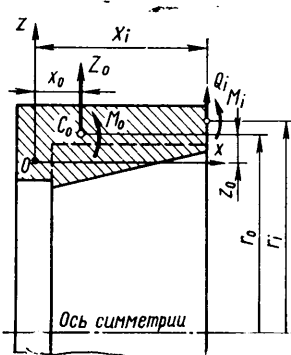


Рис. 4. Схема определения деформации составного кольца

где r_0 и r_i — радиусы центральной окружности и окружности контура i ;

x_0 и x_i — координаты центральной и i -й окружности.

Значения координат полюса приведения $C_0 \rightarrow x_0$ и x_0 можно определить по зависимостям

$$x_0 = \frac{\sum_{j=1}^n E_j x_{cj} F_j}{\sum_{j=1}^n E_j F_j} \quad \text{и} \quad r_0 = \frac{\sum_{j=1}^n E_j r_{cj} F_j}{\sum_{j=1}^n E_j F_j},$$

где E_j , F_j , x_{cj} и r_{cj} — соответственно модуль упругости, площадь радиального сечения и координаты центра тяжести j -го кольца, входящего в составное кольцо (в данном случае оно состоит из двух простых колец и $n=2$).

У тонкого кольца, изготовленного из одного материала, центральная окружность проходит через центр тяжести радиального сечения кольца.

Для расчета составного кольца при действии осесимметричной нагрузки необходимо вычислить упругие характеристики

кольца: жесткость на растяжение $D_p = \sum_{j=1}^n E_j F_j$ и жест-

кость сечения на изгиб $D_{изг} = \sum_{j=1}^n E_j J_j$. В данном случае

J_j — момент инерции радиального сечения j -го кольца относительно радиальной оси $C_0 r$ (рис. 4), проходящей через центральную окружность.

Действие нагрузки Z_0 вызывает деформацию растяжения тонкого кольца, при которой радиусы всех окружных волокон растягиваются на одну и ту же величину Δr_0 (рис. 2):

$$\Delta r_0 = \frac{r_0^2 Z_0}{D_p}. \quad (3)$$

Нагрузка M_0 своим воздействием вызывает поворот всех радиальных сечений кольца на угол ϕ_0 вокруг центральной окружности (рис. 2):

$$\phi_0 = \frac{r_0^2 M_0}{D_{изг}}. \quad (4)$$

Жесткости оболочек, примыкающих к кольцу, могут характеризоваться коэффициентами α_z и γ_z , являющимися радиальным перемещением и углом поворота края оболочки при нагружении его равномерно распределенными по окружности края единичными усилиями $Q=1$, а также α_m и γ_m , являющимися радиальным перемещением и углом поворота края оболочки при нагружении его равномерно распределенными по окружности края единичными моментами $M=1$. По теории взаимности перемещений $\alpha_m = \gamma_z$.

Для полубесконечной цилиндрической оболочки постоянной толщины коэффициенты влияния можно определить по формулам [1]

$$\alpha_z = \frac{2 \sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{E} \left(\frac{r}{h} \right)^{3/2}; \quad \alpha_m = \gamma_z = \frac{\sqrt{12(1-\mu^2)}}{E h^2} r;$$

$$\gamma_m = \frac{4 \{3(1-\mu^2)\}^{3/4}}{E h^2} \sqrt{\frac{r}{h}}.$$

Для металлов, у которых $\mu=0,3$, формулы примут вид

$$\alpha_z = \frac{2,57}{E} \left(\frac{r}{h} \right)^{3/2}; \quad \alpha_m = \gamma_z = \frac{3,305}{E h^2} r;$$

$$\gamma_m = \frac{8,49}{E h^2} \sqrt{\frac{r}{h}}.$$

С целью определения деформаций системы используем следующий прием. Приложим в центре тяжести C_3 радиального сечения кольца подшипника равномерно распределенное по окружности радиуса r_3 сжимающее усилие интенсивностью Z_3 (рис. 2), такое, чтобы радиальное перемещение

кольца было равно $\frac{e}{2}$. Это усилие можно определить из выражения

$$Z_3 = \frac{E_3 F_3 e}{2r_3^2}, \quad (5)$$

где E_3 — модуль упругости материала кольца;
 F_3 — площадь радиального сечения кольца;
 r_3 — радиус центра тяжести радиального сечения кольца.
 Обозначим диаметральный натяг при запрессовывании наружного кольца конического подшипника в картер через e .

Сжатое кольцо подшипника поместим в картер и затем снимем с него нагрузку Z_3 . Это будет равносильно приложению растягивающей нагрузки Z_3 к составному кольцу. Используя формулы (1) и (2) приведения нагрузки, определим эквивалентную радиальную силу Z_0 и эквивалентный изгибающий момент M_0 , будем считать положительными растягивающую нагрузку и момент, поворачивающий сечение кольца вокруг полюса против часовой стрелки:

$$Z_0 = Z_3 \frac{r_3}{r_0} - Q_1 \frac{r_1}{r_0} - Q_2 \frac{r_2}{r_0}; \quad (6)$$

$$M_0 = Z_3 c \frac{r_3}{r_0} + M_2 \frac{r_2}{r_0} - M_1 \frac{r_1}{r_0} + Q_1 a \frac{r_1}{r_0} - Q_2 b \frac{r_2}{r_0}, \quad (7)$$

где a, b, c — геометрические размеры, приведенные на рис. 2. В этих выражениях первые члены представляют собой значения эквивалентных нагрузок Z_0, M_0 и с помощью формул (3) и (4) — радиальное перемещение Δr_0 и угол поворота Φ составного кольца без учета влияния оболочек. В связи с тем, что целостность системы при запрессовке кольца подшипника не может быть нарушена, воспроизведем ее путем приложения в местах взаимодействия составного кольца с оболочками перерезывающих сил и моментов Q_1, Q_2, M_1, M_2 , которые являются неизвестными в выражениях (7) и (8). Их можно определить из уравнений совместности перемещений и углов поворота сечений сопряжения кольца с оболочками. С этой целью, используя формулы (3) и (4), для составного кольца определяем перемещения и углы поворота сечений кольца, сопрягаемых с оболочками, с учетом влияния оболочек и приравниваем их соответствующим перемещениям и углам поворота оболочек. Получим следующую систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{r_0^2 Z_0}{D_p} - \frac{r_0^2 M_0}{D_{изг}} a &= Q_1 a_{z1} + M_1 a_{m1}; \\ \frac{r_0^2 Z_0}{D_p} - \frac{r_0^2 M_0}{D_{изг}} b &= Q_2 a_{z2} + M_2 a_{m2}; \\ \frac{M_0 r_0^2}{D_{изг}} &= Q_1 \gamma_{z1} + M_1 \gamma_{m1}; \\ \frac{M_0 r_0^2}{D_{изг}} &= -Q_2 \gamma_{z2} - M_2 \gamma_{m2}, \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где $a_{z1}, a_{m1}, \gamma_{z1}, \gamma_{m1}$ и $a_{z2}, a_{m2}, \gamma_{z2}, \gamma_{m2}$ — соответственно коэффициенты влияния левой и правой оболочек.

Подставив в эту систему уравнения значения Z_0 и M_0 из формул (6) и (7), находим неизвестные Q_1, M_1, Q_2, M_2 , а затем, используя эти же формулы, с помощью формул (3) и (4) находим радиальное перемещение сечения составного кольца Δr_0 и угол поворота Φ_0 с учетом влияния оболочек. Тогда изменение радиуса любой точки K беговой дорожки кольца подшипника (рис. 2) при запрессовывании его в картер с диаметральной натягом e можно определить по формуле

$$\Delta r_A = \Delta r_0 \pm K \Phi_0 - \frac{e}{2}; \quad (9)$$

здесь плюс ставится, когда точка K находится справа от C_0 , на минус — когда слева.

Для диапазона величин диаметрального натяга $e = 0,01 \div 0,05$ мм, исходя из конструктивных размеров и свойств материалов сопрягаемых деталей, проводился расчет радиальных деформаций Δr кольца подшипника в сечениях I—I и II—II по высоте кольца (рис. 3) и угла поворота Φ беговой дорожки. По результатам расчета деформаций кольца определялось возможное увеличение монтажной высоты кони-

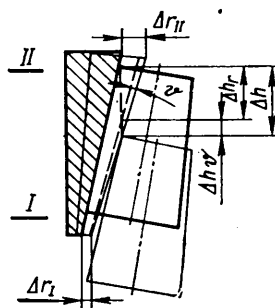


Рис. 5. Положение тел качения кольца-ролика в результате деформации наружного кольца подшипника при его установке в картер с натягом

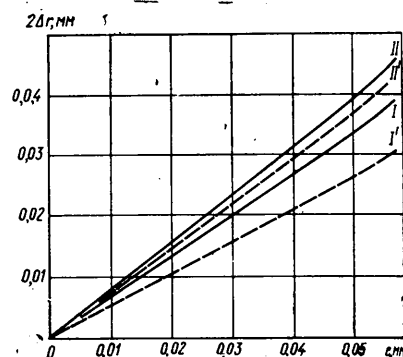


Рис. 6. Изменение размеров беговой дорожки наружного кольца подшипника 7606У1Ш при его установке в картер и в бандаж в зависимости от величины натяга в сечениях I и II (сплошные линии деформации кольца в картере, штриховые — деформации кольца в бандаже)

ческого подшипника Δh , обусловленное этой деформацией. Связь величины Δh , а также ее составляющих Δh_r и Δh_Φ (увеличения монтажной высоты подшипника за счет радиальной деформации кольца и угла поворота его беговой дорожки) с деформациями кольца подшипника Δr и Φ показана на рис. 5, иллюстрирующем положение тел качения подшипника при установке его в корпус с натягом.

При расчетах деформаций кольца подшипника модуль упругости материала картера принимался на основании испытания образцов, выполненных из чугуна КЧ35-10, и составил $E = 1,7 \cdot 10^6$ кгс/см². Для стали модуль упругости принимался $E = 2,1 \cdot 10^6$ кгс/см².

Результаты расчета приведены в виде графиков $2\Delta r = f(e)$ (рис. 6), $\Phi = f(e)$ (рис. 7) и $\Delta h = f(e)$ (рис. 8) как для случая установки кольца подшипника в картер, так и для случая его установки в отдельный бандаж с уступом (без учета влияния оболочек).

Цель экспериментального исследования состояла в проверке сходимости результатов расчета деформаций кольца подшипника на натуральных образцах.

На первом этапе исследования наружное кольцо конического подшипника 7606У1Ш, специально подготовленное для измерений диаметральных размеров (рис. 2), устанавливалось с диаметральной натягом e различной величины в отдельные бандаж с уступом. Бандаж выполнялись из материала картера (чугун КЧ 35-10) и стали 45 по форме и размерам, соответствующим форме и размерам кольца картера.

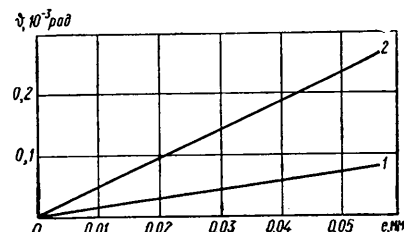
Эксперименты, проведенные на этом этапе исследования, позволили установить сходимость фактических и расчетных деформаций составного кольца без влияния оболочек картера для различных материалов корпуса.

На втором этапе исследования кольцо подшипника устанавливалось с различной величиной диаметрального натяга в отдельные картеры редуктора ведущего моста легкового автомобиля, которые предварительно были подобраны по посадочному месту под этот подшипник.

Деформации кольца подшипника, измеренные при установке его в натуральный картер с натягом, позволили оценить влияние конфигурации картера на радиальную жесткость его посадочного места под подшипник и проверить достоверность принятой расчетной схемы.

Содержание третьего этапа исследования заключалось в измерении изменения монтажной высоты конических подшипников 7606У1Ш при установке наружных колец этих подшипников с натягом e различной величины в бандаж с уступом. Это позволило определить непосредственно влияние величины

Рис. 7. Изменение угла беговой дорожки наружного кольца подшипника 7606У1Ш при его установке в картер (кривая 1) и в бандаж (кривая 2) в зависимости от величины натяга



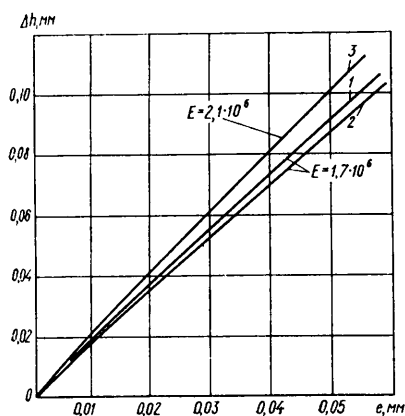


Рис. 8. Изменение монтажной высоты подшипника 7606У1Ш при его установке в картер (кривая 1) в чугунный бандаж (кривая 2) и в стальной бандаж (кривая 3) в зависимости от величины натяга

натяга на величину компенсаторов A_k и B_k (рис. 1) как технологического фактора при сборке редуктора ведущего моста.

При проведении экспериментов сопрягаемые поверхности кольца подшипника и корпуса в каждом случае предварительно измерялись в восьми диаметральных сечениях, равномерно расположенных по окружности с интервалами 4 мм по высоте, что позволяло с достаточной точностью судить о реальной форме этих поверхностей и фактической величине натяга по сечениям. Радиальные деформации кольца подшипника определялись путем измерений внутренних диаметров этого кольца в сечениях I—I и II—II в каждом случае до и после его установки в корпус. Измерения проводились на горизонтальном оптиметре ИП-3 с точностью до 0,001 мм.

Кольца подшипников устанавливались в корпус с натягом путем охлаждения и нагрева сопрягаемых деталей с целью исключения влияния факторов, связанных с осуществлением запрессовывания механическим способом.

Результаты фактических измерений деформаций кольца подшипника при установке его в картере и бандаже с уступом хорошо совпадали с расчетными, которые приведены в виде графиков на рис. 6 и 8.

Анализ результатов исследования

Зависимости $2\Delta r = f(e)$, $\varphi = f(e)$ и $\Delta h = f(e)$, полученные расчетом и подтвержденные с достаточной степенью точности экспериментом, носят линейный характер (рис. 6—8).

Установлено, что радиальная деформация наружного кольца конического подшипника при установке его в картер редуктора с натягом имеет различную величину по высоте кольца (рис. 6). Величина расхождения графиков $2\Delta r = f$ для сечений кольца I—I и II—II, а следовательно, угол наклона графика $\varphi = f(e)$ (рис. 7), зависят от конструкций и материала сопрягаемых деталей. Она значительно уменьшается при установке кольца подшипника в картер (кривые I и II) по сравнению с установкой его в бандаж (кривые I и II, рис. 6). Это связано с влиянием правой оболочки (индекс 2) на жесткость картера. Под влиянием этой оболочки деформация кольца в сечении I—I возрастает, что приводит к выравниванию деформаций в сечениях по высоте кольца и к уменьшению угла поворота беговой дорожки (рис. 7, кривая I).

Монтажная высота конического подшипника Δh при установке его наружного кольца в картер с натягом увеличивается

в результате радиальной деформации кольца Δr и поворота беговой дорожки φ (рис. 5). Влияние каждой из этих деформаций на величину Δh различно в зависимости от конструкции и материала сопрягаемых деталей. В данном случае влияние поворота беговой дорожки кольца на порядок меньше, чем влияние радиальных деформаций. Из рис. 5 также следует, что величина Δh определяется в основном радиальной деформацией того сечения, в котором она наибольшая. Поэтому при близких значениях наибольшей величины радиальной деформации кольца в сечении II—II во время установки его в бандаж и картер (рис. 6, кривые I и II) получены расчетным путем и экспериментально соответственно близкие значения величины Δh (рис. 8, кривые I и 2).

Следовательно, изменение монтажных размеров конических подшипников при установке их наружных колец с натягом в картере подобной конструкции можно с погрешностью до 5% рассчитывать без учета влияния оболочек картера. Это дает возможность упростить определение деформаций кольца подшипника, приводя их расчет к удобному в инженерной практике виду, и упростить моделирование картера по жесткости при проектировании измерительно-комплектующей оснастки процесса сборки редукторов ведущих мостов аналогичной конструкции с целью более достоверного определения величины компенсаторов A_k в каждом собираемом редукторе. Таким образом, экспериментально подтверждается с достаточной степенью точности правомерность принятой расчетной схемы.

Качественно и количественно установлены деформации конического кольца и степень их влияния на изменение монтажной высоты конического подшипника в целом для конкретной конструкции. Это изменение в условиях массового производства может превысить допустимые отклонения монтажного расстояния A_2 (рис. 1) конических шестерен конического редуктора ведущего моста. Поэтому оно является важным технологическим фактором, влияющим на качество сборки.

Учесть влияние этого фактора на величину компенсаторов A_k в каждом собираемом редукторе можно с помощью бандажа с уступом, воспроизводящего соответствующий диаметральный размер посадочного места каждого картера, в который кольцо подшипника будет устанавливаться при сборке редуктора. Радиальная жесткость бандажа должна быть смоделирована по жесткости конструкции с учетом возможного различия материала бандажа и картера редуктора (рис. 6, кривая 3).

Выведенные в работе зависимости позволяют определить модель картера редуктора ведущего моста легкового автомобиля. Это не исключает необходимости оценки деформаций колец конических подшипников по принятой в работе методике при запрессовке их в картер, конструкция которого отлична от рассмотренной.

Полученные в работе результаты исследования позволяют непосредственно подойти к анализу механизма работы тел качения конических подшипников с точки зрения работоспособности главных передач автомобилей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Новожилов В. В. Теория тонких оболочек. Судпромгиз, 1951.
2. Воронин А. В., Шандров Б. В., Герасимов И. К. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 5.
3. Воронин А. В., Шандров Б. В., Герасимов И. К. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 10.

УДК 621.742.5.06

Исследование влияния многократных оборотов единых формовочных смесей на изменение качества чугунов отливок

Канд. техн. наук Ю. Д. ПОЗДНЕВ, И. И. СИНЦЫН, д-р техн. наук Л. И. ЛЕВИ, канд. физ.-мат. наук Г. М. БЕЗДУДНЫЙ, И. В. ПЕТРОВА, М. Г. ШУВАЛОВ, И. С. ИЗИЛОВ

НИИ тракторосельхозмаш, ВНИИлитмаш

РАЗРАБОТКА оптимального состава смеси, приготовленной из свежих компонентов, не встречает затруднений. Ссылка на работы, которые ставили бы своей целью создание оптимальных составов единых формовочных смесей для автоматических линий преимущественно для автотракторной и автомобильной промышленности, в литературе не имеется. Трудность выполнения этих исследований состоит в том, что от оборота к обороту первоначальная смесь претерпевает сложные физико-химические изменения. Проследить за этими изменениями в

действующем цехе не представляется возможным, так как трудно создать условия, при которых соблюдалось бы достаточно точное дозирование и использование стабильных по свойствам исходных формовочных материалов на весь период экспериментов. Такие исследования были выполнены НИИ тракторосельхозмашем, ВНИИлитмашем и заводом «Ростсельмаш». В качестве переменных факторов были выбраны: бетонит Ханларского месторождения x_1 ; уголь x_2 ; вода x_3 ; крепитель ЭКО x_4 ; горелая смесь x_5 .

Остальные факторы, могущие оказать влияние на образование ужимин, были застabilизированы (марка чугуна, температура металла, плотность уплотненной формы).

В табл. 1 приведена матрица планирования рецептур и интервалы варьирования факторов.

В качестве параметра оптимизации был выбран брак отливок по ужиминам. Исследование проводилось следующим образом. В опоках размером 400×350×100 мм на формовочной машине модели 237 заформовывалась модель пробы Паттерсона [1]. Каждая из пяти форм доводилась до плотности 1,7 г/см³. В качестве исходной смеси был принят оптимальный состав: 89,8% Авдеевского песка марки ИК016А; 6,11% Ханларского бентонита М1/2Т₂; 4,50% каменноугольной пыли ПЖ; 0,55% связующего ЭКО; 5,7% соды от веса бентонита и вода в количестве, обеспечивающем получение влажности согласно матрице планирования (табл. 1).

Таблица 1

Рецептуры и интервалы варьирования факторов	Факторы				
	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5
Нулевой интервал	0,80	0,75	3,70	0,20	93,50
Интервал варьирования	0,10	0,10	0,30	0,04	1,50
Верхний уровень	0,90	0,85	4,00	0,24	95,0
Нижний уровень	0,70	0,65	3,40	0,16	92,0
Опыт 1	0,90	0,85	4,00	0,24	95,0
Опыт 2	0,90	0,65	4,00	0,16	92,0
Опыт 3	0,70	0,85	4,00	0,16	95,0
Опыт 4	0,70	0,65	4,00	0,24	92,0
Опыт 5	0,90	0,85	3,40	0,16	92,0
Опыт 6	0,90	0,65	3,40	0,24	95,0
Опыт 7	0,70	0,85	3,40	0,24	92,0
Опыт 8	0,70	0,65	3,40	0,16	95,0

Примечание. $x_4 = x_1 x_2 x_3$; $x_5 = x_2 x_3$.

Формы заливались из индукционной печи емкостью 150 кг при $1400 \pm 5^\circ\text{C}$. Температура измерялась платиновой термопарой погружения. Время действия теплоизлучения от половины залитого металла на верхнюю половину формы было принято 30 с. После заливки формы охлаждались на плаву в течение 4 ч, затем смесь после выбивки тщательно собиралась и перемешивалась в бегунах модели 111 в течение 2 мин. По матрице (табл. 1) в лабораторных бегунах модели 017 готовили освежительную смесь. Режим приготовления освежительной смеси состоит из загрузки песка, бентонита и угля и перемешивания в течение 2 мин, затем введения содового раствора, крепителя ЭКО и перемешивания в течение 8 мин. Освежительная смесь вылеживалась в прорезиненном мешке в течение суток, вводилась в оборотную смесь и перемешивалась с ней в течение 2 мин. После корректирования влажности смесь перемешивалась дополнительно 3 мин, выпускалась в металлический короб, покрывалась влажной мешковиной и оставалась на 4 ч. Каждая строка матрицы повторялась 10 раз (10 циклов формовки—заливки—выбивки). Для возможности математической аппроксимации опыт 2 был повторен 20 раз.

Дефектность по ужиминам Y_1 оценивалась величиной отношения площади ужимин, отнесенной к площади рабочей поверхности верхней формы, выраженной в процентах. Площадь ужимин определялась планиметром ППК-2. Металлоемкость форм составляла 3,3.

В табл. 2 приведены результаты экспериментов как среднестатистические значения из пяти параллельных опытов. Из данных табл. 2 следует, что дефектность по ужиминам изменяется как от оборота к обороту, так и от рецептуры к рецептуре. Кроме того, из данных табл. 2 видно, что начиная с оборотов 5—6 свойство смеси начинает стабилизироваться. Резкие изменения свойства на оборотах 3—4 (опыты 1—5 и 7) следует объяснить физико-химическими процессами, вызывающими изменения структуры смеси. Время перехода смесей из метастабильного состояния в стабильное зависит от режима освежения. В свою очередь, режим освежения определяется такими факторами, как природа материалов (долговечность песков, глины и др.), номенклатура отливок, технологические особенности до выбивки, температура заливки, время заливки, металлоемкость формы и т. д. Наибольший интерес представляет решение задачи прогнозирования того, какую величину будет иметь то или иное свойство к моменту перехода смеси в стабильное состояние.

Первые попытки такого прогнозирования были опубликованы в работе [2], однако результаты работы не позволяли сделать обобщающих выводов. Построение математической модели процесса осуществляли по методике, изложенной в работах [3—5].

Таблица 2

№ опыта	Обороты формовочной смеси									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	14,02	18,25	8,04	15,40	13,96	13,84	13,40	13,00	12,85	13,10
2	16,88	14,38	12,48	27,96	23,84	22,38	19,22	22,50	21,02	23,72
3	25,00	24,90	22,60	23,85	25,20	24,70	27,00	25,65	24,95	26,00
4	10,52	17,16	23,61	12,41	12,40	11,52	11,05	10,75	11,30	10,00
5	12,22	7,07	11,53	21,40	21,04	20,40	19,89	21,20	20,55	21,65
6	13,50	10,30	12,14	11,85	13,16	13,60	12,49	13,00	13,75	13,20
7	12,93	14,87	10,30	23,14	21,85	21,00	20,38	21,70	20,85	22,00
8	12,91	8,91	13,26	26,28	23,37	24,08	23,19	24,48	25,34	26,12
9	13,36	10,81	11,99	16,42	10,58	15,06	14,49	15,12	14,75	15,35

По виду кривой изменения свойства от оборотов для каждой строчки матрицы было установлено, что оно может быть достаточно точно аппроксимировано в интервале оборотов 1—10 полиномом второй степени от $t=1/n$ (n — номер оборота). Для каждой строчки матрицы определили методом наименьших квадратов полином наилучшего приближения второй степени вида (все расчеты выполнялись в вычислительном центре Ростовского университета)

$$Y_1(n) = a_0 Q_0(t) + a_1 Q_1(t) + a_2 Q_2(t); \quad (1)$$

$$Q_0(t) = 1; \quad (2)$$

$$Q_1(t) = t_i - \frac{\sum_{n=1}^{n=10} t_i}{N}; \quad (3)$$

$$Q_2(t) = t_i^2 - \frac{\sum_{n=1}^{n=10} t_i Q_1(t)}{\sum_{n=1}^{n=10} Q_1^2(t)} - \frac{\sum_{n=1}^{n=10} t_i^2}{N}; \quad (4)$$

t_i — значение t на n -м обороте.

В табл. 3 приведены результаты расчета Q_0 , Q_1 и Q_2 по формулам (2)—(4).

Значения коэффициентов a_0 , a_1 и a_2 для всех восьми строк матрицы (табл. 1) рассчитывались по формуле

$$a_{ji} = \frac{\sum_{n=1}^{n=10} Y_{ni} f Q_i(t)}{\sum_{n=1}^{n=10} Q_i^2(t)}, \quad (5)$$

где $j = 1 \div 8$;
 $i = 0, 1, 2$;
 $n = 1 \div 10$;

$Q_i(t)$ — значение i -го полинома на n -м обороте.

В результате расчетов по формуле (5) получилась следующая матрица коэффициентов аппроксимации:

$$A = \begin{pmatrix} a_{10} & a_{11} & a_{12} \\ a_{20} & a_{21} & a_{22} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ a_{80} & a_{81} & a_{82} \end{pmatrix}.$$

Численные значения коэффициентов аппроксимации, рассчитанные по формуле (5), приведены в табл. 4.

Таблица 3

Обороты формовочной смеси	Q_0	Q_1	Q_2
1	1,000	0,629	0,060
2	1,000	0,129	-0,114
3	1,000	-0,137	-0,062
4	1,000	-0,120	-0,015
5	1,000	-0,170	0,019
6	1,000	-0,203	0,045
7	1,000	-0,227	0,065
8	1,000	-0,245	0,080
9	1,000	-0,259	0,094
10	1,000	-0,270	0,104

Таблица 4

№ смеси	a_0	a_1	a_2
1	13,84	-1,43	-6,63
2	19,59	-7,86	33,64
3	14,09	-0,89	-53,49
4	16,22	-12,08	55,64
5	12,36	0,37	13,82
6	17,78	-10,40	29,55
7	18,86	-15,48	58,57
8	13,25	-1,41	15,43

Столбцы матрицы A рассматривались как наблюдаемые значения стохастических независимых случайных величин a_{ji} с постоянной внутри столбца дисперсией D , определяемой по формуле

$$D\{a_{ji}\} = \frac{\sigma_{Y_{ji}}^2}{\sum_{n=1}^{n=10} Q_i^2(t)}, \quad (6)$$

где $\sigma_{Y_{ji}}^2$ — дисперсия относительно среднего значения Y_{ji} .

Зависимость a_{ji} от переменных факторов принималась линейной и определялась методом регрессивного анализа в виде трех линейных уравнений:

$$a_{ji}(x_1; x_2; x_3; \dots; x_5; t = \text{const}) = \sum_{k=1}^{k=5} b_{ik} x_{ik}, \quad (7)$$

где $i=0, 1, 2$;

$k=1 \div 5$ — число факторов;

x_k — кодированное значение k -го фактора.

Коэффициенты b_{ik} определялись по формуле

$$b_{ik} = \frac{\sum_{j=1}^{j=8} a_{ji} x_{jk}}{J}, \quad (8)$$

где J — число точек плана (в данном случае $J=8$).

Подставляя значения a_{ji} , выраженные через b_{ik} и Q_i , в уравнение (1), получили модель рассматриваемого процесса в виде квадратичного полинома от числа оборотов t , коэффициенты которого линейно зависят от $x_1, x_2, x_3, \dots, x_5$.

Преобразуя уравнение (1), сгруппировав коэффициенты при x_1, x_2, \dots, x_5 , получим обобщенное уравнение зависимости свойства (в рассматриваемом примере, брака по ужиминам Y_1) от рецептуры и числа оборотов:

$$\begin{aligned} & \psi(x_1; x_2; x_3; \dots; x_5; t) = \\ & = p_0(t) + p_1(t)x_1 + p_2(t)x_2 + \dots + p_5(t)x_5, \end{aligned} \quad (9)$$

где $p_0(t)$ — оценка свойства как функция оборотов для нового уровня факторов;

$p_1(t), \dots, p_5(t)$ — величина, показывающая, как влияет k -й фактор на свойство Y_1 (брака по ужиминам) смеси от оборота к обороту.

В табл. 5 приведены значения коэффициентов обобщенного уравнения (9), а в табл. 6 — значения коэффициентов обобщенного уравнения в области экстраполяции (до оборота 40).

Проведенные расчеты верхней оценки дисперсии по оборотам смеси показали, что она укладывается в ошибку опыта. Следовательно, можно говорить о достаточно точном описании полученной зависимости в области интерполирования.

К моменту перехода первоначальной смеси в стабильное состояние уравнение, связывающее брак отливок по ужиминам, с рецептурой смеси, представляется в следующем виде:

$$\begin{aligned} Y_{ni=40} &= 21,17 - 0,57x_1 - 4,54x_2 - 2,18x_3 + \\ &+ 5,05x_4 - 6,14x_5. \end{aligned} \quad (10)$$

Для сравнения приведем аналогичное уравнение для смеси оборота 1:

$$\begin{aligned} Y_{ni=1} &= 13,22 + 1,15x_1 - 0,54x_2 + 0,11x_3 - \\ &- 0,20x_4 - 0,48x_5. \end{aligned} \quad (11)$$

Таблица 5

Обороты формовочной смеси	p_0	p_1	p_2	p_3	p_4	p_5
1	13,22	1,15	-0,54	0,11	-0,20	-0,48
2	12,90	0,44	1,07	1,58	-1,34	1,91
3	14,82	0,13	-0,09	0,84	0,05	0,26
4	16,17	-0,046	-0,99	0,24	1,08	-1,03
5	17,10	-0,15	-1,63	-0,19	1,81	-1,95
6	17,77	-0,23	-2,09	-0,51	2,34	-2,63
7	18,27	-0,28	-2,45	-0,75	2,74	-3,14
8	18,63	-0,32	-2,70	-0,93	3,02	-3,49
9	19,29	-0,35	-2,94	-1,09	3,00	-3,93
10	19,61	-0,38	-3,12	-1,21	3,47	-4,11

Таблица 6

Обороты формовочной смеси	p_0	p_1	p_2	p_3	p_4	p_5
15	20,55	-0,46	-3,70	-1,61	4,13	-5,14
20	20,76	-0,50	-4,00	-1,81	4,46	-5,49
25	20,91	-0,53	-4,35	-1,94	4,66	-5,72
30	20,02	-0,55	-4,43	-2,03	4,80	-5,87
35	21,00	-0,56	-4,49	-2,15	4,90	-5,99
40	21,17	-0,57	-4,54	-2,18	5,05	-6,14

Анализ уравнений показывает, что по существу единая формовочная смесь в стабильном состоянии является принципиально новой смесью, требующей иных подходов.

На рисунке показана номограмма для расчета дефектности отливок Y_1 по ужиминам для единой формовочной смеси, находящейся в стабильном состоянии. После нахождения коэффициентов обобщенного уравнения стало возможным поставить эксперимент с целью отыскания рецептуры смеси, обеспечивающей минимальное значение брака.

В табл. 7 представлены расчет и результаты круглого восхождения. Таким образом, в результате реализованных 11 опытов был найден состав единой формовочной смеси, обеспечивший получение отливок практически без дефектов.

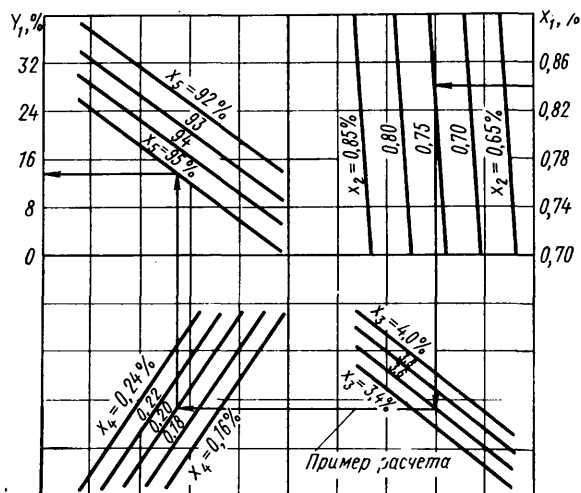


Таблица 7

Рецептура и интервалы варьирования факторов	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	Значения Y по оборотам формовочной смеси													
						1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	15	20	30	40
Нулевой уровень	0,80	0,75	3,70	0,20	93,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Интервал варьирования Δi	0,10	0,10	0,30	0,04	1,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Значения $p(t)$, $t=40$	-0,57	-4,54	-2,18	5,05	-6,14	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
$\Delta i \cdot p(t)$	-0,057	-0,454	-0,654	0,20	-9,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Шаг при изменении x_5 на 1,0	-0,0062	-0,0494	-0,071	0,0218	-1,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Округление	-0,006	-0,05	-0,07	0,02	-1,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Мысленный опыт	0,80	0,80	3,77	0,18	94,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Опыт 9	0,80	0,85	3,84	0,16	95,5	11,46	5,44	3,70	3,25	11,65	9,00	7,25	6,12	6,25	7,08	5,18	4,90	3,20	4,10
Опыт 10	0,80	0,90	3,91	0,14	96,5	12,95	11,80	10,0	10,15	21,30	22,45	21,00	19,75	17,30	14,10	8,40	6,20	3,80	2,47
Опыт 11	0,80	0,95	3,98	0,12	97,5	11,99	17,20	14,68	11,52	27,90	31,30	26,15	14,12	13,10	9,40	10,20	8,80	7,90	6,20

Таблица 8

Коэффициенты парной корреляции на оборотах формовочной смеси						
2	4	8	10	15	20	40
—	$r_{y_1 y_0}$ 0,810	0	$r_{y_1 y_0}$ 0,695	$r_{y_1 y_0}$ 0,703	$r_{y_1 y_0}$ 0,706	$r_{y_1 y_0}$ 0,715
$r_{y_1 y_7}$ -0,641	$r_{y_1 y_{10}}$ -0,622	0	$r_{y_1 y_{21}}$ 0,623	$r_{y_1 y_{21}}$ 0,648	$r_{y_1 y_{21}}$ 0,657	$r_{y_1 y_{21}}$ 0,683
—	—	0	$r_{y_1 y_{31}}$ -0,654	$r_{y_1 y_{32}}$ -0,688	$r_{y_1 y_{32}}$ -0,703	$r_{y_1 y_{31}}$ -0,747
$r_{y_1 y_{32}}$ -0,625	—	—	$r_{y_1 y_{32}}$ -0,777	$r_{y_1 y_{33}}$ -0,745	$r_{y_1 y_{33}}$ -0,715	$r_{y_1 y_{33}}$ -0,684

Примечание. y_7 — скорость прохождения ультразвуковых колебаний через стандартный образец в м/с; y_0 — реверберация ультразвуковых колебаний; y_{10} — предельное напряжение сдвига по П. А. Ребиндеру [6]; y_{21} — коэффициент бокового давления при стабиометрических испытаниях; y_{31} — прочность на разрыв стандартного образца после обработки его паром [7]; y_{32} — предельное напряжение сдвига стандартного образца после обработки паром; y_{33} — сцепление, определяемое при прямом сдвиге на образцах, продутых паром.

Несомненно, что при использовании других исходных материалов характер уравнений сохранится, изменятся только значения коэффициентов $p(t)$ в обобщенном уравнении. Для возможности их определения без повторения столь трудоемкой работы необходимо найти обобщенные критерии оценки свойств исходных формовочных материалов. Тогда, зная величины этих критериев и подставляя их в обобщенные уравнения, представится возможным без экспериментов определять оптимальные составы единых формовочных смесей для разных исходных формовочных материалов. Однако нахождение

этих критериев является само по себе сложной, но многообещающей проблемой.

Ввиду того, что оценка склонности смеси к образованию ужилин на отливке весьма трудоемка, была сделана попытка обнаружить взаимосвязи брака со свойствами формовочной смеси.

Зависимости между свойствами определялись статистическими методами парного и множественного корреляционного анализа.

В табл. 8 приведены значения коэффициентов парной корреляции.

Из данных табл. 8 следует, что взаимосвязи с ростом числа оборотов стабилизируются. В метастабильном состоянии эти взаимосвязи носят случайный характер, а некоторые из них не могут быть физически объяснены.

ЛИТЕРАТУРА

1. «Giesserei», 48, № 7, 1961.
2. Позднеев Ю. Д. и др. Оптимальные составы формовочных смесей для улучшения качества поверхностных отливок. ГОСИНТИ, № 14-68-669/84, М., 1968.
3. Налимов В. В., Чернова Н. А. Статистические методы планирования экстремальных экспериментов. М., «Наука», 1965.
4. Хотимский В. И. Выравнивание статистических рядов по методу наименьших квадратов (способ Чебышева). М., Госстатиздат, 1959.
5. Петерсон И. Ф., Каролин М. В. — В сб. «Проблемы планирования эксперимента». М., «Наука», 1969.
6. Ребиндер П. А. и др. О методах погружения конуса для характеристики структурно-механических свойств пластично-вязких тел, ДАН СССР, т. 54, № 6, 1949.
7. Леви Л. И. и др. — «Литейное производство», 1972, № 6.

УДК 658.562

Электромагнитные методы контроля поверхностной концентрации углерода в стали

В. Д. КАЛЬНЕР, Т. Я. МЕНЬШИКОВА, Л. П. КАРПУХИНА
НИИАТМ

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ свойства автотракторных деталей, изготовляемых из конструкционных сталей и работающих при знакопеременных крутящих или изгибающих нагрузках, в значительной мере зависят от качества поверхностных слоев, в частности от характера распределения углерода в этих слоях. Степень и глубину насыщения или обеднения углеродом обычно контролируют разрушающими методами, весьма трудоемкими, недостаточно надежными из-за выборочности контроля и до известной степени субъективными, особенно при существующих методах оценки глубины слоя.

Существуют также электромагнитные методы контроля, позволяющие оценивать состояние поверхностного слоя без разрушения изделия. Однако эти методы не нашли широкого применения из-за отсутствия однозначной взаимосвязи электромагнитных свойств материалов с характеристиками их поверхностного слоя.

Проведены исследования возможности применения некоторых электромагнитных методов для неразрушающего контроля структурного состояния поверхностных слоев среднеуглеродистых конструкционных сталей и оценены условия, при которых эти методы пригодны для указанной цели.

Объектом исследования служили образцы сталей 45 и 40Х с равномерным распределением углерода по сечению, а также насыщенные или обедненные углеродом с поверхности до концентраций соответственно 0,96 и 0,04%. Стали исследовались как в высокоотпущенном (кривые 1, 2, 3 на рис. 1, а, б), так и в низкоотпущенном состоянии (кривые 4, 5, 6).

Разработка физических основ контроля стали на поверхностное обезуглероживание предполагает проведение комплекса исследований по установлению взаимосвязи между магнитными характеристиками поверхностных слоев и их свойствами, определяемыми при разрушающем контроле.

О влиянии поверхностного слоя на свойства сталей можно судить по данным, приведенным на рис. 1, а, б и в таблице.

Увеличение содержания углерода в поверхностном слое с 0,04 до 0,96% повышает твердость и снижает ударную вязкость сталей, что особенно заметно после низкого отпуска.

При этом твердость (характеристика, отражающая состояние отдельных участков материала) значительно более чувствительна к содержанию углерода, чем ударная вязкость, являющаяся интегральной характеристикой всего сечения образца.

Для оценки качества термической и химико-термической обработки стальных заготовок и готовых изделий в цеховых условиях рекомендуют применять дефектоскоп ЭМИД-4М. Эту оценку выполняют путем сравнения контролируемого объекта с эталоном. В настоящей работе прибор ЭМИД-4М был использован для исследования сталей с различным содержанием углерода в поверхностном слое, причем эталоном служили низкоотпущенные образцы с равномерным распределением углерода по сечению.

Исследование показало, что имеется четкая зависимость показаний прибора от содержания углерода в поверхностном слое сталей. Однако его чувствительность

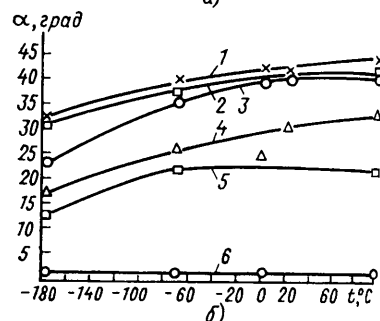
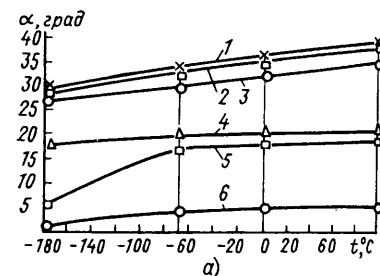


Рис. 1. Влияние структуры поверхностного слоя на угол загиба α : а — сталь 40Х; б — сталь 45; 1 — обогащение и закалка 860°C и отпуск 600°C; 2 — закалка 360°C и отпуск 600°C; 3 — цементация, закалка 860°C и отпуск 600°C; 4 — обеднение, закалка 860°C и отпуск 250°C; 5 — закалка 860°C и отпуск 250°C; 6 — цементация, закалка 860°C и отпуск 250°C

Распределение твердости по сечению обедненных и насыщенных углеродом образцов сталей 45 и 40Х (нагрузка 1 кгс)

Расстояние от поверхности в мм	Обеднение		Насыщение	
	Сталь 45	Сталь 40Х	Сталь 45	Сталь 40Х
0,05	225	305	686	742
	224	286	390	373
0,25	245	378	660	713
	237	326	390	378
0,45	257	426	571	700
	251	330	339	378
0,65	305	482	467	686
	263	330	294	358
0,85	321	515	413	636
	260	339	263	348
1,05	339	571	348	591
	260	339	239	330

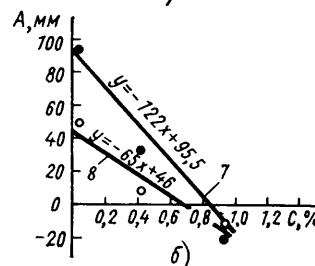
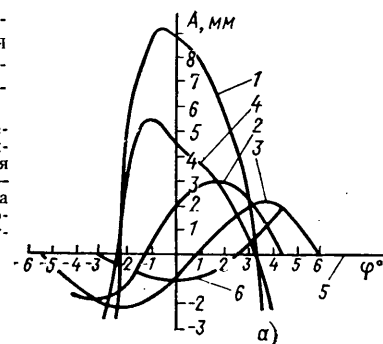
Примечание. В числителе — твердость после низкого отпуска, в знаменателе — после высокого отпуска.

к этому фактору невысока. Так, для обедненных и насыщенных углеродом образцов стали 45 амплитуды сигнала различаются всего лишь на несколько десятков миллиметров (рис. 2, а, б). Кроме того, показания прибора существенно зависят от термообработки стали. Таким образом, прибор ЭМИД-4М позволяет надежно контролировать различие в поверхностной концентрации углерода только в том случае, если оно достаточно велико и составляет, например, не менее 0,1%. При этом структурное состояние контролируемого объекта и эталона должно быть одинаковым. Следовательно, возможность практического применения прибора ЭМИД-4М для указанной цели ограничивается также необходимостью выбора проверенного эталона для каждой контролируемой партии, имеющей одинаковую предисторию изготовления.

Невысокая чувствительность прибора ЭМИД-4М к поверхностной концентрации углерода обусловлена тем, что он работает на сравнительно низкой частоте — 50 Гц. В этом случае на показания прибора существенно влияет состояние сердцевины контролируемого объекта. С повышением рабочей частоты влияние сердцевины объекта снижается, а избирательная чувствительность к состоянию его поверхностного слоя растет. Однако на практике применение очень высоких частот может оказаться непригодным из-за возрастающего влияния на показания прибора таких побочных факторов, как величина зазора между датчиком и контролируемым объектом, чистота поверхности последнего, наличие поверхностных трещин, волосовин, неравномерность глубины слоя, обедненного или обогащенного углеродом, по периметру объекта.

Принимая во внимание эти обстоятельства, для контроля поверхностной концентрации углерода выбрали прибор, разработанный совместно Научно-исследовательским институтом интроскопии и Московским автозаводом имени И. А. Лихачева

Рис. 2. Влияние структуры поверхностного слоя на изменение электроиндуктивных характеристик стали 45: а — фактическое распределение амплитуд; б — аналитическое решение уравнения изменения амплитуды; 1—6 — обозначения те же, что и на рис. 1; 7 — в улучшенном состоянии; 8 — в низкоотпущенном состоянии



ва¹. Особенностью прибора является то, что он обладает избирательной чувствительностью к квазиупругой компоненте магнитной проницаемости. Это обеспечивается применением датчика с низкой эквивалентной добротностью. Понижение добротности осуществлено путем включения последовательно с датчиком переменного активного сопротивления, величина которого выбирается такой, чтобы она превышала возможные изменения вносимого активного сопротивления. При правильной настройке поверхностные дефекты типа трещин, волосовин, риск не влияют на показания прибора. Рабочая частота прибора (5 кГц) лежит в интервале, где квазиупругая составляющая магнитной проницаемости достаточно чувствительна к изменению содержания углерода в поверхностном слое сталей. Схема прибора и его рабочая частота позволяют получать надежную информацию на датчике с базой $l=10$ мм.

В связи с тем, что существующие нормативы регламентируют максимальную глубину слоя с измененной концентрацией углерода (ГОСТ 1763—68), а показания прибора дают представление лишь о его средней глубине, необходимо знать, как эти характеристики связаны между собой. Для выяснения этого результаты металлографического анализа различных материалов были статистически обработаны. Результаты показали, что между максимальными и средними значениями глубины обезуглероживания существует достаточно надежная взаимосвязь. Это позволяет применять высокочастотный прибор для контроля поверхностной концентрации углерода с использованием в качестве браковочного критерия средней глубины слоя с измененной концентрацией.

Двухлетняя эксплуатация прибора в лаборатории Московского автозавода имени И. А. Лихачева показала его достаточную надежность. Дальнейшее совершенствование этого прибора должно быть направлено на увеличение его чувствительности и точности.

¹ Попов Г. М. — «Дефектоскопия», 1971, № 3.

УДК 621.745.33:66.042.1

Опыт работы плавильного отделения цеха алюминиевого литья массового производства

Д-р техн. наук Л. М. МАРИЕНБАХ, канд. техн. наук Г. П. ДОЛотов,
Ю. С. МИРОНОВ, А. Е. ТИМАШКОВ
Московский автозавод имени И. А. Лихачева

ВПУСКНАЯ труба двигателя и головки блоков цилиндров рядных и V-образных двигателей имеют сложную конструкцию, поэтому к таким отливкам предъявляются повышенные требования по герметичности (100% отливок подвергаются гидротестированию). В этом случае получение жидкого сплава с минимальным содержанием газа имеет большое значение.

Поскольку в отечественной практике не было опыта строительства плавильных цехов такого масштаба с повышенными требованиями к качеству выплавляемых литейных алюминиевых сплавов, то на Мценском заводе алюминиевого литья с целью выбора оптимальных плавильных агрегатов в производ-

ственных условиях были опробованы: электромиксеры сопротивления емкостью 8 т, плавильные газовые отражательные печи емкостью 20 т, плавильные индукционные тигельные печи ИАТ-6, плавильные индукционные печи канального типа емкостью 18 т (полезная емкость 12 и 6 т переходная ванна), индукционные канальные миксеры съемными единицами общей емкостью 16 т и шахтные газовые плавильные печи конструкции Московского автозавода имени И. А. Лихачева.

Опыт эксплуатации в одном цехе печей различных типов для плавки сплава АЛ-4 с использованием одинаковых шихтовых материалов, с идентичной обработкой выплавленных сплавов (рафинирование плюс модифицирование) показал, что

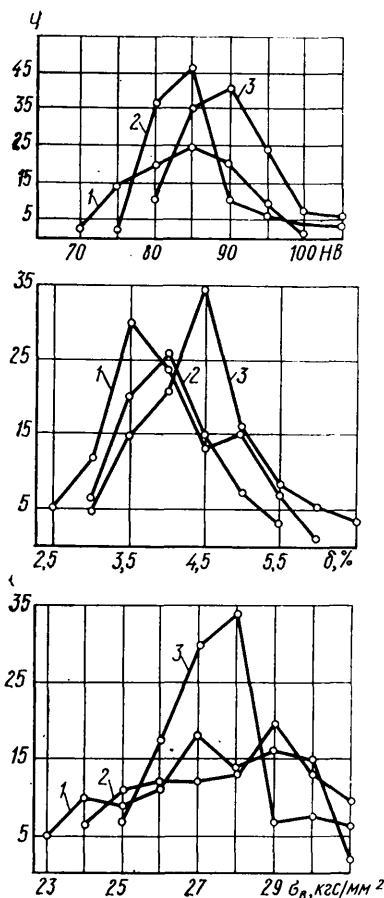


Рис. 1

На диаграммах частотного распределения (рис. 1) показаны механические свойства сплава АЛ-4, выплавленного в газовых печах (кривые 1) и в индукционных печах тигельного типа (кривые 2) при работе с переходной ванной емкостью, равной ~20% общей емкости тигля печи, а также механические свойства сплава, выплавленного в индукционной печи канального типа (кривые 3).

Индукционные канальные миксеры с отъемными единицами успешно эксплуатируются с 1971 г. Расход электроэнергии на поддержание температуры 780°C 16 т сплава АЛ-4 в течение 1 ч составляет 120 кВт·ч, т. е. приблизительно 8 кВт·ч на 1 т алюминиевого сплава. При этом если в индукционный канальный миксер заливается алюминиевый сплав температурой 780°C из газовой плавильной печи или из индукционной плавильной печи тигельного типа, то его механические свойства и содержание газа уже через 40—50 мин приближаются к свойствам сплава, выплавленного в индукционной печи канального типа.

На Московском автозаводе имени И. А. Лихачева проведены работы с целью улучшения качества сплава, выплавленного в отражательных печах. Для улучшения качества сплава, выплавленного в газовых печах, и для снижения безвозвратных потерь при переплавке возврата собственного производства последний необходимо загружать в специальные выносные камеры, соединяющиеся через сифон с основной камерой печи. В этой камере сплав перегревается за счет тепла продуктов сгорания природного газа. На рис. 2 приведена схема отражательной печи с выносной камерой.

Необходимость устройства выносных камер для загрузки собственного возврата (литники и брак деталей) обусловлена особенностями нагрева до температуры плавления и расплавления алюминиевых сплавов. При нагреве алюминиевых сплавов продуктами сгорания природного газа до температуры плавления, начиная с 400°C и выше, значительно увеличивается толщина окисной пленки, покрывающей шихтовые материалы. Дальнейшее расплавление происходит в своеобразном «чехле», из которого стекает сплав, перегретый на 50—100°C выше температуры плавления. Однако часть сплава остается в «чехле», а толщина слоя металла внутри «чехла» из окиси алюминия достигает 1 мм. Это приводит к увеличению безвозвратных потерь. Кроме того, попадая в отливку, такие вклю-

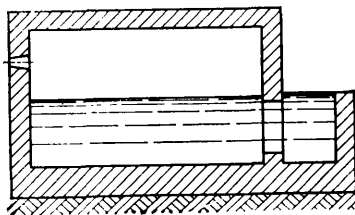


Рис. 2

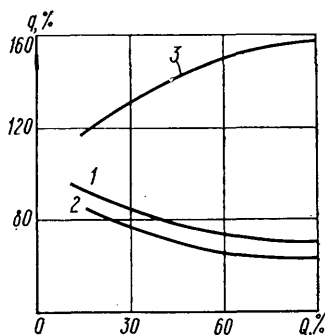


Рис. 3

в капальных индукционных плавильных печах получают жидкий алюминиевый сплав лучшего качества, чем в газовых и в индукционных печах тигельного типа, когда последние эксплуатируются с переходной ванной емкостью, равной приблизительно 20% общей емкости тигля печи.

чения (слой сплава, зажатый между двумя слоями окисной пленки) резко ухудшают обрабатываемость отливок.

В случае загрузки возврата в выносную камеру шихта растворяется в жидком сплаве, а окисные пленки, которые покрывали шихтовые материалы, остаются в выносной камере и не попадают в ванну печи, за счет чего улучшается качество выплавленного сплава.

Нагрев алюминиевых сплавов до температуры плавления и их расплавление в тигельной индукционной печи (при работе без переходной ванны или с переходной ванной емкостью до 15—20% от общей емкости печи) происходит аналогично расплавлению алюминиевых сплавов продуктами сгорания природного газа. Поэтому для снижения безвозвратных потерь и повышения качества алюминиевых сплавов плавку алюминиевых сплавов в тигельных индукционных печах необходимо вести с переходной ванной емкостью 80—90% общей емкости печи. При этом вся загружаемая шихта будет сразу погружаться в жидкий алюминиевый сплав и растворяться в нем. Толщина окисной пленки, покрывающей возврат собственного производства, в этом случае не увеличивается. Пленка дробится на дисперсные частицы, которые при затвердевании алюминиевого сплава выполняют роль «естественного модификатора», за счет чего незначительно повышается качество отливок.

Одновременно с улучшением качества выплавленного сплава при увеличении емкости Q переходной ванны до 80—90% общей емкости тигля, снижается удельный расход q электроэнергии (кривая 1 на рис. 3) на расплавление и перегрев алюминиевых сплавов, уменьшается количество шлаков (кривая 2) и увеличивается производительность печи (кривая 3).

Такая зависимость объясняется следующими причинами. Теоретически достижимый электрический к.п.д. тигельных индукционных печей определяется по формуле

$$\eta_{эл} = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\rho_{ин} \mu_{ин}}{\rho_{м} \mu_{м}}}},$$

где $\rho_{ин}$ и $\rho_{м}$ — соответственно удельное сопротивление материала индуктора и расплавляемого металла; $\mu_{ин}$ и $\mu_{м}$ — соответственно магнитная проницаемость материала индуктора и расплавляемого металла.

Поскольку магнитная проницаемость материала индуктора (медь) и магнитная проницаемость алюминиевого сплава (расплавляемый металл) равны единице, из этой формулы видно, что электрический к.п.д. тем выше, чем выше удельное сопротивление расплавляемого сплава. При плавке алюминиевых сплавов в тигельных индукционных печах с переходной ванной емкостью 80—90% общей емкости тигля температура алюминиевого сплава в печи всегда выше температуры плавления, а так как сопротивление алюминиевых сплавов увеличивается с ростом температуры, то это способствует значительному увеличению электрического к.п.д. и снижению расхода электроэнергии.

Увеличение производительности печи по расплавлению при работе с переходной ванной емкостью 80—90% общей емкости тигля объясняется пониженным удельным расходом электроэнергии на расплавление и перегрев алюминиевого сплава до заданной температуры, а также тем, что печь постоянно эксплуатируется на максимальной мощности.

Во время работы с переходной ванной емкостью 80—90% общей емкости печи большое влияние на качество сплава оказывает капельная влага; влага, содержащаяся в гидроокислах, а также влага, адсорбированная окисной пленкой, покрывающей шихтовые материалы. Для ликвидации вредного влияния влаги все шихтовые материалы желательно перед их загрузкой в тигельную индукционную печь предварительно прокалить в течение 15 мин при температуре 400°C. За это время капельная влага будет удалена полностью, влага из гидроокислов — на 80%, а влага, адсорбированная окисной пленкой, — на 90%. В итоге от исходного содержания влаги, вносимой с шихтовыми материалами, останется не более 5% влаги, и при работе тигельных индукционных печей ИАТ-6 с переходной ванной емкостью 80—90% общей емкости печи на шихте, предварительно прокаленной продуктами сгорания природного газа, качество сплава будет равноценным качеству сплава, выплавленного в индукционной печи канального типа.

Опыт эксплуатации шахтных газовых печей показал, что качество сплава, выплавленного в них, соответствует качеству сплава, выплавленного в газовой отражательной печи, однако чистка футеровки более сложная. При эксплуатации шахтных печей необходимы миксеры, в которых перегревается сплав и доводится химический состав.

К вопросу обработки глобоидальных червяков рулевых механизмов

Канд. техн. наук Т. Ф. КОЛОТИЛИНА, канд. техн. наук Ю. М. НЕМЦОВ,

А. А. КРАШЕНИННИКОВ, А. А. РАКША

Московский станкоинструментальный институт, Автозавод им. Ленинского комсомола

РУЛЕВЫЕ механизмы с глобоидальной передачей являются наиболее распространенными на различных автомобилях, особенно легковых. Несмотря на некоторые конструктивные отличия, все рулевые механизмы этого типа объединяет одна и та же принципиальная схема зацепления ролика с глобоидальным червяком, профиль витков которого описан дугой окружности того или иного радиуса.

В отечественном автомобилестроении можно выделить четыре условные группы производств, базовыми заводами которых являются Горьковский автозавод, Автозавод имени Ленинского комсомола, Волжский и Запорожский автозаводы, применяющие на выпускаемых автомобилях рулевые механизмы с глобоидальным червяком и двухгребневым роликом. На этих предприятиях есть некоторые отличия в технологии изготовления и контроля глобоидального червяка, но имеется и много общего. В результате различия установки инструмента и технологии изготовления витки червяков имеют неодинаковую чистоту рабочей поверхности, что оказывает значительное влияние на долговечность рулевого механизма.

На Горьковском, Уральском автозаводах и др., например, при изготовлении рулевых червяков применяют наладку станков, отличную от наладки на Автозаводе имени Ленинского комсомола, Запорожском автозаводе и Пермском велосипедном заводе, поставляющем рулевые механизмы для Ижевского машиностроительного завода. В то же время на этих заводах винтовая поверхность червяка нарезается по одному принципу: последовательно, в два прохода, на специальных зубонарезных станках.

В отличие от других заводов, на Волжском автозаводе винтовая поверхность червяков нарезается за одну операцию. Отличаются также и методы зачистки поверхностей витков от заусенцев, контроля обработанных червяков и инструмента для их обработки.

Однако существуют общие принципы, используемые при нарезании глобоидальных червяков на всех автопроизводствах. Всю винтовую поверхность глобоидального червяка обрабатывается чашечным резцом, работающим по методу копирования. Так как угол подъема глобоидальной винтовой линии на червяке — величина переменная, то углы резания также непрерывно меняются в процессе обработки. В связи с этим режущий инструмент работает в тяжелых условиях, что резко снижает его стойкость, а также отрицательно влияет на качество обрабатываемой поверхности червяка.

На многих заводах для уменьшения нагрузки на инструмент червяки нарезаются в два прохода двумя различными резцами: предварительным (черновым) и окончательным (чистовым). Предварительный инструмент, напоминающий по внешнему виду долбяк с косыми зубьями, снимает основную массу металла, предварительно формирует боковую поверхность витков червяка, оставляя небольшой припуск на чистовую обработку. Для уменьшения трения о деталь у червячного резца предусматривается задний угол режущей кромки. Таким образом, долбяк имеет форму конуса с очень малым наклоном образующей. Вследствие этого при регулярных переточках инструмента диаметр резца уменьшается, вызывая тем самым уменьшение глубины нарезки и заведомое нарушение геометрии профиля витков червяка. Выполнение режущих кромок без заднего угла и получение его за счет радиального смещения значительно увеличивают нагрузки на инструмент. Увеличение переднего угла заточки может вызвать выкрашивание режущей кромки.

Чистовой резец должен окончательно профилировать витки червяка на полную глубину с необходимой чистотой и точностью. С целью сохранения постоянного профиля при переточках чистовой резец имеет, в отличие от предварительного, цилиндрическую форму задней поверхности. Минимальный задний угол на вершинах зубьев обеспечивается за счет смещения торца инструмента относительно осевого сечения заготовки при наладке станка. При цилиндрической форме инструмента переточки не влияют на его диаметр, что удлиняет срок его службы, и не сказываются отрицательно на глубине впадин между витками. Возникающее при смещении резца уменьшение переднего угла незначительно увеличивает нагрузки на режущие кромки. Благодаря малой величине припуска, оставленного после предварительного нарезания, эти перегрузки не влияют на стойкость инструмента. Однако чистовой резец

не может обеспечить требуемую чистоту обрабатываемой поверхности по двум взаимосвязанным причинам: малый припуск на отдельных участках поверхности заготовки значительно затрудняет условия срезания стружки, вызывая местами явления питтинга; увеличение припуска невозможно из-за слишком малой величины заднего угла вследствие повышенного трения в зоне резания.

В результате обработки резанием теоретически поверхность в рабочей зоне витка должна иметь 5—6-й класс чистоты, практически же удается получить чистоту поверхности порядка 4-го класса. Несколько улучшается качество поверхности витков после операции так называемого «шлифования» их плоским твердым резиновым кругом, насыщенным абразивом. Фактически эта операция является притиркой поверхности, но поскольку боковая поверхность витков червяка — нелинейчатая, то обработка плоским кругом нарушает ее геометрию. Оставшиеся после нарезания грубые риски не снимаются полностью, а поверхность лишь зачищается и достигает максимум 5-го класса чистоты. Кроме того, при шлифовании происходит насыщение поверхности абразивом. Невысокая чистота поверхности и возможное ее шаржирование, а также нарушение геометрии профиля витков отрицательно влияют на работу рулевого механизма, так как могут вызвать задиры, питтинг и преждевременный износ рабочей пары вследствие увеличения контактных напряжений и неправильной концентрации нагрузок. При нарезании глобоидальных червяков за один проход одним коническим резцом в случае хорошо подобранных режимов резания можно получить винтовую поверхность червяков до 5—6-го класса чистоты, но при этом неизбежно бывают искажения геометрии витков червяка вследствие неоднократных переточек инструмента.

Таким образом, для правильной работы рулевого механизма и увеличения его долговечности необходимо повысить класс чистоты рабочих поверхностей звеньев пары при точном соблюдении их оптимальной геометрической формы.

Как показали теоретические и экспериментальные исследования, проведенные в испытательной лаборатории Автозавода имени Ленинского комсомола, целесообразно изменить существующий профиль витков червяка так, чтобы в рабочей зоне (в области поверхности начального глобоида) радиус кривизны профиля был больше, чем у его основания и вершины¹.

Параллельно с этим в процессе испытаний было установлено, что накатанная роликами механическая поверхность витков незакаленных червяков в рабочей зоне уплотнена и имеет класс чистоты поверхности значительно выше (7—8-й класс), чем у существующих червяков после «шлифования». Исчезли грубые риски, оставшиеся от резца, и полностью исключилось возможное шаржирование поверхности. Поскольку основания и вершины витков являются нерабочими поверхностями и описываются одной дугой окружности радиуса R_1 , их предлагается нарезать, как и прежде, чашечным резцом за один проход. После нарезания винтовая глобоидальная поверхность витков в рабочей зоне должна быть обработана специальным роликом-накатником в беззазорном зацеплении с витками червяка по всей его длине. При этом полученная после нарезания выпуклая поверхность под давлением ролика деформируется и дуга окружности радиуса R_1 , ограничивающая профиль витка, увеличивается в рабочей зоне до R_2 . Таким образом, при накатывании позволяет, кроме уплотнения рабочей поверхности за счет пластической деформации и повышения ее чистоты, получить на червяке модифицированный профиль витков.

В качестве рабочего инструмента при обработке червяка методом накатывания должен применяться накатной ролик — накатник. Он представляет собой одногребневый стальной ролик с криволинейным профилем, который помещается во впадину между гребнями червяка и прижимается к червяку по всей длине его в процессе накатывания. При вращении червяка накатник совершает вращательное движение вокруг своей оси Z_p , а также, находясь в зацеплении с червяком, поворачивается вокруг оси качения в ту или другую сторону в зависимости от направления вращения червяка (рис. 1). Фактически принципиальная схема накатного приспособления весьма сход-

¹ Немцов Ю. М., Колотилина Т. Ф., Крашенинников А. А. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 12.

на со схемой рулевого механизма, однако накатной ролик имеет значительно больший диаметр и более массивен, чем ролик, применяемый в передаче рулевого механизма.

Поскольку основной задачей накатника является обеспечение на витке червяка дорожки с заданной кривизной, в пределах которой в рулевом механизме будет находиться линия зацепления ролика с червяком, то кривизна поверхности накатника должна строго соответствовать кривизне поверхности витка.

При обработке накатник касается витка червяка, имеющего переменный угол подъема винтовой глобоидальной линии от β_{\max} до β_{\min} . При этом принято считать, что наилучшие условия работы возможны при среднем значении угла установки оси накатника

$$\beta = \frac{\beta_{\max} + \beta_{\min}}{2}. \quad (1)$$

Диаметр накатника рассчитывается из условий, что при накатывании вся его поверхность, считая по периметру, участвует в работе. Ось x_p качания накатника проходит через центр образующей дуги глобоида. Такая установка обеспечивает обработку поверхности по всей длине червяка.

В каждый момент времени накатник своей поверхностью касается поверхности червяка, так как обработка осуществляется в беззазорном зацеплении. Линия касания представляет собой пространственную кривую — характеристику, точки которой при проектировании винтовыми глобоидальными линиями дают в осевой плоскости червяка профиль впадины между гребнями, а при проектировании дугами концентрических окружностей (относительно оси накатника) определяют профиль накатника в его осевой плоскости. Другими словами, искомый профиль накатника и исходный профиль червяка являются криволинейными проекциями одной и той же пространственной кривой — характеристики.

Для вывода уравнения характеристики обратимся к рис. 1. Считаем, что червяк уже обработан накатником. Поверхность глобоидального червяка в подвижной системе координат, связанной с накатником, определяется уравнениями

$$\begin{aligned} X &= [l - \rho \cos(i\varphi + iv) + R \cos \xi] \cos v; \\ Y &= [l - \rho \cos(i\varphi + iv) + R \cos \xi] \sin v; \\ Z &= \rho \sin(i\varphi + iv) - R \sin \xi, \end{aligned} \quad (2)$$

где ρ — расстояние от центра O_n инструмента до центра O_p дуги профиля накатника;

φ — начальный угол поворота сечения профиля червяка;

R — радиус дуги профиля червяка.

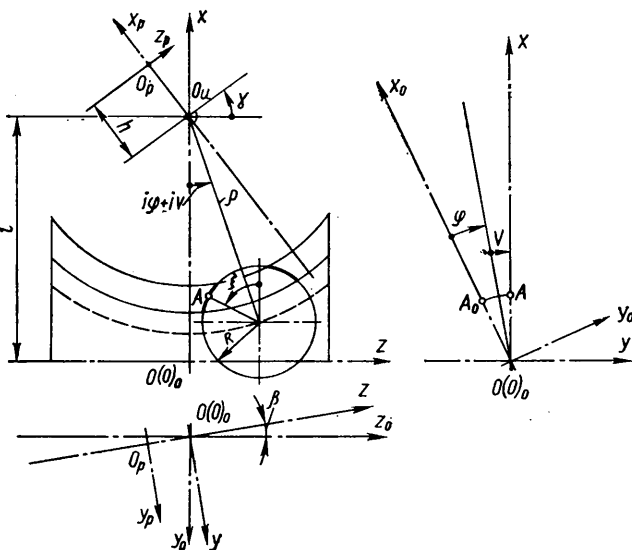


Рис. 1

Если точка A является точкой касания поверхности вращения (накатник) с поверхностью червяка, то общая нормаль \vec{N}_A должна пересекать ось накатника в какой-то точке F , т. е. в системе накатник — червяк образуется треугольник компланарных векторов: \vec{N}_A — нормали в точке A , \vec{r}_A — радиус-вектора точки и \vec{B} — оси накатника (рис. 2).

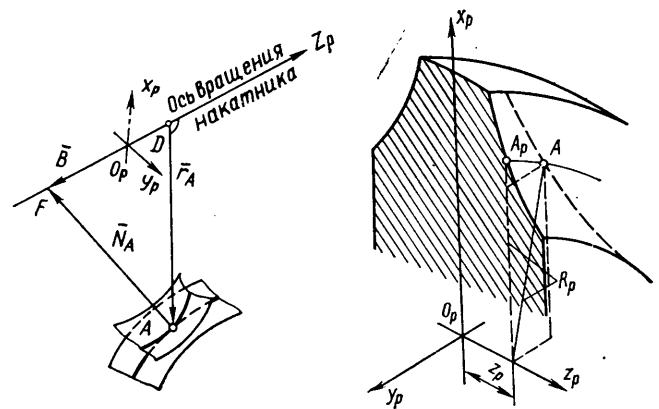


Рис. 2

Рис. 3

Из условия компланарности векторов получается уравнение характеристики вида

$$a \sin \xi + b \cos \xi + c \sin \xi \cos \xi + d \sin^2 \xi + e \cos^2 \xi = 0, \quad (3)$$

где a, b, c, d, e — коэффициенты при $f(\xi)$, зависящие только от начальных условий и угла v .

В уравнении (3) переменными величинами являются угловая координата профиля червяка ξ и угол v поворота осевого сечения червяка вокруг оси Oz . В результате решения уравнения (3) на ЭВМ получим значения $\xi = f(v)$ для точек характеристики и затем по уравнению (2) найдем координаты этих точек в системе $Oxyz$, связанной с червяком (рис. 1). При выборе значений ξ , как корней уравнения (3), следует предварительно по исходным данным провести графический анализ с целью определения границ существования реальных корней.

Используя матрицы перехода из одной координатной системы в другую, записываем координаты точек характеристики в системе накатника:

$$\left. \begin{aligned} X_p &= x \cos \gamma + y \sin \gamma \sin \beta - z \sin \gamma \cos \beta (h - l \cos \gamma); \\ Y_p &= y \cos \beta + z \sin \beta; \\ Z_p &= x \sin \gamma - y \cos \gamma \sin \beta + z \cos \gamma \cos \beta - l \sin \gamma, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где γ — угол качания накатника, изменяющийся от -30 до $+30^\circ$;

β — угол установки оси накатника из уравнения (1);

h — приращение радиуса накатника, равное расстоянию между осью вращения и осью качания накатника (центром инструмента).

Из рис. 3 видно, что положение точки на профиле накатника, лежащем в его осевой плоскости, определяется координатой Z_p , а также соответствующим радиусом R_p :

$$R_p = \sqrt{X_p^2 + Y_p^2}. \quad (5)$$

Таким образом, набор точек дает возможность построить правый и левый участки профиля для любого положения накатника. Задавая углу γ ряд значений в пределах от -30 до $+30^\circ$, что соответствует длине червяка, получим ряд профилей накатника, который обеспечивает заданную обработку по всей рабочей поверхности червяка.

Изготовление такого накатника с переменным профилем возможно, но технологически трудно выполнимо при учете того, что при обработке червяков требовалась бы очень точная настройка станка. Поэтому сложный накатник заменяется более простым, у которого профиль образуется как результат усреднения нескольких профилей, рассчитанных для ряда значений угла γ . В этом случае накатной ролик представляет собой тело вращения с постоянным в осевой плоскости профилем, ограниченным технологически удобной кривой. Во избежание подрезания боковых поверхностей нитки червяка на вершинах накатника предусматриваются скругления острых кромок радиусом до $0,5$ мм. Такой накатник в результате обработки дает на поверхности витков червяка приближенный профиль, близкий к заданному чертежом.

В настоящее время разработана методика расчета накатного ролика с использованием ЭВМ «Наири-2» для обработки глобоидальных червяков с модифицированным профилем по новому технологическому процессу на Автозаводе имени Ленинского комсомола.

АМЕРИКАНСКИЕ АВТОМОБИЛИ 1973 Г.

ПРОИЗВОДСТВО автомобилей в США, по данным за первое полугодие 1973 г., сохраняется на уровне 1971—1972 гг. США, как и прежде, занимают первое место в мировом производстве автомобилей. Однако из-за более быстрых темпов роста выпуска автомобилей в Японии и других странах мира доля США в мировом производстве непрерывно уменьшается. Если в 1965 г. она составляла 46%, то в 1972 г. она упала до 32% мирового производства (табл. 1).

Таблица 1

Страна	Производство автомобилей в тыс. шт. в 1972 г.		
	Легковые	Грузовые и автобусы	Всего
США	8 828	2 477	11 305
Канада	1 155	317	1 472
Япония	4 022	2 272	6 294
ФРГ	3 509	294	3 803
Франция	2 719	298	3 017
Англия	1 921	408	2 329
Италия	1 732	107	1 839
Все прочие страны	3 793	1 322	5 115
Всего в мире	27 679	7 495	35 174

Доминирующее производство в выпуске автомобилей в США принадлежит концернам «большой тройки»: Дженерал Моторс Корп., Форд Мотор К^о и Крайслер Корп. По данным за 1972 г., на их долю пришлось 94,5% всего производства автомобилей в стране. Место этих трех концернов среди крупнейших предприятий мира показано в табл. 2.

Таблица 2

Компания и страна	Производство автомобилей в тыс. шт.		
	Легковые	Грузовые	Всего
Дженерал Моторс Корп. (США)	4 776	966	5 742
Форд Мотор К ^о (США)	2 401	796	3 197
Тойота (Япония)	1 488	599	2 087
Ниссан (Япония)	1 352	512	1 864
Крайслер Корп. (США)	1 366	326	1 692
ФИАТ (Италия)	1 482	106	1 588
Фольксваген (ФРГ)	1 375	102	1 477
Рено (Франция)	1 328	33	1 361
Итого	15 568	3 440	19 008

Наряду с подавляющей концентрацией производства автомобилей в США, для концернов «большой тройки» характерна растущая экспансия за пределы США как в крупнейшие капиталистические страны, так и в страны, где автомобильное производство лишь начинает развиваться. По данным 1971 г., упомянутые концерны при производстве внутри страны 10,1 млн. автомобилей, или 66% всей своей продукции, вы-

пустили на своих филиалах и дочерних предприятиях в Канаде, ФРГ, Англии, Франции, Австралии и странах Южной Америки 5,2 млн. автомобилей, что составило 34% общего производства этих концернов.

Масштабы и направление экспансии американских предприятий наглядно иллюстрируются примером крупнейшего в «большой тройке» концерна Дженерал Моторс Корп. На его предприятиях в США изготовлено в 1972 г. 5742 тыс. автомобилей, а на зарубежных 2050 тыс., что составило 26,3% всей продукции концерна. В 1972 г. поступления от сбыта продукции всех предприятий, входящих в состав Дженерал Моторс Корп., составили 30 435 млн. долл., прибыль 2163 млн. долл. При общем числе работающих 6760 тыс. человек фонд заработной платы равняется 8668 млн. долл., а сумма всех выплаченных концерном налогов 2979 млн. долл.

Парк. Автомобильный парк США вырос с 74 млн. в 1960 г. до 117 млн. в 1972 г. Доля США в мировом автомобильном парке составляла в 1972 г. 47,5%. В результате усиленной автомобилизации многих развивающихся стран, происходящей быстрее, чем в максимально насыщенных автомобилями США, доля США в мировом парке автомобилей непрерывно уменьшается. В 1960 г. автомобильный парк США составлял 75% всего мирового парка.

По насыщенности легковым транспортом США по-прежнему занимают первое место в мире. Один легковой автомобиль в США приходится на 2,2 человека, тогда как в крупнейших западно-европейских странах на один легковой автомобиль приходится 4,2 человека (табл. 3).

Таблица 3

Страна	Парк автомобилей в тыс. шт.			Количество человек на один легковой автомобиль
	Легковые	Грузовые и автобусы	Всего	
США	91 785	20 551	117 433	2,2
Япония	8 779	8 803	17 582	11,9
ФРГ	14 376	1 228	15 604	4,2
Франция	12 290	2 115	14 405	4,2
Англия	11 793	1 910	13 703	6,0
Италия	10 209	929	11 138	5,5
Канада	6 602	1 481	8 083	3,2
Австралия	3 780	959	4 739	3,3
Швеция	2 288	159	2 447	3,5
Прочие страны	34 000	15 700	49 500	—
Весь мировой парк	193 515	52 852	246 367	18,5

Доля легковых автомобилей в общем автомобильном парке США составляет 82—83%. В основном это модели средних и полусредних классов.

Состав парка в самые последние годы претерпел значительные изменения. С середины 60-х годов в США образовался очень широкий круг потребителей малолитражных автомобилей, более дешевых, значительно более экономичных в эксплуатации, более маневренных в условиях городского движения и более удобных на стоянках в тесных центральных районах городов, чем традиционные американские мощные крупногабаритные модели.

Подобные автомобили до 1971 г. в США не изготавливались и спрос на них удовлетворялся импортом. В 1972 г. количество импортных малолитражных автомобилей в США достигло почти 9,0 млн., из которых половина приходилась на немецкие автомобили фирмы Фольксваген, следующее место заняли японские автомобили фирм Тойота и Ниссан.

Успех малых моделей оказался настолько стабильным и перспективным, что с 1971 г. компания Форд приступила к производству модели «Пинто» с двигателем 1,6 л, а фирма Шевроле — модели «Вега» с двигателем 2,3 л. В 1972 г. выпуск этих двух четырехцилиндровых моделей составил уже 700 тыс. шт. и продолжает увеличиваться. Парк грузовых автомобилей США представлен такими автомобилями: 60% составляют модели грузоподъемностью до 1 т, 20% — 1—2 т, 5% — 2—5 т, 7% — 5—7 т и 8% — более 7 т. В парке грузовых автомобилей США насчитывается 600 тыс. автомобилей с дизелями, 220 тыс. автомобилей-самосвалов, 120 тыс. рефрижераторов и 200 тыс. автоцистерн. Парк тягачей равен 900 тыс. шт., из которых седельных 770 тыс. Грузовых прицепов в США насчитывается 1900000 шт., а 1600000 из них — полуприцепы. Общий парк автобусов в США — 365 тыс. шт., из которых 90 тыс. — коммерческие и 275 тыс. — школьные, представляющие собой стандартные грузовые шасси с простым дешевым кузовом. Автобусы, имеющие дизели, составляют 65 тыс., все автобусы с дизелями — коммерческие.

В 1972 г., как и в прежние годы, из-за изношенности и нерентабельности капитального ремонта пошло на слом 7,0% автомобилей действующего парка, из которых 6 млн. легковых и 1 млн. грузовых автомобилей. Примерно 35% из числа ежегодно регистрируемых в стране новых автомобилей в среднем 3,0 млн. идет на прирост численности парка, остальные идут на замену сдаваемых в лом автомобилей, т. е. на восстановление парка.

Прогнозирование развития парка легковых автомобилей. Прогнозирование темпов роста легковых автомобилей парка является важной практической задачей для автомобильной промышленности и всего хозяйства в любой стране. Прогноз

количества автомобилей в США базируется в первую очередь на статистических предположениях роста численности населения по годам, но с учетом достигнутого уже весьма высокого и почти стабилизировавшегося уровня насыщения страны легковыми автомобилями. За период 1970—2000 г. численность населения США возрастет с 200 млн. до 380 млн. чел., насыщенность легковыми автомобилями вырастет с 2,2 чел. в 1970 г. до 1,8 чел. в 2000 г., а парк легковых автомобилей достигнет в 2000 г. 210 млн. против 90 млн. в 1970 г.

В основу прогноза состава будущего парка по классам автомобилей положены следующие три принципа:

- 1) удовлетворение государственных стандартов на предельное содержание токсичных компонентов, выделяемых автомобильными двигателями;
- 2) повышение экономичности эксплуатации автомобилей;
- 3) соблюдение требований государственной экономики по бережному расходованию быстро истощающихся национальных ресурсов топлива, металла и других материалов.

В соответствии с этими требованиями все легковые автомобили разбиты при прогнозировании на пять групп. Прогноз состава парка легковых автомобилей США на 1980—2000 гг. показан в табл. 4. Идея прогнозирования заключается в уменьшении и затем в полном исчезновении в парке наиболее мощных и дорогих автомобилей группы I и постепенном уменьшении до 10% в 2000 г. автомобилей группы II. Количество автомобилей среднего класса, т. е. группы III, стабилизируется на 30% общей численности парка. Группа IV, к которой принадлежат нынешние компактные и малолитражные автомобили, непрерывно растет и достигнет в 2000 г. 40% всего парка.

американских автомобилей является высокая стоимость их, дорогой морской фрахт и большие расходы на обслуживание, ремонт и топлива по сравнению с европейскими или японскими автомобилями. В настоящее время в зарубежных странах имеется очень узкий круг наиболее состоятельных покупателей американских легковых автомобилей.

Импорт автомобилей. Являясь крупнейшим в мире производителем легковых автомобилей, США в то же время и самый крупный в мире импортер их. Подобное положение объясняется огромным ростом в США спроса на малолитражные легковые автомобили и отсутствием до последнего времени производства их в США. Импорт таких автомобилей из стран Западной Европы и Японии достиг в 1972 г. 2 млн. шт. Около половины импортной продукции дает ФРГ. Самым крупным импортером является компания Фольксваген. Как показывает табл. 5, США является единственной из крупнейших индустриальных стран, в которой импорт превышает экспорт.

Типаж автомобилей. Для американских легковых автомобилей 1973 г. наиболее характерно все большее применение компактных и менее мощных моделей. Это обусловлено спросом потребителей на более экономичный транспорт и необходимостью удовлетворять все более жесткие стандарты на токсичность автомобилей. При сохранении двигателей с прежним рабочим объемом всеми фирмами проведено уменьшение степени сжатия до 8,0—8,5 вместо прежних 9—10. Дефорсирование двигателей легковых автомобилей путем такого снижения степени сжатия является наиболее простым и эффективным средством борьбы с токсичностью автомобильных двигателей, особенно с точки зрения содержания окислов азота. Одновременно снижение

Устранение свинцовистых присадок явилось обязательным также и по соображениям борьбы с токсичностью, так как помимо общей ядовитости свинцовистых соединений, эти топлива, обладая менее высокими октановыми показателями, не допускают степени сжатия выше 8,5. Свинец разрушающе действует на дорогие заполнители каталитических нейтрализаторов (платина, бериллий и др.), применение которых будет обязательным условием удовлетворения стандартов на токсичность 1975 г.

Автомобиль высокого класса «Линкольн» имеет в 1973 г. степень сжатия 8,0 и мощность 208 л. с., тогда как еще в 1971 г. при степени сжатия 10,0 его мощность была 350 л. с. У автомобиля среднего класса «Мустанг-V» в 1973 г. при степени сжатия 8,0 мощность равна 136 л. с. Прежде при степени сжатия 9,5 она была 220 л. с. Резкое снижение прежних огромных избыточных мощностей двигателей практически не оказало заметного влияния на динамические показатели автомобилей моделей 1973 г.

Анализируя типаж двигателей легковых автомобилей моделей 1973 г., видим, что основная масса автомобилей имеет V-образные восьмицилиндровые двигатели. Они применяются примерно на 70% автомобилей. Шестицилиндровые двигатели составляют 9%, а четырехцилиндровые — 21%. Из этого числа лишь 7% четырехцилиндровых двигателей производства США, а остальные 14% являются импортными.

Широко применяется различное специальное заказное оборудование, предназначенное для многочисленных потребителей, желающих свой автомобиль дешевого или среднего класса за небольшую доплату сделать более мощным, комфортабельным и безопасным. Данные о количестве и стоимости подобного оборудования, применяемого на моделях дорогого и частично среднего класса в качестве стандартного (без доплаты) и устанавливаемого по заказу заводом-изготовителем за доплату, приведены в табл. 6.

Весьма широко применяются на стандартных моделях легковых автомобилей более мощные двигатели. Так, стандартный автомобиль «Бюнк Ле Сабр» 1973 г. с двигателем рабочим объемом 5,7 л мощностью 150 л. с., можно иметь с двигателем 7,45 л мощностью 225 л. с. Автомобиль Форд «Галакси» с V-образным восьмицилиндровым двигателем объемом 4,95 л мощностью 158 л. с. поставляется при желании покупателя с двигателем объемом 5,7 л мощностью 201 л. с.

Таблица 4

Группа	Характеристика автомобиля				Количество автомобилей по годам в млн.			
	Мощность в л. с.	Вес в т	База в м	Стоимость в тыс. долл.	1970	1980	1990	2000
I	250—350	1,7—2,2	3,0—3,20	4,0—6,0	10	8	—	—
II	150—275	1,5—1,7	2,75—3,00	3,5—4,5	25	26	25	21
III	100—200	0,9—1,3	2,5—2,75	2,5—3,8	40	50	55	63
IV	75—100	0,7—0,9	2,25—2,50	1,5—3,0	15	36	64	84
V	50—75	0,4—0,7	1,6—2,0	1,0—1,5	—	—	16	42
					90	120	160	210

Наибольший интерес представляет группа V автомобилей, отсутствующих в нынешнем типаже. Они появятся лишь в 1980 г. Это особо экономичные маломощные маломестные модели с двигателями, не дающими токсичных отработавших газов, предназначенные для внутригородского транспорта с невысокими предельными скоростями. Наиболее перспективными из них являются аккумуляторные автомобили, аккумуляторно-гибридные электромобили, автомобили с двигателем Стирлинга, автомобили на топливных элементах.

Экспорт автомобилей. Экспорт автомобилей из США весьма незначителен; он равен 3—4% производимых в стране автомобилей. Автомобильная продукция США идет почти целиком на покрытие спроса внутреннего рынка. Причиной слабого экспорта

степени сжатия в сильной степени связано и с переходом на топливо, не содержащее свинцовистых присадок.

Таблица 5

Страна	Количество экспортируемых автомобилей в тыс.				Количество импортируемых автомобилей в тыс.		
	Легковые	Грузовые и автобусы	Всего	Доля в производстве в %	Легковые	Грузовые и автобусы	Всего
США	285	94	379	3,5	2013	154	2167
ФРГ	1700	200	1900	50,0	660	23	683
Франция	1394	131	1525	50,0	310	30	340
Англия	690	172	862	39,0	158	10	168
Италия	632	39	671	37,0	392	13	405
Япония	726	361	1087	19,0	19	1	20
Швеция	188	25	213	70,0	123	11	134

Таблица 6

Вид оборудования	Количество оборудования в тыс.	Доля данного оборудования в общем производстве в %
Автоматическая трансмиссия	8222	91,90
Сервоуль	7541	84,29
Сервотормоза	6025	67,35
Дисковые тормоза	6149	68,73
Устройство для кондиционирования воздуха	6139	68,61
Радиоприемник	8124	90,81

Борьба с токсичностью. Быстро растущая насыщенность крупнейших населенных пунктов автомобильным транспортом повлекла за собой опаснейшее систематическое отравление воздуха ядовитыми компонентами отработавших газов. Уже в 1967 г. конгрессом США были изданы в качестве общегосударственного закона специальные стандарты, лимитирующие вплоть до 1976 г. с каждым годом все более строгие предельно допустимые количества токсичных компонентов; окиси углерода CO, углеводородных соединений C_mH_n и окислов азота NO_x , выделяемых автомобилями. В стандартах на 1975 г. содержание CO по сравнению с 1967 г., т. е. до введения стандартов, должно было быть уменьшено в 8 раз, содержание C_mH_n в $1\frac{1}{2}$ раза и содержание NO_x в 2,5 раза.

Предприятиям автомобильной промышленности до последних лет удавалось, хотя и с трудом, удовлетворять требования на токсичность реконструкцией систем питания, обеднением рабочей смеси, снижением степени сжатия, дожиганием отработавших газов и некоторыми другими мерами. Для удовлетворения требований стандартов 1975 г. необходимы дальнейшие серьез-

ные технические мероприятия, в частности, применение отдельных катализаторов, нейтрализаторов, поглощающих CO и NO_x из выпускной системы двигателя. Для подобных катализаторов требуются дефицитные и дорогие материалы, действие этих катализаторов быстро ослабевает и их надо часто заменять, что нежелательно для фирм и потребителей.

В результате категорических требований крупнейших автомобильных компаний, поддержанных потребителями, представителям автомобильной промышленности удалось доказать свою

стандартов 1973—1974 гг., по которым ограничивается содержание CO в 5 раз, C_mH_n в 4 раза, NO_x в 2 раза по сравнению с 1967 г.

Грузовые автомобили. Типаж грузовых автомобилей не претерпел в 1973 г. существенных изменений. Продукция крупнейших предприятий фирм Форд, Шевроле, Интернэйшл отличается широким ассортиментом: от грузоподъемности 0,5 т до 15,0 т и выше с различными колесными формулами, различными бензиновыми двигателями и дизелями и разными кузовами. Фирма Джип выпускает автомобили повы-

Таблица 7

Марка двигателя	Модель	Число цилиндров	Рабочий объем в л	Мощность в л. с. при числе оборотов в минуту	Автомобильные фирмы, применяющие эти двигатели
Камминс	C 180	6	7,6	180/2500	Форд, Интернэйшл, Уайт
Камминс	H 230	6	14,7	230/2100	Долж, Шевроле
Детройт-Дизель	4-53	4	3,5	103/2500	Форд, Шевроле
Детройт-Дизель	4-71	4	4,7	162/2100	Интернэйшл
Детройт-Дизель	6-71	6	7,0	228/2100	Джипс
Детройт-Дизель	6-53	6V	5,2	210/2800	Броквей
Детройт-Дизель	8-53	8V	6,9	240/2500	Мак
Детройт-Дизель	478	8V	7,8	150/2800	Мак
Детройт-Дизель	462	8V	7,8	160/3000	Интернэйшл
Детройт-Дизель	550	8V	9,0	180/3600	Интернэйшл
Детройт-Дизель	150	8V	—	150/3200	Форд
Детройт-Дизель	175	8V	—	175/3200	Форд
Детройт-Дизель	673	6	11,2	200/2100	Мак
Детройт-Дизель	707	6	11,7	225/2100	Мак

технологическую неподготовленность к выпуску в 1975 г. достаточно совершенных и приемлемых по цене и срокам службы малотоксичной продукции.

В 1973 г. государственным комитетом по защите окружающей среды соображения представителей промышленности были учтены и вынесено решение об отсрочке на 1 год введения стандартов 1975 г. и продления срока действия

шенной проходимости грузоподъемностью до 1,0 т, Уайт — более 7,0, ФВД и Броквей — более 9,0 т.

Производство автомобилей с дизелями и применение их в парке грузовых автомобилей США продолжает постепенно увеличиваться (табл. 7). Выпуск автомобилей с дизелями достиг в 1972 г. 125 тыс., или примерно 6% общего производства грузовых автомобилей.

Канд. техн. наук Г. И. САМОЛЬ

УДК 629.113.011.52

КЛАССИФИКАЦИЯ КУЗОВОВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

(В порядке обсуждения)

БОЛЬШОЕ разнообразие кузовов современных легковых автомобилей вызвано различными требованиями, предъявляемыми к этому массовому средству индивидуального пассажирского транспорта.

Различное назначение, разные условия эксплуатации, устойчивые традиции в конструкциях как автомобилей, так и предшествовавших им конных экипажей, определяют не только особенности конструкции кузовов, но и их названия. Часто названия современных кузовов имеют свои корни в обозначении ранних экипажей; в названиях тех географических мест, где было развито каретное искусство. Такие государства, как Франция и Англия, в которых каретное производство было широко развито, дали названия каретам, а позднее и кузовам — лимузин, седан, ландо.

Некоторые особенности устройства карет повлияли на конструкции кузовов первых автомобилей. Например, на ав-

томобиле с кузовом типа брогам водитель находился в переднем открытом отделении кузова, в то время как пассажиры — в отдельном заднем закрытом салоне. С развитием автомобиля кузова типа брогам получили выдвижную или съемную переднюю часть крыши и подъемные боковые стекла.

В настоящее время кузова такого типа практически не распространены и изготавливаются по специальным заказам некоторыми фирмами.

Подавляющее большинство первых автомобилей имели открытые кузова различных типов. Постепенно с развитием автомобильной промышленности складные тенты открытых кузовов совершенствовались и к настоящему времени превратились в сложные, удовлетворяющие многим требованиям узлы автомобиля.

Первые автомобили с открывающимся верхом имели кузова с легким, растянутым на дугах тентом и с дверями без

стекол. Для защиты пассажиров от дождя и ветра устанавливались съемные боковые окна. Кузов такого типа назывался фэзтоном.

В настоящее время, за редким исключением, кузова такого типа не производятся.

Также редко можно встретить кузов типа тонно, у которого вход пассажиров в заднее отделение осуществлялся через дверь в задней торцевой стенке кузова, а задние сиденья были расположены вдоль бортов кузова. Такие кузова имеют специальные легковые автомобили полицейской службы.

В последние годы широкое распространение получили закрытые кузова без средней стойки между боковыми окнами. К названию типа кузова, в этом случае, добавляется термин хардтоп.

В ряде случаев зарубежные фирмы в рекламных целях изменяют названия кузовов своих автомобилей. Так, автомобиль Форд «Тандербирд» выпуска

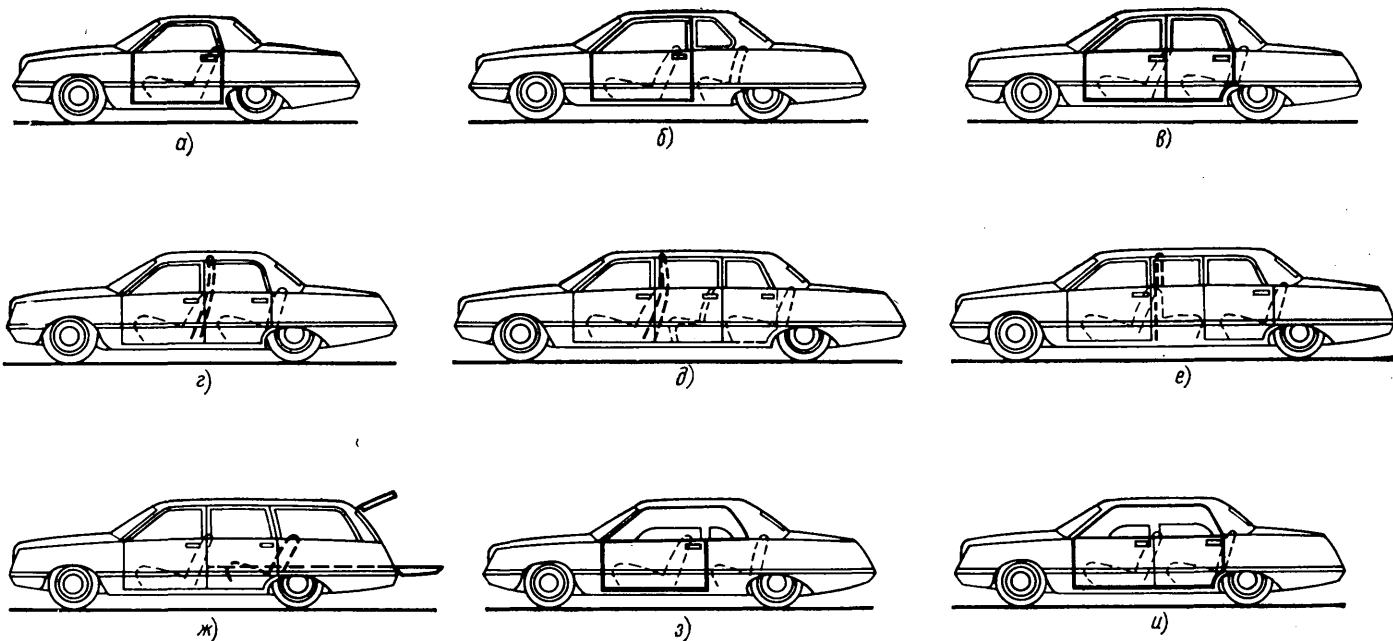


Рис. 1

1965 г. рекламировался под названием ландо, хотя имел жесткую стационарную крышу, обитую снаружи мягким пластиком, и декоративные детали на боковине крыши, имитирующие старинный механизм складывания тента.

Существующая в настоящее время в нашей стране классификация кузовов легковых автомобилей неполна, а в ряде случаев неконкретна.

Автором статьи предлагается единая классификация и терминология кузовов легковых автомобилей. Можно выделить ряд основных и дополнительных конструктивных особенностей кузовов, по которым они разделяются на основные группы и типы. Возможны различные комбинации кузовов по количеству дверей, рядов сидений, конструкциям крыш и дополнительным особенностям, поэтому некоторые типы кузовов имеют двойные и тройные названия.

В зависимости от конструкции крыши все кузова можно разделить на три группы: закрытые, открытые и полукрытые.

Закрытые кузова. Общим признаком группы закрытых кузовов является наличие жесткой стационарной крыши. Двери закрытых кузовов могут иметь любую конструкцию (панельную, рамочную, безрамочную). Среди дополнительных особенностей конструкции, по которым кузова можно разделить на различные типы, следует выделить количество дверей. Двухдверные кузова могут быть с одним или двумя рядами сидений. Однорядный двухдверный кузов (рис. 1, а) имеет, как правило, одно боковое окно с каждой стороны кузова.

Наиболее распространен двухрядный двухдверный кузов с двумя боковыми окнами с каждой стороны кузова и со стойкой, разделяющей эти окна при опущенных стеклах (рис. 1, б). Для удобства входа и выхода и посадки в автомобиль с таким кузовом двери делаются увеличенной длины, а спинки передних сидений откидываются вперед на шарнирах.

Некоторые фирмы называют кузова такого типа двухдверным седаном, очень редко можно встретить название коуч. При наличии небольшого заднего

сиденья для двух детей к названию автомобиля может добавляться выражение «2+2».

Наиболее распространенное название для двухдверного кузова — купе.

Четырехдверные кузова имеют, как правило, два ряда сидений. В отдельных случаях может быть установлен дополнительный ряд откидных сидений.

Наиболее распространен четырехдверный кузов с двумя боковыми окнами с каждой стороны и с центральной стойкой, разделяющей эти окна при опущенных стеклах дверей (рис. 1, в).

В немецком языке для обозначения такого типа кузова можно встретить название — лимузин, во французском — берлина, в английском — салон или седан.

Наиболее распространенный термин для четырехдверного кузова — седан.

Для повышения комфорта в четырехдверных кузовах устанавливают перегородку между отделением водителя и пассажирским салоном. Перегородка имеет окно, снабженное сдвижными или опускаемыми стеклами. Для перемещения стекол нередко применяются электро-механические или электрогидравлические приводы. Перегородка может устанавливаться как в двухрядных (рис. 1, г), так и в трехрядных кузовах (рис. 1, д).

В последнем случае возможно наличие на автомобиле шести дверей — по две двери на каждый ряд сидений.

Иногда в трехрядных кузовах дополнительный ряд сидений делается не откидным, а стационарным в направлении, обратном движению или в поперечном (рис. 1, е). В этом случае между дверями имеется глухая вставка, снабженная опускаемым стеклом. Старинные автомобили с кузовами такого типа назывались — империал. В настоящее время распространено название лимузин.

Отличительными особенностями грузопассажирского кузова для автомобиля многоцелевого назначения являются раскладывающийся задний ряд сидений и дверь в задней торцевой стенке кузова. При этом раскладывающееся заднее сиденье выполнено таким образом, что задняя поверхность спинки сиденья

устанавливается на одном уровне с полом багажного отделения.

Дополнительная задняя дверь может быть как одностворчатой, так и двухстворчатой и может быть навешена за любую кромку (рис. 1, ж). Встречаются конструкции, в которых одна и та же одностворчатая дверь может открываться и вокруг нижней, и вокруг боковой кромки проема. Двери могут быть также сдвижными, уходящими под пол багажного отделения.

В немецком языке кузова такого типа могут называться комби или фолькек, в итальянском — джардиньера или фамильяре, во французском — брэк, в английском — стейшн вагн.

Часто кузова такого типа называют универсал или фургон. Предлагаемое название — «Универсал».

Следующей отличительной особенностью конструкции некоторых закрытых кузовов является отсутствие центральной стойки между боковыми окнами. При опущенных боковых стеклах весь световой проем от передней до задней стоек открыт. Двери в этом случае безрамочные. Такая конструкция может быть выполнена и на двухдверном и на четырехдверном кузовах.

Двухдверные кузова такого типа (рис. 1, з) могут называться «Большой туризм-ГТ» или, при наличии небольшого заднего сиденья, — «2+2». Иногда встречается название спорт-купе, а во французском языке — фальш-кабриолет.

Предлагается распространенное название — хардтоп-купе.

Четырехдверные кузова с этой же отличительной особенностью (рис. 1, и) иногда называются спорт-седан или во французском языке — фальш-кабриолет.

Предлагаемый термин — хардтоп-седан.

Открытые кузова. Открытые кузова имеют складывающийся тент с ручным, электро-механическим или электрогидравлическим приводами. Тент состоит из шарнирно-рычажных многосвязных с укрепленными на них дугами и из растянутого на этом каркасе мягкого водонепроницаемого материала. Каркас тента устанавливается на

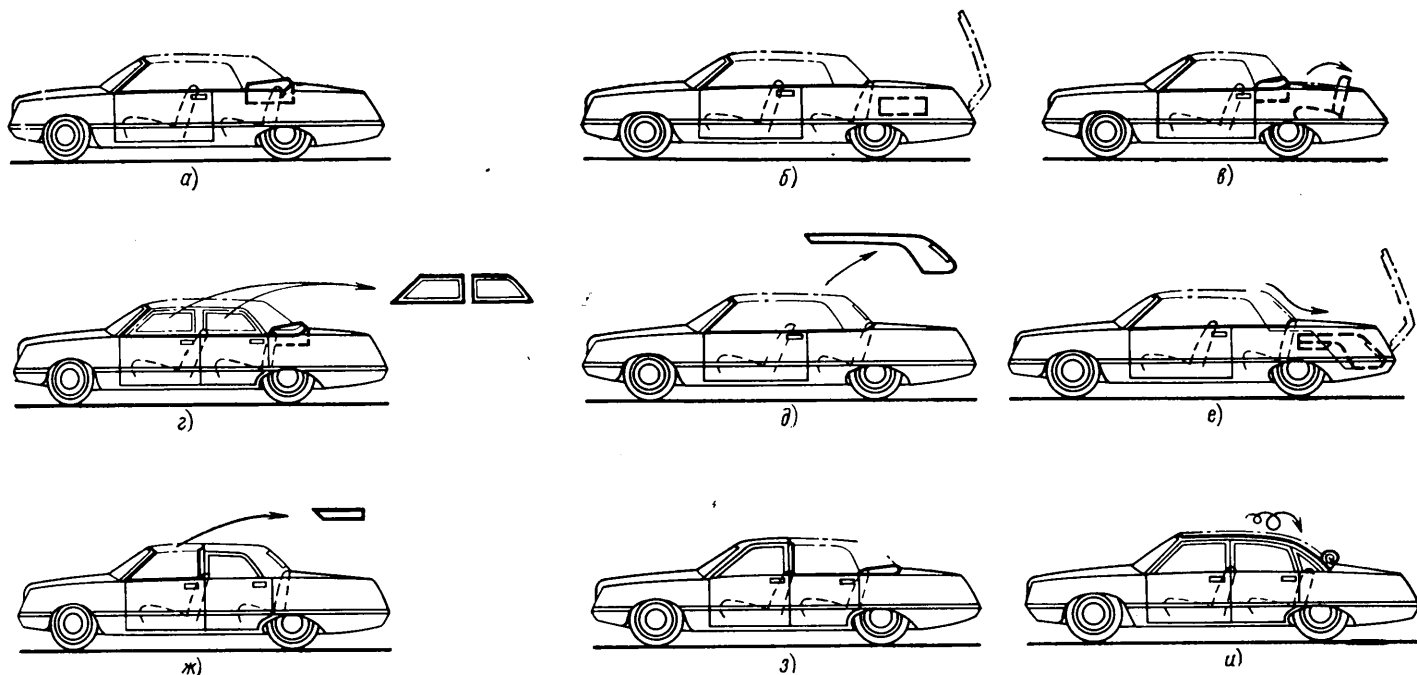


Рис. 2

кузове на шарнирах с обеспечением всех необходимых регулировок.

Боковые звенья каркаса тента образуют оконный проем, а тяги каркаса тента служат для обеспечения складывания тента под действием какого-либо привода. Тент складывается в большинстве случаев за спинкой заднего сиденья и закрывается специальным чехлом.

Двери открытых кузовов чаще всего безрамочной конструкции, хотя возможно применение рамочных и крайне редко панельных дверей.

Некоторые автомобили имеют жесткую съемную или убирающуюся в багажник крышу.

Кузов, имеющий складывающийся на каркасе тент с любым приводом, повсеместно называется кабриолет (рис. 2, а).

Иногда встречаются кабриолеты, у которых тент складывается в багажник автомобиля, при этом крышка багажника должна быть навешена за заднюю или боковую кромки проема (рис. 2, б). Очевидно, что при автоматическом управлении складывание тента должно быть синхронизировано с открыванием багажника.

На открытых односторонних двухдверных кузовах ранних автомобилей иногда устанавливалось дополнительное откидывающееся сиденье, расположенное в люке багажника автомобиля. При этом задняя стенка спинки этого дополнительного сиденья в сложенном состоянии перекрывала проем люка багажника и фактически являлась крышкой этого люка (рис. 2, в). В США встречается название (у кузовов такого типа) родстер-кабриолет. Предлагаемое название — родстер.

Как указывалось, некоторые открытые кузова имели съемные боковые окна (рис. 2, г). Иногда такие окна при-

меняются вместе со съемными или выдвижными стойками. Кузов такого типа повсеместно называется фэтон.

Имеются также конструкции со съемной жесткой (рис. 2, д) или убирающейся в багажник жесткой крышей (рис. 2, е). На кузовах с жесткой съемной крышей возможно одновременное наличие складывающегося тента. Если жесткая крыша убирается в багажник, то, очевидно, крышка багажника должна быть навешена за заднюю или боковую кромки и открывание багажника должно быть синхронизировано с убиранием крыши.

Предлагаемый термин для открытых кузовов с жесткой съемной или убирающейся в багажник крышей — хард-топ-кабриолет.

Полуоткрытые кузова. Общим признаком полуоткрытых кузовов является частично открывающаяся крыша.

Чаще всего открывающаяся часть крыши имеет складывающийся на каркасе тент.

Редко встречающийся в настоящее время кузов со съемной передней частью или с мягким складным тентом над отделением водителя (рис. 2, ж) иногда назывался таун-кар, а во французском языке — купе де виль. Наиболее распространенный термин — бромар. При наличии внутренней перегородки в кузове — бромар-лимузин.

Также редко встречается кузов, имеющий мягкий тент (по типу кабриолета) только над пассажирским отделением (рис. 2, з). В трехрядных кузовах тент может располагаться либо над всем пассажирским салоном, либо только над задним сиденьем. Такие полуоткрытые кузова имеют, как правило, представительские автомобили высшего класса.

В английском языке можно встретить название ландо, а при наличии внутренней перегородки в кузове — ландо-лимузин. Большее распространение имеет термин ландоле или для полуоткрытого кузова с перегородкой — ландоле-лимузин.

Кузов, имеющий мягкий тент, скатывающийся по боковым направляющим лонжеронов крыши (рис. 2, и), называется рольдах. У такого кузова лонжероны крыши являются силовыми элементами.

Кузова специализированных легковых автомобилей. В данную группу входят кузова легковых автомобилей, предназначенных для специальных целей. Такие автомобили, как санитарный, такси, милицейской службы, спортивный (или гоночный) и т. п., имеют определенную компоновку и ряд конструктивных особенностей.

Указанные кузова снабжены специальным оборудованием и имеют внешние отличительные устройства и символы, указывающие на назначение автомобиля.

На представленных рисунках утолщенной линией показаны отличительные особенности каждого типа кузова.

ЛИТЕРАТУРА

1. «Автомобильная промышленность США», 1970, т. 142, № 6.
2. Глазунов С. В. Скоростные автомобили ДОСААФ. М., 1964.
3. Гольд Б. В., Кугель Р. В. Англо-русский автотракторный словарь ГИТТЛ, 1957.
4. Долматовский Ю. А. Основы конструирования автомобильных кузовов Машгиз, М., 1962.
5. Шугуров Л. «За рулем», 1972, № 5.
6. Кириллов А. Н. Сюрфасография НКТП СССР, 1937.

А. Е. ПИКОВСКИЙ

ВСЕСОЮЗНЫЙ СЕМИНАР ПО ПОВЫШЕНИЮ КВАЛИФИКАЦИИ ЗАВЕДУЮЩИХ КАФЕДРАМИ АВТОМОБИЛЬНЫХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ ВУЗОВ

В МОСКОВСКОМ автомобильно-дорожном институте с 12 ноября по 1 декабря 1973 г. впервые проходил семинар всех заведующих кафедрами автомобильных специальностей вузов страны. Этот семинар был организован по распоряжению заместителя министра высшего и среднего специального образования Н. С. Егорова в целях повышения квалификации заведующих кафедрами, дальнейшего совершенствования учебнометодической, научной и воспитательной работы, а также обмена опытом.

Открыла семинар заместитель министра Виссо СССР А. П. Шапошников. Она сделала сообщение о результатах работы Министерства Виссо СССР по выполнению мер по дальнейшему совершенствованию высшего образования в стране.

Было прочитано несколько лекций по общим вопросам. Кроме того, было заслушано несколько докладов по проблемным вопросам.

Например, начальник отдела Госплана СССР В. Я. Селифонов выступил с докладом «Автомобильная промышленность в СССР», в котором подчеркнул, что автомобильная промышленность по уровню технологии и организации производства — одна из ведущих отраслей отечественного машиностроения. Кроме того, он отметил, что характерной чертой развития автомобильной промышленности является дальнейшее углубление специализации, совершенствование организации и управления производством, а также увеличение объема выпуска автобусов, грузовых и легковых автомобилей, разработка новых моделей автомобилей, повышение надежности агрегатов.

О перспективах развития автомобилей «Москвич» и их двигателей сделал сооб-

щение главный конструктор Автозавода имени Ленинского комсомола И. К. Чарноцкий. В настоящее время очень большое внимание уделяется повышению активной и пассивной безопасности автомобиля. В этом направлении проведены работы по улучшению тормозной системы автомобиля, введены ремни безопасности и энергопоглощающая рулевая колонка, улучшена шумоизоляция кузова и др. Предусмотрено повышение мощности двигателя. Завод работает над новыми формами кузова и т. п.

Автомобилям КамАЗ и их двигателям был посвящен доклад д-ра техн. наук В. В. Осечугова, в котором он рассказал о базовой модели автомобиля и ее модификациях: седельном тягаче, автомобиле повышенной проходимости и др. Сообщил о том, что при создании автомобиля КамАЗ, его двигателя и его агрегатов использовались новейшие достижения науки и техники. Дал подробный анализ основным агрегатам автомобиля: четырехтактному дизелю, обладающему повышенной надежностью и высокими выходными характеристиками, коробке передач, в которой предусмотрен дельгель, и др.

По всем кафедрам специальностей автомобильного транспорта проводились семинары: по автомобилям и двигателям, по производству и ремонту автомобилей, по технической эксплуатации автомобилей, по автомобильным перевозкам и организации безопасности движения.

Например, на семинаре «Автомобили и двигатели» обсуждались такие вопросы, как введение студентов в специальность. Остро ставился вопрос об улучшении практических занятий, о большей связи высшей школы с заводами, для ко-

торых готовятся кадры, улучшении оборудования (лабораторий) для учебно-практических работ студентов и для работы студенческого научного общества. Разбиралась методика изучения курса устройства автомобиля и двигателя. Предлагалось улучшить методику курсового и дипломного проектирования. Много внимания было уделено направлению и содержанию научно-исследовательской работы студентов. Разбирались также и другие вопросы.

На семинаре по технической эксплуатации основных вопросах являлись: использование теории надежности в технической эксплуатации и ремонта автомобилей.

На остальных семинарах рассматривались такие вопросы, как применение технических средств при изучении курса «Производство и ремонт автомобилей», как подготовка специалистов по автомобильным перевозкам и организации дорожного движения, и многие другие.

Для участников семинара были организованы экскурсии на Московский автозавод имени Ленинского комсомола, на авторемонтный завод и на станцию технического обслуживания «Автосервис».

В результате проведенного семинара заведующие кафедрами всех автомобильных специальностей вузов страны смогли обменяться опытом по улучшению подготовки кадров для автомобильной промышленности. Кроме того, участники семинара получили квалифицированную информацию о новейших достижениях отечественного и зарубежного автомобилестроения и о перспективах развития автомобильной промышленности.

С. А. СПЕСИВЫХ, Е. И. ЛЕЖНЕВА

УДК 621.74:65.011.56

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Действие влажного воздуха на холоднотвердеющие формовочные смеси

С ПОМОЩЬЮ растровых электронно-микроскопических снимков в Литейном институте в Аахане (ФРГ) были исследованы опытные образцы из холоднотвердеющих формовочных смесей. При этом применяли формовочную смесь в виде кварцевого песка, связующие в виде обычных смол (2 весовые части) и отвердители в виде фосфорной кислоты и пара-толуолсульфокислоты (0,6 весовых частей). Как известно, прочность формовочных смесей значительно снижается с увеличением влажности воздуха и вместе с тем зависит от связующих и отвердителей. С помощью чистого фурилового спирта регулируется эта закономерность. Значительное влияние на формовочную смесь оказывают отвердители, например, фосфорная кислота способствует медленному увеличению прочности. Следовательно, если влажность воздуха высокая, не рекомендуется применять в качестве отвердителя фосфорную кислоту. Наличие пара-

толуолсульфокислоты в холоднотвердеющей формовочной смеси значительно повышает ее прочность при хороших климатических условиях.

«Giesserei», сентябрь 1973, т. 60, № 8, с. 569—573.

Дозирующее приспособление к машинам для литья под давлением

Механическое дозирующее приспособление, установленное на машине для литья под давлением, разработано предприятием «VEB Lejarska Technika» (БНР). В основу приспособления положен принцип механического ковша. Основными элементами приспособления являются два гидравлических цилиндра, смонтированных на стойке дозирующей трубы, а также гидравлическая и электрическая системы управления. Один цилиндр — двойного действия снабжен зубчатой рейкой и предназначен для вращения рычага, укрепленного на дозирующей трубе, а второй — гидравлический заливает определенную дозу жидкого металла в камеру прессования. В электро-распределительном шкафу к стойке до-

зирующего приспособления прикреплено электрооборудование и пульт управления. Механическая часть дозирующего приспособления отделена от гидростанции, в результате на последнюю не действует температура печи. Вычерпывание чистого металла из печи дозирования и транспортирование его в камеру прессования осуществляются дозирующей трубой, выполненной в виде желоба. Конструкция трубы аналогична конструкции трубы, применяемой в США. Дозирующая труба заполняется через специальное отверстие.

«Giessereitechnik», сентябрь 1973, т. 19, № 9, с. 312—313.

Станок для нарезания зубчатых колес

Станок «Liebherr LN350» фирмы Hopkins Gedy Services изготовлен для нарезания косозубых и прямозубых цилиндрических зубчатых колес грузовых автомобилей и тракторов. Он обеспечивает необходимые высокие статические и динамические жесткости. Стол и устройство для поддержки заготовок предназначены для автоматической загрузки дета-

лей. По направляющим основной целью станка гидравлически перемещается основная колонна станка. У привода станка мощностью 18/25 кВт две скорости, устанавливающиеся с помощью сменных шестерен. Над шпинделем фрезы расположен приводной вал червячной фрезы, что создает компактность фрезерного шпинделя. На гидростатических подушках размещен шпиндель фрезы. Диаметр фрезы 180 мм, длина 220 мм. У осевой подачи 25 ступеней от 1,33 до 10 мм на 1 оборот. Наибольший диаметр обрабатываемого зубчатого колеса 350 мм, модуль 10.

«Metalworking Production», сентябрь, 1973, т. 117, № 9, с. 49.

Шлифовальный станок TKS 4-2

Для обработки эпитрохонидных поверхностей статоров роторно-поршневых двигателей Ванкель фирмой Fritz Kopp (ФРГ) изготавливаются шлифовальные станки TKS 4-2. Станок — одношпиндельный шлифовальный с механической гидравлической копировальной системой. Он оснащен автоматическими устройствами: для поперечной подачи шлифовального круга, для правки шлифовального круга, для подачи на глубину с целью компенсации износа круга, для выжигивания. Кроме того, станок оборудован бесступенчатой системой корректирования положения шлифовального шпинделя и шпинделя обрабатываемой детали. По своей конструкции станок отличается особой жесткостью. По роликовым направляющим движутся перемещающиеся узлы станка. Детали обрабатываются керамическим или алмазным шлифовальным кругом. Работа станка осуществляется в автоматическом цикле.

«Maschine», сентябрь 1973, № 9, с. 184.

Хонингование по сопряженным деталям

Фирма Dalprena Honing Equipment, Ltd. экспонировала на Ганноверской выставке 1973 г. горизонтально-хонинговальный станок «Dalprena Autospeed-hone». Этот станок предназначен для хонингования небольших отверстий диаметром от 1,14 до 79 мм. Кроме того, его

можно использовать в серийном производстве при автоматизированных операциях: черновой и окончательной. В конструкции станков этого типа хонингование по сопряженной детали является новым. Оно осуществляется в сочетании с пневматическими и электронными измерительными устройствами, обеспечивая точную посадку с сопряженной деталью.

«Metalworking Production», сентябрь 1973, т. II, № 9, с. 32.

Линия для покрытия стали пластиком

Разработаны новые линии для производства материала Stelvetite, который представляет собой оцинкованную полосу сталь, покрытую пластмассой. Эти линии введены на предприятиях одного из отделений British Steel Corporation. Первыми в линии установлены вертикальная секция очистки (щетками горячей щелочной и холодной водой), секция травления хлористоводородной кислотой, а также промывочная секция. Затем расположена установка для горячего цинкования, которая состоит из трех ячеек — двух ячеек с током 8000 А для нижней стороны полосы и одной — током 8000 А для верхней стороны полосы. Для покрытия полос используется электролит на основе хлорида цинка. После цинкования осуществляется химическая обработка полосы, в результате которой замедляется коррозия металла, улучшаются свойства старения и связь металла с пластмассой. На позиции химической обработки выполняется промывание полосы горячей водой, щелочная обработка, промывание холодной водой и хроматная обработка. Оцинкованная стальная полоса после сушки с помощью скользящих валков покрывается клеем. Скользящие валки установлены по одному на каждую сторону полосы. После того как полоса покрыта клеем, она немедленно помещается в трехпозиционную печь с горячим воздухом, обогреваемую газом. В этой печи сушатся клеевой растворитель и нагревается клей до нужной температуры. Затем к стальной полосе с размоточного устройства подается поливинилхлоридная пленка пужного цвета. Специальными валками пластмассовая пленка и стальная полоса сжимаются

вместе, при этом прикладывается усилие, которое может меняться. После покрытия пластмассой стальная полоса закаливается водой и сушится. Затем пластмассовое перекрытие обрезается, полоса проходит контроль и поступает в накопитель емкостью 90 м.

«Sheet Metal Industries», август 1973, т. 50, № 8, с. 437—440.

Установка для окраски и сушки кузовов автомобилей

В ФРГ разработана и изготовлена комбинированная камера для окраски распылением и сушки кузовов грузовых и легковых автомобилей. В камере используются краски с точкой воспламенения свыше 21°C. Она работает при избыточном давлении. Внутренняя полость камеры абсолютно сухая, исключен всякий контакт воды с краской. Камера из отдельных деталей сваривается на месте установки. Кассеты выполнены из листовой стали. Они имеют двойную стенку и снабжены огнезащитной футеровкой по стандарту ДИН 18084. При такой конструкции не нужна дополнительная футеровка лакокрасочной камеры. Кроме того, предусмотрены фильтрующие кассеты. Производительность вентилятора, подводящего воздух, равна 20 000 м³/ч, производительность вентилятора, отводящего воздух, — на 5% меньше (избыточное давление). Для нагревания используется масло или газ. Масла потребляется 15 кг/ч, газа — 19 м³/ч. Камера нагревается до 80°C в течение 10 мин.

«Fahrzeug Karosserie», август 1973, т. 26, № 8, с. 41.

Производство двигателей Ванкель

В ФРГ построен завод, на котором изготавливаются двигатели Ванкель. Завод расположен недалеко от г. Саарлуис (фирма Comotor AG). Завод расположен на площади 850 000 м². К концу 1973 г. производительность завода должна достигнуть 30 двигателей в день. В дальнейшем предусматривается повысить производительность до 100 двигателей в день, а конечная цель — достижение производительности 5000 двигателей в день.

«Werkstatt und Betrieb», сентябрь 1973, т. 106, с. A324.

УДК 629.113.003.1

Экономическая оценка оптимальности технологической подготовки производства. Баранник И. Г. «Автомобильная промышленность», 1974, № 2.

Изложен аналитический метод экономической оценки оптимальности технологической подготовки производства. Рис. 2. Табл. 2. Библи. 2.

УДК 629.113.073

Определение динамических характеристик колебательной системы автомобильного и тракторного двигателя. Григорьев Е. А., Игнатенко В. И., Сосипатров В. К. «Автомобильная промышленность», 1974, № 2.

Рассмотрено определение амплитудно-фазовой характеристики колебательной системы двигателя методами синусоидальных воздействий и преобразованием по Фурье импульсных переходных функций. Для реализации метода синусоидальных воздействий возможно использовать возмущающие силы и моменты, присутствующие в реальном двигателе, а также силы, искусственно вводимые в колебательную систему. Метод импульсных переходных функций позволяет быстро и сравнительно просто получить частотные характеристики. Рис. 5. УДК 629.114.6:621.43

Исследование переходных процессов карбюраторного двигателя, следующие за режимом регулируемого холостого хода. Архангельский В. М., Дербаремдкер Н. Д., Эпштейн С. С. — «Автомобильная промышленность», 1974, № 2.

Рассматриваются особенности переходных процессов, происходящих в двигателе после режима принудительного холостого хода. Табл. 2. Рис. 4. Библи. 5.

УДК 629.113.028

Анализ морфологических показателей движителей наземных транспортных средств. Рогова Л. А., Бескин И. А. «Автомобильная промышленность», 1974, № 2.

Дана оценка подвижности транспортных средств, проводимая по морфологическим показателям, в основу которых заложены коэффициенты длины движителя, коэффициенты использования ширины, периметра и т. д. Обсуждены рекомендации по использованию в качестве образующих движителей фигур опалов Кассини. Табл. 1. Рис. 4. Библи. 8.

УДК 629.113.(049.3)

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 629.113—585.2

О влиянии прозрачности гидротрансформатора на разгонные качества автомобиля в начальной фазе разгона. Нарбутов А. Н., Сергеев А. Л., Шанко В. Ф. «Автомобильная промышленность», 1974, № 2.

Рассматривается влияние прозрачности гидротрансформатора на время разгона, максимальные значения моментов и ускорений, расход топлива и характер изменения кривых моментов и ускорений. Установлено, что прозрачность гидротрансформатора почти не влияет на время разгона на низшей передаче, несколько больше влияет на изменение максимального момента на турбине и еще больше — на режимы работы двигателя и расходы топлива. Рис. 4. Библи. 5.

УДК 629.113.002

К вопросу технологического обеспечения сборки редукторов ведущих мостов. Воронин А. В., Котеров Н. И., Шандров Б. В. «Автомобильная промышленность», 1974, № 2.

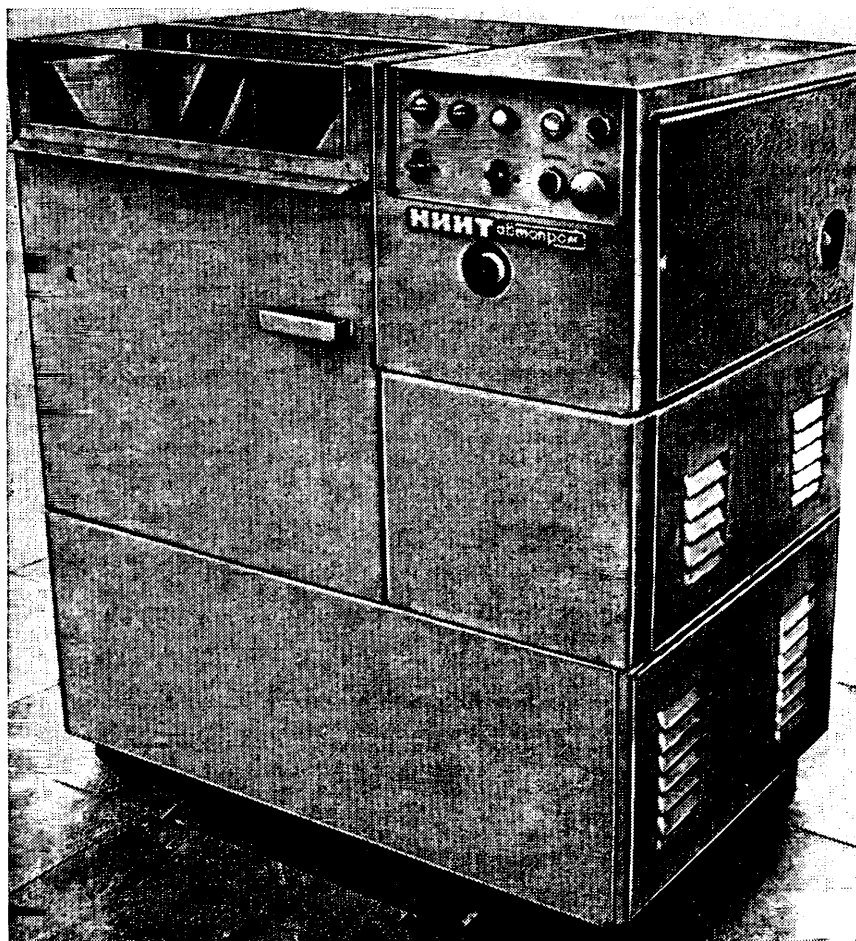
Приведены результаты исследования деформаций при установке колец конических подшипников в картер ведущего моста автомобиля «Москвич» и влияние их на качество сборки редукторов. Рис. 8. Библи. 3.

УДК 621.745.33:66.042.1

Из опыта работы плавильного отделения цеха алюминиевого литейного производства. Мариненбах Л. М., Долотов Г. П., Миронов Ю. С., Тимашков А. Е. «Автомобильная промышленность», 1974, № 2.

Обобщен опыт работы плавильного отделения цеха массового производства отливок из алюминиевых сплавов. Даны практические рекомендации по улучшению режима плавки. Рис. 3.

Автомат для вибрационной обработки периодического действия модели 1544



Автомат предназначен для снятия заусенцев и притупления острых кромок на деталях после механической обработки и штамповки, очистки отливок от пригара и окалины, а также шлифования и полирования деталей.

Обработка в автомате осуществляется абразивом, находящимся в рабочем контейнере вместе с деталями. Во время работы в контейнер подается раствор для промывки деталей и удаления отходов.

Обрабатываемые детали должны обладать магнитными свойствами, так как для извлечения обработанных деталей из автомата используется магнитный барабан, опускающийся непосредственно в контейнер.

Автомат для вибрационной обработки периодического действия модели 1544 экспонировался на Международной выставке «Интерлитмаш—73».

Техническая характеристика

Емкость контейнера в л	25
Частота колебаний в мин	1000, 1250, 1600, 2000
Амплитуда колебаний в мм	1—4
Наибольший вес загрузки в кг	25
Наибольшие размеры детали в мм	100×50×50
Наибольший вес одной детали в кг	0,2
Габариты автомата в мм	1020×650×1175
Вес в кг	1050

Дополнительную информацию можно получить в НИИТавтопроме по адресу:
Москва, М-184, Озерковская набережная, д. 22/24.