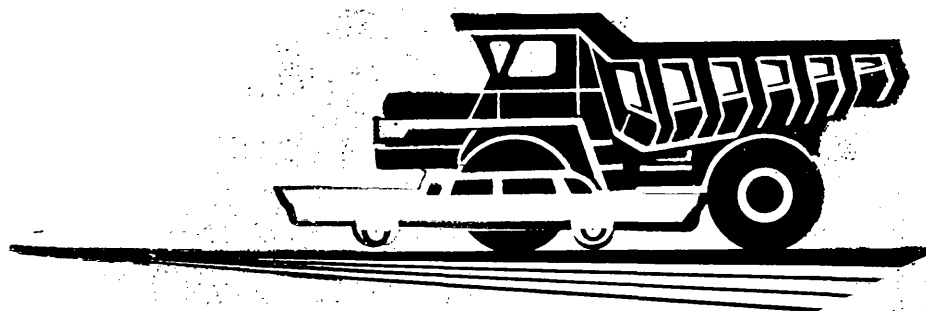


# **А**ВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ 1974

**5**



## СОДЕРЖАНИЕ

### ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

И. В. Орлов, В. И. Харебава, В. Н. Лымзин, Н. П. Смирнов — К вопросу высокопроизводительного использования парка станков . . . . .	1
М. А. Королев, П. И. Рожков — Механизированный цех испытания и сдачи автомобилей «Урал-375» . . . . .	4

### КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

И. Д. Тузовский — Влияние дефорсирования дизеля на скоростные свойства и топливную экономичность автомобиля и автопоезда . . . . .	5
М. М. Вихерт, И. И. Гершман, Ю. Г. Грудский, А. П. Кратко — Исследование смесеобразования и выделения тепла в дизеле с пленочным смесеобразованием . . . . .	7
М. Е. Дискин — Определение размеров радиатора системы охлаждения двигателя на ранней стадии проектирования автомобиля . . . . .	11
И. А. Барский — Выбор расчетных параметров осевой турбины с регулируемым сопловым аппаратом . . . . .	13
С. Я. Марголис, О. Д. Златовратский, Е. Е. Черейский — Влияние конструкций зависимых подвесок на нагружение картера заднего моста легкового автомобиля . . . . .	15
Н. Ф. Бочаров, А. И. Еремеев, В. А. Кузьмин, С. Г. Макаров, П. П. Пугин, В. А. Стрементарев — Исследование колебаний автомобилей с помощью гиросtabilизированной платформы . . . . .	18
Л. С. Шкурко, Ю. И. Чередниченко, Л. П. Евграшина — Повышение надежности резиновых армированных манжет путем термостатирования в масле . . . . .	20
Ю. А. Беленков, И. В. Фатеев, А. Б. Халецкий — Автоматическое регулирование передаточного числа объемной гидромеханической передачи по сигналу изменения давления . . . . .	22
Г. А. Михайлов — Расчет количества шипов противоскольжения для автомобильных шин . . . . .	24
Г. Б. Безбородова, В. Г. Галушко — Использование вероятностно-статистических характеристик дорожных условий в расчете результирующих показателей движения автомобиля . . . . .	25
Ф. К. Лебедев, Н. И. Яковлев — Исследование работоспособности фрикционной пары асбобакелит—сталь . . . . .	28

### ТЕХНОЛОГИЯ

Ю. Л. Фрумин — К расчету параметров спиральных вставок под метрическую резьбу . . . . .	29
М. А. Коткис, А. В. Скобло — Термомеханическая обработка некоторых материалов на основе железного порошка . . . . .	30
А. М. Васильев, В. Н. Левычкин, А. Н. Михно — К вопросу о правке шлифовальных кругов . . . . .	32
В. И. Гусев, Н. В. Кочнов, Ю. С. Шурлапов — Организация технологического процесса сборки главной передачи грузовых автомобилей при индивидуальном подборе шестерен . . . . .	33
Г. П. Савин — Совершенствование металлокерамических штампов для горячей штамповки . . . . .	36
И. М. Цой, В. А. Заболотный — Прибор для определения некруглости детали по макропрофилограмме . . . . .	37

### ИНФОРМАЦИЯ

Г. И. Самоль — Автомобильная промышленность в странах Европейского экономического сообщества . . . . .	39
В. Н. Редин, И. С. Пятов — Некоторые вопросы производства роторно-поршневых двигателей . . . . .	40
В. А. Соболюкова — Литейные кокильные машины . . . . .	44
Л. Г. Несветова — Станки фирмы Вотан . . . . .	45
В. Б. Паутова — Молодежь в борьбе за повышение эффективности производства . . . . .	47
Новости в технологии машиностроения за рубежом . . . . .	48
Рефераты статей . . . . .	3-я сто. 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. Ечеистов, К. П. Иванов, А. В. Костров, А. М. Кригер,  
В. А. Кузин, Ю. А. Купеев, В. А. Карнов, 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

Технические редакторы Л. П. Гордеева, Н. В. Тимофеевко

Корректор В. А. Воробьева

Сдано в набор 7/III 1974 г.

Подписано к печати 18/IV 1974 г.

Т-06379

Формат 60×90<sup>1</sup>/<sub>16</sub>

Усл. печ. л. 6,0

Уч.-изд. л. 10,1

Тираж 11818

Заказ 874

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

5  
МАЙ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1974

Год издания XL

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА  
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

**ЭКОНОМИКА  
и организация  
ПРОИЗВОДСТВА**

УДК 621.906

## К вопросу высокопроизводительного использования парка станков

И. В. ОРЛОВ, В. И. ХАРЕБАВА, В. Н. ЛЫМЗИН, Н. П. СМЕРНОВ

Министерство автомобильной промышленности,  
Московский автомеханический институт

**ПОВЫШЕНИЕ** качества автомобилей является одной из основных тенденций современного производства. Поэтому увеличение производительности точных станочных операций — одна из главных задач научных работников и производственников.

Основным методом обработки деталей на автозаводах является поточный, при котором необходимая точность деталей достигается методом механического получения размеров. Точность обработки на станках может характеризоваться стабильностью получения размеров обрабатываемых деталей.

Экспериментальные исследования, выполненные на Кутаисском автозаводе, позволяют характеризовать качество технологического процесса теми же параметрами, что и закон нормального распределения.

Закономерность изменения среднеквадратичной величины рассеяния размеров деталей в зависимости от срока службы станка с начала ввода его в эксплуатацию или после капитального ремонта [1] выражается формулой

$$\sigma = \sigma_0 + A_1 T^\xi, \quad (1)$$

где  $\sigma_0$  — среднеквадратичная величина рассеяния размеров деталей, обрабатываемых на новом станке или прошедшем капитальный ремонт;

$A_1$  — коэффициент уравнения;

$T$  — время работы станка в месяцах после капитального ремонта;

$\xi$  — показатель степени, зависящий от конструкции станка и технологических факторов. В условиях проведения опытов  $\xi = 0,7 \div 1,2$  при  $A_1 = 0,5$ .

Пользуясь зависимостью (1), определяем трудоемкость процесса обработки деталей заданной точности на станках раз-

личной степени изношенности. Полагаем, что на станке, качество которого характеризуется величиной рассеяния  $6\sigma$ , обрабатываемые детали с допуском  $\delta < 6\sigma$ . В этом случае партию деталей по трудоемкости изготовления разбиваем на две группы. В одну группу входят детали, трудоемкость которых одинакова и определяется циклом только данного станка, во вторую — детали, время обработки которых складывается из времени обработки на данном станке и времени дополнительной обработки.

Чтобы определить время дополнительной обработки деталей, необходимо знать закон распределения погрешностей обработки внутри заданной партии деталей. В качестве такого закона можно принять закон нормального распределения.

Принимаем, что время дополнительной обработки в зависимости от величины отклонения размера детали за пределы допуска определяется уравнением

$$T_{\text{доп}} = K_1 + b \Delta_1, \quad (2)$$

где  $K_1$  — время дополнительной обработки детали, имеющей погрешность  $\Delta_1$ ;

$b$  — коэффициент, определяющий интенсивность возрастания времени дополнительной обработки по мере увеличения погрешности:

$$b = \frac{K_2 - K_1}{\Delta_2 - \Delta_1}, \quad (3)$$

где  $K_2$  — время дополнительной обработки детали с погрешностью  $\Delta_2$ .

Умножив  $T_{\text{доп}}$  на соответствующие ординаты кривой закона нормального распределения и сложив с временем основной об-

работки всех деталей партии, получим зависимость, позволяющую определить полное время  $q$  обработки партии деталей:

$$q = \frac{2nm_1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-t_2}^{t_2} e^{-\frac{t^2}{2}} dt + \frac{nK_1}{\sqrt{2\pi}} \int_{\frac{\delta}{\sigma}}^3 e^{-\frac{t^2}{2}} dt + \frac{nb(3\sigma - \delta - \Delta_1)}{\sqrt{2\pi}} \int_{\frac{\delta + \Delta_1}{\sigma}}^3 e^{-\frac{t^2}{2}} dt + \frac{nb\sigma}{\sqrt{2\pi}} \left[ e^{-\frac{1}{2} \left( \frac{\delta + \Delta_1}{\sigma} - 3 \right)^2} - e^{-\frac{9}{2}} \right], \quad (4)$$

где  $n$  — количество деталей в партии;

$m_1$  — время основной обработки одной детали.

Трудоемкость обработки партии деталей в функции допуска определяем, подставив в формулу (4) значения коэффициентов, зависящих от допуска  $\delta$ :

$$K_1 = \varphi_1(\delta); \quad K_2 = \varphi_2(\delta); \\ b = \frac{\varphi_2(\delta) - \varphi_1(\delta)}{\Delta_0}, \quad (5)$$

где  $\Delta_0 = \Delta_2 - \Delta_1$ .

Функцию  $q=f(T)$  можно получить графически. Для этого строится функция  $\sigma=f(T)$  по эмпирической зависимости (1). По данным значениям  $6\sigma$  и величине  $\delta$  строятся фигуры, площади которых выражают время обработки партий деталей на станках, проработавших после ремонта определенное время (4, 8, 12 и 16 месяцев). График  $q=f(T)$ , построенный по найденным площадям, показывает изменение трудоемкости партий деталей, обработанных на станке в различные периоды его работы после ремонта. График производительности строится [2] по выражению

$$Q_T = \frac{1}{q} = \frac{1}{f(T)}. \quad (6)$$

Формулу производительности с учетом холостых ходов и потерь, связанных с несоответствием между точностью обрабатываемых деталей и качеством станка, получим, введя новое понятие — коэффициент технологического соответствия. Он показывает, какая часть из общего количества обработанных деталей получилась годной без дополнительной обработки.

Технологическую производительность  $Q_T$  через коэффициент технологического соответствия  $\eta_T$  выражаем зависимостью

$$Q_T = \frac{1}{\tau_m + \tau_{доп}(1 - \eta_T)}, \quad (7)$$

где  $\tau_m$  — машинное время обработки одной детали;

$\tau_{доп}$  — время дополнительной обработки детали, отклонившейся по размеру за предел допуска.

Подставив полученное значение  $Q_T$  вместо  $K_1$  в исходную формулу производительности, после преобразований получим

$$Q = \frac{Q_T}{Q_T \tau_x + Q_T \tau_{доп}(1 - \eta_T) + 1}. \quad (8)$$

Формула (8) имеет дополнительное слагаемое  $Q_T \tau_{доп}(1 - \eta_T)$ , выражающее дополнительное время холостых ходов, которое необходимо затратить в связи с несовершенством рабочей машины в отношении точности обработанных на ней деталей. Степень совершенства выражается через коэффициент технологического соответствия  $\eta_T$ .

Если качество станка полностью соответствует требованиям точности обрабатываемых деталей, т. е.  $\eta_T = 1$ , то формула (8) примет вид

$$Q = \frac{K}{K \tau_x + 1}. \quad (9)$$

Если между точностью обработки и качеством станка имеется полное несоответствие, т. е.  $\eta_T = 0$ , то

$$Q = \frac{K}{K \tau_x + K \tau_{доп} + 1}. \quad (10)$$

На основе анализа производственных показателей деятельности предприятия построена диаграмма, из которой видно, сколько продукции недодается из-за потерь по причинам, за-

висящим от отдельных служб завода. Пригеденные в табл. 1 затраты фонда времени автомата модели 1265П6 показываю, что значительный объем составляют простои, связанные с подналадкой и заменой изношенных инструментов. Поэтому основное внимание уделялось совершенствованию инструментального хозяйства.

Применение новых материалов и разработка прогрессивных конструкций инструментов позволили повысить режимы резания, увеличить производительность станков. Однако наибольший резерв увеличения производительности парка станков представляет собой повышение стойкости инструментов и сокращение простоев оборудования в результате увеличения стабильности работы станков.

Таблица 1

Простои	Затраты до мероприятий		Затраты после мероприятий	
	в % к сумме времени простоев	в % к фонду времени	в % к сумме времени простоев	в % к фонду времени
При обслуживании инструмента:		12		15
смена и регулировка инструмента . . . . .	32		20	
ожидание наладки . . . . .	6		5	
прочее . . . . .	4		3	
При обслуживании механизмов автомата:		8		13
продольного суппорта . . . . .	6		2	
поперечных суппортов . . . . .	7		2	
механизма поворота и фиксации . . . . .	5		5	
механизма зажима материала . . . . .	4		2	
механизмов включения фрикционных . . . . .	4		3	
подшипников шпинделя . . . . .	4		3	
прочих механизмов . . . . .	3		3	
По организационным причинам:		12		6
несвоевременный приход-уход . . . . .	6		5	
отсутствие материала . . . . .	11		7	
уборка стружки и регулировка подачи смазочно-охлаждающей жидкости . . . . .	2		2	
прочее . . . . .	4		2	
Брак . . . . .	2		2	
Общая величина простоев . . . . .	100		65	

Помимо увеличения потерь по износу инструмента, нестабильность работы станков сильно влияет на рост общей трудоемкости изготовления деталей. Это видно на примере деталей, которые после обработки подвергаются шлифованию.

Из-за большой величины рассеяния размеров на токарной операции необходимо большое количество последующих операций шлифования. Если стабильность работы токарного автомата повысить, то количество этих операций значительно сокращается.

Чтобы оценить эффективность выполнения каждой операции технологического процесса с точки зрения основной его задачи — уменьшения рассеяния размеров, трудоемкость операции сопоставляли с повышением точности, получаемой после выполнения этих операций.

Повышение точности характеризовалось разностью среднеквадратичных величин рассеяния размеров деталей до и после обработки. Разделив трудоемкость операции на изменение среднеквадратичной величины рассеяния, получим коэффициент затраты времени на единицу точности:

$$q_1 = \frac{T}{\Delta\sigma},$$

где  $T$  — время выполнения данной технологической операции в мин;

$\Delta\sigma$  — разность среднеквадратичных величин рассеяния размеров роликов до и после обработки в мм.

Коэффициент относительных финансовых затрат

$$q_2 = \frac{Q'}{\Delta\sigma},$$

где  $Q'$  — стоимость выполнения операции.

На рис. 1 построен график, по оси абсцисс которого откладывались последовательно выполняемые технологические операции I—VI, а по оси ординат — среднеквадратичные величины рассеяния размеров деталей по диаметру.

Рассматривая график, можно сделать вывод, что «цена точности» не остается постоянной и быстро возрастает по мере уменьшения допусков. Например, для повышения точности (уменьшения рассеяния размеров) партии деталей из 100 роликов на 0,001 мм в интервале от  $6\sigma = 0,53$  до  $6\sigma = 0,35$  мм необходимо затратить всего 1,4 ч, тогда как для повышения точности на 0,01 мм до  $6\sigma = 0,03$  мм требуется затратить 77,2 ч. В зависимости от интервала повышения точности трудоемкость

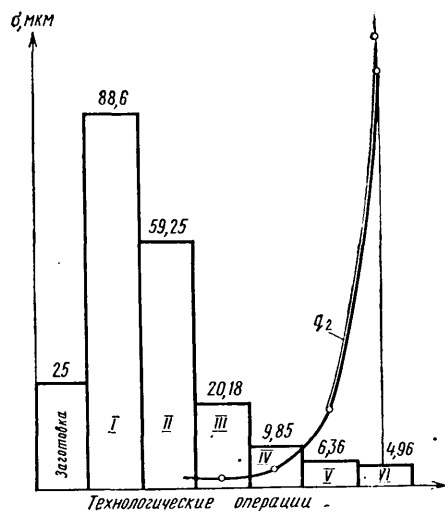


Рис. 1

на 0,01 мм точности увеличилась в 55 раз, а цена «сотки» в рублях возросла в 63 раза.

Из графика на рис. 1 и из табл. 2 следует, что наиболее эффективным (наименее трудоемким) средством достижения высокой точности партии роликов является повышение стабильности работы прутковых автоматов.

Таблица 2

Показатели	Значения, показателей по операциям					
	I	II	III	IV	V	VI
$I$ в ч . . . . .	1,31	0,41	0,41	0,41	0,52	1,58
$Q'$ в руб. . . . .	15,72	1,57	1,57	1,57	2,21	4,72
$q_1$ в ч/мм . . . . .	—	13,97	10,66	37,75	149	772
$q_2$ в руб/мм . . . . .	—	0,535	0,408	0,143	5,34	33,73

Уменьшением рассеяния размеров обработанных деталей можно сократить количество шлифовальных операций, что наряду со снижением трудоемкости уменьшает загрузку парка шлифовальных станков.

Результаты исследований (рис. 1) показывают, что рассеяние размеров заготовок (прутки измерялись на участках будущих деталей и по результатам измерений находилась среднеквадратичная величина рассеяния) до обработки на автомате было меньше, чем после обработки.

Чтобы установить причины рассеяния и наметить пути борьбы с ними, исследовалась стабильность работы основных узлов и механизмов автоматов, работавших в разные смены. Это делалось для того, чтобы выявить влияние субъективных факторов — квалификации наладчика — на качество обработки и таким образом вскрыть объективные возможности автомата.

В результате исследований установлено следующее. Рассеяние размеров деталей, обработанных на одном автомате в разные смены, имеет существенное различие, что объясняется влиянием качества наладки автомата. Так, при обработке поршневых пальцев среднеквадратичная величина рассеяния размеров  $\sigma=0,05$  мм в первую смену (наладчик И. И. Иванов, стаж работы 10 лет, имеет 5-й разряд),  $\sigma=0,117$  мм во вторую смену (наладчик Н. С. Киркин, стаж работы 2 года, имеет 3-й разряд) и  $\sigma=0,08$  мм в третью смену (наладчик Н. Ф. Петров, стаж работы 5 лет, имеет 4-й разряд).

Таким образом, размеры деталей, обработанных в первую смену, находились в пределах 0,3 мм, во вторую смену — 0,7 мм и в третью смену — в пределах 0,5 мм.

Цифры показывают, что работа наладчика значительно влияет на качество работы автомата. В связи с этим были приняты меры по повышению квалификации наладчиков.

Стабильность работы шестипрутковых прутков автоматов модели 1261 различной степени изношенности исследовалась на Первом государственном подшипниковом заводе.

На рис. 2 представлены кривые рассеяния диаметральных размеров деталей, обработанных на автомате перед его ремонтом (рис. 2, а) и после среднего ремонта (рис. 2, б). Как можно видеть из сравнения графиков, величина рассеяния до ремонта была значительно выше, чем после него.

Качество работы автомата зависит от рассеяния размеров деталей, обработанных на шпинделях № 1—6 (кривые 1—6). Поэтому исследовалась работа отдельных шпинделей, для которых на рис. 2 построены соответствующие кривые распределения. Графики показывают, что стабильность работы от-

дельных шпинделей одного автомата неодинакова. Величина рассеяния размеров деталей, как правило, больше на шпинделях изношенного автомата (кривая 7), чем отремонтированного (кривая 8). Однако некоторые шпиндели автомата после ремонта работают хуже, дают больше рассеяния, чем некоторые шпиндели изношенного автомата. Следовательно, существующая технология ремонта автоматов не всегда обеспечивает высокую стабильность работы шпинделей. Так как некоторые шпиндели изношенного автомата сохраняют высокую точность работы, то можно увеличить межремонтный период, т. е. сократить число ремонтов.

Анализ экспериментальных данных показывает, что величина рассеяния каждого шпинделя меньше величины рассеяния автомата в целом. Это объясняется смещением центров группирования кривых распределения, построенных для отдельных шпинделей.

На рис. 3 приведены графики распределения размеров  $A$  в мкм внутри партии деталей, снятых с отдельных шпинделей. Взаимное смещение центров группирования наблюдается у обоих автоматов, но больше оно у изношенного.

На основе графиков можно сделать вывод, что каждый шпиндель «живет» своей самостоятельной жизнью: рассеяние размеров деталей, снятых с одного шпинделя, ни по величине, ни по характеру не совпадает с такими же характеристиками работы другого шпинделя.

Центры группирования кривых рассеяния, построенных для каждого шпинделя, также не совпадают, что указывает на различие величин настроечных размеров для отдельных шпинделей. Отмечено, что величина смещения центров группирования связана как с качеством работы наладчика, так и с качеством автомата. Первое следует из сравнения кривых рассеяния размеров деталей, снятых с отдельных шпинделей при работе автомата в разные смены. Максимальные расстояния между центрами группирования составляют 0,03 мм в первую смену и 0,01 мм в третью смену.

Различное расположение центров группирования приводит к разной величине рассеяния самого автомата: чем больше смещены относительно друг друга кривые рассеяния, тем более расплывчатой получается суммарная кривая рассеяния, построенная для автомата.

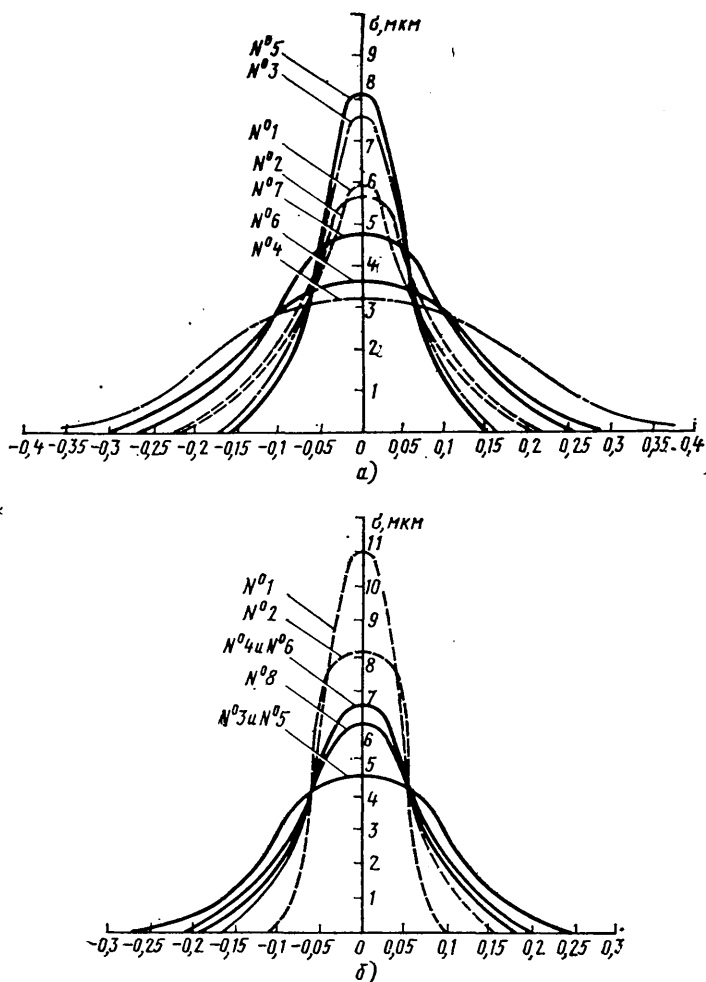


Рис. 2

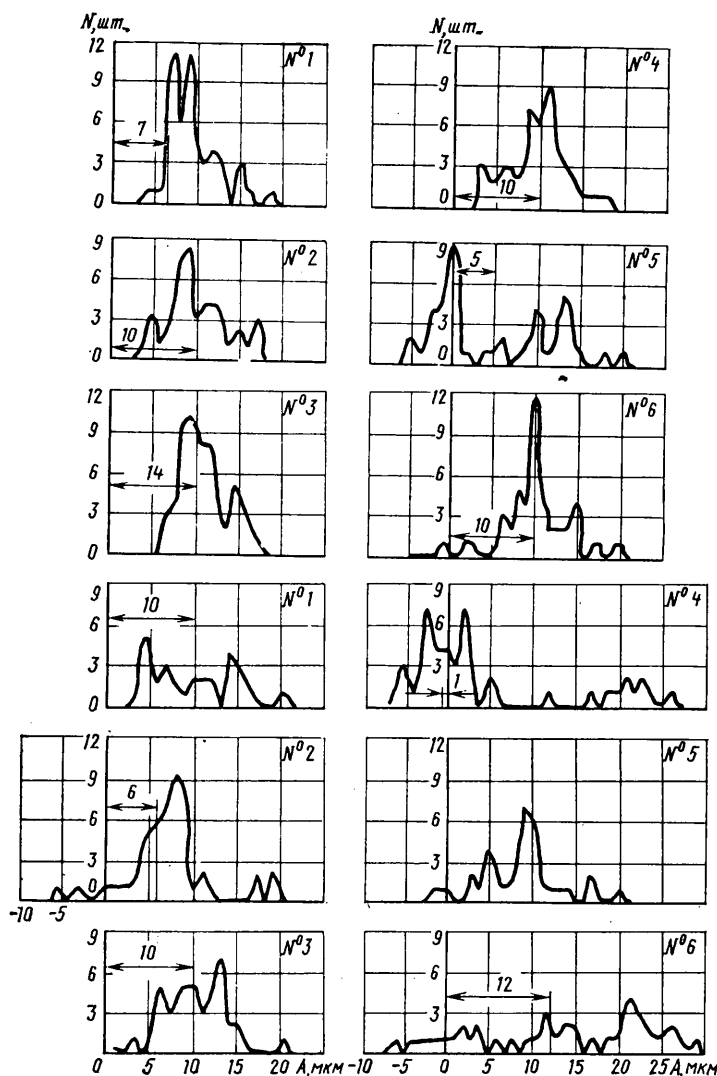


Рис. 3

Подсчитано, что погрешность работы автомата из-за различной настройки отдельных шпинделей составляет 20—30% общей величины рассеяния автомата. Следовательно, не прибегая к улучшению технического состояния автоматов, можно повысить точность их работы на 20—30% только за счет более квалифицированной настройки каждого шпинделя. Это указывает, во-первых, на то, что существующая технология ремонта автоматов и их проверка не обеспечивают одинакового и хорошего качества работы отдельных шпинделей на точность, не гарантируют основных качеств автомата — стабильности их работы. Во-вторых, поскольку некоторые шпиндели изношенного автомата сохраняют высокую точность, можно заключить, что при определенном качестве изготовления и ремонта автоматы могут сохранять работоспособность в течение длительного времени. В связи с этим возможно увеличить межремонтный период при более целенаправленном ремонте, так

как основной причиной остановки автомата на ремонт является чрезмерно большое рассеяние размеров обработанных деталей.

Поскольку отдельные шпиндели дают меньшую величину рассеяния, чем автомат, до осуществления технических мероприятий по повышению стабильности, введен раздельный съем деталей с каждого шпинделя или по группам шпинделей имеющих одинаковое рассеяние. В связи с этим интересно отметить, что по величине рассеяния шпиндели разбиваются парно: первый со вторым, третий с пятым, четвертый с шестым. Это облегчает выполнение указанного мероприятия, поскольку количество партий можно свести к двум-трем.

Для того чтобы выяснить значения погрешностей, которые вносятся в обработку деталей другими механизмами автомата — поперечным и продольным суппортами, шпиндельным блоком, а также неодинаковостью качества и размеров обрабатываемых прутков, составляется баланс погрешностей. Построение такого баланса позволило выявить значение каждой причины, вызывающей погрешность обработки, количественно оценить качество работы отдельных механизмов автомата, таким образом, наметить основные пути борьбы за повышение стабильности работы станков.

Из рассмотрения баланса погрешностей сделаны выводы, что основная причина погрешности обработки деталей по наружному диаметру состоит в нестабильной работе механизма подачи поперечного суппорта. По отношению к суммарным ошибкам она составляет 70—80%. Ошибки подачи могут вызываться эллипсностью ролика, эксцентричностью его отверстия, перекосом оси пальца ролика, а также другими ошибками изготовления и монтажа этих деталей. Чтобы повысить стабильность размеров по наружному диаметру, приняты меры к повышению точности изготовления и монтажа деталей механизма подачи поперечных суппортов.

Баланс погрешностей показывает, что ошибки из-за колебаний упругих деформаций технологической системы шпиндель-резец-суппорт незначительны. Поэтому меры по дальнейшему повышению жесткости поперечных суппортов и шпиндельных блоков, связанные с капитальными затратами на модернизацию, не представляют собой значительных резервов для повышения стабильности размеров обрабатываемых деталей.

Качество работы механизмов поворота и фиксации шпиндельных блоков обследованных автоматов также удовлетворительно.

Принятые меры к ликвидации причин, вызывающих ошибки, учтенные в балансе погрешностей, позволили повысить стабильность работы автоматов на 30—40%.

Качество работы центрального суппорта сказывается на точности растачиваемых отверстий. После растачивания на автоматах отверстия шлифуются на внутришлифовальных полуавтоматах. Шлифование отверстий до нужного размера — трудоемкая операция, значительно превосходящая по затрате времени шлифование наружной поверхности колец. Так, обработку наружной поверхности колец на бесцентрово-шлифовальных станках выполняют 13—15 человек, а шлифование внутреннего отверстия — 55—65 человек. Производительность шлифования внутренней поверхности возросла, когда уменьшили припуски в результате уменьшения рассеяния размеров отверстий после растачивания на автоматах. Подсчеты показали, что уменьшение рассеяния размеров отверстий, расточенных на автоматах всего на 20—30%, позволило увеличить выпуск изделий на 10—15%.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Дунин-Барковский И. В., Смирнов И. В. Теория вероятностей и математическая статистика в технике. М., ГИТЛ, 1955.
2. Шаумян Г. А. Технический прогресс автоматизации производственных процессов и рост производительности труда в машиностроении. М., «Машиностроение», 1971.

УДК 629.113.001.4

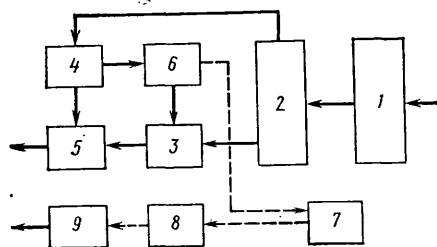
## Механизированный цех испытания и сдачи автомобилей «Урал-375»

М. А. КОРОЛЕВ, П. И. РОЖКОВ

Курганское проектно-конструкторское бюро

НА УРАЛЬСКОМ автозаводе по проекту, разработанному Курганским проектно-конструкторским бюро и автозаводом, в цехе испытания и сдачи автомобилей внедрен в производство комплекс оборудования, состоящий из трех линий для мойки, сушки, устранения дефектов и окраски трехосных автомобилей. Линии состоят из 11 единиц оборудования, связанных между собой системой напольных конвейеров.

На рисунке приведена схема цеха. На участке 1 производится обкатка автомобилей на четырех стендах с тормозными барабанами в течение часа. Каждый стенд имеет индивидуальную систему отсоса отработавших газов. Темп выпуска автомобилей со стендов 20 мин. На площадке 2, где автомобили проходят осмотр после обкатки, расположены четыре смотровые ямы. В стенах ям имеются ниши для счетчиков и ро-



зетки напряжением 36 В для подключения переносных ламп. Около каждой смотровой ямы находится точка индивидуального отсоса отработавших газов. Для смотровых ям предусмотрен приток свежего воздуха.

Если при осмотре обнаружен дефектный узел, автомобиль отправляется по одному из двух напольных конвейеров на участок 3 для устранения дефектов или на участок 4 тяжелого ремонта. Оба конвейера предназначены для одновременного транспортирования пяти автомобилей.

Между конвейерами по всей длине расположены смотровые ямы, имеющие освещение и розетки для переносных ламп. Темп выпуска с каждого конвейера 20 мин. После осмотра и устранения дефектов автомобиля в обычном исполнении направляются на участок 5 для подкраски, а автомобили с большими дефектами — на участок 4 тяжелого ремонта или на площадку 6 для подготовки к дорожным испытаниям.

Участок подготовки автомобилей к дорожным испытаниям имеет шесть постов с двумя смотровыми ямами, аналогичными ямам участка обкатки автомобилей на стендах.

Участок подкраски автомобилей в обычном исполнении состоит из двух линий, каждая из которых имеет камеру подготовки, подкраски и сушки. Эти камеры связаны между собой пульсирующим напольным конвейером.

На последней позиции конвейеров участка подкраски автомобили окончательно принимаются ОТК и своим ходом направляются в отдел сбыта. Пропускная способность одной подкрасочной линии — три автомобиля в час. Автомобили, изготовленные на экспорт, после дорожных испытаний проходят моечно-сушильный агрегат 7 и поступают на линию отделки.

Рядом с участком 8, где устраняются дефекты автомобилей, изготовленных на экспорт, находится площадка 9 для доработки автомобилей в экспортно-тропическом исполнении. На этой площадке установлено то же оборудование, что и на участке подкраски автомобилей в обычном исполнении. Темп выпуска автомобилей 30 мин.

В моечно-сушильном агрегате 7 автоматизированы все операции цикла. Централизованно приготавливаются специальные моющие растворы с добавкой поверхностно-активных веществ, значительно повышающих эффективность мойки. Грязь из агрегата выгружается механизированно с помощью специальных бункерных и насосных устройств.

Принципиально новый механизм мойки включает в себя подвижные контуры, совершающие возвратно-поступательное движение вдоль автомобиля. Специальные форсунки, совершающие маятниковые движения, приводятся гидравлическим приводом, смонтированным на площадке и движущимся вместе с контуром. Благодаря сочетанию возвратно-поступательного движения контура с маятниковым движением форсунок струи моющего раствора падают во все труднодоступные места автомобиля, способствуя качественной его промывке. Давление раствора 6 кгс/см<sup>2</sup>, температура 50°C.

В одном из трех подвижных моющих контуров агрегата применен способ эжекционной подачи поверхностно-активного моющего раствора с помощью сжатого воздуха. Мелкодисперсное распыление струи с веерообразным факелом способствует резкому снижению расхода поверхностно-активного моющего раствора при высоком качестве мойки. В результате последовательного прохождения автомобилем через все три зоны мойки с помощью специального конвейера поверхность автомобиля не требует дополнительной ручной обработки.

Приборы автоматического контроля температуры и концентрации раствора обеспечивают требуемый режим обработки без вмешательства рабочего.

Дистанционное управление агрегатом в сочетании со встроенной герметичной кабиной для визуального наблюдения за процессами, происходящими в камере, значительно облегчает управление агрегатом.

Компоновка линий и агрегатов обеспечивает рациональную поточную организацию производства.

Годовой экономический эффект от внедрения комплекса оборудования составляет 60 тыс. руб.

# КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

УДК 621.436:629.113

## Влияние деформирования дизеля на скоростные свойства и топливную экономичность автомобиля и автопоезда

И. Д. ТУЗОВСКИЙ

Всесоюзный научно-исследовательский институт  
автомобильного транспорта

**П**РОВЕДЕНЫ экспериментальные исследования влияния деформирования дизеля на скоростные свойства и топливную экономичность автомобиля и автопоезда на примере автомобиля МАЗ-500 с прицепом МАЗ-5243 в четырех весовых состояниях: 6950 кг (автомобиль без груза), 10 100 кг (автопоезд без груза), 14 900 кг (автомобиль с полной нагрузкой), 25 050 кг (автопоезд с полной нагрузкой).

В каждом из весовых состояний автомобиль и автопоезд испытывались поочередно с двигателями ЯМЗ различной мощности: 180; 140 и 110 л. с.

Экспериментальные работы включали: снятие характеристик двигателя на моторном стенде в трех мощностных состояниях;

стандартные лабораторно-дорожные испытания; имитацию городского движения на отрезке шоссе длиной 20 км с остановкой на каждом километре; заезды на скоростной дороге автополигона с максимально допускаемыми скоростями 30; 45; 60 и 85 км/ч; заезды по маршруту (протяженностью 40 км) в г. Москве.

При стендовых испытаниях двигателя ЯМЗ его максимальная мощность составила 178,2 л. с., а мощность при деформировании 138,9 и 98,6 л. с. соответственно. Изменения скоростных свойств автомобиля и автопоезда в результате деформирования характеризуются данными табл. 1, полученными при лабораторно-дорожных испытаниях.

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

Таблица 1

Мощность в л. с.	Полный вес в кг	Максимальная скорость в км/ч	Время разгона с места с переключением передач в с		Средняя ско- рость в км/ч	Средний рас- ход топлива в л/100 км
			до скорости 50 км/ч	на пути 2 км		
178,2	6 950	85,5	15,8	97,6	48,0	29,9
	10 100	84,9	21,3	104,3	45,6	36,1
	14 900	83,5	31,3	116,6	44,5	41,1
	25 050	75,0	57,9	140,0	36,4	60,4
138,9	6 950	84,2	21,8	105,6	43,4	28,5
	10 100	83,7	31,2	116,5	41,8	34,1
	14 900	82,0	46,7	136,6	38,0	40,2
	25 050	58,2	99,7	169,6	31,2	52,7
98,6	6 950	80,4	30,0	116,4	43,3	28,8
	10 100	78,6	42,0	132,3	39,4	34,7
	14 900	71,0	67,9	155,7	34,2	38,5
	25 500	50,5	—	214,9	27,7	50,5

Приведенные результаты показывают, что степень снижения скоростных свойств автомобиля при деформировании возрастает с увеличением полного веса автомобиля. Так, деформирование двигателя до  $N_e=98,6$  л. с. вызывает снижение максимальной скорости  $v_{\max}$  при весе 6950 кг на 6%, при 10 100 кг — на 7,5%, при 14 900 кг — на 15% и при 25 050 кг — на 32,5%. Аналогичная закономерность наблюдается и для изменения интенсивности разгона.

В соответствии с результатами стендовых испытаний двигателя можно было ожидать, что расход топлива  $Q$  по топливно-экономической характеристике при деформировании не изменится. Однако полное совпадение экономических характеристик произошло только при наименьшем весе автомобиля 6950 кг. При весе 10 100 и 14 900 кг (рис. 1) расход топлива при деформировании увеличился в основном до 5—6%, а при весе 25 050 кг — до 10%. Таким образом, наблюдается аналогичная закономерность, отмеченная при испытаниях на скоростные свойства, которую можно охарактеризовать как ухудшение мощностных показателей двигателя и его топливной экономичности при уменьшении удельной мощности автомобиля или автопоезда (особенно в зоне малых удельных мощностей).

Результаты имитации городского движения (табл. 1) показали, что при деформировании происходит снижение среднего расхода топлива  $Q_s$  с одновременным снижением средней скорости  $v_{\text{ср}}$  движения, причем величина снижения скорости превышает величину снижения расхода топлива. Например, при весе 14 900 кг и деформировании до 138,9 л. с. средний расход топлива уменьшился на 2,2%, а скорость — на 14,6%; при деформировании до 98,6 л. с. средний расход снизился на 6,3%, а скорость — на 23,0%.

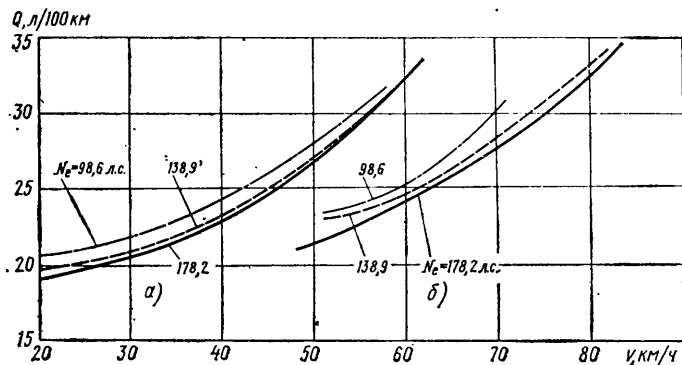


Рис. 1. Совмещенные топливно-экономические характеристики автомобиля МАЗ-500 с полным весом 14 900 кг на четвертой (а) и пятой (б) передачах

Заезды по скоростной дороге автополигона НАМИ с максимально допускаемыми скоростями  $v_{\max \text{ доп.}}$  равными 30, 45, 60 и 85 км/ч, позволили имитировать различную степень загрузки реальных маршрутов и получить достаточно широкий диапазон средних скоростей движения и соответствующих им средних расходов топлива и других показателей.

Анализ полученных результатов показал, что при полном весе 6950 кг и всех значениях  $v_{\max \text{ доп.}}$  деформирование двигателя не оказывает влияния на расход топлива и скорость движения. При всех остальных величинах полного веса, мощности и максимально допускаемой скорости деформирование влечет повышение среднего расхода топлива при одновременном снижении средней скорости движения или приводит к сни-

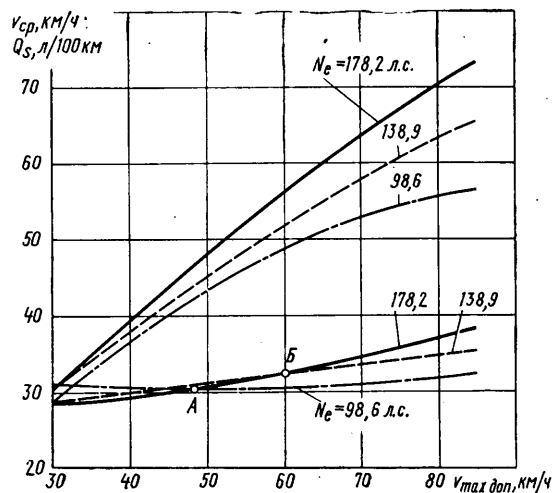


Рис. 2. Зависимость  $Q_s$  и  $v_{\text{ср}}$  от  $v_{\max \text{ доп.}}$

жению среднего расхода топлива при одновременном и более значительном снижении средней скорости движения.

На рис. 2 приведены совмещенные графики зависимости средней скорости движения  $v_{\text{ср}}$  и среднего расхода топлива  $Q_s$  от  $v_{\max \text{ доп.}}$  для полного веса автомобиля 14 900 кг.

Как видно из графиков, при одинаковом среднем расходе топлива (точки А и Б) автомобилю с деформированным двигателем соответствует меньшая средняя скорость движения.

В табл. 2 приведены средние данные по результатам заездов на скоростной дороге во всех весовых состояниях и при всех значениях  $v_{\max \text{ доп.}}$

Таблица 2

Мощность в л. с.	Средняя скорость		Средний расход топлива	
	в км/ч	в %	в л/100 км	в %
178,2	45,2	100	33,93	100
138,9	42,8	94,7	32,25	95,0
98,6	40,4	89,4	32,32	95,3

Как видно из таблицы, деформирование позволяет снизить средний расход топлива, но за счет более интенсивного снижения средней скорости движения.

Для подтверждения полученных результатов были выполнены заезды по Москве в реальных дорожных условиях, результаты которых приведены в табл. 3.

Таблица 3

Мощность в л. с.	Полный вес в кг	Средняя скорость		Средний расход топлива	
		в км/ч	в %	в л/100 км	в %
178,2	14 900	33,9	100	39,2	100
	25 050	31,7	100	53,4	100
138,9	14 900	32,4	95,6	38,9	99,2
	25 050	28,7	90,5	50,1	93,8
98,6	14 900	31,5	92,9	38,4	97,9
	25 050	26,4	83,3	50,4	94,4

Эти данные аналогичны предыдущим результатам и показывают, что в условиях реальной эксплуатации деформирование двигателя снижает расход топлива автомобиля, но при более значительном уменьшении средней скорости движения.

Таким образом, деформирование дизеля ухудшает скоростные свойства и топливную экономичность автомобиля. Степень ухудшения указанных свойств тем больше, чем меньше удельная мощность автомобиля. Деформирование дизеля может снизить средний эксплуатационный расход топлива автомобиля только за счет снижения средней скорости движения. При равных скоростях движения эксплуатационный расход топлива автомобиля с деформированным дизелем погашается.



# Исследование смесеобразования и выделения тепла в дизеле с пленочным смесеобразованием

Канд. техн. наук М. М. ВИХЕРТ, канд. техн. наук И. И. ГЕРШМАН,

канд. техн. наук Ю. Г. ГРУДСКИЙ, А. П. КРАТКО

НАМИ

**П**РОВЕДЕНЫ исследования процесса пленочного смесеобразования, охватывающие как отдельные его элементы (впрыск, газодинамику, тепловое состояние поршня, развитие и испарение топливной пленки), так и рабочий процесс в целом. Исследовались различные модели автомобильных дизелей зарубежных фирм с М-процессом, модельные установки, а также одноцилиндровые двигатели, спроектированные и изготовленные в НАМИ. В частности, на основе накопленного опыта был разработан процесс для перспективного дизеля размерностью  $S/D=105/105$ . Рассмотрим результаты исследования и доводки этого процесса на одноцилиндровой установке УДК-6.

При появлении дизелей с М-процессом существовало представление о применимости последнего лишь при ограниченных значениях некоторых параметров двигателя [скоростной режим на уровне 2000—2400 об/мин, отношение  $S/D$  — не менее 1,2 для обеспечения относительного объема камеры  $V_k$  не менее  $(0,80 \div 0,84) V_c$ , наличие не менее двух сопловых отверстий в распылителе форсунки]. Однако развитие конструкций показало, что можно значительно расширить предполагаемые предельные значения параметров, хотя это и затрудняет получение высоких выходных показателей.

Поэтому для рассматриваемого процесса было принято:  $n=3000$  об/мин;  $S/D=1,0$ , что позволяло получить объем камеры в поршне  $V_k=0,76 V_c$  при надпоршневом зазоре  $h=1,0$  мм; распылитель — односопловый, обеспечивающий надежную работу системы впрыска. Камера сгорания в поршне, расположенная центрально — сферической формы, диаметром 43 мм при диаметре горловины 35 мм.

На рис. 1 показаны нагрузочные характеристики на номинальном скоростном режиме при работе на стандартном дизельном топливе Л по ГОСТ 305—62, бензине А-72 и ШФС-Л (летнее топливо широкого фракционного состава).

Основные физические свойства топлива ШФС-Л, следующие: плотность при 20°C — 0,788 г/см<sup>3</sup>; цетановое число не менее 43; пределы температуры выкипания 80—350°C (с частичным удалением фракций авиационного керосина); вязкость кинематическая при 20°C — 1,85 сСт; температура застывания не выше — 20°C.

Как видно из рис. 1, получены вполне удовлетворительные показатели по среднему индикаторному давлению  $p_i$ , экономичности  $g_i$ , температуре  $t_r$ , дымности отработавших газов  $k$  и характеристикам динамичности цикла  $p_z$  и  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ , а также установлены хорошие многотопливные свойства процесса, хотя параметры процесса впрыска и газодинамическое состояние воздушного заряда подбирались только для дизельного топлива. Среднее эффективное давление  $p_e$  при пересчете на полноразмерный двигатель для номинального числа оборотов 3000 в минуту составляет 7 кгс/см<sup>2</sup>.

Индикаторный к.п.д.  $\eta_i$  и отношение  $\frac{\eta_i}{\alpha}$  ( $\alpha$  — коэффициент избытка воздуха), характеризующие степень совершенства рабочего процесса, лежат у верхнего предела значений, соответствующих (по статистическим данным) этим показателям современных быстроходных дизелей с непосредственным впрыском.

В табл. 1 сравнивается по указанным показателям несколько дизелей, имеющих различные камеры сгорания неразделенного типа. Данные относятся к двум скоростным режимам: номинальному и соответствующему максимальному крутящему моменту при работе на дизельном топливе.

В табл. 1, 2 приведены данные по дымности и токсичности отработавших газов двигателя с разработанным процессом и некоторых других автомобильных дизелей для характерных режимов работы: номинального  $n_{ном}$  и максимального крутящего момента  $n_{max}$ .

Приведенное содержание СО и  $C_m H_n$  в отработавших газах одноцилиндрового двигателя УДК-6 не превышает, а по  $NO_x$  ниже средних уровней показателей, существующих у современных дизелей с неразделенными камерами.

Выходные показатели двигателя, в конечном счете, определяются ходом выделения тепла. Как известно, основной прин-

цип пленочного смесеобразования состоит в ограничении скорости выделения тепла в начальном периоде сгорания при существенном увеличении этой скорости в последующих фазах сгорания. Соблюдение такого принципа требует оптимального сочетания параметров впрыска и газодинамического состояния заряда с учетом размеров камеры сгорания. Для правильного выбора указанных элементов были проанализированы как результаты, получавшиеся в ходе доводки рабочего процесса, так и соответствующие данные ряда образцов дизелей.

Двигатель УДК-6 был снабжен топливным насосом размерности А. Кулачковый вал, спроектированный и изготовленный в НАМИ, с мягким профилем кулачка, форсунка — с односопловым распылителем — допущала угловое перемещение вокруг своей оси в пределах 80°. В результате экспериментального подбора оптимальным оказалось положение топливного факела, при котором ось последнего составляла в плане угол 42° с продольной осью двигателя и 35,5° с горизонтальной плоскостью.

В табл. 3 приведены параметры впрыска для номинального режима дизеля УДК-6 и сопоставляемых с ним дизелей. У первого из них начальная  $v_{пл,нач}$  и средняя  $v_{пл,ср}$  скорости плунжера — наименьшие. Однако действительная продолжи-

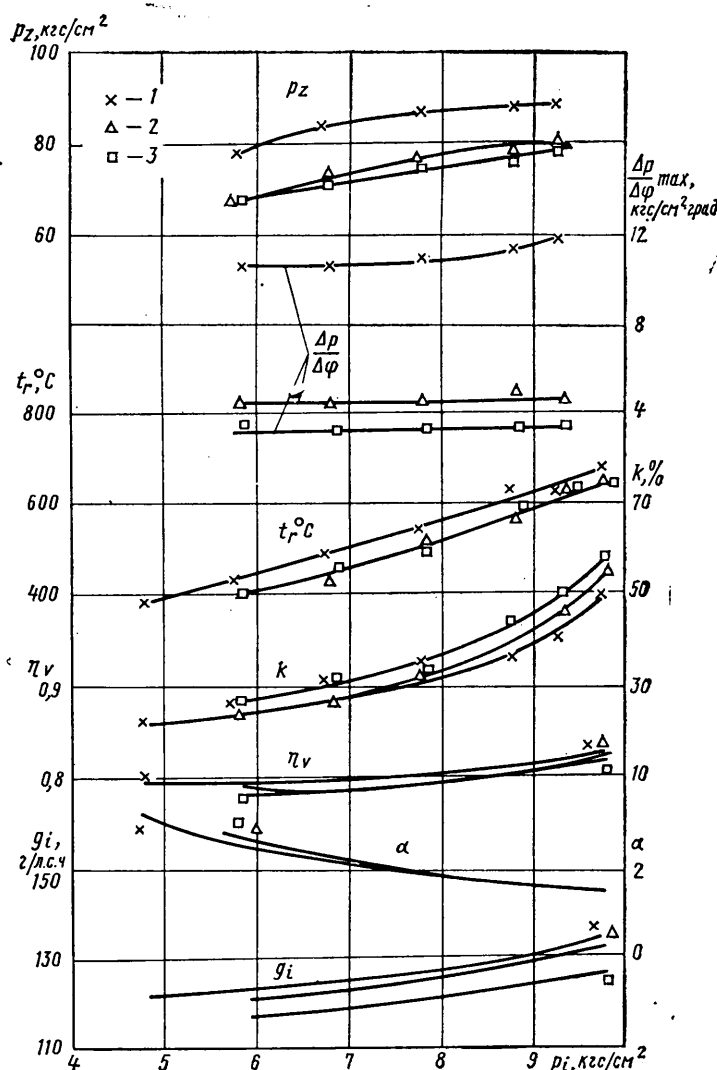


Рис. 1. Нагрузочные характеристики и параметры рабочего процесса на различных топливах:

1 — бензин А-72; 2 — топливо ШФС-Л; 3 — дизельное топливо

Двигатель	Процесс	$S/D$	$V_h$	Топливо	$\frac{n_{ном}}{n_{к.мах}}$ об/мин	$\eta_V$	$p_i$ в кгс/мм <sup>2</sup>	$g_i$ в г/л. с. ч.	$k$ в %	$t_{r_c}$ в °C	$\alpha$	$\eta_i$	$\frac{\eta_i}{\alpha}$
НАМИ УДК-6	Пленочное смесеобразо- вание	105/105	0,910	Дизельное ШФС-Л А-72	3000 2000 3000 3000	0,815 0,83 0,822 0,822	9,5 9,5 9,5 9,5	125 135 131 133	53 64 49 46	625 570 635 660	1,5 1,5 1,5 1,5	0,497 0,462 0,468 0,453	0,342 0,308 0,312 0,302
МАН D2658 M23	М-процесс	150/126	1,870	Дизельное	2300 1600	0,80 0,85	9,15 9,8	133 135	43 46	680 645	1,5 1,4	0,468 0,461	0,312 0,329
„Интернационал“ DV-550	М-процесс	$\frac{109,5}{114,3}$	1,125	..	3200 2000	0,82 0,815	9,05 9,2	130 142	65 60	700 635	1,35 1,2	0,478 0,438	0,355 0,355
„Дейтц-F6L-413“	Пристеночное смесеобразо- вание	120/120	1,412	.	2500 1500	0,77 0,81	8,85 8,94	128 139	33 24	575 540	1,44 1,4	0,487 0,448	0,338 0,32
„Мерседес-Бенц“ ОМ-360	Объемное сме- сеобразование	140/115	1,450	.	2500 1800	0,84 0,845	9,7 9,78	130 132	63 57	630 560	1,4 1,4	0,478 0,472	0,341 0,337

тельность  $\varphi_d = 16,5^\circ$  — умеренная, вследствие большего по отношению к рабочему объему  $V_h$  диаметра плунжера  $d_{пл}$ .

Значительная величина  $\varphi_d$  у дизеля МАН с большим  $V_h$ , а менее продолжительный впрыск — у дизеля «Мерседес-Бенц». Соответственно отличаются у этих дизелей и средние скорости впрыска  $W_d = \frac{6n \Delta V}{f_c \varphi_d}$  (где  $f_c$  — площадь соплового отверстия,  $\Delta V$  — цикловая подача). Скорости подачи топлива, отнесенные к одному градусу поворота кулачкового вала и единице рабочего объема цилиндра, близки между собой у всех рассматриваемых дизелей, кроме «Мерседес-Бенц». Особенности параметров впрыска у последнего, по-видимому, связаны с объемным смесеобразованием, при котором скорость и продолжительность поступления топлива в цилиндр оказывают более непосредственное влияние на скорость тепловыделения и на выходные показатели двигателя, чем при пленочном смесеобразовании.

Важным параметром является энергия, вносимая топливным

факелом  $E_T = \frac{W^2}{2g} 10^{-3}$  кгсм/г, как часть общей энергии сме-

сеобразования. Совместно с другой составляющей — энергией воздушного заряда — она определяет достижимое совершенство процесса смесеобразования. По этому показателю двигатель УДК-6 (окончательный вариант) занимает среднее положение в ряду двигателей с пленочным смесеобразованием (табл. 3).

На рис. 2 приведены кривые дифференциальных и интегральных законов подачи, определенных для дизельного топлива на трех числах оборотов кулачкового вала топливного насоса.

На интегральных кривых (рис. 2, а) отмечены фазовые углы, соответствующие окончанию периода задержки воспламенения  $\tau$  (4,4; 5,8; 6,2 градуса).

Таблица 2

Двигатель	$n_{ном}$ в об/мин	$n_{к.мах}$ в об/мин	Топливо	Режим максимального крутящего момента			Номинальный режим		
				CO в %	$C_m H_n$ в мг/л	$NO_x$ в мг/л	CO в %	$C_m H_n$ в мг/л	$NO_x$ в мг/л
Экспериментальный, одноцилин- дровая установка УДК-6	3000	2000	Дизельное ШФС-Л А-72	0,11 0,11 0,08	0,45 0,35 0,2	2,45 2,4 2,25	0,18 0,18 0,18	0,55 0,6 0,3	2,7 2,6 2,5
Восьмицилиндровые дизели с не- посредственным впрыском	2100 и 2600	1300 и 1500	Дизельное	0,07 0,08	0,2 0,05	3,5 3,2	0,15 0,06	0,2 0,1	4,0 3,3
„Интернационал“ DV-550	3000	2000	.	0,08	—	2;2	0,06	—	3,8
„Дейтц-F6L-413“	2600	1500	.	0,03	0,4	3,2	0,08	0,9	3,0

нарастания давления  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  max

на дизельном топливе на этих режимах составляет 3,2–3,8 кгс/см<sup>2</sup>·град (см. рис. 1).

В дизеле ЯМЗ на номинальном режиме за время  $\tau$  поступает около 0,70  $\Delta V$ , т. е. значительно больше, чем в дизеле УДК-6. Несмотря на значительно меньший скоростной режим, скорость нарастания давления у ЯМЗ на дизельном топливе более чем в 2 раза превышает указанный уровень. Это явля-

Таблица 3

Двигатель	$n_{ном}$ в об/мин	$V_h$ в л	$d_{пл}$ в мм	$i \times d_c$ в мм	$\mu_c$ в мм <sup>2</sup>	$\rho_{ф}$ в кгс/см <sup>2</sup>	$\Delta V$ в мм <sup>3</sup> /цикл	$v_{пл,нач}$ в м/с	$v_{пл,ср.}$ в м/с	$\varphi_d$ в град. п. к. в.	$W_d$ в м/с	$\frac{\Delta V}{V_h}$ в мм <sup>3</sup> /л	$\overline{E}_T$ в кгс м/г	$\overline{E}_B$ в кгс м/г	$\frac{\overline{E}_B}{\overline{E}_T}$
УДК-6	3000	0,91	8	1×0,57	0,154	180	50	0,86	0,91	16,5	107	3,3	0,585	1,3 1,9 2,1*	2,22 3,25 3,6*
МАН D 2658M23	2200	1,87	9	1×0,64	0,2	175	113	1,045	1,22	23	85	3,6	0,368	1,29	3,52
„Интернационал“ DV-550	3200	1,125	7,5	1×0,36 1×0,4	0,17	170	63	1,045	1,38	17	120	3,3	0,735	2,4	3,26
„Мерседес- Бенц ОМ-360“	2500	1,45	8,5	4×0,33	0,211	200	90	1,135	1,41	14,5	140	4,3	1,0	0,45	0,45
„Дейтц-F6L-413“	2650	1,412	8,5	2×0,47	0,192	175	80	0,925	1,2	17,5	108	3,0	0,597	2,45	4,1

\* Окончательный вариант.

\* Окончательный вариант.

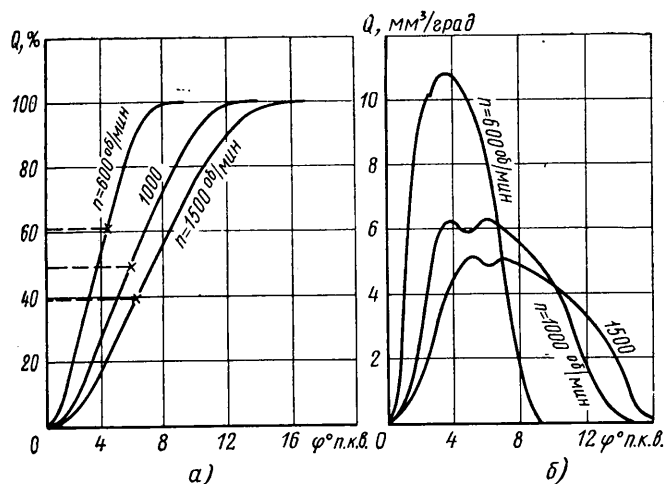


Рис. 2 Интегральный (а) и дифференциальный (б) закон подачи дизельного топлива

ется следствием отмеченного выше принципиального различия в зависимостях между количеством поступившего в цилиндр топлива и скоростью тепловыделения при объемном и пленочном смесеобразовании.

Энергия вращающегося воздушного заряда, заключенного в симметричной камере сгорания, составляет часть всей энергии смесеобразования.

Разработанный в НАМИ энергетический метод оценки состояния воздушного заряда позволяет определять влияние впускного канала и камеры сгорания на процесс смесеобразования и выбирать рациональное соотношение между энергией впрыснутого топлива и воздуха. Кроме того, этот метод позволяет оценивать необходимый уровень энергетической вооруженности различных процессов смесеобразования; объемного, объемно-пленочного и пленочного.

Величина энергии, вносимой воздушным зарядом  $\bar{E}_в$ , зависит прежде всего от формы, расположения и размеров впускного канала, а также от геометрических параметров клапана.

Способность канала обеспечить при наполнении возможно больший момент количества движения воздушного заряда при минимальных аэродинамических потерях определяет его эффективность и подтверждает правильность выбора упомянутых параметров.

Подбирая форму, расположение и размеры канала, можно добиться получения требуемой для обеспечения высокоэффективного рабочего процесса средней интегральной энергии смесеобразования всего воздушного заряда, вращающегося по за-

кону твердого тела в камере сгорания, куда вытесняется около 80% воздуха в конце такта сжатия.

Среднее значение энергии вращающегося заряда, отнесенной к 1 г впрыснутого топлива, можно выразить формулой

$$\bar{E}_в = \frac{\bar{C}_{из}}{2g},$$

где  $\bar{C}_{из}$  — средняя интегральная окружная скорость.

Средняя интегральная окружная скорость при пленочном смесеобразовании и малом диаметре камеры сгорания — шаровой или цилиндрической достигает 70—90 м/с, а при объемном смесеобразовании — не более 30—35 м/с.

При пленочном смесеобразовании энергия  $\bar{E}_в$  достигает максимальных значений и поэтому особенное внимание было обращено на проектирование и доводку впускного канала. Весь комплекс работ заключался: в эскизной проработке формы и профилировании винтового канала, выполненного в виде плавного конфузора с углом конуса около 10; в изготовлении и продувке деревянных моделей с вариантами каналов; в изготовлении головок цилиндров в металле с оптимальным вариантом канала. В данном случае пришлось исходить из принятой компоновки головки цилиндра, определившей места входа и выхода канала, а также расположение «коридора» между бобышками для шпилек и форсунок.

По принятой в НАМИ методике эффективность впускного канала характеризуется двумя коэффициентами  $\bar{C}$  и  $\bar{T}$  и их

отношением  $\bar{k} = \frac{\bar{C}}{\bar{T}}$ , определяемыми как среднееинтеграль-

ные за такт впуска путем продувки канала на статической модели. Коэффициент срабатывания  $\bar{C}$  потока характеризует гидравлическое сопротивление канала и, следовательно, располагаемые возможности по наполнению цилиндра воздухом. Коэффициент трансформации потока из поступательного во вращательный — циркуляционный —  $\bar{T}$ , пропорциональный интегральной циркуляции всего заряда, характеризует интенсивность тангенциального движения воздушного заряда в камере сгорания.

Величины этого показателя, как следует из анализа результатов выполненных в НАМИ исследований впускных каналов ряда быстроходных дизелей, существенно отличаются друг от друга в зависимости от типа смесеобразования и быстроходности (рис. 3).

У двигателей с пленочным смесеобразованием величина интегральной циркуляции в 1,5—2,5 раза больше, чем у двигателей с объемным смесеобразованием. Точка, отражающая окончательный вариант разрабатываемого процесса, располагается на поле, образованном показателями двигателей с пленочным смесеобразованием и ей соответствует наиболее высокое отношение  $\frac{\bar{T}}{\bar{C}}$ . Точкам промежуточных вариантов, об-

следованных при доводке, отвечают менее благоприятные отношения  $\frac{\bar{T}}{\bar{C}}$ . На рис. 4 показаны слепки окончательного

(01181MA) и одного из промежуточных 01181M вариантов впускного канала двигателей НАМИ УДК-6. По результатам

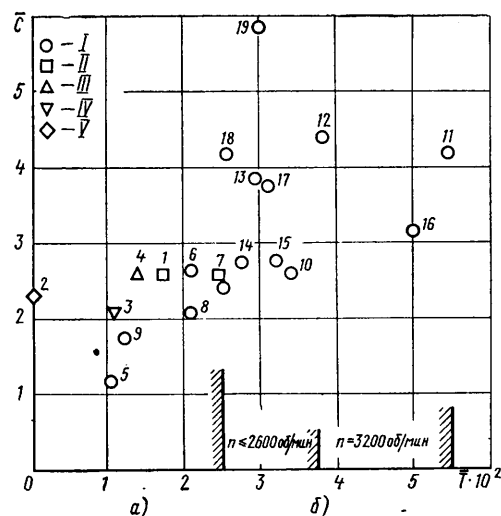


Рис. 3 Газодинамические параметры впускных каналов в двигателях разных типов и конструкций:

а — объемное смесеобразование (число сопел распылителей 3 и более); б — пленочное смесеобразование (число сопел распылителей 1, 2); 1 — винтовой канал; II — тангенциальный; III — с заширленным клапаном; IV — с заширленным седлом; V — без создания вихря; 1 — 4.236 (Перкинс); 2 — 2 F/4 (Фамос); 3 — V-6-200 (Камминс); 4 — 213A (ФИАТ); 5, 6, 7 — OM-360; OM-403; OM-346 (Даймлер-Бенц); 8 — ДН-478 (Джизенси); 9, 10 — FL-912; FL-413 (Дейтц); 11, 12 — DV-550; DV-462 («Интернационал»); 13, 14, 15 — D0026MVIA; D21561IM; D2658M (MAN); 16 — 599 (Савнем); 17, 18, 19 — IMA, IM, IMB (НАМИ УДК-6)

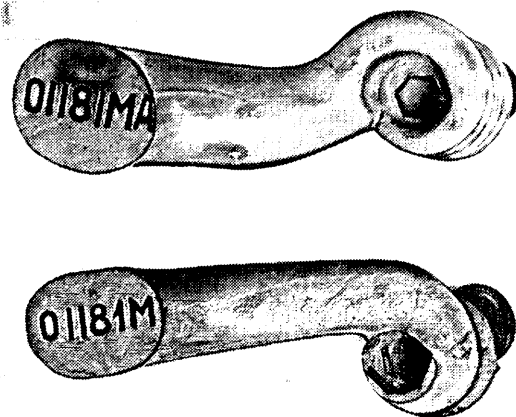


Рис. 4. Слепки вариантов впускных каналов

продувки на статической модели, принимая квазистационарную схему процесса наполнения, определяли энергию вращательного движения заряда при выпуске путем суммирования текущих значений моментов количества движения, соответствующих различным подъемам клапана.

Менее существенная составляющая часть — энергия вытеснения воздуха из надпоршневого зазора при сжатии, в которой заключено до 15—20% общей энергии воздушного заряда — в этих расчетах не учитывается.

Значения энергии  $\bar{E}_в$ , рассчитанной на 1 г топлива, приводятся в табл. 3, где дается также общая энергия смесеобразования.

Из данных таблицы видно следующее:

1. У двигателей с пленочным смесеобразованием преобладающая часть энергии смесеобразования вносится воздухом ( $\frac{\bar{E}_в}{\bar{E}_т} = 3,26 \div 4,1$ ). У двигателя «Мерседес-Бенц» OM-360 с

объемным смесеобразованием отношение  $\frac{\bar{E}_в}{\bar{E}_т}$  значительно ниже, что вообще характерно для объемного смесеобразования.

2. Суммарная величина энергии смесеобразования  $\Sigma \bar{E}$  имеет близкие значения у двигателей с пленочным смесеобразованием. Она существенно меньше у двигателей МАН и «Мерседес-Бенц», что связано с пониженным скоростным режимом этих двигателей. Учитывая относительно низкий скоростной режим, следует признать, что энергия смесеобразования у двигателя «Дейтц» весьма значительна (по величине близка к двигателям с пленочным смесеобразованием).

Для оценки и анализа параметров процесса сгорания пневмоэлектрическим индикатором МАИ-2 снимались индикаторные диаграммы, которые обрабатывались на ЭЦВМ по методу Вибе.

На рис. 5 приводятся кривые активного выделения тепла  $x_i$  на режиме  $n=3000$  об/мин,  $p_i=9,2$  кгс/см<sup>2</sup>, при оптимальном по экономичности угле опережения впрыска для каждого из трех видов топлива. Как видно, величины  $x_i$  по протеканию и фазам практически одинаковы для топлив дизельного (кривая 1) и ШФС-Л (кривая 2), но отличны для бензина А-72 (кривая 3). Для последнего топлива задержка воспламенения больше на 10° п.к.в. Выделение тепла начинается позднее, но протекает с большими скоростями.

Несколько меньшее значение  $\xi = x_{i \max}$  связано с тем, что, как упоминалось, параметры процесса подбирались оптимальными для дизельного топлива.

Характер кривых на рис. 5 типичен для пленочного смесеобразования, при котором применение топлив с худшей воспламеняемостью и более поздним началом выделения тепла не влечет за собой увеличения общей продолжительности его. Ускоренное выделение тепла, по-видимому, первоначально вызвано скоплением в цилиндре большего количества топлива за более длительный период задержки воспламенения, а после начала сгорания сказывается более значительная интенсификация процесса смесеобразования за счет теплообмена и массообмена. Эта интенсификация при пленочном смесеобразовании, в сравнении с объемным, наряду с замедленным испарением топлива в течение задержки воспламенения, является источником многотопливных свойств.

На рис. 6 представлены основные параметры и фазы (по времени) процесса сгорания для тех же видов топлив в за-

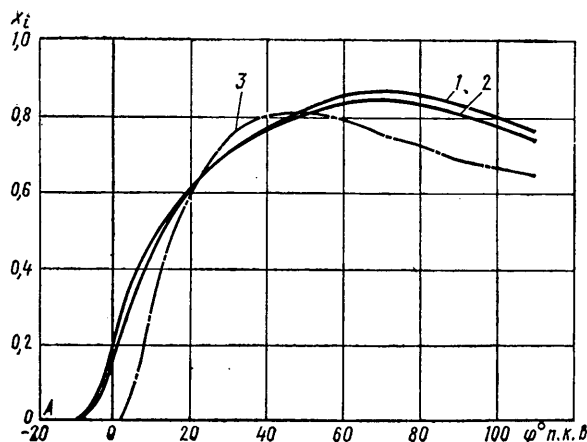


Рис. 5. Анализ процесса сгорания (А — действительное начало впрыска)

висимости от числа оборотов ( $x_0$  — характеристика выгорания топлива без учета тепловых потерь).

С увеличением числа оборотов существенно сокращается время достижения максимальных значений  $p, T$  и  $x_i - \tau_p, \tau_i, \tau_f$ .

на всех топливах, т. е. сгорание интенсифицируется. Максимальная температура цикла  $T_{\max}$  растет. Фазы сгорания сокращаются быстрее, чем возрастает число оборотов, т. е. процесс протекает более близко к в.м.т. при более высоких значениях  $p$  и  $T$ . В результате увеличиваются:  $\xi$ , характеризующая эффективность сгорания, индикаторный  $\eta_i$  и относитель-

ный к.п.д.  $\eta_d = \frac{\eta_i}{\eta_{t, \text{теор}}}$ , где  $\eta_{t, \text{теор}}$  — термический к.п.д. При этом

снижалась дымность отработавших газов. Улучшение процессов сгорания с увеличением числа оборотов связано с возрастанием скорости воздушного вихря в камере сгорания и улучшением качества распыливания топлива и, как следствие, с повышением величины энергии смесеобразования.

Возрастание числа оборотов, как и нагрузки, почти не влияет на «жесткость» сгорания  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  (рис. 1). Это объясняется

тем, что при пленочном смесеобразовании количество смеси, подготовленной к сгоранию за время задержки воспламенения для дизельного топлива и ШФС-Л практически остается постоянным, а для бензина изменяется незначительно. Это справедливо и для максимальной скорости выгорания топлива при по-

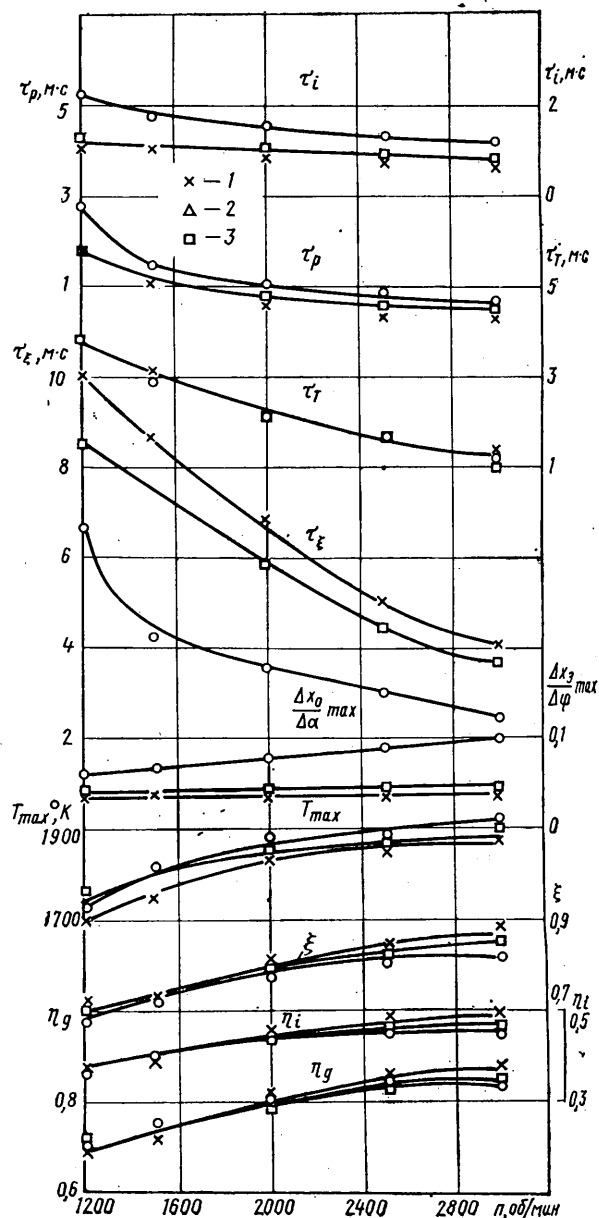


Рис. 6. Параметры и фазы сгорания по скоростной характеристике (обозначения те же, что на рис. 1)

вышении скоростного режима, причем несколько ухудшается токсичность отработавших газов, в основном, по окислам азота. Хотя продолжительность высокотемпературного периода сгорания сокращается, решающее влияние оказывает увеличение абсолютной величины температуры при возрастании числа оборотов.

Во время работы двигателя на дизельном топливе в ШФС-Л параметры и фазы процесса сгорания имеют близкие значения вследствие незначительных отличий в физико-химических свойствах этих топлив. При использовании бензина А-72 задержка воспламенения больше, сгорание начинается после в.м.т., время достижения максимального тепловыделения  $\tau_{\Sigma}$  значительно короче и продолжительность активного процесса сгорания сокращается. Максимальная скорость выгорания топлива и жесткость сгорания при этом значительно выше за счет повышенной испаряемости бензина и большей величины задержки воспламенения.

При работе на топливе ШФС-Л и на бензине А-72 дымность отработавших газов ниже, чем на дизельном топливе (на бензине до 30—40%), что обычно при использовании облегчен-

ных топлив. На бензине также ниже содержание углеводородов в отработавших газах (см. табл. 3).

Проведенное исследование показало, что: при соотношении  $S/D=1,0, \frac{V_k}{V_c}=0,76$  и при  $n=3000$  об/мин осуществим рабо-

чий процесс с пленочным смесеобразованием, по степени совершенства стоящий на уровне, достигнутом в лучших образцах быстроходных дизелей, и обладающий хорошими много-топливными свойствами. Процесс характеризуется умеренной скоростью впрыска при интенсивном вихревом движении воздушного заряда. Основная энергия смесеобразования (80—%) вносится воздушным вихрем. Совершенство и многотопливные свойства рабочего процесса обеспечиваются характером выделения тепла на различных режимах работы и разных топливах: выделение тепла замедляется в начальном периоде сгорания (по сравнению с объемным смесеобразованием), а затем — ускоряется, не удлиняя общей продолжительности сгорания. Это соотношение скоростей выделения тепла в различных фазах сгорания еще более резко выражено при работе на бензине, чем на дизельном топливе.

УДК 621.43-714:629.113

## Определение размеров радиатора системы охлаждения двигателя на ранней стадии проектирования автомобиля

Канд. техн. наук М. Е. ДИСКИН

Московский автозавод имени И. А. Лихачева

**РАЗМЕРЫ** радиатора системы охлаждения двигателя в значительной степени влияют на конструктивное оформление передней части автомобиля и на расположение агрегатов в моторном отсеке. Поэтому уже на ранней стадии проектирования автомобиля необходимо определить размеры радиатора, которые зависят от размеров сердцевины, а последние, в свою очередь, — от величины теплопередающей поверхности  $S$  радиатора.

В конструкторской практике величину теплопередающей поверхности определяют ориентировочно на основании анализа существующих конструкций автомобилей, аналогичных проектируемому. При этом чаще всего вычисляют величину поверхности охлаждения радиатора, приходящуюся на 1 л. с. номинальной мощности двигателя. На основании полученной таким образом удельной величины находят величину поверхности охлаждения радиатора проектируемого автомобиля.

Анализ удельных величин поверхностей охлаждения радиаторов системы охлаждения дизелей зарубежных автомобилей типа 6×4 с кабиной над двигателем показывает, что даже для автомобилей, близких по компоновке и мощности двигателя, удельные величины поверхности охлаждения радиаторов различаются более чем в 2 раза. Очевидно, что использовать такие данные при проектировании без их предварительного анализа весьма сложно. Вероятно, для такого анализа было бы полезно приближенное выражение, связывающее величину поверхности охлаждения радиатора с основными параметрами, которые влияют на эту величину.

Структуру этого выражения можно получить по известной формуле

$$\frac{1}{kS} = \frac{t_{\text{ж}} - t_{\text{в}}}{Q_{\text{ж}}} - \frac{1}{2c_p G_{\text{в}}} \left( 1 + \frac{c_p G_{\text{в}}}{c_{\text{ж}} G_{\text{ж}}} \right), \quad (1)$$

где  $k$  — коэффициент теплопередачи в ккал/м<sup>2</sup>·ч·град;

$S$  — поверхность охлаждения радиатора в м<sup>2</sup>;

$t_{\text{ж}}$  — максимально допустимая температура охлаждающей жидкости в °С;

$t_{\text{в}}$  — предельная расчетная температура наружного воздуха в °С;

$Q_{\text{ж}}$  — количество теплоты, отдаваемое двигателем в охлаждающую жидкость, в ккал/ч;

$c_p$  — теплоемкость воздуха при постоянном давлении в ккал/кг·град;

$G_{\text{в}}$  — весовой расход воздуха в кг/ч;

$c_{\text{ж}}$  — теплоемкость охлаждающей жидкости в ккал/кг·град;

$G_{\text{ж}}$  — весовой расход охлаждающей жидкости в кг/ч.

Количество теплоты  $Q_{\text{ж}}$ , отдаваемое двигателем в систему охлаждения, определяется специальными испытаниями и поэтому не всегда известно. Примем  $Q_{\text{ж}} = A_1 N_e$  (где  $N_e$  — номинальная мощность двигателя в л. с.;  $A_1$  — коэффициент, учитывающий особенности конструкции и тип двигателя). Соотношение водяных эквивалентов охлаждающей жидкости и воздуха  $\frac{c_p G_{\text{в}}}{c_{\text{ж}} G_{\text{ж}}}$  принимаем постоянным. Весовой расход  $G_{\text{в}}$  воздуха

для зависимости целесообразно выразить через мощность  $N_{\text{в}}$ , расходуемую на привод вентилятора и обеспечивающую требуемый расход воздуха.

Если сопротивление воздушной магистрали системы охлаждения представить как  $\Delta p_{\text{в, маг}} = B_1 G_{\text{в}}^2$ , то потребляемая

$$\text{вентилятором мощность } N_{\text{в}} = \frac{B_1 G_{\text{в}}^3}{27 \cdot 10^3 \eta_{\text{в}}}.$$

Считаем, что к.п.д. вентиляторов различаются незначительно,

$$\text{т. е. } N_{\text{в}} = B_2 G_{\text{в}}^3.$$

С учетом полученных выражений запишем

$$\frac{1}{S} = k \left( \frac{t_{\text{ж}} - t_{\text{в}}}{A_1 N_e} - \frac{B_3}{\sqrt{N_{\text{в}}}} \right), \quad (2)$$

где  $B_1$ ,  $B_2$  и  $B_3$  — коэффициенты, которые учитывают сопротивление воздушного тракта системы охлаждения и к.п.д. вентиляторов.

На ранней стадии проектирования автомобиля целесообразно использовать возможно меньшее число параметров с целью упростить их определение. В частности, с некоторым допущением можно принять коэффициент теплопередачи постоянным для одной конструкции радиатора. Это допущение следует из того, что скорости воздуха в радиаторах различных моделей при работе грузового автомобиля в наиболее тяжелых для системы охлаждения условиях находятся в довольно узких пределах 7—10 м/с.

С учетом сказанного формула (2) примет вид

$$\frac{1}{S} = c \left( \frac{t_{\text{ж}} - t_{\text{в}}}{A N_e} - \frac{B}{\sqrt{N_{\text{в}}}} \right). \quad (3)$$

Автомобиль	Расположение кабины	Тип двигателя	Мощность в л. с.	Число оборотов в минуту	N <sub>в</sub> в л. с.	t <sub>ж</sub> -t <sub>в</sub> в °C	Коэффициенты			S <sub>расч</sub> в м <sup>2</sup>	S <sub>факт</sub> в м <sup>2</sup>
							A	B	C		
ЗИЛ-130	За двигателем	Карбюраторный V-8	150	3100	10	70	6,5	0,06	1	22,8	23,4
МАЗ-500	Над двигателем	Дизель V-8	180	2200	5	70	5,0	0,055	1	21,9	20,0
Интернационал-190*	То же	То же	190	3000	10	40	4,5	0,045	1,1	38,6	39,2
ЗИЛ-164	За двигателем	Карбюраторный рядный шестцилиндровый нижнеклапанный	107	2600	5,5	85	7,5	0,065	1	14,4	15,7
Мерседес-Бенц-2232*	Над двигателем	Дизель V-10	320	2500	17	75	5,0	0,055	1,1	35,5	33,5
Форд-1000	То же	Дизель V-8	290	2100	15	55	4,0	0,05	1,1	40,0	40,4

Из формулы (3) следует, что влияние конструкции двигателя и автомобиля на величину поверхности охлаждения можно приблизительно оценить коэффициентами A и B:

$$A = \frac{Q_{ж}}{k N_e}; \quad A = \frac{632 q_w}{k \eta_e}; \quad B = \frac{k \sqrt{N_b}}{2 c_p G_b} \left( 1 + \frac{c_p G_b}{c_{ж} G_{ж}} \right),$$

где  $q_w$  — доля тепловой энергии топлива, переданная в охлаждающую жидкость;

$\eta_e$  — эффективный к.п.д. двигателя.

Приняв с учетом сделанных выше допущений

$$k = 90 \text{ ккал/ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{град} \text{ и } \frac{c_p G_b}{c_{ж} G_{ж}} = 0,2, \text{ получим}$$

$$A = 0,011 \frac{Q_{ж}}{N_e} \text{ или } A = 7 \frac{q_w}{\eta_e}; \quad B = 225 \frac{\sqrt{N_b}}{G_b}.$$

Приняв, по литературным данным, для карбюраторных двигателей  $q_w = 0,20 \div 0,30$  и  $\eta_e = 0,25 \div 0,3$ ; для дизелей  $q_w = 0,15 \div 0,25$  и  $\eta_e = 0,3 \div 0,35$ , получим диапазон величин коэффициента A: для карбюраторных двигателей  $A = 4,5 \div 8,5$ , для дизелей  $A = 3 \div 6$ . Меньшие значения этого коэффициента соответствуют высокооборотным короткоходным двигателям и дизелям с неразделенными камерами. В рассматриваемом случае диапазон величин коэффициента A для карбюраторных двигателей можно несколько сузить, считая, что наименьшие его значения относятся к высокооборотным двигателям легковых автомобилей, т. е. для карбюраторных двигателей грузовых автомобилей принимаем  $A = 5,5 \div 8,5$ .

Наиболее точно значение коэффициента A можно определить по результатам испытаний прототипа двигателя, который предполагается установить на проектируемый автомобиль.

Значения коэффициента B также можно вычислить по величинам  $N_b$  и  $G_b$ , измеренным на прототипе проектируемого автомобиля. Если величина  $G_b$  неизвестна, коэффициент B можно найти по формуле (3), располагая данными по температуре, поддерживаемой системой охлаждения.

Анализ результатов испытаний 15 моделей отечественных и зарубежных грузовых автомобилей с карбюраторными двигателями и дизелями, на которых установлены трубчато-ленточные и трубчато-пластинчатые радиаторы, позволяет рекомендовать следующие значения коэффициентов:  $B = 0,04 \div 0,06$ ;  $C = 1$  для трубчато-ленточных и  $C = 1,1$  для трубчато-пластинчатых радиаторов.

Эти коэффициенты можно использовать при расчете наиболее тяжелого для системы охлаждения режима движения автомобиля — полной нагрузке двигателя при малой скорости движения, например движение на затяжной подъем.

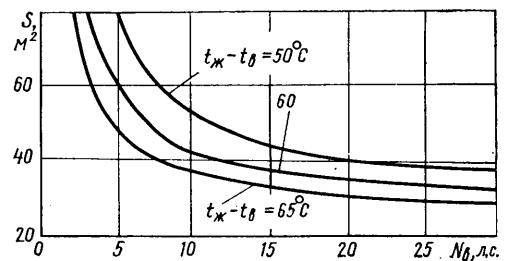
Меньшие значения коэффициента B соответствуют компоновкам с просторными моторными отсеками, большим расстоянием между радиатором, вентилятором и двигателем.

В таблице для примера представлены фактические  $S_{факт}$  и расчетные  $S_{расч}$  значения поверхности охлаждения радиаторов некоторых моделей автомобилей. Как видно из таблицы, фактические величины поверхности охлаждения отличаются от расчетных не более чем на 11%.

Сопоставляя компоновку и параметры двигателей с мо-

дями, указанными в таблице, можно ориентировочно выбрать значения коэффициентов A и B проектируемых автомобилей. Объем V сердцевин радиатора связан с величиной поверхности охлаждения соотношением  $V = \frac{S}{\sigma}$ , где компактно-

сердцевин  $\sigma = 1000 \div 1300 \text{ м}^2/\text{м}^3$  для трубчато-ленточных и  $\sigma = 800 \div 900 \text{ м}^2/\text{м}^3$  для трубчато-пластинчатых радиаторов. Меньшие значения  $\sigma$  соответствуют большему шагу оребрения.



Обычно глубину  $L_p$  сердцевин радиатора выбирают в пределах до 80 мм для трубчато-ленточных и до 100 мм для трубчато-пластинчатых радиаторов. Большим значениям глубины сердцевин соответствуют более высокие значения коэффициента B.

$$\text{Лобовая поверхность радиатора } F_L = \frac{V}{L_p}.$$

Кроме ориентировочного определения величины поверхности охлаждения радиатора, формула (3) позволяет оценить влияние на эту величину мощности, потребляемой вентилятором при различных заданных температурах охлаждающей жидкости и воздуха.

На рисунке представлена зависимость величины поверхности охлаждения радиатора от мощности  $N_b$ , потребляемой вентилятором, и разности между максимально допустимой температурой охлаждающей жидкости  $t_{ж}$  и предельной температурой наружного воздуха  $t_b$ . Кривые построены для автомобиля с дизелем мощностью 260 л. с.

Как видно из рисунка, увеличение мощности, потребляемой вентилятором, сверх 20 л. с. нецелесообразно, так как при этом поверхность охлаждения уменьшается очень медленно.

Такой предварительный анализ полезен при выборе размеров радиатора и назначении величины мощности, затрачиваемой на привод вентилятора.

Формулу (3) можно использовать при проектировании легковых автомобилей и тракторов, однако входящие в нее коэффициенты следует уточнять на основании экспериментальных данных.

## Конкурс имени П. Г. СОБОЛЕВСКОГО

Центральное правление НТО Машпрома проводит конкурс на лучшие работы в области порошковой металлургии, выполненные в 1970—1973 гг.

Срок представления работ на конкурс до 1 сентября 1974 г.

С условиями конкурса можно ознакомиться в областных, республиканских и центральном правлениях. Научно-технических обществ машиностроительной промышленности.

# Выбор расчетных параметров осевой турбины с регулируемым сопловым аппаратом

Канд. техн. наук И. А. БАРСКИЙ

Университет дружбы народов имени Патриса Лумумбы

**ПРИМЕНЕНИЕ** турбин с регулируемым сопловым аппаратом в турбокомпрессорах улучшает скоростные характеристики дизелей. Для получения повышенного давления наддува при снижении числа оборотов дизеля необходимо уменьшать угол выхода потока из соплового аппарата  $\alpha_1$  с уменьшением расхода газа. При снижении угла  $\alpha_1$  уменьшается угол входа потока на рабочее колесо  $\beta_1$  и возникает положительный угол атаки на рабочих лопатках

$$i = \beta_{1к} - \beta_1,$$

где  $\beta_{1к}$  — конструктивный угол входа рабочих лопаток.

Кроме того, с уменьшением  $\alpha_1$  снижается степень реактивности турбины. Возникновение положительных углов атаки, снижение степени реактивности, а также наличие радиального зазора между сопловыми лопатками и корпусом турбины — главные причины снижения к.п.д. турбины с регулируемым сопловым аппаратом. Расчет характеристик осевой турбины с регулируемым сопловым аппаратом представляет большие трудности, связанные с недостаточным знанием потерь и сложным характером потока при уменьшении угла  $\alpha_1$  [1 и 2]. На основе обобщения экспериментальных данных были получены следующие зависимости для определения относительных

величин внутреннего к.п.д. турбины  $\eta_{та} = \frac{\eta_r}{\eta_{r0}}$ , к.п.д. опре-

деленного по параметрам торможения  $\eta_{та}^* = \frac{\eta_r^*}{\eta_{r0}^*}$  и степе-

ни реактивности  $\bar{\rho}_a = \frac{\rho}{\rho_0}$  в зависимости от  $\alpha_1$  [3]:

$$\bar{\eta}_{та} = 1,01 - |(\sin \alpha_1 - 0,8)^{2,86}|;$$

$$\bar{\eta}_{та}^* = 1 - (\sin \alpha_1 - 1)^4;$$

$$\bar{\rho}_a = 0,24 \sin \alpha_1 + 0,78 \sin^2 \alpha_1 - 0,02 \text{ при } \sin \alpha_1 \leq 1,$$

где  $\sin \alpha_1 = \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_{10}}$  (индексом 0 обозначены параметры при расчетном  $\alpha_1$ ).

Приведенные выше формулы применимы к турбинам с  $\rho_0 = 0,25 \div 0,45$  и степенью понижения давления в ступени  $\lambda_1 \leq 2$  при постоянном отношении  $x = \frac{u}{c_{ад}}$  ( $u$  — окружная скорость,  $c_{ад}$  — скорость, соответствующая адиабатическому теплоперепаду на ступень).

Приведенный расход газа через турбину  $G_{пр} = \frac{G \sqrt{T^*}}{p^*}$

определяется по формуле

$$G_{пр} = G_{пр0} q_a \sin \alpha_1;$$

$$q_a = \sqrt{\frac{1 - \bar{\rho}_a \rho_0}{1 - \rho_0} \left[ \frac{1 - \varphi^2 \left( 1 - \tau_r^{\frac{1-k}{k}} \right) (1 - \bar{\rho}_a \rho_0)}{1 - \varphi^2 \left( 1 - \tau_{r0}^{\frac{1-k}{k}} \right) (1 - \rho_0)} \right]^{\frac{1}{k-1}}},$$

где  $G_{пр0}$  — приведенный расход газа при расчетном угле  $\alpha_1$ ;  
 $\varphi = 0,95 \div 0,97$  — коэффициент скорости в сопловом аппарате;  
 $k$  — показатель адиабаты.

В том случае, когда течение в сопловом аппарате становится критическим и приведенная плотность тока  $q = q_0 q_a \geq 1$ ,

величина  $q_a$  принимается постоянной и равной  $q_a = \frac{1}{q_0}$ .

Зависимость к.п.д. турбины с регулируемым сопловым аппаратом от  $x$ , как показали опыты, практически не зависит от

угла  $\alpha_1$  и может быть определена по полуэмпирической формуле

$$\bar{\eta}_r = \frac{\eta_r}{\eta_{r0}} = 1 - \left| \left( 1 - \frac{x}{x_0} \right)^m \right|.$$

При этом для одноступенчатой турбины  $m = 2,2 \div 2,3$  и для двухступенчатой  $m = 2,3 \div 2,4$ .

Рассмотрим особенности профилирования осевых турбин с регулируемым сопловым аппаратом с целью получения высокого к.п.д. при уменьшении угла  $\alpha_1$ .

Угол атаки рабочих лопаток. Известно, что при отрицательных углах атаки профильные потери растут слабее, чем при положительных. Поэтому в турбинах с регулируемым сопловым аппаратом может оказаться целесообразным применение отрицательных углов атаки на расчетном режиме. Однако выбирать расчетные отрицательные углы атаки нужно с большой осторожностью.

Можно получить расчетные отрицательные углы атаки рабочих лопаток путем увеличения расчетного угла  $\alpha_1$  при неизменном угле  $\beta_{1к}$  и путем уменьшения угла  $\beta_{1к}$ . Применение первого пути в большинстве случаев ограничено, так как увеличение расчетного угла  $\alpha_1$  приводит к росту потерь с выходной скоростью и снижению внутреннего к.п.д. турбины. Более конструктивен второй путь. С использованием его уменьшаются положительные углы атаки в области малых углов  $\alpha_1$  и повышается к.п.д. турбины на этих режимах. Однако у данного случая довольно ограниченные возможности. Наибольший рост профильных потерь при уменьшении угла  $\alpha_1$  происходит в корневых сечениях рабочих лопаток. В этих сечениях профили лопаток близки к активным и углы входа  $\beta_{1к}$  и выхода  $\beta_{2к}$  близки между собой. Поэтому уменьшение угла  $\beta_{1к}$

снижает конфузурность межлопаточных каналов  $K = \frac{\sin \beta_{1к}}{\sin \beta_{2к}}$ ,

и может даже возникнуть их диффузурность, что приведет к резкому росту потерь. Кроме того, уменьшение  $\beta_{1к}$  приводит к росту потерь во всех сечениях вследствие увеличения кривизны межлопаточных каналов, а также из-за уменьшения атакоустойчивости профиля. Последнее объясняется тем, что у турбинных профилей с малыми углами входа потери при нерасчетных углах потока растут значительно сильнее, чем у профилей с большими углами  $\beta_{1к}$ .

На рис. 1 и 2 показаны зависимости коэффициентов профильных потерь  $\xi_{пр}$  на периферии (рис. 1, а), на среднем диаметре (рис. 1, б) и у корня лопаток (рис. 1, в), а также к.п.д.  $\eta_r^*$  турбины с регулируемым сопловым аппаратом от угла  $\alpha_1$  в случае выбора расчетных углов атаки, равных нулю, и при

отрицательных углах атаки  $\left( \alpha_{10} = 26^\circ : \frac{D_{ср}}{l} = 4,75 \right)$ , полу-

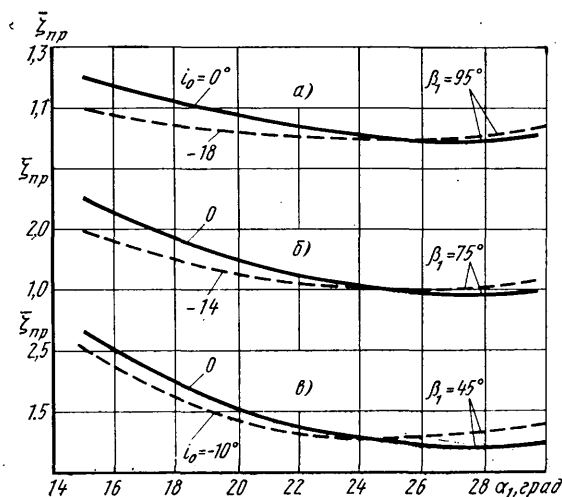


Рис. 1



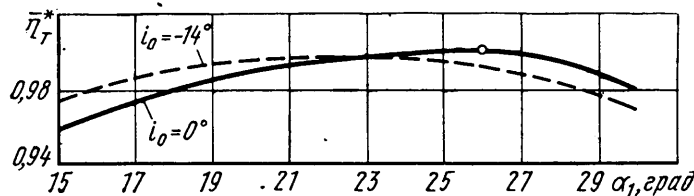


Рис. 2

ченных за счет уменьшения угла входа  $\beta_{1к}$  (рис. 2). За счет применения отрицательных углов атаки можно на 1—2% увеличить к.п.д. турбины по заторможенным параметрам в области малых  $\alpha_1$ . Однако при этом несколько снижается к.п.д. на расчетном режиме из-за отрицательного расчетного угла атаки и увеличения изгиба профилей.

Учитывая все эти факторы, можно рекомендовать применение в турбинах с регулируемым сопловым аппаратом небольших отрицательных углов атаки: порядка 10—15° на периферии, 5—10° на среднем диаметре. У корня можно допускать отрицательный угол атаки порядка 4—7° только в том случае, если сохранится достаточная конфузурность межлопаточных каналов.

Степень реактивности. Изменение к.п.д. и степени реактивности на среднем диаметре и у корня турбины с регулируемым сопловым аппаратом в зависимости от угла  $\alpha_1$  показано на рис. 3. Как видно из рисунка, уменьшение угла  $\alpha_1$  вызывает снижение степени реактивности на среднем диаметре и появление отрицательной реакции у корня. Последнее означает, что поток становится диффузорным, и это сопровождается увеличением потерь. Сохранение положительной реактивности у корня при малых  $\alpha_1$  позволит увеличить к.п.д. турбины в этой области. Повышение реактивности у корня можно обеспечить тремя путями: 1) повышением степени реактивности на расчетном режиме; 2) уменьшением относительной высоты лопатки  $\frac{l}{D_{cp}}$ ; 3) уменьшением градиента давления (изменения  $p$ ) по высоте лопатки.

Турбина с регулируемым сопловым аппаратом должна обладать повышенной реактивностью на среднем диаметре на расчетном режиме — порядка 0,4—0,45, а в некоторых случаях и выше. Чтобы повысить степень реактивности у корня, следует применять, если это возможно, лопатки небольшой относительной высоты  $\frac{l}{D_{cp}} \leq \frac{1}{5} \div \frac{1}{6}$ , а чтобы при больших реактивностях и относительно коротких лопатках не возникало больших потерь в радиальном зазоре рабочих лопаток, желательно применять рабочие колеса с бандажами.

Суммарное влияние степени реактивности на расчетном режиме и относительной высоты лопаток на к.п.д. турбины с регулируемым сопловым аппаратом показано на рис. 4. Из рисунка видно, что за счет повышения  $p$  и снижения  $\frac{D_{cp}}{l}$  к.п.д. турбины в области малых  $\alpha_1$  можно повысить на 1—2%.

Уменьшение изменения реактивности по радиусу. Турбины с регулируемым сопловым аппаратом имеют сферические поверхности, ограничивающие проточную часть соплового аппарата у корня и у периферии, причем центры обеих шаровых поверхностей лежат в одной и той же

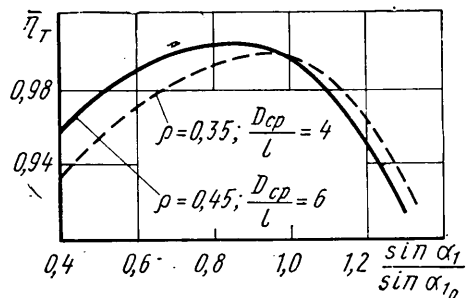


Рис. 4

точке на оси вращения турбины. Через эту точку проходят поворота всех сопловых лопаток. Эта особенность соплового аппарата турбины с поворотными лопатками исключает возможность применения таких эффективных способов снижения градиента давления, как меридиональное профилирование соплового аппарата и отклонение сопловых лопаток от радиального направления (так называемый «навал»). Поэтому для уменьшения градиента давления, т. е. изменения степени реактивности по радиусу, можно применить лишь законы профилирования лопаток по радиусу, обеспечивающие уменьшение изменения  $p$ .

Сравнение законов профилирования по радиусу  $\alpha_1 = \text{const}$  и постоянства циркуляции ( $\Gamma_{cu} = \text{const}$ ;  $c_{1u} = \text{const}$ ) показывает, что для турбины с регулируемым сопловым аппаратом предпочтительнее первый закон. Это объясняется тем, что при профилировании лопаток по радиусу по закону постоянства циркуляции угол  $\alpha_1$  уменьшается по направлению к корню и, следовательно, угол  $\alpha_1$  в корневом сечении будет меньше, чем при законе  $\alpha_1 = \text{const}$ . Вследствие этого корневой профиль рабочих лопаток при законе постоянства циркуляции будет менее атакостойчив. В данном случае больше опасность появления диффузорного потока. Кроме того, очень малые углы  $\alpha_1$  в корневом сечении при законе постоянства циркуляции (3—5° меньше, чем на среднем диаметре) также способствуют росту потерь. Закон  $\alpha_1 = \text{const}$  за счет искривления линий тока в меридиональной плоскости (линии тока имеют выпуклую, обращенную к оси турбины) обеспечивает, как показывают опыты и расчеты, несколько большую реактивность у корня, чем закон  $\Gamma_{cu} = \text{const}$ .

Наибольшее повышение реактивности у корня за счет искривления линий тока дают законы профилирования, при которых угол  $\alpha_1$  растет по направлению к корню. Опыты показывают, что при использовании таких законов профилирования к.п.д. турбины не уступает таковому при обычном профилировании [4]. На рис. 5 показано изменение степени реактивности и углов турбины по радиусу в случае профилирования лопаток по закону  $\alpha_1 = \text{const}$  (сплошные кривые) и  $\Gamma_{cu} = \text{const}$  (штриховые кривые), обеспечивающему рост угла  $\alpha_1$  к корню [5]. Видно, что вследствие роста угла  $\alpha_1$  к корню и вызванного этим искривления линий тока степень реактивности растет на 0,1—0,15.

Учитывая это, в турбине с регулируемым сопловым аппаратом следует применять законы профилирования по радиусу, обеспечивающие постоянство или увеличение угла  $\alpha_1$  по направлению к корню.

Степень понижения давления в ступени. Обычно степень понижения давления в ступени выбирается

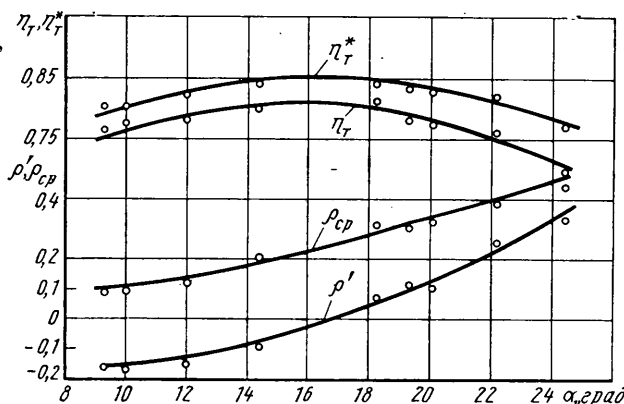


Рис. 3

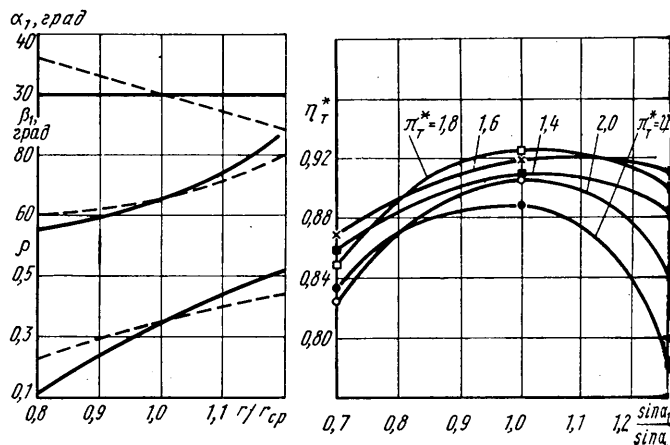


Рис. 5

Рис. 6



исходя из минимума числа ступеней турбины и температуры лопаток. В турбине с регулируемым сопловым аппаратом, если это возможно, следует ограничивать данную величину до 1,6—1,8.

При больших величинах  $\pi_r^*$  с уменьшением угла  $\alpha_1$  возникают сверхзвуковые скорости потока на выходе из соплового аппарата, прежде всего у корня. Это сопровождается ростом потерь и опасности отрыва потока. Как показывают эксперименты, приведенные на рис. 6 и в работе [6], в турбине с регулируемым сопловым аппаратом при больших степенях понижения давления, определенных по параметрам торможения, к.п.д. по параметрам торможения меняется в зависимости от угла  $\alpha_1$  значительно сильнее, чем при сравнительно небольших  $\pi_r^* = 1,4 \div 1,6$ .

Таким образом, в осевой турбине с регулируемым сопловым аппаратом для повышения к.п.д. при малых углах выхода из соплового аппарата следует применять лопатки с высокой реактивностью и относительно небольшой длиной, а также стремиться к не слишком большим степеням понижения давления в ступени.

-Целесообразно также применять рабочие лопатки с небольшими отрицательными углами атаки на среднем и периферий-

ном диаметрах. В том случае, если в корневом сечении рабочие лопатки имеют достаточную конфузурность, то в данном случае можно применять отрицательные углы атаки порядка  $-4 \div -7^\circ$ .

В турбине с регулируемым сопловым аппаратом следует применять законы профилирования по радиусу, обеспечивающие постоянство или увеличения угла  $\alpha_1$  по направлению к корню. Закон постоянства циркуляции по радиусу в таких турбинах применять не следует.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Барский И. А. «Автомобильная промышленность», 1970, № 4.
2. Барский И. А. — «Теплоэнергетика», 1971, № 11.
3. Барский И. А., Шаталов И. К. Расчет характеристик газотурбинных установок. Издание Университета дружбы народов, 1971.
4. Максимова М. К. и др. Экспериментальное исследование турбинных ступеней с длинными лопатками. «Известия вузов. Авиационная техника», 1970, № 1.
5. Барский И. А. — «Энергомашиностроение», 1968, № 2.
6. Johnson R. — «AIAA Paper», 1969, № 69—525.

УДК 629.113.012.8

# Влияние конструкций зависимых подвесок на нагружение картера заднего моста легкового автомобиля

Канд. техн. наук С. Я. МАРГОЛИС, О. Д. ЗЛАТОВРАТСКИЙ, Е. Е. ЧЕРЕЙСКИЙ

ВНИИММАШ, Автозавод имени Ленинского комсомола

**В** О ВРЕМЯ работы балка неразрезного заднего моста автомобиля нагружается изгибающими моментами, действующими в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а также реактивным, тяговым и тормозным крутящими моментами.

Расчет напряжений в картере заднего моста автомобиля в реальных условиях движения затруднителен из-за статической неопределенности расчетных схем, сложности учета влияния динамических нагрузок и необходимости определения массовых, упругих и демпфирующих характеристик деталей и узлов, входящих в расчетную схему. В результате реальное нагружение балки можно определить только экспериментальным путем.

Для исследований были выбраны четыре автомобиля, основные параметры которых приведены в табл. 1.

Таблица 1

Номер автомобиля	Тип задней подвески	Вес в кг			База в м	Ширина колеи задних колес в м
		общий автомобиля	приходящийся на переднюю ось	приходящийся на заднюю ось		
1	Рессорная	1455	696	759	2,4	1,24
2	Рычажно-пружинная	1438	672	766	2,4	1,24
3	Рычажно-пружинная двух типов	1713	726	937	2,55	1,34

Автомобиль № 3 испытывался с задними подвесками двух типов (рис. 1) с продольными верхними штангами (а) и со штангами («косыми»), расположенными под углом к продольной плоскости симметрии автомобиля и без поперечной штанги (б). Весовые состояния автомобилей определялись с установленной аппаратурой, балластом, аккумуляторами, а также с сидящим водителем и оператором. Баки были заправлены на половину емкости.

При исследовании нагружений балок задних мостов испытываемых автомобилей в опасных сечениях измерялись реактивный крутящий момент и изгибающий момент в вертикальной плоскости, действующие на балку заднего моста при различных статических и динамических нагрузках.

Крутящие и изгибающие моменты измерялись при помощи тензодатчиков с подачей сигнала через тензоусилитель «Топаз» на шлейфовый осциллограф К-12-22. Сигналы крутящего момента тарировались на балках, снятых с автомобилей и нагру-

жаемых дозированными крутящими моментами на соответствующей нагрузочной машине. Сигналы изгибающего момента балки в вертикальной плоскости тарировались непосредственно на автомобилях при их нагружении. М<sub>кр</sub>, кгс-м

Перед дорожными испытаниями проводились стендовые для определения влияния кинематики подвесок различных типов на закручивание

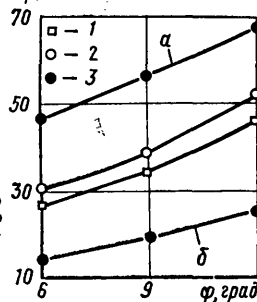


Рис. 1. Зависимость величины реактивного крутящего момента  $M_{кр}$  на балке заднего моста при различных типах подвесок от угла перекаса  $\phi$  заднего моста относительно кузова (стендовые испытания): 1—3 — автомобили № 1—3

картера заднего моста при перекасах последнего относительно кузова автомобиля. Эти перекасы создавались при подъеме одной стороны кузова электромеханическим подъемником. Задние колеса устанавливались на горизонтальной плоскости. Углы поперечного крена кузова определялись оптическим квадрантом КО-1М.

Во время дорожных испытаний предусматривалось исследование нагрузочных режимов балок задних мостов на прямолинейных участках дорог автополигона НАМИ при режимах движения, указанных в табл. 2.

Таблица 2

Дорога	Длина мерного участка в м	Скорость движения автомобиля в км/ч		
		№ 1	№ 2	№ 3
Скоростная (цементнобетонная), ровный участок	500	50	100	140
С булыжным покрытием ровного профиля	70—80	20	40	60
Бельгийская мостовая	50—60	20	40	60
Специальная — «короткая волна»	35	30	—	—
Динамометрическая	4000	Разгон и торможение		

Примечание. Траектория движения прямолинейная.

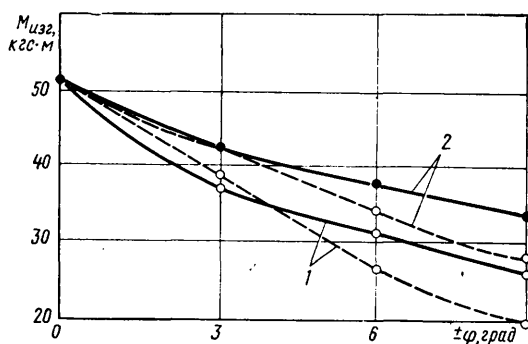


Рис. 2. Влияние установки стабилизатора поперечной устойчивости на изгиб балки заднего моста при различных углах перекаса заднего моста относительно кузова во время стендовых испытаний (сплошные линии — перекас в левую сторону; штриховые — перекас в правую сторону)

Результаты стендовых испытаний, представленные на рис. 1, показывают, что величина закручивания балки заднего моста при перекасах последнего относительно кузова  $M_{кр} = f(\varphi)$  увеличивается с ростом перекаса  $\varphi$ . Зависимости  $M_{кр} = f(\varphi)$  для автомобилей № 1 и 2 весьма близки, несмотря на разные типы задних подвесок.

При увеличении длины балки заднего моста (расширении колеи автомобиля) и при закреплении верхних продольных штанг на балке вблизи опорных тормозных дисков величина крутящего момента, действующего на балку заднего моста во время его перекасов относительно кузова, увеличивается. В связи с этим целесообразно прикреплять верхние продольные штанги к балке заднего моста вблизи места крепления редуктора, что подтверждается результатами стендовых испытаний, проведенных с косыми верхними штангами автомобиля № 3 при перекасах заднего моста относительно кузова. В данном случае чулки балки заднего моста нагружаются значительно меньшим крутящим моментом.

Наряду с этим при стендовых испытаниях определено влияние установки стабилизатора поперечной устойчивости на величину изгибающего момента, действующего на балку заднего моста в вертикальной плоскости. Результаты исследований, представленные на рис. 2, показывают, что стабилизатор (кривые 1) при кренах кузова способствует большему перераспределению изгибающих моментов по длине балки. На более нагруженной стороне балки напряжения будут превышать уровень напряжений в случае отсутствия стабилизатора (кривые 2). Увеличение изгибающего момента на более нагруженной стороне балки при одинаковых углах перекаса кузова составляет около 10%.

Во время динамических испытаний (табл. 2) изменения крутящего и изгибающего моментов балки оценивались среднеэкстремальными значениями соответствующих моментов.

Если функция  $y(t)$  представляет собой случайный колебательный процесс и имеется ряд последовательных значений экстремумов  $y_i$  ( $i=1, 2, \dots, n$ ) на участке реализации, то

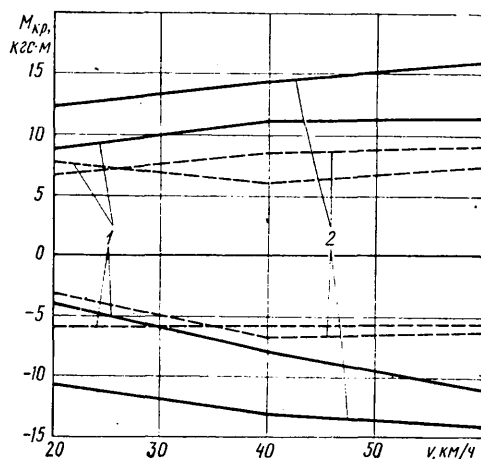


Рис. 3. Зависимость реактивного крутящего момента, действующего на балку заднего моста с рессорной и рычажно-пружинной подвесками, от скорости движения и типа дорожного покрытия

среднее значение функции  $y(t)$  на этом участке приближенно определяется:

$$\bar{y} \approx \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i.$$

Среднемаксимальные и средниминимальные значения функции будут:

$$\bar{y}_{\max} = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k (y_{\max})_i; \quad \bar{y}_{\min} = \frac{1}{p} \sum_{i=1}^p (y_{\min})_i,$$

где  $k$  — число максимумов таких, что  $(y_{\max})_i \geq \bar{y}$ ;

$p$  — число минимумов таких, что  $(y_{\min})_i < \bar{y}$ .

При дорожных испытаниях на автомобиле № 1 и 2 устанавливали одни и те же серийные амортизаторы, у которых максимальные усилия отбоя и сжатия отрегулированы по верхним пределам ТУ.

Результаты дорожных испытаний (рис. 3) показали, что размахи колебаний крутящего момента на каждом из дорожных покрытий растут с увеличением скорости движения, что связано с увеличением динамических импульсов от дорожных неровностей с ростом скорости. Уровень крутящих моментов на бельгийской мостовой (сплошные линии) несколько выше, чем на булыжной дороге ровного профиля (штриховые линии), что связано с разной высотой неровностей этих дорожных покрытий. Из сравнения крутящих моментов балки заднего моста на рессорной подвеске автомобиля № 1 (кривые 1) и рычажно-пружинной подвеске автомобиля № 2 (кривые 2) при движении по бельгийской мостовой и специальной дороге — «короткие волны» (табл. 3) следует, что размахи колебаний крутящего момента во втором случае несколько выше, чем в первом. Это объясняется отсутствием у рычажно-пружинной подвески межлистового трения. Кроме того, на увеличении амплитуд колебаний рычажно-пружинной подвески при заездах по дорогам с булыжным покрытием ровного профиля и по бельгийской мостовой сказывается и большее влияние перекаса заднего моста на перераспределение крутящего момента при этом типе подвески (рис. 1).

Причинами возникновения колебаний реактивного крутящего момента, воспринимаемого балкой заднего моста, могут быть:

- 1) вынос вперед центра тяжести редуктора заднего моста относительно оси балки заднего моста;
- 2) взаимные перекасы заднего моста и кузова;
- 3) крутильные колебания трансмиссии;
- 4) колебания момента сопротивления качению, связанные с радиальной деформацией шин на неровностях дороги.

При всех проведенных испытаниях отмечено совпадение частот колебаний изгибающего и крутящего моментов, что нельзя объяснить колебаниями трансмиссии. Измерен также крутящий момент на балке заднего моста при переезде выступа бетонной плиты дорожного покрытия одновременно обоими колесами задней оси, что исключило сколько-нибудь существенный перекас заднего моста в момент прохождения препятствия. Увеличение сопротивления качению колес в момент переезда неровности должно было бы, в случае существенного влияния этого фактора, дать импульсное возрастание крутящего момента. Крутильные колебания трансмиссии в данных условиях не могут вызвать значительного изменения крутящего момента. Это происходит потому, что при вертикальном ускорении моста, направленном вверх при переезде неровности, такое расположение центра тяжести редуктора вызывает на чулках балки момент, направленный в сторону, противоположную моменту «от двигателя». Этот результат указывает на то, что основной причиной колебаний крутящего момента является вынос вперед центра тяжести редуктора заднего моста.

Увеличение размахов колебаний заднего моста с рычажно-пружинной подвеской приводит к возрастанию амплитуд колебаний крутящего момента на балке заднего моста. Это указывает на необходимость установки более эффективных амортизаторов при их совместной работе с задней рычажно-пружинной подвеской.

Перекасы заднего моста относительно кузова также влияют на величины колебаний крутящего момента балки заднего моста. Рост этих колебаний при движении по бельгийской мосто-

Таблица 3

Номер автомобиля	Момент в кгс·м	
	изгибающий	крутящий
1	$\pm 19$	$\pm 5,2$
2	$\pm 35,3$	$\pm 7,4$
3а	$\pm 34,5$	$\pm 19,0$
3б	$\pm 34,5$	$\pm 9,8$

вой частично можно объяснить увеличением перекосов заднего моста относительно кузова.

Во время движения автомобиля по скоростной дороге уровень колебаний крутящего момента балки заднего моста незначителен, а абсолютная величина данного момента увеличивается с ростом скорости, это связано с повышением сопротивления движению на больших скоростях и с соответствующим увеличением крутящего момента двигателя.

Сравнительные исследования влияния двух типов рычажно-пружинных подвесок (с продольными и косыми верхними штангами) на величины крутящего момента, действующего на чулки балки заднего моста автомобиля № 3 (табл. 1), результаты которых приведены на рис. 4 и в табл. 3, показали, что во время движения автомобиля на скоростной дороге автополигона (рис. 4, а) уровень крутящего момента при использовании обоих типов подвесок примерно одинаков. Во время движения автомобиля по дороге с булыжным покрытием ровного профиля (рис. 4, б), по бельгийской мостовой (рис. 4, в) и по специальной дороге — «короткая волна» величина крутящего момента, действующего на чулки балки заднего моста, при использовании продольных верхних штанг (кривые 1) в 1,5—2 раза выше, чем при использовании косых штанг (кривые 2). Это объясняется прикреплением косых штанг на близком расстоянии от места установки редуктора главной передачи, что разгружает чулки балки заднего моста от восприятия значительной части реактивного крутящего момента. Особенно наглядно это подтверждается испытаниями на специальной дороге — «короткая волна» (табл. 3).

Наряду с равномерным движением автомобиля по специальным дорогам закручивание балки заднего моста с продольными и косыми верхними штангами исследовалось на динамометрической дороге при разгонах и торможениях с максимальным ускорением и замедлением (табл. 4).

Результаты этих исследований показали, что величина реактивного крутящего момента, воспринимаемого чулками балки заднего моста автомобиля № 3 с косыми штангами, на 30—35% ниже, чем с верхними продольными или с рессорной подвеской. На режиме торможения при использовании продольных штанг реактивный крутящий момент, воспринимаемый чулками балки заднего моста, несколько меньше, чем при косых. Однако при торможении этот момент по абсолютной величине меньше, чем при разгоне. Таким образом, для снижения закручивания балки заднего моста целесообразно применять рычажно-пружинную подвеску с косыми штангами, которые необходимо прикреплять к балке заднего моста по возможности ближе к месту крепления редуктора главной передачи.

Наряду с крутящим моментом на балку заднего моста действует изгибающий момент в вертикальной плоскости. Приведенные на рис. 5 зависимости изгибающего момента, действующего на балку заднего моста, обусловленные скоростью движения автомобиля показывают, что на всех дорожных покрытиях уровень изгибающих моментов и размах их колебаний при рычажно-пружинной подвеске выше, чем при рессорной (при прочих равных условиях): по скоростной дороге — на 15—20% (рис. 5, а); по булыжному покрытию ровного профиля — на 30—35% (рис. 5, б); при движении по бельгийской мостовой — на 30—40% (рис. 5, в).

Различие в значениях изгибающих моментов для подвесок исследованных типов вызвано двумя причинами:

1. Уменьшением рессорной (пружинной) кривой рычажно-пружинной задней подвески по сравнению со случаем применения рессорной подвески. Необходимо сделать вывод о целесообразности максимально возможного увеличения «пружинной» кривой у рычажно-пружинных задних зависимых подвесок.

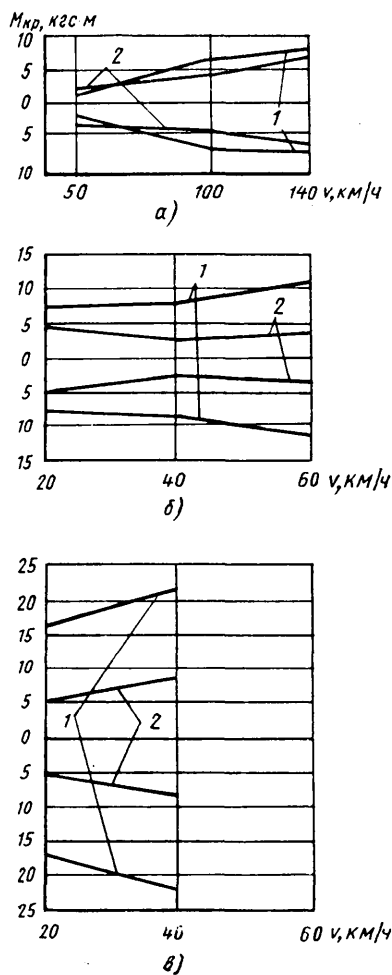


Рис. 4. Зависимости реактивного крутящего момента, действующего на балку заднего моста с рычажно-пружинными подвесками с продольными и косыми верхними штангами, от скорости движения и типа дорожного покрытия

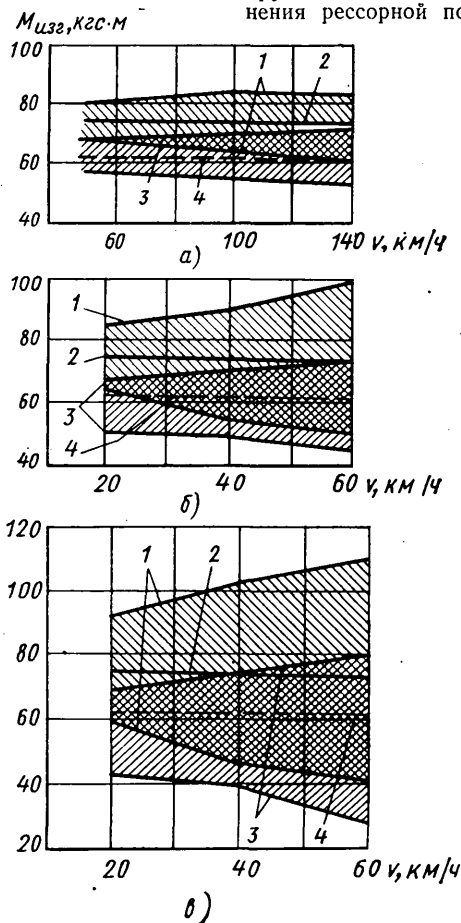


Рис. 5. Зависимости изгибающего момента, действующего на балку заднего моста автомобилей с рессорной и рычажно-пружинной подвесками, от скорости движения и типа дорожного покрытия: 1 — рычажно-пружинная подвеска (№ 2); 2 — при статической нагрузке (№ 2); 3 — рессорная подвеска (№ 1); 4 — при статической нагрузке (№ 1)

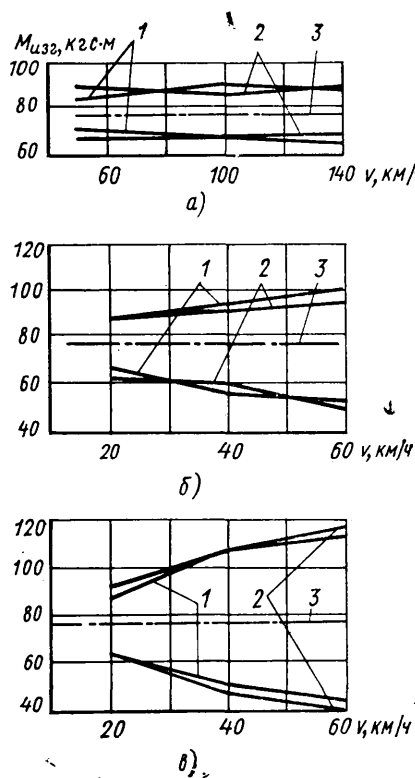


Рис. 6. Влияние стабилизатора поперечной устойчивости на изгибающий момент, действующий на балку заднего моста, при движении автомобиля на дорогах автополигона на различных скоростных режимах (а — в — то же, что на рис. 5)

Крутящий момент	Штанги	
	продольные	косые
При разгоне на пере- дачах в кгс·м:		
первой . . . . .	62	40
второй . . . . .	42	21
третьей . . . . .	31	18
четвертой . . . . .	22	15
При торможении, в кгс·м . . . . .	4,5	9,0

Таблица 5

Моменты и напряжение	Режимы движения автомобиля № 1			Режимы движения автомобиля № 2			Режимы движения автомобиля № 3		
	Разгон на первой передаче	Разгон на второй передаче	Установившееся движение на четвертой передаче	Разгон на первой передаче	Разгон на второй передаче	Установившееся движение на четвертой передаче	Разгон на первой передаче	Разгон на второй передаче	Установившееся движение на четвертой передаче
Реактивный крутящий в кгс·м . . . . .	50	36	14	50	36	14	61*	44*	22*
Изгибающий** в кгс·м . . . . .	51,9	51,9	51,9	66,7	66,7	66,7	84,8	84,8	84,8
Эквивалентный в кгс·м . . . . .	71,4	63,2	53,8	83,4	75,8	68,2	104,2	95,5	87,4
Крутящий, доля его в формировании эквивалентного напряжения в % . . . . .	49	38	6,8	36	23	4,2	32,2	21,2	6,3
Изгибающий, доля его в формировании эквивалентного напряжения в % . . . . .	51	62	93,2	64	77	95,8	68,8	78,8	93,7
Момент в опасном сечении в см <sup>2</sup> . . . . .	8,3	8,3	8,3	8,3	8,3	8,3	9,7	9,7	9,7
Эквивалентное напряжение в опасном сечении в кгс/см <sup>2</sup> . . . . .	860	761	648	1004	913	821	1080	985	900

\* Для автомобиля № 3 с косыми верхними штангами величины  $M_{кр}$  на ~40% ниже.

\*\* Без учета продольного перераспределения веса по осям автомобиля при разгоне.

2. Уменьшением внутреннего трения в шарнирах рычажно-пружинной подвески по сравнению с межлистовым трением в рессорах, что приводит (при одинаковых амортизаторах) к большему размаху вертикальных колебаний заднего моста с рычажно-пружинной подвеской и, соответственно, к большим отклонениям максимальных значений изгибающих моментов на балке заднего моста от их «статических» величин. Эта особенность рычажно-пружинной подвески также вызывает необходимость (как и в случае рассмотрения колебаний крутящего момента) применять усиленные амортизаторы.

Сравнительные дорожные испытания автомобиля (рис. 6) с рычажно-пружинной задней подвеской при установленном стабилизаторе поперечной устойчивости (кривые 1) и без него (кривые 2), а также при статической нагрузке (прямые 3) показали, что стабилизатор поперечной устойчивости существенно не влияет на изгибающие моменты балки заднего моста во время движения автомобиля по различным дорогам автополигона. Это согласуется с результатами стендовых испытаний.

Рассмотрим влияние реактивного крутящего и изгибающего моментов, действующих на балку заднего моста, а также на формирование эквивалентных напряжений, возникающих в чутках картера заднего моста, которые можно определить по известной формуле:

$$\sigma_{экр} = \frac{1}{w} \sqrt{M_{кр}^2 + M_{из}^2},$$

где  $w$  — момент сопротивления изгибу;

$M_{кр}$  — реактивный крутящий момент;

$M_{из}$  — изгибающий момент, действующий на балку заднего моста в вертикальной плоскости.

Эта формула не учитывает изгибающего момента, действующего на балку заднего моста в горизонтальной плоскости, что допустимо ввиду его малого влияния на эквивалентные напряжения, особенно при равномерном движении автомобиля. Вместе с тем изгибающие моменты, действующие на балку заднего моста в горизонтальной плоскости, для рассматриваемых автомобилей близки по величине и поэтому не влияют на полученные выводы о сравнительном влиянии конструкции подвесок на режимы нагружения балки заднего моста.

Рассмотрим совместное влияние реактивного крутящего момента и изгибающего момента, действующих на балку заднего моста, в вертикальной плоскости на эквивалентное напряжение (табл. 5). Из таблицы видно, что во время движения

автомобиля на прямой передаче при полной нагрузке основное влияние на формирование эквивалентных напряжений, возникающих в балке заднего моста, оказывает изгибающий момент (порядка 95%). Значительно это влияние и при разгонах автомобилей с полной нагрузкой на первой и второй передачах (60—80%).

Во время движения в режимах разгона на первой и второй передачах автомобиля с частичной нагрузкой эквивалентные напряжения уменьшаются, а доля реактивного крутящего момента в формировании эквивалентных напряжений доходит до 40—60%.

Величины крутящего момента соответствуют примененной рессорной и рычажно-пружинной подвесок с продольными верхними штангами. При рычажно-пружинной подвеске с косыми верхними штангами (автомобиль № 36) величина реактивного крутящего момента на чутках балки резко снижается, что дает подвеске этого типа определенные преимущества, так как снижаются напряжения от кручения и, в конечном счете, эквивалентные напряжения.

Таким образом, при режиме движения автомобиля по автострате с полной и частичной нагрузками очевидно преобладающее влияние момента, изгибающего балку заднего моста в вертикальной плоскости. В городских условиях движения (особенно с частичной нагрузкой), где часты интенсивные разгоны на низших передачах, влияние реактивного крутящего момента на формирование эквивалентных напряжений, возникающих в балке заднего моста, возрастает.

УДК 629.113.073

## Исследование колебаний автомобилей с помощью гиросtabilизированной платформы

Д-р техн. наук Н. Ф. БОЧАРОВ, А. И. ЕРЕМЕЕВ, канд. техн. наук В. А. КУЗЬМИН, С. Г. МАКАРОВ, П. П. ПУГИН, В. А. СТРЕМЕНТАРЕВ

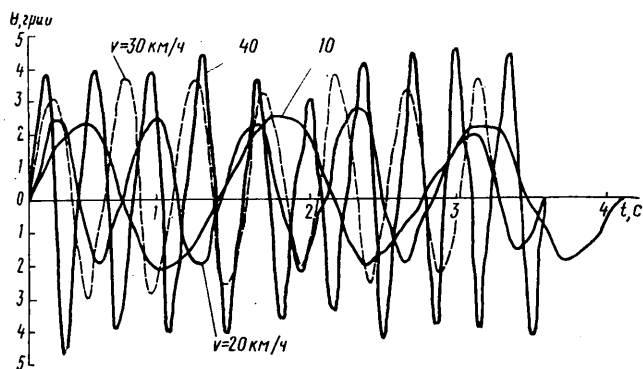
МВТУ имени Н. Э. Баумана

ОБЫЧНО принято измерять параметры колебаний автомобилей с помощью датчиков, устанавливаемых в системе координат, связанной с осями симметрии автомобиля, а уравнения его движения составляются в инерциальной системе координат. В связи с этим возможны погрешности в измерении ускорений автомобиля, так как ось чувствительности датчика ускорений изменяет свое положение во время движения.

Особенно это может сказаться при движении автомобиля по сравнительно высоким неровностям и синусоидальным профилям. Так, частотные характеристики колебаний машины в продольно-вертикальной плоскости свидетельствуют о том, что в области резонансной частоты продольно-угловых колебаний последние могут достигать ~1,3°, а угловые ускорения — до 400 град/с<sup>2</sup> на 1 см высоты дорожной неровности.

Кроме того, недостаточно оценивать плавность хода автомобиля только значениями вертикальных ускорений, поскольку очень часто транспортируемый объект может переносить сравнительно большие вертикальные ускорения. Однако для него накладываются жесткие ограничения на величины угловых перемещений, угловых скоростей и ускорений. В связи с этим необходимо измерять многие кинематические параметры колебаний, позволяющие дать более точную и полную оценку динамики автомобиля как многомассовой системы, движения которой в различных плоскостях в общем случае взаимно связаны.

В общем случае для оценки колебаний поддресорных масс желательно знать, на сколько изменяются во времени такие кинематические параметры, как:



1) перемещение центра тяжести поддрессоренных масс относительно некоторой начальной системы отсчета, т. е. координаты  $x(t)$ ;  $y(t)$ ;  $z(t)$ ; 2) скорости перемещений  $\dot{x}(t)$ ;  $\dot{y}(t)$ ;  $\dot{z}(t)$ ; 3) ускорения  $\ddot{x}(t)$ ;  $\ddot{y}(t)$ ;  $\ddot{z}(t)$ ; 4) три угла вращения автомобиля  $\theta(t)$ ;  $\varphi(t)$ ;  $\psi(t)$ ; 5) три угловых скорости  $\dot{\theta}(t)$ ;  $\dot{\varphi}(t)$ ;  $\dot{\psi}(t)$ ; 6) три угловых ускорения  $\ddot{\theta}(t)$ ;  $\ddot{\varphi}(t)$ ;  $\ddot{\psi}(t)$ .

Поэтому для измерения колебаний автомобилей целесообразно ввести измерительный комплекс, позволяющий одновременно измерять и регистрировать по крайней мере шесть кинематических параметров:  $x(t)$ ;  $y(t)$ ;  $z(t)$ ;  $\theta(t)$ ;  $\varphi(t)$ ;  $\psi(t)$ , из которых последующим интегрированием и дифференцированием можно получить остальные двенадцать параметров.

Наиболее приемлемым измерительным комплексом для достижения этих целей является гиростабилизированная платформа. Эта платформа состоит из двух основных частей: гироскопа и площадки с датчиками линейных ускорений.

Основное назначение гироскопа состоит в том, чтобы создать на движущемся автомобиле инерционную систему отсчета (в данном случае материализовать невозмущаемую вертикаль, заданную в точке начала движения автомобиля). Если на невозмущаемую вертикаль установить площадку с тремя датчиками ускорений, то эти датчики будут регистрировать истинные ускорения центра тяжести поддрессоренных масс по трем направлениям осей инерционной системы координат.

Гироскоп представляет собой систему из трех двухстепенных гироскопов, установленную в карданном подвесе. Основание гироскопа жестко связано с корпусом автомобиля.

Гироскопы чувствительны к угловой скорости, получаемой автомобилем, и, прецессируя под ее воздействием, вырабатывают сигнал, который подается на систему силовой разгрузки, компенсирующую внешние возмущающие моменты и, таким образом, стабилизирующую гиросплатформу в пространстве.

Площадка с тремя датчиками линейных ускорений устанавливается на гироскопе перпендикулярно истинной вертикали. На осях подвеса гиростабилизатора, связанного с корпусом автомобиля, установлены датчики углов  $\theta$ ;  $\varphi$ ;  $\psi$ , получаемых автомобилем в движении относительно трех осей инерционной системы координат.

Таким образом, гиростабилизированная платформа позволяет измерить шесть кинематических параметров автомобиля:  $x(t)$ ;  $y(t)$ ;  $z(t)$ ;  $\theta(t)$ ;  $\varphi(t)$ ;  $\psi(t)$ .

Если дополнительно установить на автомобиль блок демпфирующих гироскопов, то можно измерить еще шесть параметров:  $\dot{\theta}(t)$ ;  $\dot{\varphi}(t)$ ;  $\dot{\psi}(t)$ ;  $\ddot{\theta}(t)$ ;  $\ddot{\varphi}(t)$ ;  $\ddot{\psi}(t)$ .

При выборе элементов, составляющих гиростабилизированную платформу, необходимо учитывать, что стабилизация ее в пространстве зависит от качества следящей системы силовой разгрузки и интегрирующих гироскопов с датчиками угла прецессии. При этом необходимо использовать рекомендации, приведенные в работе В. А. Бессекерского.

Датчики линейных ускорений должны быть выбраны таким образом, чтобы их собственная частота была в 4–5 раз больше резонансной частоты поддрессоренных масс, а собственная частота датчиков угловых скоростей — в 3–4 раза больше собственной частоты поддрессоренных масс и в 3–4 раза меньше низшей частоты возможных высокочастотных вибраций.

Измерительный комплекс, созданный на базе гиростабилизированной платформы, впервые был применен авторами при испытании автомобилей в 1966 г. Применявшаяся гиростабилизированная платформа обеспечивала точность выдерживания вертикали  $\pm 10$  угловых минут при включенной коррекции. Уход вертикали при отключенной коррекции составлял не более  $1^\circ$  за 5 мин работы платформы. Чувствительность датчиков линейных ускорений составляла  $0,01\text{ g}$ , датчиков угловой скорости —  $\pm 0,1$  град/с, датчиков угловых ускорений —  $\pm 0,3$  град/с<sup>2</sup>.

Испытания автомобиля проходили на контрольно-испытательной трассе.

Для получения частотных характеристик автомобиль испытывался на синусоидальных профилях, а для получения статических характеристик — на дороге с булыжным покрытием.

При испытаниях на синусоидальных профилях и на дороге с покрытием из крупного булыжника применялась следующая аппаратура:

1) гиростабилизированная платформа, несущая площадку с акселерометрами, установленная в кузове автомобиля в центре тяжести поддрессоренной массы;

2) блок демпфирующих гироскопов, установленный в центре тяжести поддрессоренной массы и предназначенный для измерения угловых скоростей.

Показания датчиков регистрировались на шлейфовых осциллографах Н-700.

Перед заездом на профиль гиростабилизированная платформа включалась и выставлялась по вертикали, затем записывалась нулевая линия по всем параметрам. Для достижения заданной скорости движения автомобиль предварительно разгонялся на ровном участке, а потом двигался по синусоидальному профилю, преодолевая мерный участок, длина которого выбиралась из условия получения установившихся колебаний по времени переходного процесса.

На каждом профиле совершалось несколько заездов при скорости движения автомобиля 10–40 км/ч.

Результаты испытаний показали, что:

1) установившиеся колебания автомобиля во время движения по синусоидальному профилю по форме близки к синусоидальным (см. рисунок) вплоть до частот, при которых наступает резонанс, а амплитуды этих колебаний отличаются от расчетных примерно на 30% в меньшую сторону;

2) величины вертикальных ускорений центра тяжести поддрессоренных масс автомобиля, измеренные без гиростабилизированной платформы и с применением ее, практически одинаковы на сравнительно небольших скоростях движения (до 15–25 км/ч), а при больших скоростях отличаются на 20–30%. При этом датчики, установленные в системе координат, связанной с осями автомобиля, и оси, чувствительности которых не стабилизированы в пространстве, дают завышенные показания;

3) среднеквадратичные и максимальные значения ускорений, измеренные с применением гиростабилизированной платформы и без нее, на случайном профиле примерно одинаковы, что объясняется малыми значениями амплитуд продольно-угловых колебаний и статическими свойствами случайного процесса, характеризующего наиболее типичным его значением.

Полученные в ходе испытаний записи ускорений при движении автомобиля по случайному дорожному профилю обрабатывались на корреляторе Л. Н. Преснухина.

Применение рассмотренного измерительного комплекса позволяет более полно изучить и оценить колебания автомобиля как объекта с большим числом степеней свободы, уточнить теорию устойчивости и управляемости автомобиля, уточнить динамические нагрузки с учетом антропологических характеристик водителя как звена динамической системы.

## ЛИТЕРАТУРА

- Кузьмин В. А. Частотный метод исследования колебаний автомобиля в продольно-вертикальной плоскости. «Известия вузов. Машиностроение», 1966, № 1.
- Кузьмин В. А. Новый метод анализа колебаний автомобиля. «Известия вузов. Машиностроение», 1966, № 2.
- Бессекерский В. А. и др. Проектирование следящих систем малой мощности. Л., Судпромгиз, 1958.

# Повышение надежности резиновых армированных манжет путем термостатирования в масле

Л. С. ШКУРКО, канд. техн. наук Ю. И. ЧЕРЕДНИЧЕНКО, Л. П. ЕВГРАШИНА

Московский автозавод имени И. А. Лихачева

ПРИ РАБОТЕ резиновых армированных манжет иногда возникают утечки масла в месте запрессовки их в корпус. Это происходит в результате усадки манжеты по наружному диаметру, который уменьшается вследствие усадки слоя резины, расположенного между корпусом и металлическим каркасом манжеты.

В узле насоса гидроусилителя руля автомобиля ЗИЛ-130 были устранены утечки масла по наружному диаметру, когда манжеты перед установкой в узел стали термостатировать, т. е. выдерживать в горячем масле. Целесообразность введения термостатирования и для ряда других узлов может быть выявлена в результате исследований, относящихся к конкретному узлу. Рассмотрим методику таких исследований на примере насоса гидроусилителя руля автомобиля ЗИЛ-130.

Уплотнение вала насоса осуществляется однокромочной манжетой с пыльником, изготовленной из резиновой смеси 4004 на базе нитрильного каучука СКН-40. Диаметр вала 24 мм, а максимальная скорость вращения 4500 об/мин.

На отдельных режимах работы насоса в зоне уплотнения наблюдается избыточное давление до 0,5 кгс/см<sup>2</sup>. Рабочая жидкость — масло Р (ТУ-38-1-110—67). Температура рабочей жидкости в зоне уплотнения при эксплуатации в различных дорожных и климатических условиях составляет 70—120°C. Утечка рабочей жидкости — масла Р (ТУ-38-1-110—67) — по наружному диаметру манжеты наблюдалась обычно в начале эксплуатации. Она сопровождалась потерей натяга манжеты в корпусе насоса вплоть до образования зазора.

Для выявления влияния сорта масла на усадку манжеты по наружному диаметру были взяты 15 манжет из одной партии, а с пяти других — образцы (кусочки резины). С одной манжеты брали три образца. Манжеты и образцы в свободном состоянии помещали в различные масла и выдерживали в термостате в течение 24 и 72 ч при 130°C. Затем определяли весовое набухание образцов и изменение наружного диаметра манжеты.

Температура 130°C и выше выбиралась для последующих испытаний с учетом того, что резина 4004, относящаяся ко второй группе резин (ГОСТ 8752—70), может применяться длительно при 120°C и кратковременно (не более 2 ч) при 130°C.

Обычно у манжет, изготовляемых в пресс-формах, наблюдается небольшая конусность по наружному диаметру, необходимая для облегчения разгрузки пресс-формы и предотвращения при этом разрывов резины манжет.

Во время испытаний в термостате у манжет, находящихся как в свободном состоянии, так и запрессованных во втулки, значительно уменьшается конусность, что изменяет плотность посадки. Во избежание неточностей в измерении конической поверхности наружный диаметр манжет до и после испытаний (а также до и после выпрессовки) измеряли на оптическом компараторе по середине образующей наружной поверхности манжеты.

За наружный диаметр манжеты принималась средняя арифметическая величина размеров, определенных в двух взаимно перпендикулярных направлениях (в первый раз манжета устанавливалась произвольно). При оценке влияния сорта масла наружный диаметр каждой манжеты измеряли 3 раза — до испытаний, после 24-часовой выдержки в масле и промывки, после дополнительной 48-часовой выдержки в масле (всего 72 ч) и промывки. Манжету промывали в бензине в течение 30 с (не более), после чего просушивали на воздухе. По этой методике также 3 раза взвешивали навески.

Испытания проводили в маслах: Р (ТУ-38-1-110—67), турбинном 22 (ГОСТ 32—53) и веретенном АУ (ГОСТ 1642—50).

Для учета возможного влияния на резину изменений химического состава масло Р бралось из трех различных партий, поступивших на завод в разное время. В масле каждого варианта испытывалось по три манжеты и по три образца, взятых с одной манжеты.

Анализ результатов показал, что у всех манжет после испытаний были усадка по наружному диаметру и отрицательное набухание (вымывание). Наибольшая усадка наблюдалась после выдержки в масле веретенном АУ. Максимальное уменьшение веса (вымывание), равное 3,6%, наблюдалось у образцов при выдержке в масле индустриальном 20. Наименьшие усадка и вымывание наблюдались после выдержки в масле турбинном 22 (в среднем 0,05 мм и — 2,0%).

Манжеты, выдержанные в трех различных партиях масла Р, дали практически одинаковую усадку (0,06—0,09 мм) и вымывание (—2,3% ÷ —2,6%). Наибольшее воздействие на резину веретенного АУ и индустриального 20 масел объясняется более высоким, чем в других примененных маслах, содержанием в нем ароматических углеводородов.

Для определения влияния температуры масла на усадку резины опыты велись на 18 манжетах одной партии. С шести других манжет той же партии были взяты образцы (по три с каждой манжеты). Манжеты в свободном состоянии и образцы выдерживали в масле Р при 70, 100, 120, 130, 140 и 150°C в течение 24 ч (кривые 1) и 72 ч (кривые 2), причем для каждой температуры брали три манжеты и три образца (взятые с одной манжеты). Время испытаний было выбрано по аналогии с испытаниями на тепловое старение (ГОСТ 271—67). Средние значения результатов испытаний приведены на рис. 1. Измерения и взвешивание осуществляли так же, как и при определении влияния сорта масла.

Из рис. 1 следует, что с ростом температуры масла сближаются величины усадки и набухания при выдержке 24 и 72 ч. Усадка  $\delta_1$  манжет и набухание  $\delta_2$  образцов практически стабилизируются при 120°C. Это позволило в дальнейшем считать необходимой для термостатирования выдержку 24 ч при температуре 130°C.

Для опытов использовали масло Р также второй партии, которая использовалась во время определения влияния сорта масла. Манжеты брали из другой партии.

Для проверки качества изготовления манжет на усадку по наружному диаметру были испытаны манжеты 16 различных партий, поступивших на завод в течение шести месяцев. От каждой партии, состоящей из 670—2570 шт., брали по три манжеты, которые затем выдерживали в свободном состоянии в масле Р при 130°C в течение 24 ч.

На рис. 2 приведены усредненные результаты испытаний партий манжет. Видно, что усадка манжет меняется от партии к партии, а партия № 6 резко отличается от всех остальных. Отсюда следует, что степень усадки манжет зависит от качества их изготовления.

Усадка манжет по наружному диаметру не всегда приводит к течу. Очевидно, что чем больше усадка, тем вероятнее течь. Поэтому испытывались манжеты из партий с большой усадкой манжет, близкой к усадке в партии № 6 (рис. 2).

Уменьшение натяга манжеты в корпусе зависит также от исходного натяга.

Чтобы дать количественную оценку, испытывали манжеты, запрессованные во втулки. Последние были изготовлены из чугуна той же марки, что и корпуса насосов, применяемых на автомобилях. Толщина стенок втулок выбиралась равной толщине стенки корпуса в месте посадки манжет.

Внутренние диаметры втулок были различных размеров, что позволило при запрессовке серийных манжет получить различные первоначальные натяги.

Отобранные из производственных партий манжеты в сборе с пружинами устанавливали на оправки. Манжеты, надетые на эти оправки, запрессовывались во втулки. Полученный комплект устанавливался так, чтобы ось оправки была вертикальна. В пространство между втулкой и оправкой заливалось

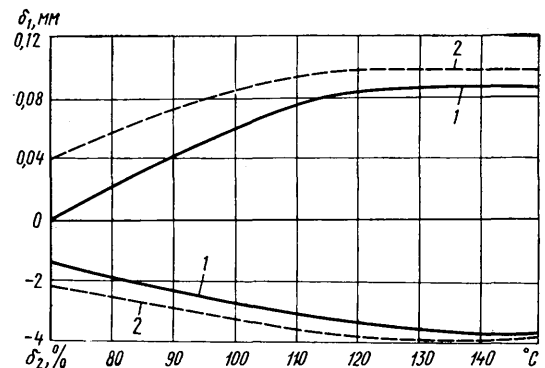


Рис. 1. Влияние температуры масла на усадку резины



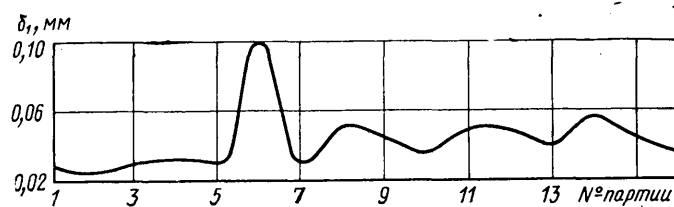


Рис. 2. Усадка наружного диаметра манжет различных партий изготовления ( $T = 130^{\circ}\text{C}$ ;  $t = 24$  ч)

масло. В последние заливалось масло Р до уровня, при котором вся внутренняя часть манжеты, включая торец, заполнялась маслом.

Комплекты, залитые маслом, устанавливали в термостат и выдерживали при  $130^{\circ}\text{C}$  в течение 72 ч.

Манжеты выдерживали в термостате 72 ч, так как сравнительными испытаниями в течение 72 и 240 ч было установлено, что усадка манжет после выдержки 72 ч практически не изменялась. После выдержки втулки с манжетами охлаждали в естественных условиях в течение 1 ч до комнатной температуры и осматривали их нижнюю часть с целью определения возможной утечки масла по наружному диаметру манжет. Затем масло сливалось из втулок и манжеты выпрессовывались.

При испытаниях измерялись усилия запрессовки и выпрессовки манжет, а также изменение натягов по наружному диаметру. По указанной методике определялись изменения натягов термостатированных и нетермостатированных манжет в зависимости от различных исходных натягов.

Под термостатированной манжетой понимается манжета, выдержанная в свободном состоянии в горячем масле в течение некоторого времени (иногда такая операция называется термостабилизацией). Манжеты, использованные во время испытаний на потерю натяга, термостатировались перед запрессовкой во втулки в масле Р при  $130^{\circ}\text{C}$  в течение 24 ч.

Результаты испытаний приведены на рис. 3. Для сравнения даны также величины натягов манжет из опытной фторкаучуковой резины ИРП-1314 (нетермостатированной). Нетермостатированные манжеты смазывались по наружному диаметру рабочим маслом Р, а затем запрессовывались во втулки. Термостатированные манжеты перед запрессовкой не смазывались.

Из рис. 3 видно, что термостатированные манжеты лучше сохранили натяг  $\Delta$  по сравнению с другими манжетами.

Усилие выпрессовки нетермостатированных манжет было значительно меньше, чем термостатированных и фторкаучуковых. Некоторые нетермостатированные манжеты после испытаний свободно вынимали из втулок рукой.

Для удобства в эксплуатации обычно перед запрессовкой манжету слегка смазывают рабочим маслом по наружному диаметру. При повышенной усадке манжет это может ослабить посадку их в корпусах.

С целью оценки целесообразности сохранения сухой поверхности манжет перед запрессовкой и с целью выбора среды для промывки манжет после термостатирования были испытаны

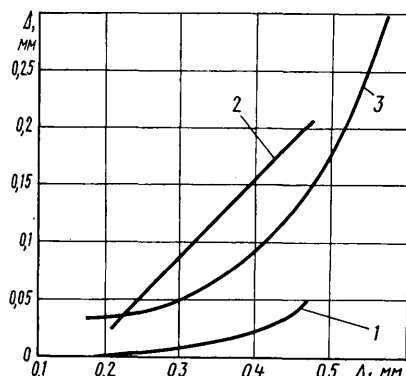


Рис. 3. Влияние величины натяга: 1 — нетермостатированные манжеты из резины 4004; 2 — термостатированные манжеты из резины 4004; 3 — нетермостатированные манжеты из фторкаучуковой резины ИРП-1314;  $\Delta$  — натяг после испытаний;  $\Delta_1$  — натяг до испытаний

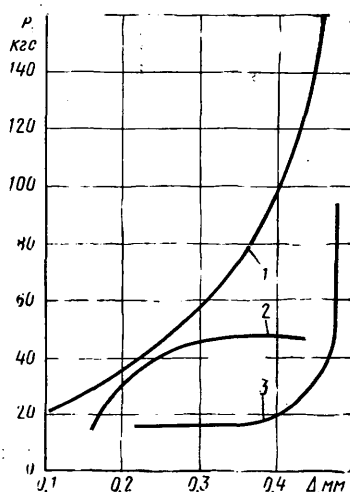


Рис. 4. Влияние вида промывки на усилие выпрессовки термостатированных манжет

ны термостатированные манжеты трех вариантов: промытые в бензине, промытые в уайт-спирите и непромытые.

На рис. 4 показана зависимость усилия выпрессовки Р манжет от натяга по наружному диаметру (натяг  $\Delta$  измерялся после термостатирования). Усилие выпрессовки манжет, промытых в бензине (кривая 1) или уайт-спирите (кривая 2), значительно больше, чем у непромытых (кривая 3).

Способ промывки сказывается не только на усилиях выпрессовки, но и на усилиях запрессовки манжет в корпус. Во время испытаний было отмечено, что промывка и последующее естественное просушивание деталей при комнатной температуре в несколько раз повышают усилия запрессовки по сравнению с манжетами, неподвергавшимися промывке. Так, усилие запрессовки промытых манжет составляло 180—1270 кгс, непромытых — 110—150 кгс, а нетермостатированных (с легкой смазкой) — 150—600 кгс.

В отдельных случаях при запрессовке промытых уплотнений (а также нетермостатированных манжет, не смазывавшихся перед запрессовкой) наблюдались задиры резины по наружному диаметру манжет и иногда деформация каркасов, вызванная перекосом манжет во втулке вследствие неравномерности перемещения сухой манжеты в посадочном отверстии втулки.

Таким образом, непромытые термостатированные манжеты с меньшим усилием запрессовки и выпрессовки по сравнению с аналогичными манжетами, у которых сухая поверхность, обладают более стабильным качеством монтажа в корпусе и сохраняют натяг после испытаний.

Учитывая сказанное выше, в качестве оптимального варианта для внедрения в производство было выбрано термостатирование манжет в масле Р при  $130^{\circ}\text{C}$  в течение 24 ч с последующей выдержкой на воздухе 1 ч при комнатной температуре без дополнительной промывки.

Долговечность термостатированных манжет по сравнению с нетермостатированными оценивалась во время стендовых испытаний при следующих условиях:

Уплотняемое масло . . . . .	Индустриальное 20
Диаметр вала в мм . . . . .	24
Скорость вращения вала в об/мин . . . . .	4000
Биеение вала в мм . . . . .	0,15 ± 0,02
Смещение манжеты в корпусе . . . . .	0
Давление уплотняемого масла в кгс/см <sup>2</sup> . . . . .	0,5

Испытуемые манжеты устанавливались в насосы гидроусилителя рулевого управления автомобиля ЗИЛ-130, привод которых осуществлялся от электродвигателя с постоянной скоростью вращения. При испытаниях режим работы был следующим: вращение вала 45 мин, остановка в течение 15 мин с сохранением заданной температуры масла. Этот цикл повторяли до тех пор, пока утечка через манжету не достигла 2 г в час за последние 10 ч работы.

При данных испытаниях использовали масло индустриальное 20, поскольку тогда еще не применялось масло Р. В масле индустриальном 20 у резины 4004 было наибольшее вымывание.

Проведенные испытания показали, что долговечность манжет, термостатированных в масле индустриальном 20 (и сохранивших натяг по наружному диаметру) была выше долговечности нетермостатированных манжет примерно на 20%.

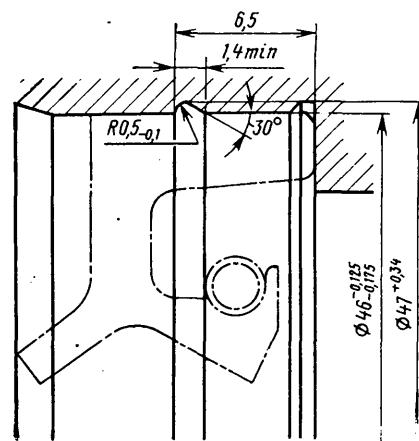


Рис. 5. Узел уплотнения вала насоса гидроусилителя руля автомобиля ЗИЛ-130

Принимая во внимание, что применение менее агрессивного масла Р приводит к идентичной, но несколько меньшей усадке резины, можно считать, что долговечность манжет, термостатированных в этом масле, будет не хуже, чем нетермостатированных.

Термостатирование манжет насоса гидроусилителя руля ЗИЛ-130 в масле Р было применено в производстве. Для компенсации уменьшения исходного натяга по наружному диаметру термостатированных манжет, происходящего из-за усадки резины в свободном состоянии, диаметр посадочного отверстия в корпусе под манжету уменьшили на 0,065 мм (рис. 5).

Термостатирование велось в специальной ванне объемом около 500 л. Масло подогревалось паром до 125—127°C. Одновременно в ванне находилось 1100—1200 манжет.

Проверяли влияние продолжительности нахождения масла Р в камере на эффективность термостатирования. Последняя оценивалась по изменению наружного диаметра манжет, находящихся в масле в свободном состоянии, и по изменению натяга сальников в чугунных втулках. Использовали масло Р в состоянии поставки, а также проработавшее в камере термостатирования 10, 20, 30 и 40 суток.

Все термостатированные манжеты при испытаниях во втулках сохранили натяг по наружному диаметру, что подтверждает эффективность термостатирования. Причем у манжет, проработавших в камере 10, 20 и 30 суток, утечек масла не наблюдалось.

У пяти манжет из восьми термостатированных в масле в течение 40 суток обнаружены следы масла на той части наружного торца манжеты, которая примыкает к посадочной поверхности втулок. На этой же части наружного торца у двух из пяти манжет обнаружено вспучивание резины. По результатам этих испытаний установлена периодичность замены масла в камере для термостатирования через 30 суток (1 раз в месяц).

При сборке насосов с термостатированными манжетами отмечены некоторые особенности, характерные для массового производства. Выявление их при отработке термостатирования

в лабораторных условиях затруднительно из-за недостаточного количества испытанных изделий. К ним относятся периодически повторявшиеся значительные изменения размеров части манжет и эластичности резины во время термостатирования. Подобные изменения наблюдались в некоторых партиях манжет и выражались в увеличении размеров манжет по наружному диаметру (примерно на 0,4 мм) и сильном размягчении резины в различной степени в пределах одной партии.

Разбухание приводило к тому, что при запрессовке манжет резина разрывалась по наружному диаметру, а местами отслаивалась по наружному торцу. Подобные дефекты отмечались в основном на манжетах, где плохо связана резина с каркасом.

Предполагаемая причина заключается в том, что при термостатировании масло проникало в стык между каркасом и манжетой в местах отслоения каркаса (каркас оголяется во время вулканизации манжеты в месте контакта каркаса с центрирующими выступами в пресс-форме). При проникании масла в стык появлялась масляная пленка, с которой слой резины легко сдвигался по каркасу, затем вспучивался у входной фаски посадочного отверстия в корпусе и местами получал разрывы.

На «набухших» манжетах пружины не удерживались и соскакивали, что сильно затрудняло сборку. Манжеты с такими дефектами выявлялись оператором при установке их в корпусе и отбраковывались. Таким образом, введение термостатирования явилось также способом обнаружения скрытых дефектов резины.

Введение термостатирования привело к практическому прекращению отказов по течу масла через манжету насоса. Этому способствовали и конструктивные мероприятия: запрессовка манжеты до упора (ранее был зазор 1—1,2 мм) и введение кольцевой канавки в корпусе насоса. Слой резины по наружному диаметру манжеты при запрессовке заполняет обе канавки в корпусе насоса, создавая дополнительное препятствие возможной утечки масла.

УДК 629.113.585.2

## Автоматическое регулирование передаточного числа объемной гидромеханической передачи по сигналу изменения давления

Канд. техн. наук Ю. А. БЕЛЕНКОВ, И. В. ФАТЕЕВ, А. Б. ХАЛЕЦКИЙ

Московский автомеханический институт, НАТИ

ОДНИМ из факторов повышения экономичности и производительности транспортной машины является более полное использование мощности двигателя путем создания бесступенчатой трансмиссии.

Перспективными трансмиссиями для самоходных машин с точки зрения к.п.д., веса и габаритов являются двухпоточные гидромеханические передачи с объемными гидромашинами как с внутренним, так и с внешним разделением потока мощности.

В последнее время у нас в стране и за рубежом применяются двухпоточные гидромеханические передачи, представляющие собой сочетание механического дифференциала с объемной гидропередачей вращательного движения. Последняя состоит из регулируемого насоса и реверсивного нерегулируемого гидромотора. Такими трансмиссиями являются двухступенчатые гидромеханические передачи фирмы Бадалини, гидропередача MSRA, двухпоточные передачи НАМИ, НАТИ и др.

На рис. 1 приведена принципиальная схема двухпоточной гидромеханической передачи, в которой передаточное число регулируется изменением рабочего объема насоса. При использовании аксиально-поршневых гидромашин 1 рабочий объем регулируется за счет изменения угла наклона блоков цилиндров (шайбы)  $\gamma$  в пределах от  $-\gamma_{\min}$  до  $\gamma_{\max}$ . Поэтому для рассматриваемой системы автоматического регулирования такой передачи выходным параметром будет величина  $\gamma$  или величина  $x$  (линейное перемещение, пропорциональное углу наклона  $\gamma$ ).

При построении автоматической системы изменения передаточного числа однопоточной гидропередачи применяются системы, где входным сигналом служит давление в напорной гидролинии. Величина давления в гидропередаче зависит от нагрузки, т. е. реализовав функцию  $x = \varphi(p)$  ( $p$  — давление

в гидропередаче), получим зависимость  $x = \varphi(\Delta M_n)$  ( $\Delta M_n$  — некоторое изменение момента нагрузки). Причем в однопоточных объемных гидропередачах изменение давления в напорной гидролинии происходит плавно во всем диапазоне регу-

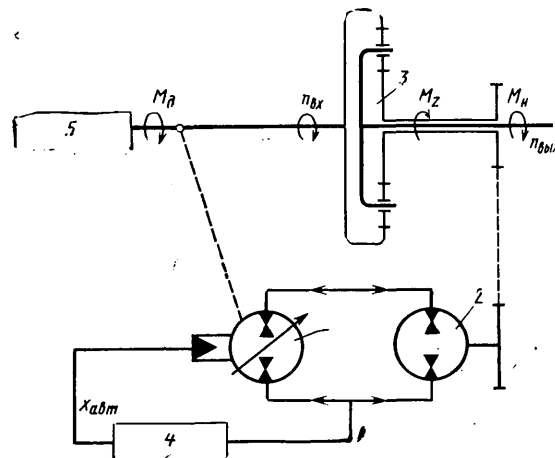


Рис. 1. Принципиальная схема двухпоточной гидромеханической передачи с объемными гидромашинами: 1 — аксиально-поршневая регулируемая гидромашина; 2 — аксиально-поршневая нерегулируемая гидромашина; 3 — трехзвенный дифференциальный механизм; 4 — автомат; 5 — двигатель



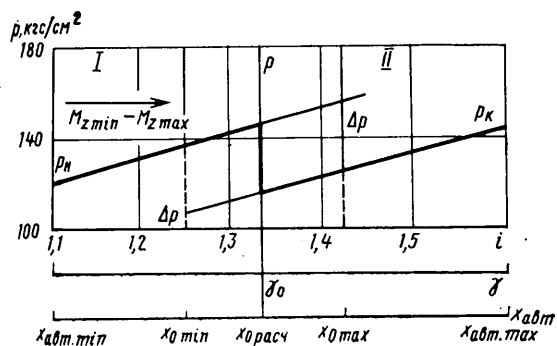


Рис. 2. График зависимости давления в двухпоточной гидромеханической передаче от передаточного отношения при постоянном моменте на валу двигателя (I и II—режимы)

лирования. При этом аппаратная реализация системы автоматического регулирования таких передач не вызывает трудностей и обычно формируется в виде следящей системы с отрицательной обратной связью по усилию, выполненной с помощью механической пружины с постоянным коэффициентом жесткости.

В двухпоточной гидромеханической передаче, как показали теоретические исследования с учетом потерь мощности, при условии сохранения постоянства мощности на валу двигателя наблюдается скачкообразное изменение величины давления в напорной гидролинии в момент реверса мощности в гидротрансформаторе, что соответствует нулевому углу наклона блока цилиндров насоса  $\gamma_0$  ( $x_{авт} = x_0$ ) (рис. 2).

Экспериментальные исследования подтвердили качественное сходство между теоретическими и экспериментальными данными, а также количественное — градиента  $\frac{\Delta p}{di}$  и величины

скачка давления в районе нулевого угла наклона блока цилиндров. В этом случае структурную схему системы регулирования двухпоточной гидромеханической передачи можно представить в виде, показанном на рис. 3, а. Как следует из схемы, в системе автоматического регулирования двухпоточной гидромеханической передачи появляется дополнительная связь параметров входа и выхода, обусловленная наличием в такой передаче скачка давления в районе  $\gamma_0$ . В системе, описываемой такой структурной схемой, при плавном изменении момента нагрузки от  $M_{\min}$  до  $M_{\max}$  неизбежно возникают автоколебания, обусловленные тем, что в районе этой точки сколь угодно малое приращение  $\Delta M_z$  вызывает изменение знака производных  $\frac{dx_{авт}}{dt}$  и  $\frac{d\gamma}{dt}$ , т. е. положительному приращению

момента соответствует отрицательное приращение  $x_{авт}$  и  $\gamma$ . Амплитуда автоколебаний будет определяться изменением давления  $\Delta p$  в магистрали гидротрансформатора и коэффициентом обратной связи  $K_0$ . Система, структурная схема которой представлена на рис. 3, а, устойчива только в диапазоне изменения момента  $M_z$  от значения  $M_{z \min}$  до  $M_{z0}$ , т. е. от значения  $\gamma_{нач}$  ( $x_{авт \min}$ ) до  $\gamma' = \gamma_0 - \Delta\gamma$ , где  $\Delta\gamma \rightarrow 0$ . Таким образом, возможный диапазон регулирования сокращается в 2 раза.

Для обеспечения полного диапазона регулирования в момент реверса мощности необходимо изменять величину обратной связи в соответствии с изменением давления в районе  $\gamma_0$ ,

основываясь на постоянстве градиента  $\frac{dp}{di}$ .

На рис. 3, б представлена структурная схема, в которой изменяется величина обратной связи в районе точки  $\gamma_0$ . Однако при этом нельзя исключить допуск на коэффициент передачи, обусловленный допусками на детали кинематического звена, а также допуск на начальное несовпадение  $x_{авт}$  и  $\gamma$ , который зависит от точности сборки и возможных люфтов в процессе эксплуатации.

Рассмотрим поведение системы, представленной структурной схемой на рис. 3, б, при плавном изменении момента на вспомогательном звене дифференциального механизма от некоторого значения  $M_{z \min}$  до  $M_{z \max}$ .

При несовпадении  $x_0$  и  $\gamma_0$  возможны два случая: когда  $\gamma_0$  соответствует  $x_{0 \min}$ , т. е. момент переключения  $K_1$  опережает момент переключения  $K_2$ , и когда  $\gamma_0$  соответствует  $x_{0 \max}$ , т. е. момент переключения  $K_2$  отстаёт от момента переключения  $K_1$ .

Если  $\gamma_0$  соответствует  $x_{\min}$ , то при  $x = x_{0 \min}$  и изменении  $K_1$  система будет описываться структурной схемой рис. 3, а и,

следовательно, придет к режиму автоколебаний, характерному для системы с такой структурной схемой. Аналогично при  $\gamma_0$ , соответствующему  $x_{0 \max}$ , при  $x = x_0$  и изменении  $K_2$  у системы будут автоколебания за счет изменения величины обратной связи при малом приращении входного сигнала.

В случае переключения параметра  $K_2$  не по изменению  $x_{авт}$ , а по изменению величины  $\gamma$ , структурная схема отвечала бы изложенным выше требованиям. Однако это справедливо только в том случае, если геометрический нуль наклона блока цилиндров ( $\gamma = 0$ ) точно совпадает с физическим нулем, т. е. моментом скачкообразного изменения давления в магистрали двухпоточной гидротрансформации ( $\gamma_0$ ). Если между этими параметрами существует различие, способное изменяться в процессе эксплуатации (например, из-за роста утечек в насосе и гидромоторе), то это вновь приводит систему в режим автоколебаний.

Для исключения возможности возникновения автоколебаний в системе регулирования двухпоточной гидромеханической передачи сигнал переключения  $K_2$  должен быть производным от сигнала переключения  $K_1$  при условии, что запаздывание близко к нулю (рис. 3, в).

Следует учитывать, что величина изменения давления в районе точки  $\gamma_0$  соизмерима с изменением входного сигнала по давлению в магистрали во всем диапазоне изменения передаточного числа двухпоточной гидромеханической передачи. Поэтому автоматическое устройство изменения передаточного числа по давлению в гидротрансформаторе должно выделить изменение входного давления под влиянием момента нагрузки на выходном звене передачи от изменения давления в районе точки  $\gamma_0$ .

Таким образом, для обеспечения устойчивости работы автоматического регулятора передаточного числа двухпоточной гидромеханической передачи с объемными гидромашинами,

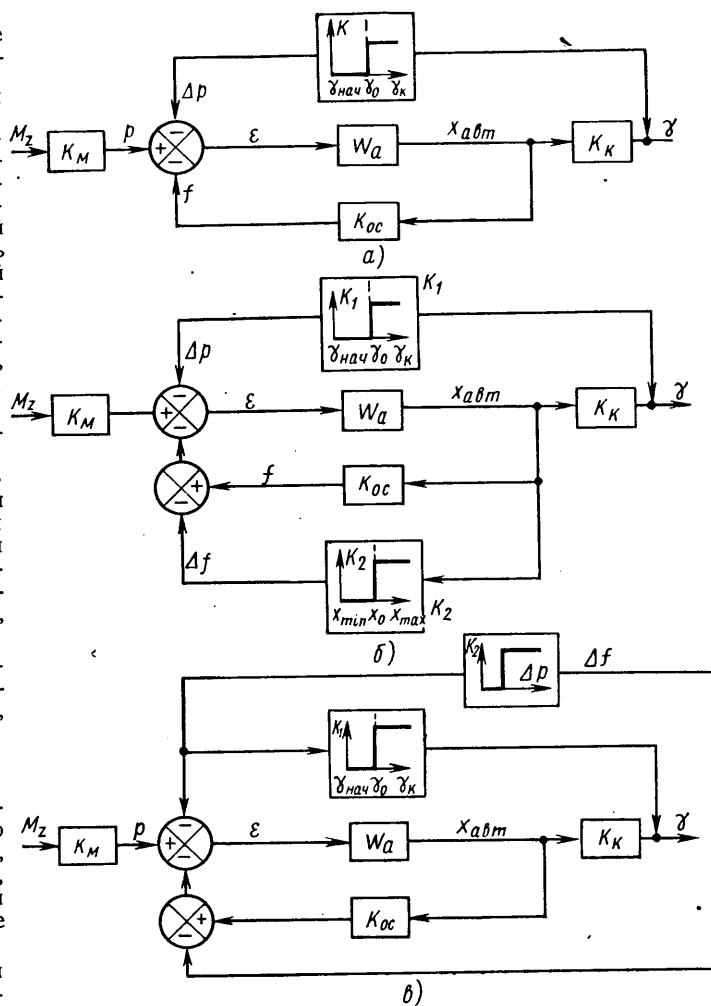


Рис. 3. Структурная схема системы автоматического регулирования: а — при постоянном сигнале обратной связи; б — при изменении сигнала обратной связи по выходному параметру автомата; в — при изменении величины обратной связи по сигналу изменения давления;  $W_a$  — передаточная функция;  $e$  — сигнал рассогласования;  $f$  — сигнал обратной связи;  $K_M = \frac{q}{2\pi}$  — коэффициент усиления по моменту;  $q$  — рабочий

действующего по сигналу изменения давления в напорной магистрали объемного гидропривода, необходимо:

- 1) в точке, соответствующей моменту реверса мощности в гидроприводе, изменять величину обратной связи в системе регулирования, причем момент изменения величины обратной связи должен строго совпадать с моментом реверса мощности;
- 2) для обеспечения строгого совпадения этих моментов целесообразно систему переключения величины обратной связи

строить по сигналу скачкообразного изменения давления в момент реверса мощности.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Прокофьев В. Н. Основы теории гидромеханических передач. М. Машгиз, 1957.
2. Солодовников В. В. Теория автоматического регулирования, М., «Машиностроение», 1967.

УДК 629.113.0125

# Расчет количества шипов противоскольжения для автомобильных шин

Г. А. МИХАЙЛОВ

СРЕДИ основных проблем эксплуатации автомобильного транспорта наиболее сложной является проблема безопасного движения автомобилей на обледенелых дорогах. Известно, что коэффициент сцепления шин современных автомобилей со льдом равен 0,10—0,15. Эта величина не обеспечивает эффективной передачи тяговых, тормозных и боковых сил при движении автомобиля в условиях гололеда.

В последнее время получили распространение шины с шипами противоскольжения, которые позволяют повысить коэффициент сцепления со льдом в 2—3 раза по сравнению с обычными шинами. Благодаря установке шипов возрастает тяговая сила, сокращается тормозной путь, улучшается маневренность и повышается безопасность движения автомобилей на обледенелых покрытиях.

Рекомендуется применять шины с шипами на легковых и грузовых автомобилях [1 и 2].

Шипы противоскольжения изготавливаются из дорогих материалов. Стоимость таких шин выше обычных на 8—10%. Срок службы шипов меньше, чем протектора, поэтому в целях экономии следует правильно рассчитывать количество шипов на шину.

В отечественной и зарубежной литературе имеются различные рекомендации по определению качества шипов противоскольжения.

В работе [1] рекомендуется определять число шипов на шину по нагрузке: один шип на 10 кг нагрузки, приходящейся на шину. По другим данным [2] оптимальное количество шипов на шине у легкового автомобиля должно составлять 120—180 шт., а у грузового автомобиля и автобуса 100—160 шт. Рекомендуется [3] также рассчитывать количество шипов на шину по контакту шины с дорогой — одновременно в контакт должно входить не более 10 шипов. Если рассчитывать шины с шипами по приведенным соотношениям, то количество последних для одной и той же шины будет различным. Так, на шине автомобиля ЗИЛ-130 должно устанавливаться 160 шипов по нагрузке, а по контакту — не более 100 шт. Еще больше эта разница будет при расчете шин повышенной грузоподъемности (3—5 т). Причем трудно установить, в каком случае определено оптимальное количество шипов, так как нет обоснования расчетов.

Очевидно, шины с шипами следует рассчитывать с учетом комплекса параметров. Наряду с нагрузкой на шину нужно учитывать диаметр и тип рисунка протектора. При расчете количества шипов необходимо принимать во внимание и геометрические размеры самих шипов (диаметр сердечника и высоту выступания шипа над беговой дорожкой шины), и зависимость коэффициента сцепления от состояния льда.

Предлагается методика расчета шин с шипами в зависимости от перечисленных параметров.

При качении ведущего колеса с шиной, имеющей шипы, величина тяговой силы будет

$$P_k = \varphi G, \quad (1)$$

где  $\varphi$  — коэффициент сцепления шины, имеющей шипы;  
 $G$  — радиальная нагрузка на колесо.

Коэффициент сцепления шины с шипами по обледенелой дороге — величина суммарная:

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2, \quad (2)$$

где  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  — соответственно коэффициенты сцепления рисунка протектора со льдом и шипа со льдом.

Следовательно, приращение тяговой силы на ведущем колесе благодаря установке шипов противоскольжения можно определить по формуле

$$P'_k = \varphi_2 G. \quad (3)$$

Приращение тяговой силы достигается за счет сопротивления льда разрушению при воздействии на него погруженного шипа. Очевидно, при недостаточном количестве шипов в контакте лед разрушится и колесо начнет буксовать. Точный расчет сопротивления льда разрушению вряд ли возможен, так как при воздействии шипа лед подвергается различным деформациям: сжатию, изгибу, срезу. Кроме того, распределение напряжений по сечению будет неравномерным. Поэтому для упрощения расчета примем, что под воздействием шипов лед скалывается. Тяговую силу в результате погружения в лед одного шипа без скалывания льда можно определить по формуле

$$P'_k \leq \sigma f, \quad (4)$$

где  $\sigma$  — напряжение скалывания льда;

$f$  — площадь скалывания льда одним шипом.

Для  $n$  шипов, входящих в контакт со льдом при качении колеса, приращение силы тяги

$$P'_k \leq \sigma f n. \quad (5)$$

Таким образом, автомобиль будет двигаться по обледенелой дороге без буксования колес в том случае, если сопротивление льда скалыванию будет больше силы тяги, передаваемой шипами. Следовательно, условие качения колеса по льду без буксования и скалывания льда можно выразить формулой

$$P'_k \leq \varphi_2 G \leq \sigma f n. \quad (6)$$

При определении величины  $f$  и  $n$  для реальной шины необходимо учитывать ее деформацию, величину зону контакта, неравномерность нормальных давлений в контакте, проскальзывание протектора и т. д. Для упрощения задачи рассмотрим модель недеформируемой шины, имеющей с поверхностью точечный контакт. Определим величину  $f$  из траектории перемещения одиночного шипа по горизонтальной ледяной поверхности при буксовании этой шины.

За один оборот буксующего колеса (см. рисунок) шип войдет в контакт со льдом (точка А), полностью погрузится в него (точка В) и выйдет из контакта (точка С). При буксовании колеса произойдет скалывание льда по дуге АВС и сегментам, отсекаемым хордой АС. С учетом диаметра сердечника шипа и глубины его погружения площадь скалывания льда одним шипом

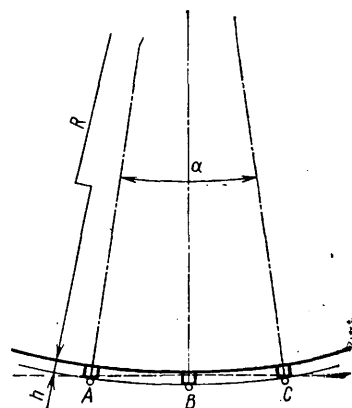
$$f = lb + \frac{4}{3} Sh, \quad (7)$$

где  $l$  — длина дуги АВС;

$b$  — диаметр сердечника шипа;

$S$  — длина хорды АС;

$h$  — высота выступания шипа над протектором (стрелка сегмента).



Траектория перемещения шипа противоскольжения

Размеры дуги и сегмента для одной и той же шины определяются величиной угла  $\alpha$ , которая зависит от радиуса колеса  $R$  и высоты выступания шипа над протектором  $h$ . С достаточной для расчета точностью величину  $R$  можно принять равной статическому радиусу шины. Высота  $h$  определится из условий работы шипа. Считается, что шип работает без перегрева и выпадания при выступании над протектором на 0,1—0,2 см.

При  $h=0,1\div 0,2$  см и величине  $R$ , изменяющейся в диапазоне 35—70 см, угол  $\alpha$  будет составлять примерно 6—10°.

Тогда площадь скалывания льда определится из геометрических размеров шины и шипа

$$f = 0,12R(b + h). \quad (8)$$

Из формул (6) и (8) количество шипов в контакте шины с дорогой, обеспечивающее движение автомобиля по льду без буксования, составит

$$n \geq \frac{\varphi_2 G}{0,12 \sigma R(b + h)}. \quad (9)$$

Количество шипов для шины зависит от условий эксплуатации автомобилей. На эффективность работы шипов при прочих равных условиях влияет состояние льда. В зависимости от температуры окружающего воздуха и других факторов разрушающее напряжение скалывания льда будет изменяться от 5 до 13 кгс/см<sup>2</sup> [4]. При низких температурах воздуха и при хорошем состоянии льда эту величину можно принимать равной 13 кгс/см<sup>2</sup>. В данном случае для шины потребуется наименьшее количество шипов. При таянии льда величина напряжения уменьшается, а необходимое количество шипов возрастает. С учетом реальных условий эксплуатации примем для расчетов среднюю величину напряжения скалыванию 10 кгс/см<sup>2</sup>.

При размещении шипов по ширине следует учитывать, что лучший эффект достигается в случае установки шипов не по центру беговой дорожки, а по краям.

Во время расчета общего количества шипов следует учесть, что площадь контакта шины равна примерно 8—10% площади протектора шины.

С учетом условий эксплуатации и расстановки общее количество шипов можно определить по формуле

$$N = \frac{\varphi_2 G}{0,12R(b + h)}.$$

Величины  $\varphi_2$ ,  $b$  и  $h$  определяются с учетом дорожных условий и конструкции шипов противоскольжения. Исходя из требований безопасности движения для шин грузовых автомобилей, приращение коэффициента сцепления должно быть  $\varphi_2=0,3$ , а для шин легковых автомобилей  $\varphi_2=0,4$ . В зависимости

от типа шины (для грузовых или легковых автомобилей) размеры шипов будут меняться  $b=0,4\div 0,3$  и  $h=0,2\div 0,15$ . Формула для определения количества шипов противоскольжения на одну шину с учетом этих величин упростится:

$$N = \frac{G}{(0,12 - 0,24) R}.$$

При расчете количества шипов на шину легкового автомобиля в формуле принимается величина 0,12, а для шин грузовых автомобилей — 0,24.

Количество шипов противоскольжения на одну шину грузового или легкового автомобиля, рассчитанное по указанной формуле, приведено в таблице. В зависимости от рисунка протектора и размера шашек фактическое количество шипов противоскольжения может отличаться от расчетного на 5—6%.

Автомобиль	Размер шины	Нагрузка на шину в кгс	Статический радиус в мм	Количество шипов на шину
ЗАЗ-966	6,15—13	270	292	80
„Москвич-408“	6,00—13	330	290	100
ВАЗ-2101	6,15—13	330	290	100
ГАЗ-24 „Волга“	7,35—14	450	313	120
ГАЗ-13 „Чайка“	8,20—15	650	350	160
ЗИЛ-114	8,90—16	900	365	200
РАФ-977 „Латвия“	7,00—15	640	352	150
ЛАЗ-695Е	11,00—20	1720	510	140
ГАЗ-53А	8,25—20	1230	460	110
ЗИЛ-130	260—20	1600	490	130
МАЗ-500	12,00—20	2360	542	180

Проведенные испытания показали, что расчетное количество шипов противоскольжения обеспечивает оптимальные сцепные качества автомобилей при движении на различных участках обледенелых дорог.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Кнороз В. И., Шелухин А. С., Петров И. П. — «Автомобильная промышленность», 1968, № 12.
2. Михайлов Ю. Б. — «Автомобильный транспорт», 1972, № 2.
3. «American Highways», 1966, 45, № 2, 4, 10, 11.
4. Буверт В. В., Ионов Б. Д. Сухопутный транспорт леса. М., Гослесбумиздат, 1951.
5. «Automobiltechnik Z», 1964. № 9, с. 256—260.

УДК 629.113.001.1:629.113

## Использование вероятностно-статистических характеристик дорожных условий в расчете результирующих показателей движения автомобиля

Д-р техн. наук Г. Б. БЕЗБОРОВА, канд. техн. наук В. Г. ГАЛУШКО  
Киевский автомобильно-дорожный институт

Таблица 1

Категория рельефа	Параметры распределений уклонов на автомобильных дорогах (числитель) и местности (знаменатель)				Предельная уклон $i_{пр}$
	$\sigma$	$m$	$D$	$D_1$	
Слабохолмистый . . . . .	1,5	0	0,5	0	0,04
	2,0	0	0,3	0	0,07
Холмистый . . . . .	2,3	0	0,25	0,015	0,06
	3,6	0	0,12	0	0,11
Резкопересеченный . . . . .	3,4	0	0,12	0,015	0,07
	6,4	0	0,06	0	0,15
Горный . . . . .	3,1	4	0,12	0	0,11
	8—11	0	0,06—0,12	0	0,22

**РАЗРАБОТКА** эффективных математических методов, способствующих улучшению скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля, имеет большое значение в повышении эффективности проектирования.

Для более общего описания условий движения автомобиля разработана вероятностная модель автомобильных дорог или местности [1] и установлены типичные по рельефу категории дорожных условий. Типизация проведена по параметрам законов распределения важнейших элементов продольного профиля: математическому ожиданию  $m$  и среднеквадратичному отклонению  $\sigma$  для нормального закона распределения уклонов и по постоянным коэффициентам  $D$ ,  $D_1$  их распределения по закону Коши (табл. 1).

Предложенная вероятностная модель дороги рациональна с точки зрения представления ее в памяти ЭЦВМ, так как характеризуется только несколькими параметрами. Статистическая модель дорожных условий позволяет одновременно рассматривать влияние на движение автомобиля большой совокупности геометрических элементов автомобильных дорог, задаваемых параметрами статистических распределений: про-

дольных уклонов, длин уклонов, радиусов горизонтальных кривых в плане дороги, расстояний между последовательно встречающимися радиусами горизонтальных кривых.

Предлагаемый метод [2] позволяет использовать более компактные с точки зрения памяти ЭЦВМ способы введения в расчет большого количества конструктивных параметров автомобиля и исходных данных, характеризующих рельеф целого класса дорог. В результате расчета на ЭЦВМ определяются основные результирующие показатели: средняя скорость движения автомобиля и расход топлива, время работы на передачах, среднее число оборотов вала и средняя используемая мощность двигателя (в процентах к максимальной мощности), время движения на спусках, общее количество переключений передач, число включений каждой передачи, которыми косвенно характеризуется нагруженность силовых агрегатов автомобиля и удобство управления ими в типичных дорожных условиях. Под средней скоростью движения автомобиля понимается ее расчетная величина, представляющая собой среднеарифметическое значение скоростей движения по отдельным участкам дороги с постоянным коэффициентом дорожного сопротивления  $\psi = f \pm i$  при отсутствии посторонних помех движению. С целью уточнения расчета средней скорости движения автомобиля учитываются: время переключения передач, ограничения скорости на горизонтальных кривых в плане дороги и на крутых спусках, режим работы автомобильного двигателя. Влияние плавности хода на скорость движения автомобиля не рассматривается.

Исследуемые показатели определяются путем расчетного воспроизведения или моделирования на ЭЦВМ дорожных испытаний автомобиля с использованием метода статистических испытаний. По законам распределения, характеризующим дорожные условия, воспроизводятся методом Монте-Карло геометрические элементы типичной категории рельефа автомобильных дорог (местности) и по соответствующим аналитическим зависимостям [3] рассчитываются показатели скоростных и экономических свойств автомобиля. Поскольку расчеты параметров движения автомобиля основаны на построении случайного процесса по методу Монте-Карло, то важным этапом моделирования является получение случайных чисел с заданным законом распределения параметров продольного профиля и плана дорог. Для этого использованы аналитический закон распределения  $r(x)$  и случайные, равномерно распределенные в интервале  $[0,1]$  числа, которые получались программным способом с помощью рекуррентного соотношения. Это означает, что каждое последующее число образуется из предыдущего путем применения некоторого алгоритма, состоящего из арифметических и логических операций. При таком вероятностном способе описания дорожных условий не имеет значения последовательность задаваемых величин уклонов дорог и их длин.

Для более полной и всесторонней проверки заданного метода сопоставлялись расчетные  $v_{рас}$  и экспериментальные  $v_{экс}$  значения средней скорости движения (табл. 2) для нескольких

Таблица 2

Маршрут	Показатели							
	$N_{max}$ в л. с.	$G_a$ в т	$m$	$\sigma$	$S_{ср}$	$\alpha_{др}$	$v_{экс}$	$v_{рас}$
№ 1	180	10	0,9	2,2	200	1	67	70
№ 2	100	8,1	1,2	2,1	100	1	58	58
№ 3	150	5	1,2	2,1	100	0,4	61	62

автомобилей различного веса  $G_a$  и различной максимальной мощности  $N_{max}$  двигателя. При сопоставлении использованы экспериментальные данные, приведенные в работах [4 и 5] о результате испытаний автомобилей на заданном продольном профиле по маршрутам № 1 и 2 при полностью открытой дроссельной заслонке ( $\alpha_{др}=1$ ), а также материалы наших исследований для маршрута № 3 при  $\alpha_{др}=0,4$ . Геометрические элементы дорог на маршрутах № 1—3 были статистически обработаны, после чего получены параметры распределения уклонов по нормальному закону распределения ( $m$  — математическое ожидание,  $\sigma$  — среднеквадратичное отклонение), а также средние значения длин уклонов  $S_{ср}$ . Сравнительная оценка и анализ экспериментальных и расчетных значений средней скорости движения (табл. 2), а также многочисленные расчеты и их сравнение с данными, полученными в НАМИ и в Московском автомобильно-дорожном институте, дают вполне приемлемые результаты, что позволило сделать вывод о целесообразности использования данного метода в исследованиях скоростных качеств и топливной экономичности автомобиля.

Расчеты по разработанной для ЭЦВМ «Минск-11» программ показали хорошую сходимость вычислительного процесса

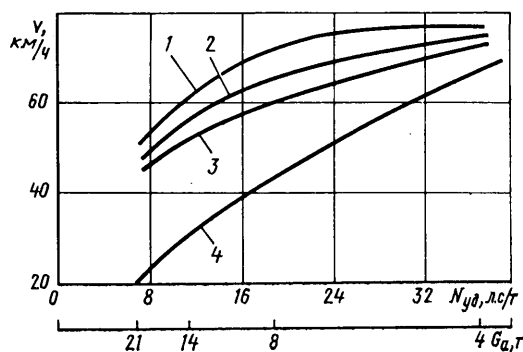


Рис. 1. Изменения расчетной средней скорости движения  $v_{рас}$  автомобиля ЗИЛ-130 в зависимости от полного веса  $G_a$  и удельной мощности  $N_{уд}$  на дорогах с рельефом типичных категорий: 1 — слабохолмистый; 2 — холмистый; 3 — резкопересеченный; 4 — горный

для моделируемых участков дорог (местности) протяженностью  $L \geq 30$  км. Машинное время счета на ЭЦВМ «Минск-11» для отрезка пути в 10 км составляет 2—7 мин, но на более совершенных ЭЦВМ типа «Минск-22», М-20 или БЭСМ-3М продолжительность счета может быть сокращена в несколько десятков раз. Затраты времени и средств на реализацию статистических моделей оказываются незначительными по сравнению с затратами, связанными с натурными испытаниями. Вместе с тем результаты статистического моделирования по своей ценности для практического решения поставленных при конструировании автомобиля задач оказываются близкими к данным натурального наблюдения.

Предлагаемую методику можно использовать при проектировании базовых автомобилей и различных модификаций к ним с целью расчетного определения и сравнительного анализа ожидаемых показателей их скоростных свойств и топливной экономичности, которые можно вычислять при широком варьировании задаваемых параметров автомобиля.

Приведенные на рис. 1 графики иллюстрируют изменения средней скорости движения  $v$  автомобиля ЗИЛ-130 на автомобильных дорогах четырех типичных категорий рельефа (табл. 1) в зависимости от удельной мощности  $N_{уд}$ , значения которой соответствуют разной полезной нагрузке автомобиля. Максимальное значение  $N_{уд}$  относится к случаю движения автомобиля без груза, а минимальное — с трицепсом, при полном весе автопоезда 21 т. Полученные данные позволяют сравнивать средние скорости движения, теоретически возможные в случае перемещения одиночного автомобиля на форсированном режиме работы двигателя ( $\alpha_{др}=1$ ), в широком диапазоне типичных (по рельефу) дорожных условий.

Чтобы учесть более близкие к реальным условиям частные режимы работы автомобильного двигателя, составлена отдельная программа на ЭЦВМ, по которой в расчет средней скорости движения и расхода топлива вводятся случайным образом значения крутящего момента, мощности и удельного расхода топлива двигателя в зависимости от относительного угла открытия дроссельной заслонки  $\alpha_{др}$  из области кривой его статистического распределения, полученного путем экспериментальных исследований [3]. Многочисленные расчеты показали, что с учетом вероятностного режима работы автомобильного двигателя по частичным характеристикам ожидаемые средние скорости движения автомобиля будут меньше на 5—30% в зависимости от типичной категории рельефа дорог, по сравнению с рассчитанными по внешней характеристике двигателя (рис. 2). Однако с уменьшением удельной мощности и повышением коэффициента сопротивления качению колес автомобиля, а также на более сложном рельефе дорог отмеченная разница в расчетных средних скоростях движения автомобиля быстро уменьшается.

Задаваемый вероятностный режим работы двигателя весьма существенно влияет на средний процент использования мощности  $\Delta N_{ср}$  и среднее число оборотов  $n_{ср}$  коленчатого вала двигателя при движении автомобиля по дорогам с разным рельефом. Расчеты показывают, что на автомобильных дорогах, проходящих в горных условиях, использование мощности  $\Delta N_{ср}$  достигает 70—80%. При этом различия в весовых нагрузках автомобиля дают менее существенную разницу в  $\Delta N_{ср}$  и  $n_{ср}$ , чем учет вероятностного режима работы двигателя. Однако на дорогах, проходящих в слабохолмистом и холмистом рельефах, изменения  $\Delta N_{ср}$  и  $n_{ср}$  находятся в широких пределах (от 25 до 75%) и существенно зависят от полного веса автомоби-

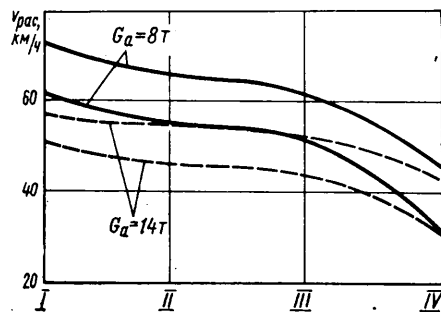


Рис. 2. Сравнение расчетной средней скорости движения автомобиля ЗИЛ-130 (на I—IV передачах) по дорогам с рельефом типичных категорий при работе двигателя по внешней скоростной характеристике (сплошные линии) и при учете вероятностного режима использования дроссельных характеристик (штриховые линии)

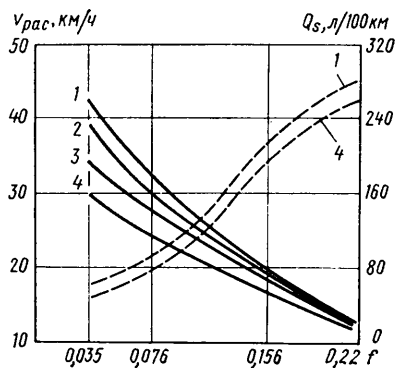


Рис. 3. Изменения расчетной средней скорости движения автомобиля  $v_{рас}$  (сплошные линии) и расхода топлива  $Q_s$  (штриховые линии) в зависимости от коэффициента  $f$  сопротивления качению колес на грунтовых дорогах с рельефом типичных категорий (обозначения те же, что на рис. 1)

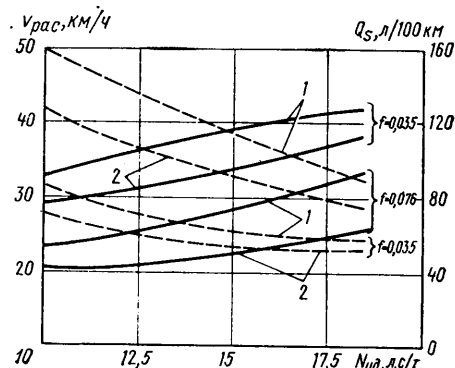


Рис. 4. Влияние удельной мощности  $N_{уд}$  на расчетную среднюю скорость движения  $v_{рас}$  (сплошные линии) и расход топлива  $Q_s$  (штриховые линии) автомобиля при слабохолмистом (кривые 1) и горном (кривые 2) рельефе грунтовых дорог или местности

ля и вероятностного режима работы двигателя. Аналогичным образом влияют эти факторы и на изменения времени работы автомобиля на различных передачах и количество переключений передач. По расчетным данным во время движения автомобиля ЗИЛ-130 с прицепом по автомобильным дорогам со слабохолмистым рельефом при полностью открытой дроссельной заслонке двигателя используется только пятая передача и время движения на моделируемом участке составляет 1,6 ч. При учете вероятностного режима работы двигателя расчетное время движения возросло до 2,04 ч и составило на пятой передаче 1,10 ч, четвертой — 0,8 ч и третьей — 0,14 ч.

В алгоритме расчетов на ЭЦВМ предусмотрена проверка возможных ограничений скорости автомобиля на горизонтальных кривых в плане дороги, влияние которых на ожидаемую среднюю скорость движения весьма существенно. Например, для автомобиля ЗИЛ-130 при полном весе 8,5 т средняя скорость движения, рассчитанная без учета плана, составила на слабохолмистом, холмистом и резкопересеченном рельефах дорог соответственно 75,6; 61,6; 59,9 км/ч, а при учете плана — 54,6; 51,9; 46,3 км/ч, т. е. расхода топлива составляют 23, 18 и 10%.

Приведенные на рис. 3 графики характеризуют изменения средней скорости  $v_{рас}$  движения автомобиля и расхода топлива  $Q_s$  на грунтовых дорогах, проходящих в четырех типичных категориях рельефа местности. Для разных состояний увлеченности этих дорог [1] задавались соответствующие значения коэффициента сопротивления качению  $f$  колес автомобиля. Графики построены для полноприводного трехосного автомобиля полным весом 8000 кг, с двигателем максимальной мощностью 150 л. с. при 3200 об/мин, с пятиступенчатой коробкой передач ( $i_1=7,44$ ;  $i_2=4,10$ ;  $i_3=2,29$ ;  $i_4=1,47$ ;  $i_5=1,0$ ) и с демультипликатором, передаточное отношение которого 2,08 и 1,0.

Согласно данным рис. 3, средняя скорость  $v_{рас}$  движения автомобиля резко снижается, а расход топлива  $Q_s$  быстро растет на каждой из категорий рельефа в случае увеличения коэффициента  $f$  сопротивления качению, причем при больших его значениях влияние рельефа дорог нивелируется. Существенного повышения средней скорости можно достигнуть за счет даже небольшого снижения коэффициента сопротивления качению колес автомобиля, особенно, в диапазоне его средних величин (0,04—0,12). Это указывает на важность правильного выбора параметров колесного движителя, обеспечивающего снижение потерь на сопротивление качению колес.

Влияние удельной мощности  $\Delta N_{ср}$  того же автомобиля на среднюю скорость движения и расход топлива (рис. 4) рассматривалось дифференцированно по категориям рельефа грунтовых дорог и местности при двух значениях коэффициента  $f$  сопротивления качению колес. С увеличением удельной мощности средняя скорость движения автомобиля растет более интенсивно на дорогах с менее сложным рельефом. Для повышения расчетной средней скорости  $v_{рас}$  существенное значение имеет правильное сочетание выбираемой удельной мощности автомобиля с передаточными числами силовой передачи, и, в частности, главной передачи. Постепенное снижение расхода топлива при росте удельной мощности автомобиля (рис. 4) характерно для всех категорий рельефа местности, и оно существенно зависит от коэффициента  $f$  сопротивления качению. При более высоких значениях этого коэффициента с увеличением удельной мощности интенсивнее улучшается топливная экономичность, что особенно важно для автомобилей высокой проходимости.

В результате проведенного многовариантного анализа были определены передаточные числа коробок передач (табл. 3), при которых достигается увеличение средней скорости движения ряда грузовых автомобилей на 2—8% по дорогам с твердым покрытием рельефа типичных категорий и обеспечивается лучшая приемистость по критерию минимального времени разгона. Для проверки этого критерия разработана отдельная программа к ЭЦВМ «Минск-11» с использованием метода динамического программирования. По этой программе рассчитаны ряды передаточных чисел для коробок передач отечественных автомобилей не только при существующем, но и при завышенном

Таблица 3

Автомобиль	Передаточные числа для различных передач						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
КрАЗ	6,17*	3,4*	1,79*	1,0*	0,78*	—	—
	6,17	3,4	1,55	1	0,78	—	—
	6,17	3,4	1,85	1,35	1	0,78	—
МАЗ-500	6,17	3,4	2,3	1,65	1,28	1	0,78
	6,17*	3,4*	1,78*	1,0*	0,78*	—	—
	6,17	3,4	1,55	1,0	0,78	—	—
ЗИЛ-130	6,17	3,4	1,9	1,4	1	0,78	—
	6,17	3,4	2,1	1,6	1,3	1	0,78
	7,44*	4,1*	2,29*	1,47*	1,0*	—	—
ГАЗ-53А	7,44	4,1	2,29	1,35	1,0	—	—
	7,44	4,1	1,9	1,46	1,2	1	—
	7,44	4,1	2,4	1,7	1,4	1,18	1
	6,48*	3,09*	1,71*	1,0*	—	—	—
	6,48	3,09	1,4	1,0	—	—	—
	6,48	3,09	1,7	1,25	1,0	—	—
	6,48	3,09	1,8	1,33	1,17	1	—
	6,48	3,1	2,0	1,55	1,3	1,15	1

количестве ступеней. Для сравнения в табл. 3 помещены обозначенные звездочкой существующие передаточные числа коробки передач, установленной на данном автомобиле.

Наряду с определением ряда передаточных чисел коробки передач по критерию минимального времени разгона, целесообразна их последующая проверка, исходя из ожидаемой средней скорости и расхода топлива при движении автомобиля по дорогам (местности), задаваемым на всех типичных категориях рельефа их вероятностной моделью (табл. 1). Многовариантные расчеты с использованием разных законов для выбора передаточных чисел коробки передач показали, что по критерию средней скорости движения ряды передаточных чисел коробки передач автомобиля могут быть подобраны дифференцированно по рельефу типичных дорожных условий, что важно для создания соответствующих модификаций базовых автомобилей. Например, на автомобильных дорогах, проходящих по резкопересеченному и горному рельефу, лучшая реализация скоростных качеств автомобиля ГАЗ-53А достигается при подборе передаточных чисел коробки передач по геометрической прогрессии. Однако для улучшения скоростных свойств автомобиля в этих дорожных условиях целесообразно выбрать более плотный ряд в зоне высших ступеней коробки передач, увеличив количество ступеней до шести.

При движении этого автомобиля по дорогам слабохолмистого и холмистого рельефа средняя скорость может быть увеличена разбивкой передаточных чисел по гармоническому ряду для количества передач  $K \geq 6$ . Однако наиболее ощутимые результаты достигаются в случае увеличения числа ступеней с

четырёх до шести, так как последующее добавление передач позволяет повысить среднюю скорость автомобиля только на 1—2%. При этом более эффективным оказывается введение дополнительной ступени с передаточным числом 1,17—1,20 при числе передач свыше четырёх, так как это улучшает реализацию высоких текущих скоростей за счёт более продолжительного движения автомобиля на этой передаче. Например, установка на автомобиле ГАЗ-53А дополнительной пятой передачи с  $i=1,18$  увеличивает расчётную среднюю скорость движения в слабохолмистом рельефе на 4—8%, холмистом — на 4—5% и резкопересечённом — на 3—4%. Увеличение количества передач и уплотнение ряда передаточных чисел на высших ступенях сопровождается небольшим ростом расхода топлива.

Проведённое исследование даёт основание считать, что определение показателей скоростных и экономических свойств автомобиля для обобщённой математической модели типичных

(по рельефу) дорожных условий является эффективным методом для сравнения многовариантных проектных решений при конструировании автомобиля.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Безбородова Г. Б. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 9.
2. Галушко В. Г. Моделирование движения автомобиля на ЭЦВМ по статистическим характеристикам заданных дорожных условий. Труды НАМИ, вып. 124. М., 1970.
3. Галушко В. Г. В сб. «Автомобильный транспорт», вып. 7. Киев, «Техника», 1970.
4. Медведков В. И., Ятков В. А. — «Автомобильная промышленность», 1968, № 3.
5. Нефедов А. Ф. — «Автомобильная промышленность», 1968, № 4.

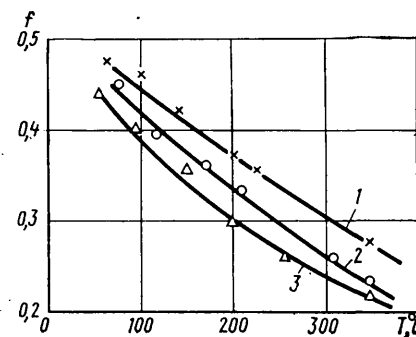
УДК 621.839

## Исследование работоспособности фрикционной пары асбобакелит — сталь

Канд. техн. наук Ф. К. ЛЕБЕДЕВ, Н. И. ЯКОВЛЕВ

Курганский машиностроительный институт

На рисунке показана зависимость коэффициента трения  $f$  фрикционной пары от температуры трения при давлении 12, 17 и 28 кгс/см<sup>2</sup> (соответственно кривые 1, 2 и 3).



Материал К-217-57 обладает хорошими фрикционными свойствами при температуре трения не более 200—250°C. В диапазоне температуры 60—200°C наблюдались высокие значения коэффициента трения  $f=0,47 \div 0,30$ . При дальнейшем ее повышении до 350°C, когда наблюдались быстрые качественные изменения в поверхностном слое, коэффициент трения уменьшался до 0,27—0,22. При температуре трения около 450°C основа образца разрушалась.

Таким образом, по результатам испытаний можно установить температурные границы применения материала в узлах — не более 250°C.

ВЫБОР материалов для фрикционных узлов осложняется тем, что в машинах разных классов условия работы отличаются удельными давлениями, скоростями скольжения, временем работы, условиями теплоотвода, конструктивным оформлением деталей и т. д. В связи с этим исследование новых фрикционных материалов требует проводить в широком диапазоне рабочих режимов и разных условиях теплоотвода. Работоспособность материала К-217-57 еще недостаточно изучена, поэтому была поставлена задача исследовать его фрикционные свойства и возможность применения в фрикционных узлах.

Испытания проводились на машине МФТ-1\* при давлении 12, 17 и 28 кгс/см<sup>2</sup>, скорости скольжения 0,1—1,33 м/с. Изготовленные из материала К-217-57 образцы в виде колец с наружным и внутренним диаметром 28 и 22 мм испытывались на торцовое трение. Контртелом служил цилиндрический образец из стали 65Г. Трущая поверхность стального образца была обработана по 7-му классу ГОСТ 2789—59. Коэффициент перекрытия был равен 1. В контртеле на расстоянии 0,75 мм от поверхности трения имелись радиальные отверстия для установки термодатчика со сменным диаметром 1 мм. Температура трения определялась с помощью чувствительного гальванометра М 195/3. Перед испытаниями образцы обезжиривались бензином и просушивались теплым воздухом, а затем прирабатывались в условиях, при которых развивалась температура не выше 40°C. Продолжительность испытаний каждой пары составляла 15 мин. Степень влияния рабочих режимов на фрикционные характеристики материала определяли в связи с температурным фактором.

\* Крагельский И. В. Трение и износ. М., «Машиностроение», 1968.

### УВАЖАЕМЫЙ ТОВАРИЩ!

Продолжается подписка на журнал «Автомобильная промышленность США» на 1974 г.

Подписка на журнал принимается ежемесячно без ограничений на любой срок общественными распространителями печати по месту работы и учебы, в пунктах приема подписки и в агентствах «Союзпечать», на почтамтах и в отделениях связи.

*Журнал распространяется только по подписке.*

Подписная цена на год — 8 р. 40 к.; на 6 месяцев — 4 р. 20 к.; на месяц — 70 к. (цена одного номера 35 к.)

Индекс журнала 91305 по «Каталогу иностранных периодических научных и научно-технических изданий на 1974 год», стр. 24.

Издательство «Машиностроение»

## К расчету параметров спиральных вставок под метрическую резьбу

Ю. Л. ФРУМИН

Московский автозавод имени И. А. Лихачева

**СПИРАЛЬНЫЕ** вставки, известные под названием «Хели-Койл» (рис. 1), широко распространены в авиастроении и автоприборостроении, сельскохозяйственном, транспортном и многих других областях машиностроения, а особенно, в ремонтном деле. Спиральная вставка представляет собой пружину, навитую из проволоки ромбического сечения, поэтому после ввертывания ее с натягом в специально нарезанное резьбовое отверстие (рис. 1) образуется внутренняя резьба стандартного размера. Материалом для спиральных вставок служит проволока из светлотянутой нагартованной стали марки Х18Н10Т, подвергнутой калибровке (прокатке) для получения ромбического сечения требуемого размера. Поводок 1 спиральной вставки способствует ввертыванию ее в резьбовое отверстие, после чего может быть отломан по надрезу 2 легким ударом в осевом направлении, а затем удален, если отверстие глухое.

Спиральные вставки изготавливаются двух разновидностей: обычные и стопорящие. Один-два средних витка стопорящих вставок (рис. 2) имеют форму шестигранника или треугольника и обжимают ввернутый в них болт, надежно предохраняя резьбовую пару от самопроизвольного отвинчивания при вибрациях.

К преимуществам спиральных вставок следует отнести повышение прочности резьбы в корпусах, особенно из легких сплавов и пластмасс, равномерное распределение нагрузки на все витки резьбового соединения [1], повышение осевого усилия затяжки при том же крутящем моменте за счет уменьшения трения по профилю резьбы, высокие стопорящие и антикоррозионные свойства [2]. Спиральные вставки успешно применяются при ремонте изделий с целью восстановления сорванной внутренней резьбы, например, под свечи в алюминиевых головках двигателя и во многих других случаях. Для этого рассверливают и перенарезают сорванную резьбу специальным метчиком того же шага, но несколько большего диаметра, и в полученное резьбовое отверстие ввертывают с натягом спиральную вставку. В отличие от резьбовых втулок, обычно применяемых для этой цели, спиральные вставки имеют значительно меньшие габариты и их не нужно закреплять в корпусе свар-

ки или кернения. За счет упругих деформаций спиральная вставка, ввернутая с натягом в корпус, образует неразъемное соединение, но при необходимости может быть вывернута за верхний виток специальным ключом, имеющим форму трехгранной пирамиды с острыми ребрами, и замена новой. При этом резьба в корпусе не разрушается.

Для определения параметров спиральных вставок исходим из номинальных размеров наружной метрической резьбы по ГОСТ 9150—59 и полагаем, что наружный диаметр резьбы  $d$  делит пополам сечение ромбической проволоки (рис. 3). Исходя из этой предпосылки, находим размеры ромбической проволоки:  $B = S - 0,125 S = 0,875 S$ .

Расстояние между средними диаметрами болта  $d_2$  и гайки  $D_2$  равно  $F = (B - 0,5 S) \operatorname{ctg} \alpha/2 = 0,6495 S$ .

Приняв гарантированный зазор по внутреннему диаметру вставки и болта  $\delta = 0,05 \sqrt{S}$ , определим высоту проволоки

$$H = (S - 0,125 S - 0,25 S); \operatorname{ctg} \alpha/2 - \delta = 1,085 S - 0,05 \sqrt{S}.$$

Высота ромба  $b = B \cos \alpha/2 = 0,7581 S$ .

Площадь сечения ромбической проволоки  $f = HB - 0,5 H^2 \times \operatorname{ctg} \alpha/2 \text{ мм}^2$ . Момент инерции ромбического сечения относительно оси резьбы

$$J_x = \frac{H^3 (B - 0,75 H \operatorname{tg} \alpha/2)}{12} \text{ мм}^4.$$

В процессе калибровки все углы в сечении проволоки плавно скругляются, поэтому фактическая ширина проволоки  $B$  несколько уменьшается. Можно принять  $B_{\min} = 0,9 B = 0,7875 S$ .

Рекомендуемые отклонения: угла  $\alpha/2 \pm 30'$ ; размера  $H - C_{2a}$  и  $b - C_{2a}$ .

Минимальный наружный диаметр резьбы в корпусе определяем исходя из гарантийного зазора  $\delta_1 = 0,15 \sqrt{S}$ , тогда

$D = d + H + \delta_1 = d + 1,0825 S + 0,1 \sqrt{S}$ . Средний диаметр резьбы  $D_2 = d_2 + 2F = d_2 + 1,299 S$ . Внутренний диаметр резьбы

$D_1 = d + \delta_2 = d + (0,03 \div 0,05) \sqrt{S}$ . Рекомендуемые отклонения диаметров:  $D_2 \pm 4H$  (ГОСТ 16093—70);  $D \pm 270 S^{0,8}$  (в мкм).

Приведенный метод определения сечения ромбической про-

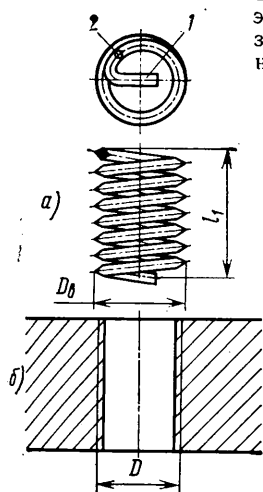


Рис. 1. Резьбовое соединение:  
а — спиральная вставка (растянута);  
б — резьбовое отверстие под вставку

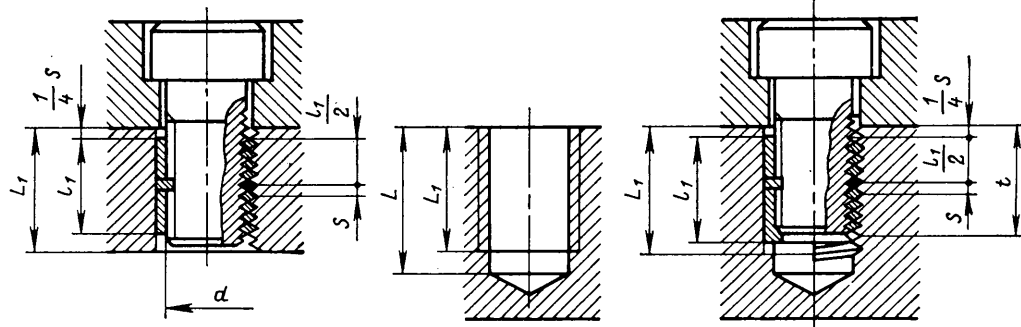


Рис. 2. Длина свинчивания резьбового соединения корпус — спиральная вставка — болт



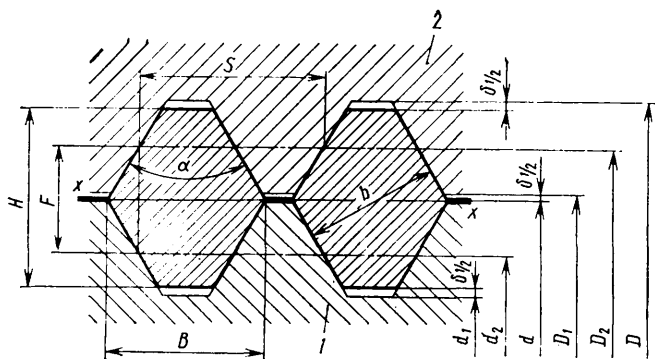


Рис. 3. Параметры резьбы и ромбической проволоки:  
1 — болт; 2 — тело

волокни и размеров внутренней резьбы под спиральные вставки близок по результатам к общепринятому за рубежом [3], но требует применения специальных метчиков и резьбовых калибров. Попытка использовать под спиральные вставки внутреннюю резьбу, соответствующую ГОСТ 9150—59 [2], приводит к тому, что увеличиваются габариты соединения и зазоры  $\delta_2$ . По конструктивным соображениям это нежелательно.

Исходный диаметр проволоки  $d_{пр}$  под калибрование ромбического сечения определяется согласно заданному проценту

обжатия  $d_{пр} = 11,3 \sqrt{\frac{f}{100 - K}}$  ( $f$  — сечение ромбической проволоки в мм<sup>2</sup>).

Спиральные вставки ввертываются в резьбовое отверстие с натягом  $\Delta$ . Угол скручивания  $\theta = \frac{2\pi\Delta}{d + \Delta}$  рад, а полный момент на один виток спиральной вставки

$$M = \frac{2\Delta EJ_x}{(d + \Delta)^2} \text{ кгс} \cdot \text{мм}.$$

При этом модуль упругости  $E = 2,1 \cdot 10^4$  кгс/мм<sup>2</sup>. После подстановки найдем

$$\Delta = \frac{EJ_x - Md - \sqrt{EJ_x(EJ - 2Md)}}{M}.$$

Ориентировочно для резьб с основным (крупным) шагом можно принять при  $d \leq 5$   $M = 5 d^{0,7}$ ; при  $d > 5$   $M = 1,03 d^{1,8}$  кгс·мм.

Наружный диаметр спиральной вставки  $D_в = d + \Delta + H$ . Отклонение диаметра  $D_в = (0,25 \div 0,5)$  мм.

Для метрических резьб с мелким шагом диаметр вставки  $D_в$  и нижнее отклонение его те же, что и для резьб того же диаметра с крупным шагом. В этом случае  $\Delta D_в = d - H$ .

С уменьшением шага резьбы при том же ее диаметре натяг  $\Delta$  возрастает, а крутящий момент  $M$  уменьшается.

Условная длина спиральной вставки  $L_1$ , ввернутой в корпус, принимается равной 0,5  $d$ ; 0,75  $d$ ; 1  $d$ ; 1,5  $d$ ; 2  $d$  и 2,5  $d$ . Вставка ввертывается в корпус на расстоянии  $1/4 S$  от верхнего торца и на  $1/4 S$  не доходит до конца нарезки  $L_1$  (рис. 2). Таким образом, полезная длина свинчивания  $l_1 = L_1 - 0,5 S$ . Благодаря натягу  $\Delta$  при ввертывании вставки она удлиняется, и число витков ее увеличивается. В свободном состоянии число витков вставки  $n$  (без учета поводка) определяется по формуле

$$n = \frac{l_1 - B}{S} \cdot \frac{1}{1 + \frac{\Delta}{d + \Delta}}.$$

Вставка навивается вплотную, т. е. с шагом, равным меньшей диагонали ромба.

Максимальная длина ввертывания болта в глухое отверстие при наличии поводка  $l$  (рис. 1):  $l = L_1 - S$ . Минимальная глубина сверления глухого отверстия под вставку при длине заборной части метчика 2  $S$

$$L = L_1 + 3,5 S.$$

При навивании спиральных вставок из ромбической проволоки с углом при вершине  $\alpha = 60^\circ$  (рис. 3) верхние слои проволоки растягиваются, а нижние — сжимаются, что приводит к увеличению верхнего угла ромба  $\alpha_в$  и уменьшению нижнего угла  $\alpha_н$ . С небольшим приближением можно принять

$$\text{ctg} \frac{\alpha_в}{2} = \frac{3 \left( \sqrt{d^2 + \frac{4}{3} B d \text{ctg} \alpha/2} - d \right)}{2B};$$

$$\text{ctg} \frac{\alpha_н}{2} = \frac{3 \left( d - \sqrt{d^2 - \frac{4}{3} B d \text{ctg} \alpha/2} \right)}{2B}.$$

Сечение проволоки не корректируют, несмотря на искажение углов после завивания.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Иосилевич Г. Б. — «Вестник машиностроения», 1964, № 3.
2. Иосилевич Г. Б., Шарловский Ю. В. Затяжка и стопорение резьбовых соединений. М., «Машиностроение», 1971.
3. Каталоги фирмы Böllhoff (ФРГ).

УДК 621.762.53

## Термомеханическая обработка некоторых материалов на основе железного порошка

М. А. КОТКИС, А. В. СКОБЛО

Горьковский автозавод

ИЗВЕСТНО, что термомеханическая обработка позволяет получить у деталей из спеченных сталей более высокие физико-механические свойства, чем у деталей из компактной стали такого же химического состава после обычной термообработки [1].

Целью настоящей работы явилось изучение возможности получения высоких физико-механических свойств деталей сочетанием методов порошковой металлургии и высокотемпературной термомеханической обработки путем совмещения спекания с горячей пластической деформацией и последующей термической обработкой.

На основе железного порошка ПЖ2М была приготовлена шихта трех композиций: 1) Fe+0,4% C+2,5% Cu; 2) Fe+0,8% C+2,5% Cu; 3) Fe+14% Ni+3% Cu. После перемешивания в течение часа из шихты указанных композиций прессовали при давлении 6 тс/см<sup>2</sup> образцы размером 3,5×10×55 мм. Их пористость составляла 20—25%.

Образцы подвергали нагреву т. в. ч. 440 кГц на воздухе в течение 15—20 с при температуре 900°C с последующей горячей прокаткой до толщины 3 мм за один проход. Такая предварительная обработка проводится, чтобы образцы не разрушались при горячей прокатке с большей степенью деформации в гладких валках.

Подготовленные образцы затем нагревали токами высокой частоты в одновитковом индукторе в течение 15—20 с до температуры 850—900°C и прокатывали до толщины 1,5 мм (50% деформации) за один проход с последующей закалкой в воде. Часть образцов из шихты третьей композиции после деформации охлаждали на воздухе.

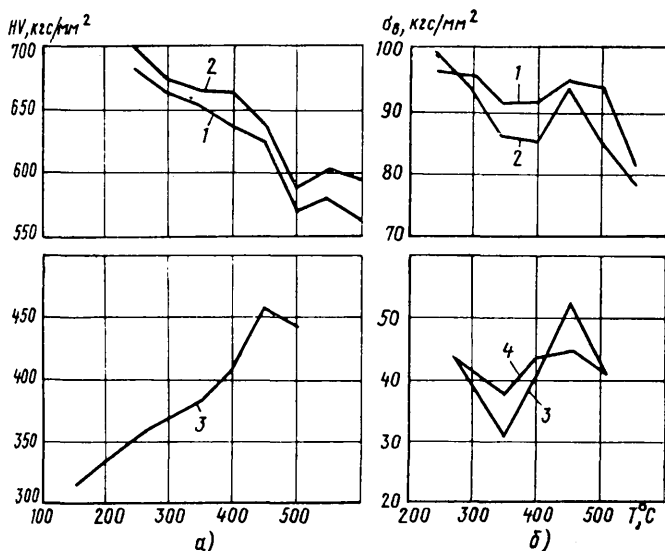
Все образцы отпускали в течение часа в интервале температур 250—600°C через 50°C без защитной атмосферы (по семь образцов для каждой температуры), после чего измеряли пористость, твердость  $HRB$ , микротвердость  $H_{100}$ , пределы прочности при растяжении и изгибе, относительное удлинение. Результаты испытаний физико-механических свойств представлены в таблице и на рисунке.



Температура отпуска в °C	Предел прочности в кгс/мм²			Относи- тельное удлинение δ в %	Твердость HRC в кгс/мм²	Предел прочности в кгс/мм²			Относи- тельное удлинение δ в %	Твердость HRC в кгс/мм²	Предел прочности в кгс/мм²		Относи- тельное удлинение δ в %	Твердость HRC в кгс/мм²	
	σ <sub>max</sub> в	σ <sub>min</sub> в	σ <sub>ср</sub> из			σ <sub>max</sub> в	σ <sub>min</sub> в	σ <sub>ср</sub> из			σ <sub>max</sub> в	σ <sub>min</sub> в			
	Fe+0,4% C+2,5% Cu					Fe+0,8% C+2,5% Cu					Fe+14%Ni+3% Cu				
250	96,0	84,0	172	0,5—1,7	58,7	98,0	81,0	168	0	59,4	44,5	30,5	0,7—0,8	36,7	
300	96,0	84,5	188	0,5—1,7	58,9	93,5	83,5	182	1,2	53,9	—	—	—	—	
350	101,5	88,0	155	1,0—2,2	58,7	86,5	73,5	163	0—1,2	58,8	37,5	25,0	0,8—1,0	39,0	
400	97,5	81,0	141	1,2—2,2	57,0	85,5	75,5	143	0—0,5	58,4	43,5	39,5	1,0—1,2	41,5	
450	93,0	86,0	156	0,7—1,5	56,4	93,0	80,5	162	0—0,5	57,0	52,0	43,0	1,0—1,2	46,3	
500	94,5	82,3	176	0,4—1,5	54,5	84,5	77,5	176	0,5—1,5	53,5	42,5	38,0	0,8—1,2	45,0	
550	82,5	75,5	159	1,0—2,0	55,3	91,0	73,5	167	1,0—1,2	54,4	—	—	—	—	

Пористость определяли методом гидростатического взвешивания. После обработки она составляла 3% для образцов из шихты первой и второй композиций и 4,5% — третьей композиции.

На рисунке видно, что с увеличением температуры отпуска после высокотемпературной термомеханической обработки твердость и микротвердость композиций Fe—Cu—C снижается (до отпуска  $H_{100}=750 \div 800$  кгс/мм<sup>2</sup>). Характер этого процесса одинаков для образцов с содержанием 0,4 и 0,8% C. Монотонность понижения твердости в интервале температур 500—600°C нарушается, что связано, возможно, с дисперсионным твердением за счет меди.



Зависимость твердости HV (а) и прочности  $\sigma_{\text{в}}$  (б) образца от температуры отпуска после высокотемпературной термомеханической обработки: 1 — Fe + 0,1% C + 3% Cu; 2 — Fe + 0,8% C + 3% Cu; 3 — Fe + 14% Ni + 3% Cu (нормализованный); 4 — Fe + 14% Ni + 3% Cu (закаленный)

Повышение температуры отпуска композиции Fe—Cu—Ni приводит к появлению максимальной твердости при температуре 450—500°C, что, очевидно, является следствием старения мартенсита.

Максимальные значения прочности  $\sigma_{\text{в}}=100$  кгс/мм<sup>2</sup> для композиций Fe—Cu—C получены после отпуска при температуре 250°C (до отпуска  $\sigma_{\text{в}}=60 \div 70$  кгс/мм<sup>2</sup>). Повышение температуры отпуска до 400°C приводит к монотонному снижению предела прочности. Максимальная прочность отмечается при температуре отпуска 450—500°C. Прирост прочности увеличивается с ростом содержания углерода. Аналогичная зависимость предела прочности и твердости наблюдалась у сталей 45 и 65Г после деформационного старения [2]. В обоих случаях минимальные значения при температуре 350°C сопровождались резким снижением ширины рентгеновских интерференций (величина блоков увеличивается на порядок).

В работе [1] показано влияние содержания углерода на механические свойства материалов, изготовленных методом порошковой металлургии и подвергнутых предварительной термомеханической обработке. Увеличение содержания с 0,3 до 0,8% C (50% деформации) приводит к росту предела прочности при растяжении от 100—115 до 185—190 кгс/мм<sup>2</sup> соответственно.

В образцах из шихты трех композиций такая зависимость не обнаружена. Несмотря на то, что согласно работе [3] легирующие элементы при индукционном нагреве диффундируют значительно быстрее, чем во время спекания в печи, по всей вероятности, кратковременность (20—30 с) нагрева образцов

оказалась недостаточной для завершения диффузионных процессов (при пористости 20% и температуре 920°C

$D_1^C = 8 \cdot 10^{-7}$  см<sup>2</sup>/с против  $2 \cdot 10^{-7}$  см<sup>2</sup>/с для компактной стали).

Это не позволяет реализовать возможность повышения прочностных свойств с увеличением содержания углерода в шихте. В работе [1] такая реализация была обеспечена за счет применения высококачественных порошков и тем, что предварительной термомеханической обработке подвергались заготовки, предварительно спеченные в течение 90 мин при температуре 1150°C, т. е. диффузионные процессы (науглероживание) были завершены заранее. Кроме того, многоступенчатая деформация привела к практически нулевой пористости. В данном случае остаточная пористость после высокотемпературной термомеханической обработки составляла 3—4%.

В работе [4] установлено влияние температуры и продолжительности предварительного спекания и пластической деформации на комплекс механических свойств мартенситостареющей стали. Наличие эффекта старения мартенсита (см. рисунок) свидетельствует, что медь и карбонильный никель в значительной мере диффундируют даже при таком кратковременном (20—30 с) нагреве, что соответствует данным работы [3]. Более высокие значения прочностных свойств, полученные в работе [4], по сравнению с представленными на рисунке объясняются более высокой степенью легирования, деформации и нулевой пористостью.

При нагреве спеченных прессовок т. в. ч. без защитной атмосферы возникает опасность окисления материала, а кратковременность нагрева регламентирует завершенность процесса спекания. В связи с этим сравнивались прочностные свойства материалов на основе железного порошка, полученных обычным спеканием в течение часа при температуре 1180°C в диссоциированном аммиаке, со свойствами материалов из той же шихты, полученных нагревом образца т. в. ч. в течение 60 с при температуре 1000°C на воздухе (охлаждение в воде).

При одинаковой пористости материала 20% предел прочности при растяжении в обоих случаях составил 15—17 кгс/мм<sup>2</sup>. Идентичны микроструктуры, близки значения твердости и прочности материалов, полученных в результате отжига в течение 4 ч при температуре 740°C после спекания в течение часа при температуре 1180°C и отпуска в течение 1,5 ч при 640°C после закалки и нагрева т. в. ч. в течение 60 с. Исследование микроструктуры показало, что внутреннее окисление при нагреве т. в. ч. незначительно.

Таким образом, применение высокотемпературной термомеханической обработки в сочетании с нагревом т. в. ч. позволяет из прессовок на основе железного порошка получить материал с достаточно высокими физико-механическими свойствами, значительно превышающими свойства аналогичных по химическому составу материалов, полученных в результате обычного спекания.

Высокие свойства при высокотемпературной термомеханической обработке можно получить в значительно более коротком технологическом цикле, совмещая процессы спекания с нагревом под штамповку или прокатку.

Применение высокотемпературной термомеханической обработки сплавов из металлических порошков в сочетании с совмещенным процессом спекания и нагрева под горячую деформацию целесообразно использовать при изготовлении мелких конструктивных деталей автомобиля.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Бернштейн М. Л. и др. — «Технология автомобилестроения», 1970, № 1, с. 14—18.
2. Коткис М. А., Скобло А. В. — «Металловедение и термическая обработка металлов», 9168, № 2, с. 52—56.
3. Кидин И. Н. и др. Металлокарамические конструкционные материалы. АН УССР, Киев, 1972.
4. Андриков В. Н., Колбнев Ю. М. — «Порошковая металлургия», 1972, № 4, с. 40—43.

# К вопросу о правке шлифовальных кругов

Канд. техн. наук А. М. ВАСИЛЬЕВ, В. Н. ЛЕВЫЧКИН, А. Н. МИХНО

Московский автомеханический институт

**ЭФФЕКТИВНОСТЬ** шлифования, как известно, зависит от метода, режимов и условий правки кругов. Необходимость правки вызывается искажением геометрической формы рабочей поверхности круга из-за неравномерного износа и снижения производительности шлифования вследствие засаливания его рабочей поверхности, т. е. скругления вершин, абразивных зерен, адгезионного налипания металлической стружки на зерна, заполнения пор в связке круга и пространства между зернами частицами сошлифованного металла и материала инструмента. Общее количество инструментов для правки кругов велико, однако в промышленности наиболее широко применяются карандаши с алмазными зёрнами и зёрнами других материалов, а также алмазные и твердосплавные ролики.

В технологической лаборатории Московского автомеханического института были проведены экспериментальные исследования по рациональному применению правящего инструмента, выявлению влияния режимов и условий правки на производительность процесса шлифования и шероховатость шлифуемой поверхности детали.

В качестве правящего инструмента использовались карандаши «Славутич», алмазные карандаши Ц4, алмазные ролики диаметром 70 и высотой 20 мм с кристаллами естественных алмазов на рабочей поверхности зернистостью А50 и ролики из твердого сплава ВК6 диаметром 15 и высотой 2,5 мм. Правке подвергались шлифовальные круги с характеристикой Э9 А40 СТ1 К5. Материал шлифуемых образцов — сталь ШХ15. Образцы закалялись до твердости HRC 60—62. Экспериментальные исследования проводились на станке 3Б12. Вращение алмазного ролика, закрепленного на установленной в центрах станка оправке, осуществлялось шпинделем бабки изделия, а твердосплавного ролика, свободно сидящего на оси, — шлифовальным кругом. При этом линейная скорость вращения твердосплавного ролика приблизительно равнялась линейной скорости вращения шлифовального круга.

Режимы правки круга карандашом «Славутич», алмазным карандашом Ц4, алмазным и твердосплавным роликами следующие: скорость шлифовального круга  $v_{кр}=25, 35$  и  $45$  м/с; поперечная подача  $s_{поп}=0,02 \div 0,1$  мм за проход; продольная подача  $s=0,1 \div 0,5$  мм/мин (кроме алмазного ролика). Скорость вращения алмазного и твердосплавного роликов соответственно 1800 и 50 000 об/мин.

Во время экспериментальных исследований фиксировали линейную производительность  $Q$  (в мм/мин) процесса шлифования; шероховатость  $R_a$  шлифуемой поверхности образца; составляющие усилия, возникающие при правке; визуально оценивали состояние рабочей поверхности круга после правки с помощью лупы (увеличение в 10 раз), а также характеристику снятого при правке слоя круга на малом инструментальном микроскопе ММИ. Образцы шлифовались методом врезания при скорости вращения образца  $v_d=30$  м/мин и скорости круга  $v_{кр}=35$  м/с. После каждой правки с образца снимался слой толщиной 0,15 мм при заданном радиальном давлении  $R_y=8$  кгс на 1 см высоты круга.

При анализе результатов экспериментальных исследований установлено, что лучшее качество правки шлифовального кру-

га роликами обеспечивается при скорости вращения круга  $v_{кр}=35$  м/с, а в случае правки карандашами — при  $v_{кр}=45$  м/с. Поэтому дальнейшие выводы сделаны с учетом этих скоростей.

Более высокая производительность шлифования и лучшая чистота шлифуемой поверхности обеспечиваются правкой круга с продольной подачей не более 0,1—0,2 мм/мин.

Линейная производительность процесса шлифования зависит от типа правящего инструмента и глубины правки  $H$  (рис. 1). С увеличением глубины правки до 0,08 мм за проход линейная производительность процесса возрастает, а дальнейшее увеличение глубины правки приводит к повышенному износу круга. Это объясняется тем, что при малых глубинах правки радиальная составляющая  $R_y$  усилия правки сравнительно мала (рис. 2), а с увеличением глубины она пропорционально возрастает независимо от типа правящего инструмента. При малых глубинах правки и соответственно небольших радиальных усилиях режущие зерна обновляются частично и скалываются без заметного разрушения связки на значительную глубину. С увеличением глубины правки за проход растет радиальная составляющая усилия правки, режущие зерна интенсивно обновляются, дробятся и выкрашиваются, мостики связки разрушаются на большую глубину, что способствует еще большей интенсивности обновления режущих кромок на рабочей поверхности круга. Однако увеличение глубины правки за проход свыше 0,08 мм никаких изменений, кроме повышенного износа, на рабочей поверхности круга вызвать не может ни по остроте граней, ни по количеству зерен на единице площади. Поэтому производительность шлифования из-за повышенного износа круга несколько снижается. При малых глубинах правки наивысшая производительность шлифования наблюдается, если круг правится твердосплавным роликом (кривая 4). При правке алмазным роликом (кривая 3) и алмазным карандашом (кривая 2) производительность меньше, чем при правке твердосплавным роликом. Наименьшая производительность шлифования получается при правке круга карандашом «Славутич» (кривая 1). Это объясняется кинематикой и динамикой процесса правки различными инструментами. Правка твердосплавным роликом осуществляется главным образом за счет разрушения связки на определенную глубину и частичного скалывания абразивных зерен. С увеличением глубины правки увеличивается глубина разрушенного слоя связки, оголяются новые абразивные зерна и, наконец, устанавливается предельное количество зерен на рабочей поверхности круга, регламентируемое концентрацией зерен, что и определяет в основном производительность шлифования при данных условиях.

Правка карандашами вызывает меньшие радиальные усилия. Связка круга разрушается главным образом в пределах глубины правки, абразивные зерна вырываются частично, особенно при малых глубинах правки, а выступающие режущие кромки не только дробятся, вызывая появление новых режущих кромок, но и сглаживаются. Все это приводит к некоторому уменьшению производительности шлифования по сравнению с правкой роликами.

Шероховатость шлифуемой поверхности зависит от типа правящего инструмента и глубины правки (рис. 3). Более высо-

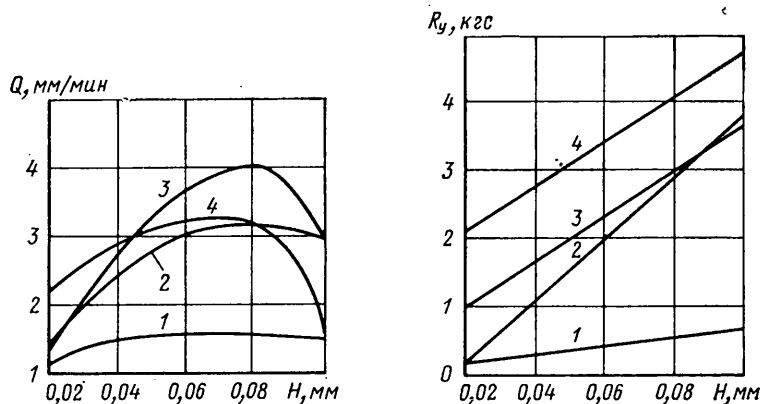


Рис. 1. Влияние глубины правки  $H$  на производительность шлифования: 1 — карандаш «Славутич»; 2 — алмазный карандаш Ц4; 3 — алмазный ролик; 4 — твердосплавный ролик

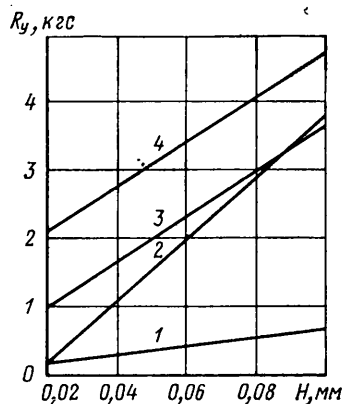


Рис. 2. Влияние глубины правки  $H$  на радиальное усилие  $R_y$  в зависимости от типа правящего инструмента (обозначения те же, что на рис. 1)

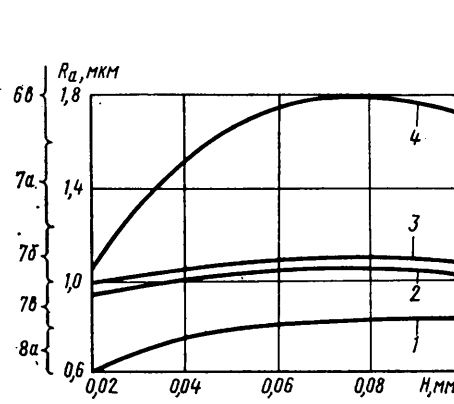


Рис. 3. Влияние глубины правки  $H$  на шероховатость  $R_a$  шлифуемой поверхности (обозначения те же, что на рис. 1)

кая чистота поверхности наблюдается при правке с малыми глубинами карандашом «Славутич» (кривая 1). Наибольшая шероховатость получается при правке твердосплавным роликом (кривая 4). Промежуточное положение по шероховатости обеспечивается при правке алмазными карандашами (кривая 2) и роликами (кривая 3). С увеличением глубины правки круга до 0,08 мм за проход шероховатость шлифуемой поверхности несколько увеличивается, а затем стабилизируется. Влияние правящего инструмента и глубины правки объясняется кинематикой и динамикой процесса. Причины, вызывающие увеличение производительности процесса, одновременно приводят и к увеличению шероховатости шлифуемых поверхностей деталей.

Шероховатость шлифуемой поверхности при правке кругов алмазными роликами зависит также от скорости вращения ролика и вида правки. При правке с поперечной подачей она выше, чем при правке с продольной подачей.

Таким образом, для достижения наивысшей производительности при шлифовании и невысоких требованиях по шероховатости поверхности правку кругов следует проводить алмазными и твердосплавными роликами. Глубина правки 0,04—0,06 мм. При высоких требованиях к чистоте шлифуемой поверхности правку следует производить карандашами «Славутич» или алмазными карандашами Ц4. При правке кругов алмазными роликами с продольной подачей чистота шлифуемой поверхности примерно на один класс выше, чем при правке методом врезания.

УДК 621.757:629.113.012.112

## Организация технологического процесса сборки главной передачи грузовых автомобилей при индивидуальном подборе шестерен

Канд. техн. наук В. И. ГУСЕВ, канд. техн. наук Н. В. КОЧНОВ, Ю. С. ШУРЛАПОВ

Московский автомобильно-дорожный институт, Московский автозавод имени И. А. Лихачева

**В** ГЛАВНЫХ передачах ведущих мостов автомобилей применяются спирально-конические шестерни с круговыми понижающимися по высоте зубьями. К достоинствам таких передач относятся:

1) локализация пятна контакта, повышающая плавность и бесшумность работы, а также допускающая небольшие смещения при изготовлении и сборке шестерен без опасности концентрации нагрузки на кромках зубьев;

2) возможность регулирования расположения пятна контакта при формообразовании.

При сборке главной передачи на взаимное положение спирально-конических шестерен влияет точность изготовления картера главной передачи, опор шестерен и самих шестерен. Введение жестких допусков на их размеры не всегда экономически оправдано, поэтому в конструкции главных передач, как правило, предусмотрена возможность регулирования осевого положения шестерен, что позволяет установить их в наилучшее положение.

В конкретной паре за номинальное осевое положение колес принято положение на контрольно-обкатном станке, соответствующее лучшим условиям зацепления по плавности работы и контакту. При этом возможны два варианта подбора конических шестерен в пары:

1) подбор на теоретических монтажных расстояниях. Предполагается, что в картере главной передачи шестерни также будут установлены на теоретических монтажных расстояниях;

2) подбор при возможной корректировке монтажных расстояний.

Индивидуальный подбор шестерен с возможной корректировкой монтажных размеров дает зацепление с наилучшей плавностью работы.

Очевидно, что в авторемонтном производстве, где используются спирально-конические шестерни с изношенными по профилю зубьями, к контролю зацепления и монтажу главной передачи должны предъявляться еще более высокие требования. Авторемонтные предприятия руководствуются в своей деятельности техническими условиями на капитальный ремонт автомобилей, поэтому рассмотрим основные положения технических условий относительно повторного использования конических шестерен главной передачи автомобилей ЗИЛ-164 и ЗИЛ-130:

1) при разборке главной передачи — сохранять комплектность конической пары;

2) при контроле главной передачи — браковать шестерни с выкрашиванием рабочей поверхности зубьев. Износ зубьев по толщине контролировать в зацеплении с сопряженной шестерней на специальном приспособлении, и при совпадении вершин начальных конусов — браковать при боковом зазоре более 0,5 мм;

3) при комплектовании — в случае выбраковки одной из шестерен годные шестерни можно укомплектовывать работавшими или новыми шестернями, обязательно проверяя их зацепление. Подбор шестерен производить на специальном приспособлении по боковому зазору и пятну контакта;

4) при сборке — контролировать правильность зацепления шестерен по контакту зубьев, и при необходимости регулировать. Контакт зубьев проверять по краске.

Анализ этих положений с учетом опыта автозаводов и проведенных авторами исследований показывает, что требование сохранения комплектности спирально-конических шестерен, исходя из особенностей их формообразования и функционирования, безусловно правильно. Исследования, проведенные на ряде авторемонтных предприятий, показывают, что 68% ведущих и 80% ведомых конических шестерен не имеют дефектов рабочих поверхностей, у 64% комплектов к повторному использованию пригодны обе шестерни, 12% комплектов выходят из строя полностью, 24% комплектов раскомплектовываются из-за выбраковки одной из шестерен. Таким образом, сохранить комплектность шестерен возможно.

Целесообразность сохранения комплектности шестерен показывают результаты исследований, проведенных на контрольно-обкатном станке с целью определения вероятности получения правильного пятна контакта при сборке главной передачи из раскомплектованных шестерен. Оказалось, что пятно контакта соответствует техническим условиям по размеру и расположению у 17,7% комплектов и не соответствует по размерам у 35,8% комплектов, а по размерам и расположению — у 46,5% комплектов.

Следовательно, только около 18% комплектов имеют правильное пятно контакта, и это при полностью проверенной и исчерпанной возможности добиться улучшения контакта путем корректировки монтажных размеров. Одной из причин низкой вероятности получения работоспособной пары из раскомплектованных шестерен является неравномерный износ зубьев шестерен по профилю.

Влияние первоначальной комплектности шестерен на качество их зацепления подтверждается следующим примером (рис. 1): из трех комплектов шестерен Ш-К (Ш — ведущая, К — ведомая спирально-конические шестерни) с правильным пятном контакта комплекты Ш6—К6 и Ш15—К15 составляют нераскомплектованные при разборке шестерни, а комплект Ш19—К12 подобран на контрольно-обкатном станке из рас-

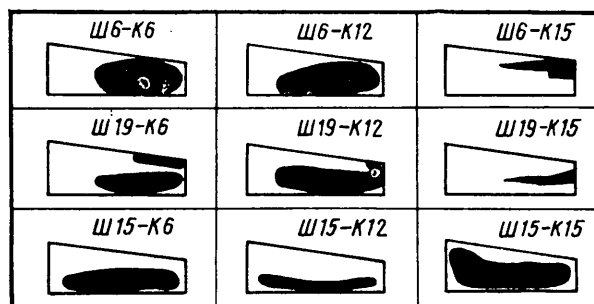


Рис. 1

комплектованных шестерен. Так как главная передача собирается на авторемонтных предприятиях по принципу полной взаимозаменяемости элементов этого сопряжения, возможны девять вариантов получения конических пар, причем три из них имеют в данном случае заведомо положительные параметры. В остальных шести случаях правильный контакт получается только при одном сочетании Ш6—К12; при сочетании Ш15—К6 контакт располагается на ножке зуба; в остальных четырех случаях удовлетворительного контакта не получается.

Наблюдения за подбором комплектов шестерен на Московском автозаводе имени Лихачева показывают, что 77% комплектов подбираются сразу, хотя подбор осуществляется на теоретических монтажных расстояниях. (Введение корректировки монтажных расстояний еще более увеличило бы этот процент). Такая высокая вероятность получения правильного контакта является следствием подбора комплектов из шестерен одной партии, т. е. изготовленных при неизменной настройке станка. В случае неудовлетворительного пятна контакта прилегание рабочих поверхностей зубьев шестерен регулируется корректировкой параметров настройки станка и инструмента. При этом ведомая шестерня не подвергается исправлению, а все исправления осуществляются за счет перенарезания ведущей шестерни с меньшим числом зубьев.

В авторемонтном производстве ремонтный фонд состоит из шестерен не только разных партий, но и изготовленных на различных заводах, вследствие чего возможны различия в профиле их зубьев. Это лишний раз подтверждает целесообразность сохранения комплектности шестерен при разборке главной передачи и показывает недопустимость комплектования конической пары из прошедших эксплуатацию и новых шестерен, которые поставляются в настоящее время заводами-изготовителями в комплекте.

Наряду с пятном контакта, являющимся основным показателем качества зацепления спирально-конических шестерен главной передачи, при подборе комплектов контролируются также боковой зазор и уровень шума. Требования к бесшумности работы главной передачи грузовых автомобилей ниже, чем для легковых. Следует учитывать, что правильный контакт и значительный шум при работе передачи несовместимы. Правильное пятно контакта — достаточное условие того, что шум будет находиться в допустимых пределах. Наоборот, отсутствие шума (тем более при проверке передачи на контрольно-обкатном станке, где скоростной и нагрузочный режимы ниже эксплуатационных) еще не свидетельствует о достаточных размерах и положении пятна контакта.

При подборе комплектов спирально-конических шестерен автозаводы ограничивают величину бокового зазора в зацеплении. Так, для главной передачи автомобиля ЗИЛ-130 она равняется 0,15—0,4 мм, для автомобиля ГАЗ-53, 0,15—0,3 мм, для автомобиля «Волга» М-21 0,12—0,25 мм. Технические условия на капитальный ремонт автомобилей, регламентируя величину износа зубьев при повторном использовании спирально-конических шестерен, вводят жесткие ограничения на величину бокового зазора, которая для этих автомобилей не должна превышать соответственно 0,5; 0,4 и 0,35 мм. Таким образом, допускаемые техническими условиями приращение бокового зазора и, следовательно, суммарный износ зубьев ведущей и ведомой шестерен не должны превышать для автомобиля ЗИЛ-130 0,10—0,35 мм. При большем износе зубьев шестерни должны выбраковываться. Но, как показывают результаты эксплуатационных испытаний, только в период приработки (первые 10 тыс. км) средняя величина суммарного износа зубьев спирально-конических шестерен автомобиля ЗИЛ-130 составляет 0,09 мм и, следовательно, боковой зазор в зацеплении практически равен предельной величине (если первоначальный зазор 0,4 мм), хотя ресурс шестерен еще далеко не исчерпан.

Таким образом, ограничение величины износа зубьев указанными значениями бокового зазора при наличии широкого допуска на них завода-изготовителя приводит к разнице в сроках службы отдельных пар шестерен (для ЗИЛ-130 в 3,5 раза) и тем самым к недоиспользованию их ресурса.

Необходимо учитывать также, что при подборе в пары на контрольно-обкатном станке раскомплектованных шестерен боковой зазор увеличивается не только за счет износа рабочих поверхностей зубьев, но и из-за возможной корректировки монтажных расстояний. Эта предпосылка основана на самой природе бокового зазора, предусматривающегося для компенсации отклонений, возникающих при изготовлении и кораблении шестерен. Так как прошедшие эксплуатацию шестерни имеют более значительные погрешности профиля зубьев, то боковой зазор при подборе раскомплектованных шестерен будет иметь тенденцию к увеличению, что подтверждается следующими результатами исследований:

Величина бокового зазора в зацеплении в мм	Частость в % комплектов, имеющих данный зазор
0,1—0,3	16
0,3—0,5	27
0,5—0,7	30
0,7—0,9	9
0,9—1,1	7
1,1—1,3	7
1,3—1,5	4

Ограничение бокового зазора величиной, заданной техническими условиями на капитальный ремонт автомобилей, правомерно только для случая, когда его увеличение происходит в результате погрешности установки шестерен. Так, для главной передачи автомобиля ЗИЛ-130 увеличение бокового зазора от 0,2 до 0,5 мм путем осевого смещения ведущей шестерни от оптимального положения приводит к возрастанию напряжений изгиба зубьев ведомой шестерни на 70%. В то же время для комплектов шестерен, установленных в положение наилучшего пятна контакта, но имеющих различную величину бокового зазора, ее влияние на напряжения изгиба зубьев незначительно. Например, у комплектов шестерен с боковым зазором 1,4 мм напряжения при изгибе лишь на 25% выше, чем у комплектов с боковым зазором 0,2 мм, что при заложеном в шестернях запасе прочности не опасно для их нормальной работы. Оценка приближенности зацепления при наличии износа зубьев спирально-конических шестерен показывает, что даже при боковом зазоре 1,5—1,6 мм погрешность передаточного отношения равняется 1,5—2% и не выходит за пределы отклонений при предварительной нарезке шестерен по расчетным наладкам станков.

Следовательно, при подборе спирально-конических шестерен главной передачи величина бокового зазора, соответствующая правильному их зацеплению, не может служить выбраковочным параметром, в противном случае ресурс значительной части шестерен не будет использован в полной мере.

Подобранные на контрольно-обкатном станке шестерни должны устанавливаться в картере главной передачи в то единственное положение, которое обеспечивает правильное их зацепление. Для этого необходима правильная организация технологического процесса сборки главной передачи, при которой возможны два варианта установки шестерен: по пятну контакта и путем контроля размеров передачи с последующим расчетом толщины регулировочных прокладок.

Установка взаимного положения шестерен при сборке по пятну контакта — трудоемкая операция, вызывающая значительные отклонения в их расположении, поскольку проверка зацепления в собранном узле носит субъективный характер. Все это приводит к тому, что в условиях напряженного ритма сборки регулирование по пятну контакта не производится, проверяется лишь боковой зазор покачиванием одной из шестерен. Такая организация сборки главной передачи в условиях автозавода не вызывает грубых нарушений в работе сопряжения, так как отклонения размеров деталей, составляющих размерную цепь главной передачи, незначительны и находятся в пределах, указанных на чертежах, а подбор шестерен в условиях Московского автозавода имени Лихачева осуществляется на номинальных монтажных расстояниях.

В авторемонтном производстве в настоящее время на сборку главной передачи поступают раскомплектованные шестерни без соответствующего их подбора, а также детали с различной степенью износа и значительными колебаниями размеров. Рассмотренная организация технологического процесса в таких условиях является одной из причин низкого срока службы главной передачи при капитальном ремонте. Если ввести в технологический процесс сборки главной передачи операцию подбора шестерен на контрольно-обкатном станке с возможной корректировкой монтажных расстояний, то становятся необходимыми еще более высокие требования к контролю зацепления и монтажу главной передачи, так как в этом случае должны учитываться не только отклонения размеров ее деталей, но и отклонения монтажных расстояний от номинальных значений. Поэтому при сборке главной передачи в условиях авторемонтного производства шестерни следует подбирать индивидуально. Тогда при их монтаже операцию регулирования зацепления по пятну контакта можно исключить с линии сборки главной передачи. Все работы по контролю зацепления и подбору шестерен должны осуществляться на контрольно-обкатном станке. На этом посту подбираются раскомплектованные шестерни и определяются оптимальные монтажные расстояния как для комплектных, так и для подобранных раскомплектованных шестерен.

Исключение операции регулирования зацепления по пятну контакта предполагает определение расчетного размера регулировочных прокладок, для чего на контрольно-обкатном станке фиксируются параметры установки шестерен.

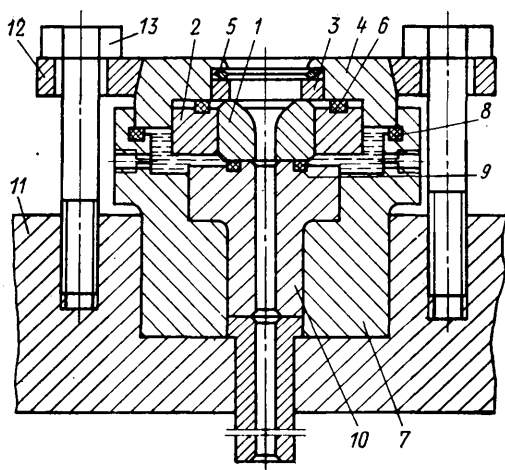


Рис. 3. Штамп с раздельно выполненной очковой и контейнерной частями

носителю наибольшего диаметра фаски под седло клапана в металлокерамический блок.

Монтаж конических шестерен при сборке главной передачи возможен по следующим схемам (рис. 2):

1. Расчет толщины регулировочных прокладок ведущей  $A_2$  и ведомой  $B_2$  шестерен. Установка шестерен по расчетным значениям.

2. Расчет толщины регулировочных прокладок  $B_2$  ведомой шестерни, установка ее по расчетным значениям. Оптимальное положение ведущей шестерни определяется величиной бокового зазора, зафиксированного на контрольно-обкатном станке.

3. Расчет толщины регулировочных прокладок  $A_2$  ведущей шестерни, установка ее по расчетным значениям. Положение ведомой шестерни определяется величиной бокового зазора, зафиксированного на контрольно-обкатном станке.

Толщина регулировочных прокладок вычисляется в результате решения соответствующей размерной цепи:

$$A_2 = A_1 + A_2 - A_3 \pm \Delta K_1;$$

$$B_2 = B_1 + B_2 - B_3 \pm \Delta K_2,$$

где  $\pm \Delta K_1$  и  $\pm \Delta K_2$  — отклонения от номинального монтажного расстояния соответственно ведущей и ведомой конических шестерен.

Из перечисленных трех возможных схем расчетной установки конических шестерен наиболее целесообразно использовать схему 3. В соответствии с этой схемой сборка главной передачи автомобиля ЗИЛ-130 в условиях авторемонтного производства должна осуществляться следующим образом:

1. У шестерен, поступающих на сборку (как комплектных, так и раскомплектованных), определяются на контрольно-обкатном станке отклонения монтажного размера  $\Delta K_1$  ведущей шестерни от номинального значения  $A_2$  и величина бокового зазора в зацеплении, соответствующие их оптимальному взаимному положению. Эти значения либо выбираются на одной из шестерен, либо заносятся в карточку комплекта.

2. На одном из постов собирается подшипниковый узел ведущей конической шестерни и определяется размер  $A_1$  (рис. 2) между ее базовым внутренним торцом и торцом картера данного узла. Измерить величину  $A_1$  непосредственно в собранном узле невозможно, так как базовый торец шестерни закрыт внутренним кольцом подшипника. Поэтому указанный размер определяется перед сборкой узла, для чего в гнездо картера устанавливается соответствующий подшипник и измеряется расстояние между торцом его внутреннего кольца и торцом картера. Измеренный таким образом размер  $A_1$  уменьшается в собранном узле на величину упругого смещения внутреннего кольца подшипника, необходимую для обеспечения требуемого предварительного натяга подшипников. Эта величина может быть либо задана однозначно, либо должна фиксироваться каждый раз в допустимом интервале. Полученный с учетом величины указанного смещения размер  $A_1$  также заносится в карточку комплекта или выбивается на картере подшипникового узла.

3. На специальном комплектовочном посту фиксируется размер  $A_3$  — расстояние от торца картера редуктора до оси ведомой конической шестерни (рис. 2). По имеющимся разме-

рам  $A_1$ ,  $A_3$  и  $\Delta K_1$  комплектуются картер подшипников с ведущей конической шестерней в сборе и картер редуктора, определяется расчетная толщина регулировочных прокладок  $A_2$  между ними. Затем комплект с прокладками поступает на линию сборки редуктора.

4. На линии сборки картер ведущей шестерни крепится к картеру редуктора и ведомая коническая шестерня приклепывается к фланцу ее вала.

Благодаря постановке регулировочных прокладок расчетной толщины положения ведущей конической шестерни будет строго регламентировано относительно оси ведомой шестерни.

Установка ведомой шестерни в положение, обеспечивающее правильное зацепление конической пары, достигается ее осевым перемещением до тех пор, пока величина зазора в зацеплении не составит зафиксированного на контрольно-обкатном станке значения. В этом положении ведомой шестерни под боковые крышки редуктора, являющиеся ее опорами, устанавливаются регулировочные прокладки, толщина которых обеспечивает как относительное положение шестерни, так и требуемую величину предварительного натяга подшипников.

Результаты сборки опытных главных передач автомобиля ЗИЛ-130 на Московском авторемонтном заводе № 5 Главмосавтотранса показали, что при такой организации технологического процесса обеспечивается правильное зацепление спирально-конических шестерен без дополнительного регулирования их взаимного положения по пятну контакта.

Сборка цилиндрической пары шестерен не вызывает особых трудностей, так как это сопряжение не регулируется. Однако особенности организации производственного процесса на авторемонтных предприятиях накладывают определенную специфику и на организацию отдельных технологических процессов. Известно, что большинство авторемонтных предприятий специализируются в настоящее время на капитальном ремонте семейства автомобилей одной марки — ЗИЛ, ГАЗ и др. Так, предприятию, специализирующемуся на капитальном ремонте автомобилей ЗИЛ и его агрегатов, приходится ремонтировать автомобили и агрегаты шести моделей и модификаций, каждая из которых имеет свои особенности. Например, редуктор заднего моста автомобилей каждой модификации имеет свое, отличное от других модификаций передаточное отношение (см. таблицу). Если отличить по внешним признакам конические пары редукторов отдельных модификаций нетрудно (различные размеры отдельных поверхностей, конструктивные различия), то с цилиндрической парой сделать это практически невозможно. Поэтому приходится пересчитывать число зубьев цилиндрических шестерен с тем, чтобы определить их принадлежность к той или иной модификации, что является слишком трудоемким процессом. Кроме того, у отдельных модификаций при равном числе зубьев шестерен цилиндрической пары параметры зацепления могут быть различны. Так, на автомобиле ЗИЛ-130 и его модификациях, выпускаемых с 1968 г., с

Модель автомобиля	Число зубьев цилиндрической шестерни		Расстояние $h$ в мм	Толщина $H$ венца зуба в мм
	ведущей	ведомой		
ЗИЛ-164	14	47	5,96	12,64
ЗИЛ-164H	12	49	1,2	18,87
ЗИЛ-164АН	15	46	8,2	10,20
ЗИЛ-130	14	47	5,96	12,64
ЗИЛ-130В1	14	46	1,46	15,14

целью разгрузки редуктора заднего моста путем уменьшения радиуса качения ведущих колес снижено передаточное отношение цилиндрической пары и изменены параметры ее зацепления. Цилиндрическая же пара, собранная из шестерен различных модификаций, как правило, оказывается неработоспособной.

Анализ геометрических размеров отдельных элементов цилиндрических шестерен указывает на наличие параметра, по которому легко установить принадлежность их к той или иной модификации. Таким параметром для ведущей шестерни является расстояние  $h$  от ножки зуба до цилиндрической поверхности ее вала, а для ведомой шестерни — толщина  $H$  венца зуба. Значения указанного параметра значительно различаются для каждой модификации шестерен (см. таблицу).

Применение простейшего приспособления, в качестве которого можно использовать обычный штангенциркуль, позволяет достаточно эффективно оценивать принадлежность шестерен. Для этого на нониусе приспособления наносятся для каждо-



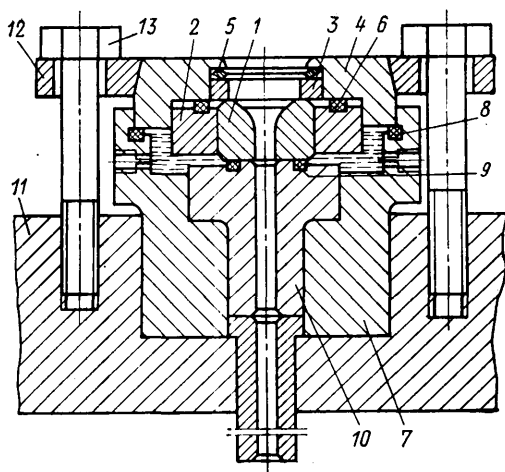


Рис. 3. Штамп с раздельно выполненной очковой и контейнерной частями

носителю наибольшего диаметра фаски под седло клапана в металлокерамической вставке.

Важное значение в штампе имеет тарельчатая пружина. В момент штамповки, когда вставка и находящиеся под ней опорные детали штампа упруго деформируются и соответственно между металлокерамической вставкой и контейнерной втулкой образуется зазор, пружина, сжатая в нерабочем со-

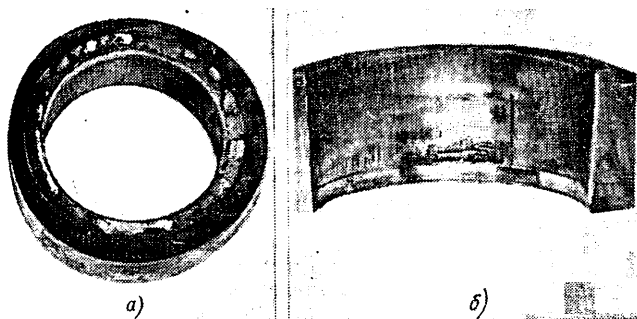


Рис. 4. Контейнерная втулка с изношенной рабочей кромкой, напрессованным графитом (а) и с характерным износом ее по внутреннему диаметру в виде выбоин (б)

стоянии, при штамповке за счет своей упругой деформации прижимает контейнерную втулку к металлокерамической вставке, тем самым выбирая зазор, образующийся в результате деформации опорных деталей. Испытания штампа без тарельчатой пружины или с туго запрессованной в обойму контейнерной втулкой вызывали в месте разреза на головке поковки клапана образование заусенца и, в конечном счете, приводили к застреванию поковки в матрице при выталкивании. На рис. 4, а показана контейнерная втулка с изношенной

кромкой после штамповки 500 поковок в штампе без тарельчатой пружины.

Ввод в конструкцию штампа тарельчатой пружины и скользящей посадки для контейнерной втулки позволил избежать образования заусенца, износа острой кромки контейнерной втулки и обеспечить работоспособность штампа.

С торца контейнерной втулки, показанной на рис. 4, а, виден светлый слой спрессованного графита, который накопился в результате многократной штамповки поковок. По мере накопления спрессованного графита между вставкой и контейнерной втулкой образуется зазор, вызывающий образование заусенца в поковке и ее застревание при выталкивании. Появление графита во втором переходе связано с переносом его

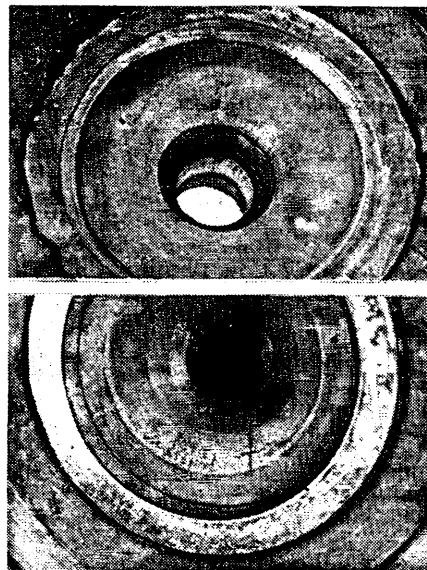


Рис. 5. Металлокерамические вставки второго перехода с трещинами на радиусной части

вместе с отштампованной заготовкой из первого перехода, в котором вставка смазывается сметанообразной графитомасляной смазкой. На рис. 4, б показан характерный износ контейнерной втулки, что происходит в результате одностороннего смещения пуансона второго перехода.

Поковки клапанов штамповались без предварительного подогрева вставки и при интенсивном внутреннем водяном охлаждении. Работа производилась без нанесения сметанообразной графитомасляной смазки на поверхность вставки, так как смазкой служил графит, остающийся на поверхности штампуемой заготовки в первом переходе, где смазка осуществляется перед каждой штамповкой.

Средняя стойкость каждой из 10 металлокерамических вставок при испытании составляла 104 000 поковок, максимальная — 118 000 поковок. Характер износа металлокерамических вставок — разгарные трещины в радиусной части (рис. 5).

УДК 620.178.16

## ПРИБОР ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НЕКРУГЛОСТИ ДЕТАЛИ ПО МАКРОПРОФИЛОГРАММЕ

Канд. техн. наук И. М. ЦОЙ, В. А. ЗАБОЛОННЫЙ

Заволжский моторный завод, Горьковский автозавод

**В**ЕЛИЧИНУ некруглости цилиндрической детали определяют по ее макропрофилограмме, снимаемой на кругломере модели 218 завода «Калибр», «Тэлиронд» (Англия) и др.

Согласно ГОСТ 10356—63 величину некруглости детали определяют относительно базовой прилегающей окружности. Для ее нахождения применяют шаблон, представляющий собой ряд концентрических окружностей, нанесенных на прозрачном органическом стекле с интервалом по радиусу 2 мм.

При обработке макропрофилограммы с помощью шаблона трудно проследить положение выбранной окружности на фоне

других концентрических окружностей. При этом погрешность в выборе составляет чаще всего  $\pm 1$  деление ( $\pm 2$  мм) [1]. Особенно значительная погрешность наблюдается при обработке макропрофилограмм деталей овалообразных форм. На рис. 1 показана макропрофилограмма *М* цилиндра двигателя (увеличение 1000 раз). Выбор положения 1 или 2 базовой окружности с помощью шаблона имеет определенные трудности и зависит в основном от субъективного решения оператора. При выборе положения 1 характер распределения макроотклонения детали равномернее, а при выборе положения 2 — одностороннее.

Применяемый на Горьковском автозаводе способ позволил увеличить точность и производительность обработки макропрофилотрафим деталей двигателей более чем в 2 раза по сравнению с ручной обработкой при помощи шаблона [2]. Однако отсутствие устройства для фиксации плотного прилегания макропрофилотрафим к плоскости основания фотоувеличителя, трудоемкость перемещения вручную проекционной части увеличителя по его стойке, отметка вручную центра прилегающей окружности значительно снижали точность и производительность обработки макропрофилотрафим.

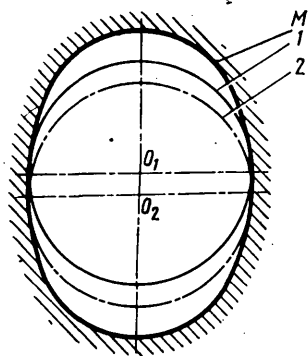


Рис. 1

Чтобы устранить эти недостатки, на Горьковском автозаводе был разработан и внедрен в 1969 г. прибор (рис. 2), состоящий из основания, в прямоугольный вырез которого установлен электромагнит 1. На основании закреплено также фиксирующее устройство — рычаг 2 с шарниром 3 и упорным подпятником 4, визир 5 и регулировочный винт 6. Рычаг фиксирующего устройства перемещается по пазу корпуса 7 с помощью микровинта 8. На подвижной плите 9 смонтировано устройство 10 для фиксации макропрофилотрафим. Сверху на металлической поверхности плиты закреплена винтами пластина из оргстекла.

Корпус 11 проекционной части прибора, в качестве которой использован фотоувеличитель УПА-2, равномерно перемещается по валику 12 при помощи реверсивного электродвигателя 13 постоянного тока 12 В типа МЭ-212Э мощностью 15 Вт, соединенного с червячным редуктором через цилиндрические шестерни и винт 14 с шагом 2 мм. Реверсивный электродвигатель выполнен с двумя обмотками последовательного возбуждения, его питание осуществляется от сети переменного тока 220 В через понижающий однофазный трансформатор и выпрямитель, собранный на диодах Д242Б. Направление вращения вала электродвигателя изменяется трехпозиционным тумблером. Червячное колесо редуктора зажато на выходном валу двумя фрикционными шайбами и тарельчатой пружиной. Фрикционная передача предохраняет двигатель от перегрузки при крайнем положении проекционной части прибора, ограниченном длиной винта. Жесткость валика 12 повышена за счет двух боковых стоек. Гайка 15 винта соединена с кронштейном проекционной части прибора.

Применение реверсивного электродвигателя значительно облегчило оператору осуществление точного выбора и регулировки величины проектируемой окружности с негатива.

Макропрофилотрафим обрабатывается следующим образом. Для настройки фиксирующего устройства на основание прибора проектируется окружность с изображением ее центра. Перемещая с помощью микровинта 8 фиксирующее устройство по пазу корпуса 7, выбирают такое положение, когда центр окружности совпадает с линией дуги, проведенной визиром 5 при повороте рычага 2. После совпадения основание рычага прикрепляется к кронштейну с помощью зажима. За счет ограничения сектора поворота рычага, регулируемого винтом 6, упирающимся в подпятник 4, устанавливают визир по центру проектируемой окружности. Это совпадение проверяют при различном увеличении окружности. Прибор настраивают за 3—5 мин один-два раза в месяц. Рычаг после настройки может поворачиваться до определенного заданного положения, что позволяет находить центр проектируемой окружности.

Центр прилегающей окружности макропрофилотрафим необходим для определения на приборе [3] опорной макрогеометрической характеристики детали. По величине опорной характеристики оценивают износ и работоспособность подшипников коленчатого вала автомобильных двигателей [4] при эксплуатации.

Обрабатываемую макропрофилотрафим детали закрепляют с помощью зажимного устройства 10 (рис. 2) на плите 9. При перемещении плиты с макропрофилотрафимой и одновременном изменении величины проектируемой окружности за счет пере-

мещения фотоувеличителя с помощью реверсивного электродвигателя осуществляется процесс вписывания или описывания окружности вокруг макропрофилотрафим цилиндрической детали.

После подбора окружности включается электромагнит 1 и с помощью визира 5 фиксируется положение центра окружности на макропрофилотрафим, а затем измеряется величина некруглости детали. При этом за счет электромагнита плита с макропрофилотрафимой находится в зафиксированном заданном положении, что позволяет оператору свободно отсчитывать отклонение формы детали, не проводя циркулем окружности.

На Горьковском автозаводе при обработке макропрофилотрафим деталей овалообразных форм окружности подбирается так, чтобы величина отклонений формы деталей по возможности располагалась равномерно, что проверяется непосредст-

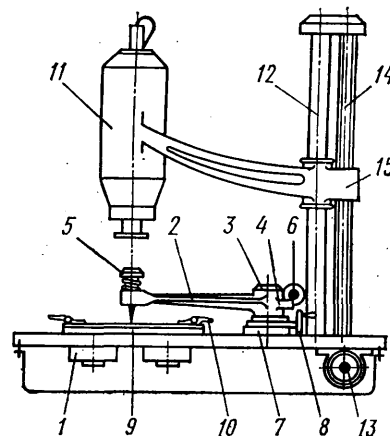


Рис. 2

венно на приборе измерением величины проектируемой окружности. При этом возможно, что базовая окружность будет вписываться или описываться не с максимально или минимально допустимым радиусом (рис. 1), что следует оговорить в ГОСТ 10356—63.

Чтобы проверить точность показаний, один оператор обрабатывал макропрофилотрафим коренных шеек коленчатых валов автомобильных двигателей двумя способами — шаблоном и прибором. В качестве критерия при сравнении были приняты точность, оцениваемая по максимальной величине и частоте повторения погрешностей нахождения базовой прилегающей окружности, и время, затраченное на обработку отобранных профилотрафим.

Ошибка в определении окружности при обработке шаблоном по максимальной величине составляла  $\pm 3$  мм, что соответствовало по частоте повторения 0,28 (28%) от общего количества профилотрафим. При обработке макропрофилотрафим на приборе эта ошибка не превышала  $\pm 1$  мм, что составляло при принятом масштабе записи отклонения формы погрешность  $\pm 1$  мкм макроотклонения. Этому значению соответствовали две макропрофилотрафимы (4%).

С помощью шаблона все макропрофилотрафимы были обработаны за 158 мин, а с помощью прибора — за 43 мин. Следовательно, применение прибора позволяет повысить точность и производительность обработки макропрофилотрафим цилиндрических деталей более чем в 4 раза по сравнению с ручной обработкой с помощью шаблона.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Грин Г. А., Орлов С. Б., Пинский Ф. С. — «Измерительная техника», 1968, № 5.
2. Цой И. М., Борисов В. В. — «Измерительная техника», 1971, № 3.
3. Цой И. М. — «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1969, № 35 (Авторское свидетельство № 257034).
4. Цой И. М. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 5.

## АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ В СТРАНАХ ЕВРОПЕЙСКОГО ЭКОНОМИЧЕСКОГО СООБЩЕСТВА

**СОЗДАНИЕ** Европейского экономического сообщества оказало значительное влияние на концентрацию автомобильного производства, рост экономических, технических, производственных связей и нормализацию цен на автомобильную продукцию некоторых стран «Общего рынка». Особенно сильное влияние на рост взаимных экспортно-импортных операций и общий сбыт авто-

давшей в 1972 г. 42% всего производства автомобилей в странах Европейского экономического сообщества. Доля легковых автомобилей в общем производстве продолжает увеличиваться, составив в 1972 г. 92% всего выпуска (табл. 2).

Степень развития автомобильного производства, определяемая в значительной мере количеством автомобилей, выпускаемых на каждую тысячу человек

в стране, составляет: для ФРГ — 65, для Франции — 60 и для Италии — 33 шт.

Данные о производстве автомобилей отдельными фирмами стран «Общего рынка» (табл. 3) показывают, что в 1972 г. наибольший выпуск 1477 тысяч шт., или 38% производства в стране, имела компания Фольксваген. Второе место принадлежит компании Опель —

Таблица 1

Страна	Общий парк автомобилей в тыс. шт.			Парк автомобилей в 1972 г. в тыс. шт.							
	1965 г.	1970 г.	1971 г.	Легковые	Автобусы	Грузовые	Автомобилы-тягачи	Всего	Доля в парке Европы в %	Численность населения в млн.	Число жителей на 1 легковой автомобиль
ФРГ	9 646	14 384	15 663	15 475	51	1 191	103	16 820	34	62,0	4,0
Франция	10 719	13 770	14 395	12 995	49	2 050	56	15 150	31	51,4	4,0
Италия	5 328	9 963	11 277	11 350	40	935	15	12 340	25	55,0	4,9
Голландия	1 250	2 653	2 993	2 902	10	333	14	3 259	6	13,3	5,0
Бельгия	2 157	2 157	2 302	2 128	17	216	39	2 400	4	9,7	4,6
Люксембург	1 498	101	104	98,6	0,6	12,1	0,1	111,4	—	0,4	3,6
Все страны Европы	28 441	43 028	46 704	44 949	168	4 737	227	50 080	100	192	4,3
	46 383	76 955	87 252	73 043	260	18 824		91 867	—	—	—

Примечание. Доля стран — участниц «Общего рынка» в общем парке автомобилей Европы составляла в 1965 г. — 61%, в 1970 г. — 56%, в 1971 г. — 53,5% и в 1972 г. — 54,5%. На долю легковых автомобилей этих стран в парке автомобилей всей Европы в 1972 г. приходилось 61,5%, автобусов — 64,5%, грузовых автомобилей — 28%.

Таблица 2

Страна	Общее производство автомобилей в тыс. шт.			Производство автомобилей в 1972 г. в тыс. шт.		
	1965 г.	1970 г.	1971 г.	Легковые	Грузовые и автобусы	Всего
ФРГ	2976	3 830	3 966	3 509	294	3 803
Франция	1524	2 504	2 747	2 719	298	3 017
Италия	1206	1 854	1 817	1 732	108	1 840
Голландия	36	79	91	88	12	100
Бельгия	167	272	302	252	23	275
Все страны Европы	5909	8 559	8 923	8 300	735	9 035
	9521	13 020	13 791	12 429	2101	14 531

Примечание. Доля стран — участниц «Общего рынка» в производстве автомобилей Европы составляла в 1965 г. — 62%, в 1970 г. — 65%, в 1971 г. — 64%, 1972 г. — 62%. На долю легковых автомобилей этих стран в парке автомобилей всей Европы в 1972 г. приходилось 67%, грузовых автомобилей и автобусов — 35%.

Таблица 3

Страна	Фирма	Общее производство автомобилей в тыс. шт.		Производство автомобилей в 1972 г. в тыс. шт.		
		1965 г.	1970 г.	Легковые	Грузовые	Всего
ФРГ	Фольксваген	1447	1621	1373	104	1477
	Опель	631	821	871	6	877
	Форд	336	410	436	—	436
	Даймлер-Бенц	233	387	324	102	426
Франция	Рено	552	1038	1050	106	1156
	Ситроен	485	473	602	62	664
	Пежо	291	552	573	66	639
	Симка-Крайслер	237	370	491	—	491
Италия	ФИАТ	1010	1523	1368	85	1453
		5222	7195	7088	531	7619

мобилей в странах — участниках Европейского экономического сообщества оказал таможенный союз, освободивший от пошлин, налогов и экспортных квот операции приобретения и продажи между участниками «Общего рынка».

В связи с предполагаемым присоединением к «Общему рынку» Англии, Ирландии, Норвегии и Дании и возможным расширением деятельности Европейского экономического сообщества сведения о положении производства и сбыта автомобилей в странах «Общего рынка» представляют определенный интерес.

Автомобильный парк стран Европейского экономического сообщества превышает 50% численности парка всей Европы. С 1965 по 1972 г. количество автомобилей во всех странах — участниках «Общего рынка» выросло с 28,4 до 50 млн., т. е. в 1,8 раза. По данным 1972 г., доля легковых автомобилей в общем парке стран «Общего рынка» составляла 90%. Первое место среди этих стран по количеству автомобилей принадлежит ФРГ — 34% всего парка, Франция имеет 31%, а Италия 24%. На насыщенность легковыми автомобилями в среднем для всех шести стран равна 4,3 человека на один автомобиль (табл. 1).

Производство автомобилей в странах «Общего рынка» составило в 1972 г. 9 млн. против 5,9 млн. в 1965 г., увеличившись за это время в 1½ раза. Первое место по выпуску принадлежит ФРГ,



Таблица 4

Страна-изготовитель	Количество автомобилей, проданных в 1972 г., в тыс. шт.					
	ФРГ	Франция	Италия	Бельгия	Голландия	Всего
ФРГ	1581	184	184	121	149	2219
Франция	339	1299	194	101	130	2063
Италия	148	91	1076	29	42	1386
Бельгия	—	—	—	—	—	—
Голландия	16	9	5	8	26	64
Англия	20	32	5	18	24	99
Япония	8	7	1	33	41	90
Прочие страны	31	16	5	43	20	115
	2143	1638	1470	353	432	6036

Таблица 5

Марка автомобиля	Количество автомобилей, проданных в 1972 г., в тыс. шт.					
	ФРГ	Франция	Италия	Бельгия и Люксембург	Голландия	Всего
Фольксваген	415	32	25	27	28	527
Опель	456	43	49	30	57	635
Форд	280	79	54	43	42	498
Мерседес-Бенц	171	11	12	7	7	208
Рено	147	537	46	33	34	767
Ситроен	46	311	62	25	32	476
Пежо	59	299	17	20	24	419
Симка-Крайслер	86	180	63	24	40	398
Фиат	126	68	805	25	38	1062

23% производства автомобилей в стране. Во Франции первое место по выпуску автомобилей занимает компания Рено — 1156 тыс. автомобилей, или 38% производства в стране, затем фирмы Ситроен и Пежо — соответственно 22 и 21% всего производства автомобилей во

Франции. Доминирующее положение по выпуску автомобилей в Италии принадлежит компании ФИАТ, давшей в 1972 г. 1453 тыс. автомобилей, или 70% всего производства в стране.

Наибольший интерес представляют сведения о влиянии создания Европей-

ского экономического сообщества и таможенного союза на взаимные экспортно-импортные операции стран — участниц «Общего рынка» (табл. 4). Поскольку сбыт грузовых автомобилей в странах «Общего рынка» сравнительно невелик и почти весь ограничивается автомобилями собственного производства, рассмотрим данные по легковым автомобилям.

По данным за 1972 г., сбыт легковых автомобилей собственного производства стран на внутренних рынках главных участников «Общего рынка» в среднем составлял лишь 75% всего сбыта, 21–22% сбыта приходилось на долю стран — партнеров по Европейскому экономическому сообществу. Сбыт автомобилей, получаемых из Англии, Японии и других стран, не превышал 2–3% всего сбыта.

Одним из результатов создания «Общего рынка» является сбыт в ФРГ легковых автомобилей, изготовляемых во Франции и Италии, во Франции — из готовящихся в ФРГ и Италии, а в Италии — изготовляемых во Франции и ФРГ. Наибольший сбыт в странах Европейского экономического сообщества имеют автомобили, выпускаемые в ФРГ: на их долю приходится 36,6% всего сбыта. Доля в сбыте французских автомобилей — 34,4%, а итальянских — 22,9%.

В табл. 5 перечислены автомобили, изготовляемые в ФРГ, Франции, Италии, имеющие наибольший спрос в странах «Общего рынка».

Канд. техн. наук Г. И. САМОЛЬ

УДК 621.437:629.113

## НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ПРОИЗВОДСТВА РОТОРНО-ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

**СПЕЦИФИЧНОСТЬ** конструкции некоторых деталей роторно-поршневого двигателя и в недавнем прошлом практическая неподготовленность станкостроительной промышленности к запросам фирм, которые вели разработку этих двигателей и готовились к их промышленному выпуску, явились причиной суждений о непригодности этих двигателей к условиям массового производства и даже о невозможности ремонта двигателя или его переборки. В настоящее время многие станкостроительные фирмы Европы, США, Японии выпускают конкурирующие между собой технологические комплексы оборудования, отвечающего запросам автомобильных фирм по производительности, встраиваемости в автоматические линии, стоимости. Однако, несмотря на потенциальные преимущества, вытекающие из простоты конструкции, меньшего количества деталей, большей степени унификации и взаимозаменяемости узлов и деталей, до настоящего времени не было данных, подтверждающих конкурентоспособность и экономическое превосходство роторно-поршневого двигателя перед поршневым. По экспертной оценке различных фирм, себестоимость роторно-поршневого двигателя должна быть на 15–35% меньше

себестоимости поршневого двигателя аналогичного назначения.

На рисунке показаны основные детали роторно-поршневого и поршневого двигателей одинаковой мощности. Общее количество деталей роторно-поршневого двигателя составляет 60% количества деталей поршневого двигателя, металлоемкость его конструкции значительно меньше, причем отпадает необходимость в изготовлении сложных с точки зрения механической обработки деталей, таких, как коленчатый вал, шатун, поршень, распределительный вал.

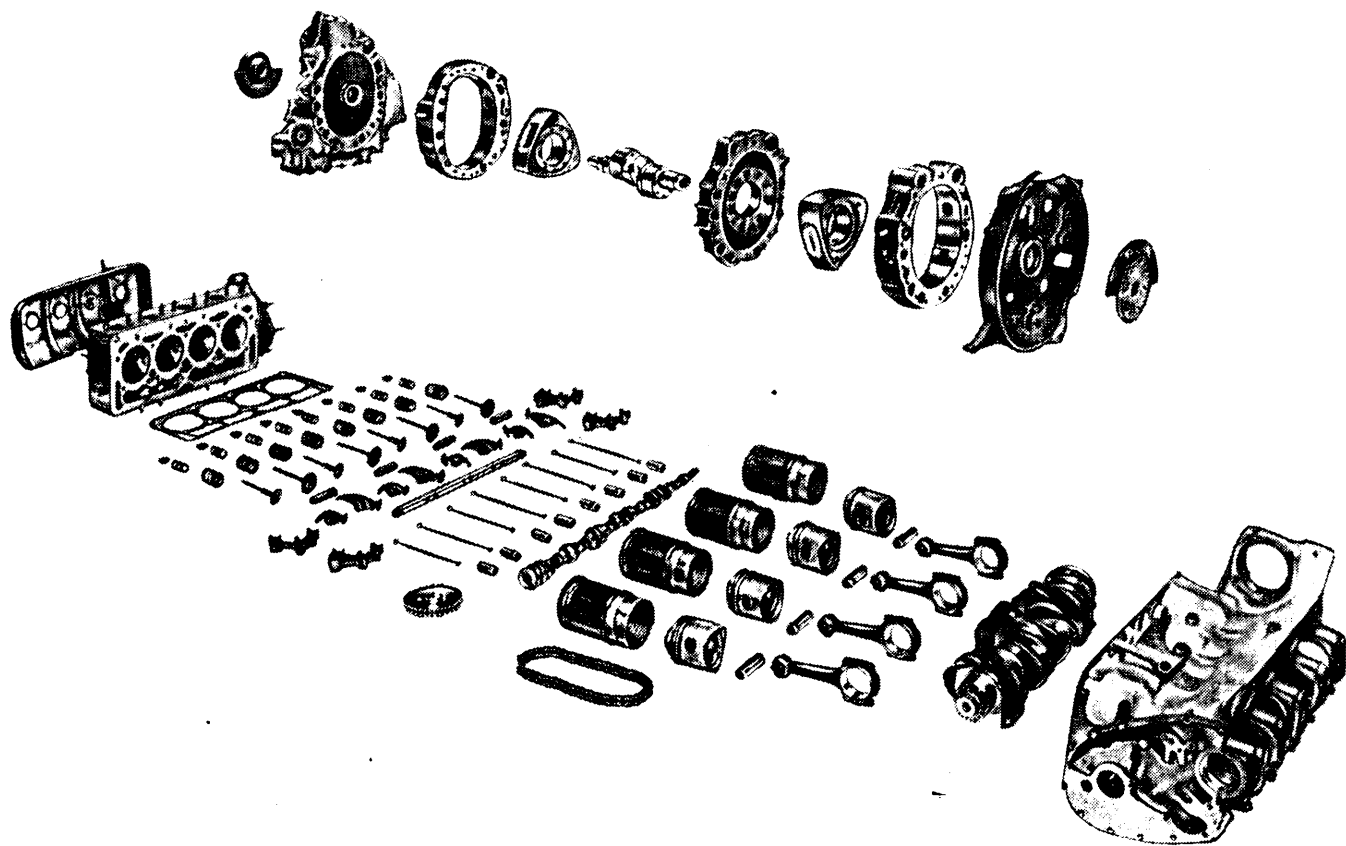
Большинство деталей системы охлаждения, выпуска отработавших газов, питания, подвески не отличаются существенно от деталей поршневого двигателя. Единственным дополнительным агрегатом является лубрикатор — устройство, обеспечивающее порционную подачу масла в рабочую полость статора.

Анализируя технологичность роторно-поршневого двигателя, необходимо отметить, что большинство деталей просты по конструкции, изготовляются из обычных материалов, методы их обработки известны. Несмотря на то, что отливки некоторых корпусных деталей (например, крышек статора) выглядят сложными, конструкция их достаточно технологич-

на. Только две основные детали — статор и ротор не имеют практически аналогий с крупными деталями поршневого двигателя.

Однако к большинству деталей роторно-поршневого двигателя предъявляются более высокие требования по геометрии и форме, качеству поверхности по сравнению с деталями поршневого двигателя. К специфике производства роторно-поршневого двигателя относятся также потребность в создании новых методов складирования и транспортирования, не допускающих повреждения рабочих поверхностей деталей, в разработке новых методов базирования и закрепления деталей, исключающих деформацию, поскольку большинство деталей этого двигателя нежесткие.

Для стабильного достижения заданной чистоты поверхностей корпусных деталей, которые оформляют рабочую полость роторно-поршневого двигателя, и деталей уплотнения необходимо более тщательно очищать смазочно-охлаждающую жидкость, применять более стойкий режущий инструмент, более интенсивно удалять стружку, а также тщательно промывать детали между операциями. Перед окончательной сборкой рекомендуется очищать детали с помощью



ультразвука. Многие фирмы производят окончательную обработку статора и крышек непосредственно перед сборкой, чтобы избежать возможных механических повреждений при транспортировании и складировании.

Для массового производства роторно-поршневых двигателей американская компания Джeneral Моторс предполагает использовать существующие моторостроительные заводы с их конвейерными и автоматическими линиями, в которые вносятся изменения в соответствии с требованиями нового производства.

Фирмы, выпускающие роторно-поршневые двигатели, по-разному решают проблемы их конструктивного оформления: двигатели могут быть одно- и многосекционными, жидкостного и воздушного охлаждения и т. д. Это зависит от назначения двигателя и от накопленного фирмами инженерного опыта. Поэтому технические требования различных фирм на детали двигателей неодинаковы, однако требования к точности основных деталей, связанные со спецификой конструкции двигателя, аналогичны. Рабочие полости двигателя образуются статором, двумя крышками и ротором, установленным на эксцентриковом валу, который опирается своими опорными шейками на подшипники в крышках. В связи с этим необходимо точно выполнять посадочные отверстия под подшипники в крышках и эпитрохонидного цилиндра статора по отношению к базовым отверстиям, координирующим взаимное положение статора и крышек.

В настоящее время автомобили с роторно-поршневыми двигателями имеют жидкостную систему охлаждения, которая обуславливает наличие у статора водяной рубашки. В зависимости от схемы циркуляции жидкости — радиально-

круговой или аксиально-петлевой — статоры выполняются либо коробчатого сечения (двигатели фирм Ауди НСУ, Даймлер-Бенц, Комотор), либо имеют открытую водяную рубашку (двигатели фирм Тоё Когё, Ниссан Мотор, Кэртисс Райт, Джeneral Моторс). Общими требованиями являются чистота отливок и недопустимость подливов металла, которые препятствуют правильной циркуляции жидкости, особенно в горячей зоне статора, где расположены гнезда свечей зажигания. Подливы металла около гнезд ухудшают теплоотвод от свечей зажигания.

Использованию дешевых чугунных сплавов для изготовления статоров в настоящее время препятствуют требования хорошей теплопередачи и минимальных напряжений корпуса статора. Статоры серийных двигателей фирмы Тоё Когё отливаются из кремнистых алюминиевых сплавов типа АС4А (АЕ 309) и АС4Д (АЕ 322), которые по химическому составу близки к сплавам АЛ-5 по ГОСТ 2685—69. Обладая высокой жидкотекучестью, эти сплавы имеют хорошие прочностные характеристики при повышенных температурах и высокую плотность структуры. Тем не менее, повышение температуры до 200°C и выше может вызвать увеличение их пластичности сверх допустимого значения. Химический состав сплавов (в %) следующий:

	АС4А	АС4Д
Cu	До 0,2	1,0—1,5
Si	8,0—10,0	4,5—5,5
Mg	0,3—0,8	0,4—0,6
Zn	До 0,7	До 0,3
Fe	До 0,7	До 0,6
Mn	0,3—0,8	До 0,5
Ti	До 0,2	До 0,2
Al	Остальное	

В серийном производстве отливки статоров с коробчатым сечением получают литьем в кокиль, а статоров с открытой водяной рубашкой — литьем под низким давлением. Если требуется получить отливку с повышенными механическими характеристиками, например для форсированных двигателей, статоры отливаются в земляные формы.

Статоры роторно-поршневых двигателей воздушного охлаждения имеют в горячей зоне оребрение для лучшей теплопередачи от корпуса воздуха. По опыту фирмы Аутворд Марин, создавшей двигатель модели Д 471, наиболее оптимальная толщина ребра 2,5—3 мм при длине около 40 мм и шаге 5,5 мм. Отливки необходимого качества получают литьем под давлением алюминиевого сплава, применяемого для поршней двигателей внутреннего сгорания.

При изготовлении статоров требуется обеспечить высокую износостойкость рабочей поверхности. Поскольку обычные алюминиевые сплавы, обладающие определенными антифрикционными свойствами, нельзя использовать в качестве поверхности трения, для защиты рабочей поверхности от износа на нее наносят износостойкие твердые покрытия из хрома, никеля с внедренными в него частицами карбидов, различных карбидных композиций, наносимых методами металлизационного напыления.

Наряду с материалом покрытия большое значение имеет толщина наносимого слоя. Так, из опыта фирм Ауди НСУ и Тоё Когё, минимальная толщина твердого износостойкого покрытия, нанесенного на алюминиевый сплав, должна быть более 100 мкм. При меньшей толщине слоя на рабочей поверхности статора во время работы двигателя образуются волнообразные поперечные углубления, резко снижающие эффективные показатели двигателя.

Нанесение износостойкого покрытия — трудоемкий и дорогой процесс. Поэтому некоторые фирмы делают попытки изготовления статора из высококремнистых заэвтектических алюминиевых сплавов типа «Рейнольдс 390», который успешно внедрен компанией Джeneral Моторс для блоков двигателей автомобиля «Вега 2300». Особенностью этого материала является наличие твердой фазы из соединений кремния, которая придает поверхности трения необходимые противозносные качества.

С целью уменьшения толщины износостойкого покрытия был разработан способ пересадки твердой подложки. Важное преимущество этого процесса заключается в том, что он позволяет уменьшить слой гальванопокрытия до 50 мкм и заменить чистовое шлифование хонингованием. Ранее наносился слой хрома толщиной до 400 мкм, который при механической обработке уменьшался до 250 мкм.

Пересаживаемая подложка определенной толщины из высокоуглеродистой стальной проволоки напыливается на наружную поверхность металлического стержня. Затем этот стержень подогревается и переносится в литейную машину, в которой отливаются корпус статора. Во время кристаллизации стальная подложка и алюминиевый сплав образуют высокопрочное соединение. Полученная отливка подвергается термообработке. В результате последующей механической обработки перед осаждением хрома остается подложка толщиной 0,4—1,0 мм.

Наиболее труден в этом процессе контроль толщины напыляемого слоя, которая тесно связана с деформацией отливки. Особое внимание при этом должно уделяться горячей зоне статора, т. е. зоне, в которой сгорает рабочая смесь. С точки зрения теплопередачи толщина слоя в этой зоне не должна превышать 1 мм. Этот процесс, называемый Трансплант Коутинг, применяется с 1968 г. по лицензионному соглашению фирмой Тоё Когё. Сообщается, что этот процесс будет использован компанией Джeneral Моторс для первых серийных роторно-поршневых двигателей. Недостаток этого процесса состоит в повышении максимальной температуры стенки на 20°C по сравнению с осаждением толстослойного покрытия. Этот фактор, хотя и не ведет к существенному увеличению износа уплотнений и самой поверхности, опасен, так как, например, при использовании антифризов с 50%-ным содержанием этиленгликоля, обладающих плохой теплопроводностью по сравнению с водой, температура статора повышается сверх допустимого предела. Эта опасность выявлена при эксплуатации роторно-поршневого двигателя автомобиля Мазда в США, где повышенное содержание этиленгликоля в антифризе обусловлено климатическими условиями некоторых районов.

В результате комплексных исследований ряда зарубежных фирм установлено, что идеальная рабочая поверхность статора в паре с материалами радиальных уплотнительных пластин ротора должна обеспечивать низкий коэффициент трения. Вместе с тем поверхность должна хорошо смачиваться маслом и удерживать его, а материал поверхности — иметь малый модуль упругости. Кроме этого, максимальная температура поверхности в работающем двигателе не должна превышать 140°C из условия со-

хранения масляной пленки (практически температура поверхности в зоне сгорания существующих роторно-поршневых двигателей может превышать 240°C).

Не все материалы покрытий, применяемые в настоящее время, удовлетворяют этим требованиям. Например, гладкий хром неудовлетворительно смачивается маслом и почти не удерживает его, поэтому при хромированной поверхности статора в качестве радиальных уплотнений применяют самосмазывающиеся материалы, содержащие графит.

Если хром как износостойкий материал известен и широко применяется для покрытия цилиндров некоторых двигателей, то покрытия «Никасил» (другое название «Эллисил»), примененное впервые в роторно-поршневом двигателе модели ККМ-612, только начинают широко использовать в качестве износостойкого покрытия (похожие покрытия, например «Дурсил», применяли ранее для защиты от коррозии).

Покрытие «Никасил», являющееся разнородным никелевого покрытия с непроводящими частицами, разработано одним из лицензиатов фирмы Audi HCU на основе СЕМ-процесса, изобретенного в США. Оно представляет собой никелевую матрицу с внедренными в нее частицами карбидов кремния SiC с гранулометрией 280 (до 3 мкм). Твердость этого диспергированного слоя достаточно высока. Износостойкость покрытия в эксплуатации зависит от ряда факторов: материала радиальных уплотнений ротора, материала и толщины износостойкого покрытия статора, твердости покрытия, величины зерен и введенных твердых частиц, количества частиц в слое, газопроницаемости и др. Осажденный слой имеет толщину 350—400 мкм, при шлифовании снимается припуск 150 мкм. Таким образом, толщина слоя износостойкого покрытия составляет около 250 мкм. Этого достаточно для обеспечения двигателя моторесурса более 100 тыс. км.

После пробега автомобилем 100 тыс. км износ рабочей поверхности статора составляет около 100 мкм, а предельная толщина слоя, как уже отмечалось, 100 мкм.

Из многих возможных карбидных материалов, обладающих хорошими износостойкими характеристиками, фирма Аутборд Марин для рабочей поверхности статора применяет композиционное покрытие на базе карбидов вольфрама, нанося его на алюминиевую поверхность статора методом плазменного напыления на автоматической установке фирмы Метсо.

При эксплуатации алюминиевых статоров с напыляемыми износостойкими покрытиями обнаружилась межкристаллическая коррозия на границе фаз основного материала и собственно карбидного слоя. Эта коррозия вызывается продуктами неполного окисления топливовоздушной смеси, кислотами и др., которые через поры в покрытии проникают к границе фаз. Решить эту проблему можно путем придания покрытию газопроницаемости. Фирма Аутборд Марин применяет для этой цели пропитку покрытия в вакууме жидким стеклом.

Специфика роторно-поршневых двигателей обуславливает ряд технологических проблем, требующих разрешения при производстве крышек статора. Боковые и промежуточные крышки статора,

которые в дальнейшем будем называть крышками статора, изготавливаются из чугуна или из алюминиевых сплавов. Одним из главных требований, предъявляемых к крышкам статора, является жесткость, препятствующая деформации крышек при эксплуатации и изготовлении. От плоскостности крышек статора зависит эффективность работы торцовых газовых и особенно маслосъемных уплотнений. Кроме того, от плоскостности крышек, как и от плоскостности статора, зависит газонепроницаемость стыка между ними, так как по условиям обеспечения хорошей теплопередачи прокладке не применяются. Допускаемая неплоскостность крышки статора — не более 0,01 мм. К промежуточным крышкам предъявляются дополнительные требования: точность на ширину крышки — 2-му классу точности, непараллельность боковых сторон — не более 0,013 мм чистота поверхности  $\nabla 10$ .

Крышки статора работают в относительно более легких условиях, чем рабочая поверхность статора, однако и для них необходима специальная обработка поверхностей трения для повышения износостойкости. При этом требования к идеальной рабочей поверхности статора распространяются и на крышки статора.

В зависимости от применяемого материала крышки статора упрочняются либо напылением специальных сплавов, либо, если применяются высокопрочные чугуны, при помощи термообработки (закалки т. в. ч. или азотирования). Исключение составляют крышки роторно-поршневого двигателя воздушного охлаждения фирм Фихтель унд Зах и Аутборд Марин, отливаемые из высококремнистых алюминиевых сплавов типа «Рейнольдс 390». Во время заливки обеспечивается направленная кристаллизация затвердевающего сплава таким образом, чтобы вершины кристаллов были направлены перпендикулярно будущей поверхности трения. При окончательной обработке плоских поверхностей крышек статора острые кройки кристаллов притупляются, чтобы исключить абразивный износ деталей уплотнения.

Алюминиевые крышки статоров автомобильных роторно-поршневых двигателей упрочняются напылением на поверхность трения различных материалов. Например, крышки статора двигателя модели 0813 фирмы Тоё Когё напыляются высокоуглеродистой сталью типа У8. Особенность осталивания алюминиевых крышек состоит в нанесении промежуточного слоя на основе молибдена. Молибден, который наносится путем плазменного или плазменного напыления при температуре выше 800°C, обладает способностью быстро испарять на воздухе окисную пленку с напыляемой поверхности и прочно соединяться с ней. Известно, что химически чистый молибден имеет высокую температуру плавления. При температуре 900°C его ударная вязкость на 30% выше, чем у стали даже при нормальной температуре. Имея высокий удельный вес, молибден глубоко внедряется в напыляемую поверхность из алюминиевого сплава, что способствует хорошей диффузии этих материалов. Напыленная поверхность молибдена высокоуглеродистая сталь благодаря резкому охлаждению капель на поверхности, подвергаемой напылению, почти полностью приобретает структуру мартенсита. Мартенсит в сочетании с окислами железа и пористой структурой слоя обеспечивает высокую износостойкость

поверхности трения. Однако алюминиевые крышки статора, обладая такими достоинствами, как малый удельный вес, хорошая теплопроводность, имеют существенный недостаток — высокую стоимость.

В массовом производстве крышки статоров в настоящее время отливают из высокопрочных чугунов. Поверхностям трения чугунных крышек износостойкие свойства обеспечивают термообработкой, а в наиболее нагруженных зонах (например, в зоне, близкой к области, где происходит сгорание) напылением специальных сплавов. Кроме того, напыление применяют для придания поверхностям особых качеств, так как благодаря пористости напыленная поверхность хорошо удерживает смазку, причем снижаются потери на трение. Кольцевая зона крышек роторно-поршневых двигателей японских фирм, где скользят масляные хромированные уплотнения, имеет напыленную поверхность. Поверхность крышек статора без напыленного слоя подвергается закалке т. в. ч.

Для удешевления производства крышек ведутся работы по замене дорогих операций напыления — закалкой т. в. ч. и вакуумным азотированием.

По опыту фирмы Ауди НСУ закалка т. в. ч. всей поверхности трения не обеспечивает стабильности качества поверхности трения в эксплуатации, требует применения дорогих высококачественных масел и, кроме того, ведет к деформации крышек. Однако фирма Тоё Корё разработала оригинальный метод — веерообразную частичную закалку т. в. ч., — при котором заготовки практически не коробятся, а внедряющиеся в процессе притирки в промежуточные зоны абразивные зерна повышают износостойкость поверхности.

Метод вакуумного азотирования используется фирмами Даймлер-Бенц и Комотор.

Станкостроительные фирмы предлагают ряд методов для обработки плоских поверхностей крышек, причем наибольшее внимание уделяется финишным операциям, на которых обычно применяют шлифование или доводку дисками. Фирма Маттисон Машин Уоркс предлагает для доводочных операций при обработке плоскостей деталей двигателей использовать станок модели 24 AP, обеспечивающий неплоскостность не более 5 мкм и непараллельность торцов не более 8 мкм, и станок модели 100С с круглым столом и пятью рабочими шпинделями для черновой обработки 300 промежуточных крышек в час, которые затем доводятся на четырех станках модели 24 AP. Станки моделей 24 AP и 100С представляют собой комплект стоимостью около 175 тыс. долл.

В связи с пезким увеличением выпуска роторно-поршневых двигателей фирмой Маттисон Машин Уоркс совместно с японской фирмой Коё Сейко создана компания Коё Маттисон по производству специализированных станков для плоского шлифования деталей этих двигателей.

Фирма Спид Фам Корпорейшн модифицировала станок модели 96BAW, который является однодисковым вертикальным плоскошлифовальным автоматом, устанавливаемым в автоматические линии. Диаметр притирочного диска — 3050 мм. Производительность станка при обработке промежуточных крышек или статора — до 120 заготовок в час, а при об-

работке боковых крышек — 240 заготовок в час. Стоимость станка — около 80 тыс. долл.

Суперфинишный автомат модели 91 фирмы Гишолт предназначен для двусторонней обработки плоских поверхностей. Особенностью этого станка является возможность получения сетки мелких рисок, хорошо удерживающих смазку.

Специфичной деталью роторно-поршневых двигателей является ротор, к материалу которого предъявляются требования высокой прочности при высоких температурах (вплоть до 300°C) и высокой усталостной прочности, малого удельного веса, низкого коэффициента линейного расширения, высокой теплопроводности, износостойкости, хороших литейных и механических свойств.

Для изготовления роторов в зависимости от удельной мощности и назначения применяются как ковкий, так и высокопрочный чугун, а также сталь. Ротор с масляным охлаждением представляет собой сложную отливку, полую внутри, с перегородками, образующими ячейки для циркуляции масла, с тонкими стенками. Отливки не должны иметь смещений внутренних и внешних стержней, осложняющих балансировку ротора; литейные дефекты недопустимы; вес не должен превышать обусловленной нормы. Чем тяжелее ротор, тем меньше допустимые максимальные обороты двигателя из-за увеличения нагрузки на подшипник ротора центробежной силой инерции.

Делаются попытки применения для изготовления ротора алюминиевых сплавов, но низкая надежность и высокая стоимость препятствуют их внедрению. Для получения высокоточных отливок роторов фирма Тоё Корё применяет литье в кокиль с водорастворимыми стержнями. Ряд фирм ведут работы по получению заготовок методом литья по выплавляемым моделям и методами порошковой металлургии.

В технологическом процессе обработки ротора наиболее ответственной и сложной является обработка дуговых канавок под торцовые газовые уплотнения, которые пересекаются в глухом отверстии под уплотнительный цилиндрок ротора и пазов под радиальные уплотнения. Чтобы обеспечить полную взаимозаменяемость точность расположения отверстий под уплотнительные цилиндры необходимо выдерживать в пределах  $\pm 0.01$  мм, а по углу  $\pm 2^\circ$ . Допуски на ширину канавок и пазов под уплотнения, их конусность и параллельность оговариваются в пределах 0.01—0.02 мм при шероховатости рабочей поверхности 2.5—3 мкм. Кроме того, обработка затрудняется тем, что канавки под торцовые уплотнения выполняются глухими.

В связи с этим фирма Глисон Уоркс разработала горизонтальный полвавто-мат модели 604 с режущей головкой новой конструкции. На этом станке производятся до 60 роторов в час обрабатываются глухие одинарные и двойные канавки, причем при обработке канавок на проход производительность достигает 75 шт/ч. В чугунном роторе одна канавка обрабатывается примерно за 10 с. Стоимость станка около 80 тыс. долл.

Пазы под радиальные уплотнения обрабатываются фрезерованием с последующей доводкой шлифованием. Чтобы сократить время этой операции, фирма

ЕЛБ-Шлифф создала специальный станок для врезного шлифования. Паз обрабатывается в размер за один проход при обеспечении высокой чистоты поверхности  $R_z=2$  мкм. Ротор обрабатывается в течение 2 мин.

Грани ротора, которые теоретически должны быть выполнены как внутренние огибающие экидистанты эпитрохоиды, выполняются упрощенными заданными дугами окружностей. Грани ротора обрабатываются на копировальных фрезерных или токарных станках. Требования к чистоте и точности невысоки, так как между ротором и эпитрохойдой статора имеется зазор около 0,5 мм.

В массовом производстве грани ротора, вероятно, целесообразно протягивать заодно с пазами под радиальные уплотнения.

Детали системы уплотнения ротора выпускаются, как правило, специализированными фирмами, и информация об особенностях и методах их обработки в периодической печати почти не публикуется.

Радиальные уплотнения, имеющие простую форму пластины с закругленной стороной, шлифуются на плоскошлифовальных станках. Особенности процесса шлифования, применяемые круги и смазочно-охлаждающие жидкости во многом определяются материалами этих уплотнений (чугун, инструментальная сталь, специальный высокопрочный графит, пропитанный металлами, твердые сплавы, керамика).

Для шлифования торцовых газовых уплотнений фирма Бендикс Беслей изготовила два плоскошлифовальных автомата с вертикальными шпинделями и силовым охлаждением зоны резания. На станке модели DV 2-20 производительностью 1500 уплотнений в час шлифуются одновременно оба торца уплотнения. Размер выдерживается с точностью около 12 мкм, параллельность — 5 мкм, а чистота поверхности — 0,63 мкм.

Станок модели 905-18 производительностью 1200 уплотнений в час обеспечивает точность по размеру 25 мкм, по параллельности — 7 мкм, чистоту поверхности — 0,37 мкм.

В настоящее время методы и принципы изготовления роторно-поршневых двигателей диктуются особенностями его конструкции. Именно они определяют экономичность массового производства двигателей и их конкурентоспособность с поршневыми двигателями.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Williams D. N. — «Iron Age», 1972, т. 209, № 22, с. 36—37 и т. 210, № 5, с. 61—64.
2. Pond I. B., Nelson H. N., Eshelman R. H. — «Automotive Industries», 1972, т. 146, № 10, с. 45—53.
3. «Автомобильная промышленность США», 1972, № 6, с. 25—26 и № 10, с. 7—11.
4. Patterson M. M. — «Abrasive Engineering», 1972, т. 18, № 3, с. 18—19.
5. «Production Engineering» 1972, т. 43, № 11, с. 13—15.
6. «Machinery», 1972, т. 78, № 6, с. 9—11.

В. Н. РЕДИН. И. С. ПЯТОВ

## ЛИТЕЙНЫЕ КОКИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

**Ф**ИРМА Клейтон Температуре Лтд. (Англия) создала автоматические кокильные машины четырех моделей, применяемые в индивидуальном и массовом производстве. Машины имеют гидравлический привод с поршневым насосом, автоматическое и ручное управление. При ручном управлении каждый цилиндр совершает рабочий ход независимо от других, при автоматическом управлении контролируется последовательность операций. Реле контролирует время охлаждения в интервале до 5 мин.

Кокильные машины С-15-М и С-15-А предназначены для изготовления деталей гидравлических тормозных систем: цилиндров, корпусов и др. Машина С-15-М с автоматической заливкой имеет стол размером 650×650 мм, ход открытия формы 380 мм. Конструкция машины даже при наклонно расположенных формах обеспечивает поворот стола на 180°. Формы открываются и закрываются вручную. Машина С-15-А является вариантом машины С-15-М. Для изготовления деталей сложных форм применяется машина С-30-А, в которой высота формы изменяется от 508 до 660 мм. Самая крупная в этой серии — машина СТСА.

Народным предприятием Вихорлат Сина (ЧССР) изготовлены универсальные полуавтоматические кокильные машины серии GGU-3 с электрогидравлическим приводом от гидростанции EHNS-63. Управление кнопочное. Машины снабжены электрическим распределительным устройством модели ERU. В зависимости от положения гидравлических цилиндров машины серии GGU-3 подразделяются на горизонтальные, вертикальные и комбинированные.

Это же предприятие выпускает машины серии GGU-5 для изготовления точных отливок из черных и цветных сплавов в кокилях с вертикальной плоскостью разреза. Машины могут работать как отдельно, так и в линии. От гидростанции модели EHNS-63 работают одновременно шесть машин.

Универсальная кокильная машина GGU-3/H2S-VP агрегатной конструкции, имеющая два неподвижных горизонтальных гидроцилиндра и один перемещающийся вертикально, обеспечивает точное изготовление простых и сложных отливок средней величины. Отдельные операции выполняются полуавтоматически.

На заводе Меж Постржелмав (ЧССР) изготавливаются кокильные машины GGU-10 и универсальные кокильные машины KLSU-S-CK-7 со следующей технической характеристикой:

	Модель GGU-10	Модель KLSU-S-CK-7
Металл . . . . .	Чугунный сплав	Чугун и алюминий
Разъем кокиля . . . . .	Горизонтальный	Горизонтальный и вертикальный
Размеры рабочего места на плитах для крепления частей кокиля в мм . . . . .	630×500	290×280
Запирающее усилие в тс . . . . .	10	5
Усилие раскрытия формы в тс . . . . .	10	4,2
Количество стержней . . . . .	3	5
Запирающее усилие для стержня в тс . . . . .	5,5	5,0
Усилие извлечения стержня в тс . . . . .	5,0	4,2
Угол поворота в градусах: верхней части кокиля для окраски . . . . .	70	—
нижней части кокиля для выталкивания отливки . . . . .	180	—

Фирма Фрис Зон (ФРГ) изготавливает одно- и двухпозиционные кокильные машины. Однопозиционная машина FKG 3/4 с вертикальным разъемом кокиля снабжена гидравлическим приводом. Усилие раскрытия кокиля регулируется клапанами понижения давления в гидросистеме. Гидроцилиндр верхнего стержня монтируется на консоли или на кокиле и управляется клапаном, действующим от рычага. Станина машины, опирающаяся цапфами на стойки, закрепляется в любом наклонном положении. Отдельно смонтированная гидравлическая установка с электродвигателем мощностью 2,2 кВт обслуживает три машины. Размеры рабочего места на плитах для крепления частей кокиля 450×350 мм, наименьшее расстояние между плитами 260 мм.

В двухпозиционной гидравлической кокильной машине FKG-604 двусторонняя неподвижная плита закрепляется на диагонально расположенных цилиндрических скалках в любом положении. Подвижные плиты, находящиеся с двух сторон от неподвижной плиты, перемещаются независимо друг от друга. Они могут поворачиваться вокруг горизонтальной оси и устанавливаются под различными углами с интервалом 15°. На машине установлены два кокиля; на одной позиции происходит кристаллизация, а на другой — удаление отливки и заливка металла. Гидравлическое оборудование машины FKG-604 встроено в корпус в отличие от машины FKG 3/4. Техническая характеристика машины FKG-604 следующая:

Размеры плит в мм . . . . .	1000×1000
Размеры рабочего места на плитах для крепления частей кокиля в мм . . . . .	600×600
Наибольшая высота кокиля (при одновременной установке двух кокилей) в мм . . . . .	280
Ход подвижных плит в мм . . . . .	300
Усилие раскрытия кокиля в тс . . . . .	5

Фирмой Гебрюдер Н. унд. А. Дёрц Машиненбау ГмбХ (ФРГ) создана кокильная машина CNA 100 для получения отливок из тяжелых и легких сплавов. Рабочие операции выполняются независимо друг от друга и регулируются бесступенчато. Условия заливки и время выбираться в зависимости от вида изготавливаемых отливок. Техническая характеристика машины CNA 100 следующая:

Расстояние между плитами в мм . . . . .	400
Габаритные размеры машины в мм: длина . . . . .	250
ширина . . . . .	1000
высота . . . . .	800
Максимальный ход запирающего цилиндра в мм . . . . .	27
Рабочее давление в кгс/см <sup>2</sup> . . . . .	60

Фирма Индустрия мекканика Редаэлли (Италия) для получения отливок из меди и ее сплавов изготавливает кокильные машины «Олеоматик 530» моделей С-100 и С-150. Открытие и закрытие кокилей, а также нанесение изолирующего состава погружением в ванну происходит автоматически, рабочий только заливает расплавленный металл в приемную воронку кокиля и извлекает готовые отливки. Машины снабжены центральной гидросистемой. Продолжительность цикла составляет 12—13 с.

Кокили имеют следующие размеры: с углом наклона 15° — 100×365 мм, с углом 30° — 190×330 мм, с углом 45° — 270×270 мм.

Фирмой Сосете Эскофье Си (Франция) созданы кокильные машины LK-Эр со столом, опрокидывающимся набок или поднимающимся вверх. В обоих случаях верхняя часть машины имеет стандартную конструкцию. У машины с боковым опрокидыванием стола в нижней части предусмотрено опрокидывающее приспособление с гидроцилиндром с длиной хода 240 мм. Угол опрокидывания регулируется в пределах до 50°. Опрокидывание производится с помощью ножного электроклапана, что высвобождает руки оператора. У машин с поднимающимся вверх и откидывающимся столом на обеих наружных сторонах запирающего механизма находится по одному гидроцилиндру, которые обеспечивают опрокидывание всей запирающей системы на 60°.

Предприятием ФЕБ Айзенхаммерверк (ГДР) совместно с фирмой Метана (Югославия) для крупносерийного производства симметричных автомобильных деталей создана кокильная карусельная установка «Эдкоматик». Установка, которая приводится в действие электрогидравлическим приводом и управляется с помощью реле, работает при высоких запирающих усилиях. Карусель насчитывает 8, 12 или 16 кокилей и может работать циклично или непрерывно. Производительность установки 500—1000 отливок в час.

Фирмой Роберт Бош ГмбХ (ФРГ) создана карусельная кокильная машина для изготовления корпусов впрыскивающих насосов автомобилей. На поворотном столе диаметром 5 мм расположены пять кокилей, которые последовательно заливаются жидким алюминием из печи емкостью 900 кг. Под воздействием сжатого воздуха алюминий из печи поступает в тигель, расположенный на весах. После заполнения тигель автоматически подается к кокилю и опрокидывается с помощью пневматического опрокидывающего приспособления. После заливки тигель возвращается на весы и взвешивается, затем начинается новый цикл заливки. Заполненные кокили запираются под давлением 70 кгс/см<sup>2</sup>. Готовые отливки укладываются на охлаждающий цепной транспортер и подаются на последующую обработку. Установку обслуживает один оператор.

Фирма Стил Спешиэлите Компани (США) разработала восьмипозиционный карусельный кокильный автомат, производящий 5000 отливок за 24-часовой рабочий день. Размеры кокиля в плане 455×455 мм, ход разбега половин кокиля 180 мм. Карусель движется в пульсирующем режиме. На первой позиции металл заливается в приемную чашу кокиля, который в этот момент находится в горизонтальном положении. Затем кокиль плавно поворачивается в вертикальное положение, при этом металл вытекает из чаши в рабочую полость кокиля. Скорость поворота и наклона кокиля регулируется в соответствии с требуемой скоростью заливки. (Металл в приемную чашу кокиля в настоящее время заливается вручную, однако разрабатывается автоматическое заливочное устройство.) Кокиль остается в вертикаль-



ном положении до седьмой позиции включительно (охлаждение отливок), при переходе на восьмую позицию он поворачивается в горизонтальное положение и раскрывается. Специальный манипулятор захватывает отливку, извлекает ее из кокиля и переносит на обрезной пресс для отделения элементов литниковой системы. Этот же манипулятор передает литники на желоб, по которому они поступают в плавильную печь. Отливка с обрезного пресса падает на транспортер. Привод кокильного автомата — гидравлический от насоса производительностью 75 л/мин. Мощность привода насоса 7,5 кВт. Кокиль заменяется за 1 мин.

В последние годы для серийного изготовления алюминиевых отливок разработано несколько способов автоматической заливки и дозирования. Управление процессом заливки осуществляется по одной из трех величин: времени, объему или весу. Интересно решена эта проблема на

литейном заводе фирмы Байришен Моторенверке АГ в Мюнхене (ФРГ), где применена автоматическая кокильная карусельная установка, снабженная заливочной системой DTW фирмы Бицерба. Карусель с пятью кокилями (максимально) предназначена для изготовления алюминиевых отливок двигателя внутреннего сгорания различного веса. Погрешность дозирования  $\pm 100$  г при весе отливки 4—5 кг. Система DTW представляет собой взвешивающее устройство с дистанционной передачей показаний.

В систему входят разливочная тележка сварной конструкции, раздаточное устройство в виде рычажных весов (диапазон взвешивания 19—95 кг; деление шкалы 50 г), аналоговый индикатор, индикаторный прибор с пятью шкалами, программный счетчик и регулятор.

Благодаря применению этой системы на 50% сокращается число обслуживающего персонала, достигается высокая на-

дежность и стабильность работы, уменьшается потребность в производственных площадях.

## ЛИТЕРАТУРА

1. «Giessereitechnik», 1972, т. 18, № 1, с. 32—33; т. 18, № 10, с. 337—339.
2. «Slévarénstvi», 1970, т. 18, № 11, с. 443—451.
3. «Machinery and Production Engineering», 1970, т. 117, № 3033, с. 1076—1078.
4. «Giesserei — Praxis», 1970, № 13, с. 221, № 18, с. 324—326.
5. «Giesserei», 1970, т. 57, № 2, с. 773.
6. «Werkstattstechnik», 1971, т. 61, № 7, с. 404.
7. «Foundry», 1971, т. 99, № 9, с. 130—131.
8. «Aluminium», 1972, т. 48, № 9, с. 633.

**В. А. СОБОЛЬКОВА**

УДК 621.914.4(430.1)

## СТАНКИ ФИРМЫ ВОТАН

В 1972 г. ФИРМА Вотан (ФРГ) провела в Москве симпозиум «Оборудование для обработки деталей со снятием стружки», на котором специалисты фирмы сделали несколько докладов.

В докладе «Горизонтальные расточные и фрезерные станки типа «Телетрол» рассматривались выпускаемые фирмой Вотан станки с дистанционным управлением на подвесных щитках. Рабочие шпиндели имеют диаметры 105, 120, 130, 150 и 180 мм. Станки снабжены либо продольно перемещающимся столом (классическое решение), либо продольно перемещающейся стойкой. Для обработки сложных деталей, где требуется особая высокая точность на операциях фрезерования и растачивания, выпускаются станки с продольным и поперечным перемещением стойки.

В горизонтальных расточных и фрезерных станках благодаря отсутствию неподвижно встроенной планшайбы для подрезки торцов подвижные и неподвижные элементы подшипниковой опоры сведены до минимума. Поскольку расточные работы на этих станках составляют 10—15% общего времени обработки, в них применена опора «Микроронд», позволяющая закреплять в пиноли большие резцовые головки и планшайбы для подрезки торцов. Радиальное биение сверлильного шпинделя составляет 15 мкм, по гильзе шпинделя — 5 мкм.

Большое внимание уделено проблеме отвода тепла, возникающего при обработке на больших скоростях. На станках фирмы Вотан стальные шлифуемые направляющие для повышения их износостойкости устанавливаются на специальный пластик — тефлон, обладающий хорошими антифрикционными свойствами.

В докладе «Техника программного управления и электроника» подробно разбирались возможности управления станками с отдельно установленным подвесным распределительного щитка с ручным приводом, цифрового позиционного управления с ручным вводом команд и

позиционной памятью, управления с помощью перфолент. Юстировка измерительных приборов проводится при помощи лазерного интерферометра. Система управления станком выполнена на транзисторах с интегральной схемой переключения.

В докладе «Степень автоматизации и рентабельность горизонтальных расточных и фрезерных станков» рассматривались все составляющие общего времени обработки детали. Для сокращения основного рабочего времени берутся оптимальные режимы обработки с учетом автоматизации. С помощью автоматизации сокращается и вспомогательное время на смену инструмента, контроль и т. д. В докладе приведены методика определения степени автоматизации расточно-фрезерного станка, а также конкретные примеры обработки деталей штучного и серийного производства на станках с различной степенью автоматизации. Даны формулы для расчета производственных расходов с учетом стоимостных показателей. Относительная рентабельность определяется как результат деления произведения разности производственных расходов между старым и новым производством и теоретически возможной годовой производительностью деталей нового производства на разность капиталовложений старого и нового производства.

О создании станка новой конструкции, на котором можно обрабатывать детали в пределах  $800 \times 800 \times 800$  мм на больших скоростях и с высокой точностью, говорилось в докладе «Рapid — новая концепция горизонтально-расточного станка». В новом станке предусмотрена возможность осуществления координатного растачивания, развертывания, зенкования, фрезерования торцовых и круглых поверхностей, нарезания резьбы и др. Обработка может проводиться по трем координатам. Каждое осевое перемещение обеспечивается шаговым электродвигателем. Скорость перемеще-

ния стола 5 м/мин. Бесступенчатое регулирование подачи — в пределах 1—5000 мм/мин. Передача осуществляется с помощью шариковых ходовых винтов. Главный привод имеет 18 ступеней скорости в диапазоне 25—1250 об/мин. Шпиндель диаметром 130 мм с постоянным передним вылетом 250 мм допускает крепление инструмента с конусом JSO 50. В конструкции шпинделя использована система гидравлических подшипников «Гидро-ронд».

В докладе подробно рассмотрены приспособления для зажима инструмента с учетом автоматической смены шагового двигателя, поворотного стола, а также барабанного магазина с 32 местами для инструмента. Максимальный диаметр фрезы 105 мм при полностью загруженном барабане и 160 мм при свободных рядом гнездах. Полный оборот происходит за 14 с и совершается в течение машинного времени обработки. Барабанный механизм установлен на станине, не связанной со станком, поэтому легко демонтируется и заменяется.

Система управления, смонтированная на интегральных элементах, гарантирует скорость считывания 150 строк в секунду и обеспечивает автоматическое корректирование длины инструмента и установку нулевого положения.

В докладе «Рapid — практический пример рентабельности применения» описывались преимущества станка «Рapid» с точки зрения производительности, рентабельности, рациональности технологии производства. Отмечалась высокая скорость обработки, точность и надежность работы станка, малые затраты вспомогательного времени.

Применение гидростатической опоры шпинделя конструкции «Гидро-ронд» позволяет избавиться от внешних колебаний во время резания и дает возможность растачивать отверстия с точным положением оси и concentричностью.

Даны рекомендации по применению станка и приводятся примеры обработки

Характеристика станков	Параметры станков серии S2 моделей				
	K	G	V	R	L
Диаметр детали над поворотным столом в мм . . . . .	—	—	—	—	500; 700
Наибольший диаметр детали над столом станка в мм . . . . .	500; 600; 700; 800; 900; 1000	600; 700; 800; 900	700; 800	1100; 1200	800; 1000
Пределы поворота поворотного стола в градусах . . . . .	—	—	—	—	0—10
Предел поворота бабки детали в градусах . . . . .	0—25	0—30	0—90	0—30	0—15
Ход стола в мм . . . . .	500; 800; 1300	500; 800; 1300	500; 800; 1300	500; 800	500; 800; 1300
Глубина шлифуемого отверстия в мм . . . . .	250; 500; 800	250; 500; 800	250; 800; 1300	250; 500	250; 500; 800
Максимальное расстояние между фланцем шпинделя детали в правом конечном положении и шпинделем бабки в мм . . . . .	950; 1350; 1950	950; 1350; 1950	950; 1350; 1950	1420; 1610	1000; 1300
Продольное перемещение бабки детали в мм . . . . .	—	—	—	—	1000—3500
Поперечная подача внутришлифовального приспособления в мм: . . . . .	—	—	—	—	—
вперед . . . . .	70; 50	70; 50	70; 50	70	70
назад . . . . .	180; 100	180; 100	180; 100	180	180
Максимальный диаметр отверстия, шлифуемого кругом диаметром 150 мм, в мм . . . . .	300; 450	500; 800	500; 800	900*	450**
Мощность электродвигателя шлифовального шпинделя в кВт . . . . .	4; 7,5	4; 7,5; 11,2	4; 7,5 11,2	4; 7,5	7,5

\* Диаметр шлифовального круга 200 мм.

\*\* Диаметр шлифовального круга 175 мм.

деталей сравнительно с обработкой на обычном горизонтально-расточном станке. Основным потребителем станков такого типа может стать инструментальное производство.

Доклад «Гидро-ронд» — гидростатическая опора шпинделя фирмы Вотан — посвящен системе «Гидро-ронд», представляющей собой дальнейшее развитие конструкции опоры шпинделей станков на подшипниках качения «Микроронд». Система «Гидро-ронд» отвечает более высоким требованиям к станкам: увеличение числа оборотов, повышение точности обработки при высокой вибро- и термостойкости. Подробно разобрана конструкция системы «Гидро-ронд» и даны рекомендации по ее применению на внутришлифовальных и расточных станках.

Внутришлифовальные станки фирмы Вотан изготавливаются в горизонтальном исполнении: станки серии S2 в исполнении Sn (с ручным приводом) — в единичном и мелкосерийном производстве, в исполнении Sb (с частичной автоматизацией) — в серийном производстве и Sa (шлифовальный автомат) — в крупносерийном производстве. Техническая характеристика пяти станков серии S2 приведена в табл. 1, а четырех станков серии S3 — в табл. 2.

Внутришлифовальные станки, которые могут иметь как ручной привод, так и быть автоматизированы, оборудованы приборами активного контроля фирмы Марпосс.

Правка кругов осуществляется с помощью гидравлически управляемого прибора несколько раз в течение каждого рабочего цикла. Возможна обработка шаровых поверхностей и шлифование по копиру трохойдалых поверхностей в картерах двигателя Ванкеля.

Специалисты фирмы Вотан работают над созданием станка планетарного типа с диаметром шпинделя 1300 мм, ходом стола 3000 мм, общей длиной станка 10 230 мм для авиационной промышленности. Большое внимание в перспективных разработках уделяется высокоскоростному шлифованию (до 600 м/с). Ведутся также разработки жестких опор

Таблица 2

Характеристика станков	Параметры станков серии S3 моделей			
	G	V	R	L
Диаметр детали над поворотным столом в мм . . . . .	От 1000	От 1100	1650	1000
Пределы поворота бабки детали в градусах . . . . .	0—30	0—90	0—90	0—10
Ход стола в мм . . . . .	1200; 1600	1200; 1600	700	1600; 2000; 2500
Глубина шлифуемого отверстия в мм . . . . .	600; 1100	600; 1100	400	1300; 1600; 2000
Максимальное расстояние между фланцем бабки детали и шлифовальной бабкой в мм . . . . .	1700; 2700	1700; 2700	2400	1800; 2200; 2700
Поперечная подача внутришлифовального приспособления в мм: . . . . .	—	—	—	—
вперед . . . . .	125	125	125	40
назад . . . . .	125	125	125	210
Поперечное перемещение бабки детали в мм: . . . . .	—	—	—	—
вперед . . . . .	300; 345	345	450	—
назад . . . . .	575; 755	755	950	—
Максимальный диаметр отверстия, шлифуемого кругом диаметром 350 мм, в мм: . . . . .	—	—	—	—
внутренний . . . . .	900; 1150	1050; 1200	1500*	750
наружный . . . . .	1000; 1200	1100; 1300	1650*	—
Мощность двигателя шлифовального шпинделя в кВт . . . . .	11; 15; 22	11; 15; 22	11; 15; 22	11; 15; 22

\* Диаметр шлифовального круга 400 мм.

типа башмаков для бесцентрового шлифования изделий больших диаметров.

Доклад «Высокопроизводительные и прецизионные фрезерные станки фирмы Келеман» содержит разбор типов фрезерных станков и узлов к ним. В конструкциях этих станков применен принцип агрегатирования, благодаря чему из нескольких конструктивных групп можно в различных комбинациях собрать станки основных типов.

Ширина столов 500—5000 мм, длина любая, начиная от 500 мм. Высота шпинделя над столом 600—5000 мм. Диаметр шпиндельных бабок 100—220 мм. Мощность привода 15—100 кВт.

Самой простой конструкцией является одностоечный продольно-фрезерный станок с горизонтальной шпиндельной бабкой, который может дополнительно оснащаться угловой фрезерной головкой для обработки в вертикальном направлении. Преобразование этого станка в двухстоечный позволит обрабатывать детали одновременно с двух сторон.

Рассмотрены различные конструктивные решения шпиндельной бабки-пиноли и золотника и даны рекомендации по их применению.

Станки агрегатных конструкций целесообразно применять там, где проводится 80% фрезерных и 20% расточных работ. Эти станки могут иметь перемещающийся стол или стойку (для длинных деталей).

Вертикальные фрезерные станки изготавливаются семи типов со столами шириной 700—1000 мм, длиной 1400—2400 мм и высотой шпинделя над столом 600—950 мм. Шпиндельные бабки трех размеров с диаметром шпинделя 100—160 мм могут поворачиваться на угол 45°. Управление станками — ручное и программное. Вспомогательное время сокращается применением различных приспособлений для зажима и хранения инструмента и деталей. На этих станках обрабатываются головки цилиндров дизельных двигателей, задние оси грузовых автомобилей (77 шт. в смену при 80%-ной нагрузке), V-образные двигатели (48 шт. в смену при той же нагрузке).

Фрезерные станки могут применяться в инструментальном производстве, где они оборудуются либо числовым управлением направляющих, либо копирующим устройством.

Л. Г. НЕСВЕТОВА



## МОЛОДЕЖЬ В БОРЬБЕ ЗА ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОИЗВОДСТВА

**В. Г. ЗАПОРОЖЬЕ** с 10 по 14 сентября 1973 г. проходил семинар под девизом «Молодые ученые — молодым новаторам, изобретателям и рационализаторам».

В работе семинара участвовали представители Министерства автомобильной промышленности, ЦК ВЛКСМ, ЦК ЛКСМ Украины, Запорожского обкома партии, обкома и горкома ЛКСМ, областного совета НТО и ВОИР, главные инженеры, секретари комитетов комсомола, руководители советов молодых ученых и специалистов, советов НТО и ВОИР, молодые рационализаторы ведущих предприятий и организаций главных управлений по производству легковых автомобилей и автобусов, грузовых автомобилей и автомобильных двигателей. На семинаре присутствовал 341 человек; было заслушано 15 докладов и 14 выступлений по обмену опытом работы.

Семинар открыл секретарь Запорожского ЛКСМ Украины Н. И. Иванченко. Он сказал, что молодежь области вместе со всем советским народом участвует в претворении в жизнь решений XXIV съезда КПСС. Отмечая внимание Министерства автомобильной промышленности к этому важному направлению комсомольской работы, Н. И. Иванченко сказал, что взаимный обмен мнениями на семинаре поможет практически оценить достигнутое, наметить планы на будущее, будет способствовать привлечению молодежи в ряды изобретателей и рационализаторов.

Министерство автомобильной промышленности, на предприятиях которого молодежь составляет 50%, придавая большое значение работе по развитию технического творчества, организует слеты, выставки, конференции. Ежегодно творческие группы выезжают на предприятия с целью обмена опытом работы.

В докладе главного технолога НИИТавтопрома В. А. Карпова были рассмотрены основные направления развития технологии автомобилестроения в девятой пятилетке.

О вкладе молодых автомобилестроителей Запорожского автозавода «Коммунар» в научно-технический прогресс, в техническое развитие производства и повышение его эффективности рассказал главный инженер завода И. Н. Доля. Энергия и работоспособность молодежи положительно сказывается на успехах всего коллектива. Каждый седьмой молодой рабочий — рационализатор.

На заводе разработана система вовлечения в техническое творчество молодежи всех категорий. Создание творческой атмосферы на заводе позволило решить силами рационализаторов и изобретателей многие вопросы улучшения конструкции и технологии изготовления автомобиля ЗАЗ-968. Эта модель характеризуется более высокой комфортабельностью, улучшенной динамикой и эксплуатационной надежностью. Гарантийный срок увеличен в 2 раза. Сейчас автозаводцы подготовили улучшенную модель автомобиля ЗАЗ-968А, отличающуюся применением отдельных тормозов, более мощным двигателем, улучшенной шумоизоляцией и др.

На заводе проводятся смотры и конкурсы мастерства, организовано социалистическое соревнование комсомольско-

молодежных коллективов. Проведение объявленного штабом НТТМ месячника по внедрению молодежных предложений позволило повысить их внедрение до 98%.

Главный инженер Запорожского ПКТИ А. Я. Деревянко, раскрывая направления работы и задачи совета молодых ученых и специалистов в повышении эффективности науки, сказал, что основным критерием оценки деятельности института является экономическая эффективность и высокий научно-технический уровень работ, обладающих существенной новизной и промышленной полезностью, т. е. выполненных на уровне изобретений.

Совет молодых ученых и специалистов и комитет комсомола ПКТИ устанавливают связи с предприятиями отрасли. Так, в 1972 г. было взято шефство над изготовлением и внедрением многоточечной сварочной машины в пресовом цехе Павловского автобусного завода. Экономия от внедрения сварочной машины для изготовления створок дверей составила 121,5 тыс. руб. Такая форма сотрудничества позволяет молодежи проверить себя на ответственном деле, способствует развитию творческой инициативы.

Кроме того, в институте проводится цикл лекций по патентному делу, изобретательству и рационализации, организуются творческие командировки на предприятия, встречи с учеными и специалистами. Молодежь участвует в смотре своих работ на ВДНХ СССР. С 1971 г. в институте работает школа молодого специалиста, где молодежь получает основные знания в области изобретательства и патентоведения. В результате проведения всех мероприятий увеличилось число изобретателей и количество заявок на изобретения, повысился технический уровень выполняемых работ.

В институте умело сочетают моральное и материальное стимулирование: проводятся конкурсы на лучшую работу, лучший отдел по изобретательству. Молодежь института соревнуется с ведущим головным технологическим институтом — НИИТавтопромом.

Задачи научно-технического общества в деле развития творчества молодежи были рассмотрены в выступлении председателя секции по работе с молодежью НТО Машпрома Ю. С. Маказана. Основное направление в работе секции — повышение эффективности производства, ускорение научно-технического прогресса, усиление режима экономии, улучшение использования резервов производства. Главная задача — повысить творческую активность широких масс молодежи, обеспечить ее активное участие и стимулировать интерес к техническому творчеству.

Представляет интерес новая форма творческих объединений в первичных организациях НТО — молодежные подразделения. Возглавляемые опытными руководителями, молодежные подразделения участвуют в решении актуальных технических задач производства. Эти подразделения состоят из двух групп — группы разработчиков и группы внедрения, в обязанности которой входит изготовление, отладка совместно с работниками и внедрение новой разра-

ботки в производство. Для оценки деятельности каждого члена подразделения предусмотрен технический паспорт. Учитывая ответственность молодежных подразделений в деле ускорения научно-технического прогресса и подъема творческой активности молодежи, предусмотрены формы морального и материального поощрения.

В огромной и важной работе по развитию технического творчества молодежи необходимо объединить усилия комсомольских организаций, советов молодых ученых и специалистов, советов НТО и ВОИР, что позволит значительно повысить творческую активность молодежи.

Общей для всех формой работы является развитие социалистического соревнования между молодежными коллективами и отдельными изобретателями и рационализаторами. Соревнование рассматривается не только со стороны получаемого экономического эффекта в результате технического творчества, но и как важнейшая составная часть воспитательной работы с молодежью в целом. При этом необходимо заботиться о том, чтобы в ходе соревнования воспитывались чувства коммунистического отношения к труду, глубокое понимание общественного долга, чувство уверенности в том, что молодежь — строитель коммунизма.

Большое внимание уделяется вопросу обучения молодежи основам изобретательства и рационализации. На ряде предприятий вопросы теории изобретательства и рационализации включены в программу производственно-технического обучения. Организованы школы молодого рационализатора, кружки «Основы экономических знаний». Широко практикуется шефство опытных рационализаторов над молодежью. Так, заслуженные рационализаторы УССР В. П. Пожилов и В. Н. Буряк воспитали десятки молодых рационализаторов, приобщили их к самостоятельному техническому творчеству.

Интересная форма привлечения молодежи к техническому творчеству — общественная исследовательская лаборатория, которая является школой научных кадров. Здесь молодежь проходит первую проверку своих сил, расширяя технический кругозор, приобщаясь к коллективному творческому труду. Как правило, среди участников общественных исследовательских лабораторий и общественных конструкторских бюро много изобретателей.

О работе молодежных творческих объединений на Горьковском автозаводе рассказал заместитель секретаря комитета комсомола В. В. Зеленкевич. В объединении АвтоГАЗ сложилась определенная система привлечения молодежи к научно-техническому творчеству. Штаб, возглавляемый секретарем комитета комсомола, разработал программу по участию молодежи в ускорении научно-технического прогресса. Основными направлениями этой программы являются: борьба за знания — основное и необходимое условие успешного участия молодежи в техническом творчестве; профессиональный рост, повышение квалификации и мастерства молодых рабочих и специалистов; участие в борьбе за повышение

качества продукции, за экономию и бережливость; развитие трудовой активности молодежи, инициативы и настойчивости в борьбе за внедрение достижений науки и техники в производство. По каждому направлению разработаны задачи, формы и методы работы, определены основные качественные показатели для каждого цеха, отдела.

Значительная роль в деле привлечения молодежи к техническому творчеству отводится молодежным комплексным творческим объединениям. На Горьковском автозаводе созданы 124 творческие бригады, ими разработано и внедрено 370 рационализаторских предложений с экономией более 100 тыс. руб.

В 74 молодежных общественно-производственных бюро работает более 300 комсомольцев, которые выявляют причины потери рабочего времени и разрабатывают мероприятия по их устранению.

О работе советов и отрядов НТТМ в Производственном объединении ЗИЛ рассказал заместитель секретаря комитета комсомола А. Г. Лапшенков. Созданные в объединении 96 комплексных творческих бригад НТТМ занимаются вопросами внедрения новой техники, рационализаторских предложений и изобретений, мероприятий оргтехплана. За семь месяцев 1973 г. комсомольцами и молодежью подано 1064 рационализаторских

предложения и 22 заявки на изобретение, внедрены 669 предложений и 3 изобретения с экономией 291 тыс. руб.

В объединении организовано 48 школ НТТМ, в которых обучаются 500 автозаводцев, более 6 тыс. человек обучается в школах коммунистического труда.

Большое внимание комитет комсомола и совет НТТМ Московского автозавода имени И. А. Лихачева уделяют работе молодых специалистов. Молодые специалисты являются консультантами по вопросам изобретательства, руководят школами коммунистического труда, школами НТТМ, референтскими группами по изучению и обобщению опыта и достижений советского и зарубежного автомобилестроения. Осуществляется широкая связь комитета комсомола и совета молодых специалистов автозавода с ведущими институтами и предприятиями отрасли. Так, в 1972 и 1974 гг. были проведены научно-технические конференции совместно с молодыми учеными и специалистами НИИТавтопрома.

На автозаводе широко развернуто соревнование за звание «Лучший молодой рабочий», «Лучший молодой рационализатор», «Лучшая комсомольско-молодежная комплексная бригада», «Ударник коммунистического труда». В этом соревновании участвует 305 комсомольско-молодежных бригад и 24 комсомольско-молодежные смены и участка.

Участники семинара Ю. М. Пыска (Ярославский моторный завод), В. А. Ридер (НАМИ), Н. Т. Тарасов (Волжский автозавод), Н. Т. Сорочинский (Куйбышевский завод автотракторного электрооборудования), А. М. Чернов (Белорусский автозавод), Б. В. Смирнов (НИИавтоприборов), Г. А. Нефедов (ЭКТИавтопром) рассказали в своих выступлениях о развитии трудовой активности молодежи, ее участии в ускорении научно-технического прогресса, повышении личной ответственности за порученное дело.

По итогам второго этапа Всесоюзного смотра научно-технического творчества молодежи в апреле — июне 1974 г. в павильоне межотраслевых выставок ВДНХ СССР проводится очередная Центральная выставка НТТМ, приуроченная к знаменательной дате в жизни нашей страны — открытию XVII съезда ВЛКСМ.

Выставка является яркой демонстрацией достижений молодых изобретателей рационализаторов и новаторов. На ней раскрывается могучий талант советской молодежи, ее огромный вклад в дело ускорения научно-технического прогресса.

Участники семинара единогласно приняли «Обращение к молодежи автомобильной промышленности».

В. Б. ПАУТОВА

Министерство автомобильной промышленности

УДК 621.74.65.011.56

## НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

### Транспортирование отливок

После извлечения отливок из формы для литья под давлением предлагается фирмой Mauihan GmbH (ФРГ) транспортировать их по новой системе. Эта система основана на взаимодействии с водяной ванной. Прежде всего отливки подаются в ванну с водой, которая помещена под машинной для литья под давлением. Вода предохраняет отливки от повреждения, а также охлаждает их. Из ванны отливки извлекаются при помощи шарнирного ленточного транспортера. Он проходит через ванну и осторожно укладывает отливки на транспортирующие вагонетки или на собирательный транспортер для дальнейшего передвижения. С этой целью, как правило, используют пластинчатый конвейер, на котором приварены захватывающие приспособления. Эти приспособления предохраняют отливки от падения при подъемах. В процессе транспортирования выявляют бракованные отливки и по другому шарнирному конвейеру отправляют их в отделение переплавки.

— «Giesserei Praxis», ноябрь 1973, № 21, с. 392.

### Машины для литья под давлением

Фирма Wotan-Werke (ФРГ) на Международной выставке в Ганновере продемонстрировала машину для магниевого литья под давлением с горячей камерой прессования. От обычных горячекамерных машин она отличается особой футеровкой печи. В плавильных печах и печах для выдержки металла, чтобы избежать окисления плавки поддерживается атмосфера защитного газа. Металл загружают через специальное отверстие, не нарушая рабочего цикла. Во время очистки заливочного резервуара или во

время сборки печь гидравлически опускается и отделяется от машины.

Фирма Matra (ФРГ) продемонстрировала на холоднокамерных машинах дозирующие и заливочные автоматы для литья под давлением и кокильного литья, которые изготавливает фирма Dr. Schmitz Apelt GmbH (ФРГ). По горизонтальной траверсе, установленной на вертикальной стойке, перемещается транспортирующая система с подвесными ковшами. Такие автоматы применяют при изготовлении отливок весом более 1 кг. Величина разливочных ковшей может быть различной. В зависимости от веса отливки устанавливаются ковш нужного размера. Диапазон веса отливок может достигать 30 кг.

Фирма Maschinenfabrik (ФРГ) экспонировала устройство, применяемое с целью регулирования запирающего усилия двигателем постоянного тока. Усилие запирания измеряется тензометрическими датчиками с точностью  $\pm 2\%$ . Устройство оборудовано на машине литья под давлением модели GDK 300, с автоматическими дополнительными устройствами: дозирующим для смазки прессующего поршня и форм, для извлечения отливок, для контроля, а также прессом для зачистки.

Фирма Bühler AG (ФРГ) продемонстрировала дополнительные устройства на холоднокамерной машине для литья под давлением модели H-660-D2. К ним относятся автоматическое устройство для подачи металла, электронагревательная печь для плавки и выдержки металла, устройство Lockmat для регулирования запирающего усилия, прибор для контроля, вакуумная установка и устройство для съема отливок и смазки форм.

«Werkstatt und Betrieb», декабрь 1973, т. 108, № 12, с. 968.

### Изготовление стержней в горячих ящиках

В Болгарии в Институте машиностроения и электротехники исследованы формовочные смеси, содержащие в качестве креплителей поливиниловый спирт. Использовались добавки Dikarbol и неорганические кислоты (щавелевая и фосфорная), карбамид, уротропин. Они составляли от 1 до 15% водного раствора поливинилового спирта (0,50—0,75% смеси). Благодаря добавкам ускоряется процесс сушки стержней и повышаются их механические свойства. Для исследований формовочная смесь готовилась в смесителе с использованием сухого промытого кварцевого песка ИКО2. В смеситель добавлялся тонкий струйный водный раствор поливинилового спирта и смешивался с песком в течение 4—5 мин. Исследование проводили в установке, состоящей из стержневых ящиков со встроенными элементами электрического нагрева сопротивлением и регулятора теплоты. Формовочная смесь уплотнялась осадением. В основном исследовались образцы толщиной 8—10 мм, сначала с формовочной смесью 17%-ной концентрации (5%-ный раствор поливинилового спирта). Прочностные свойства смеси высокие, но прочность поверхности — недостаточная. Затем для исследований использовался четырех-, трех- и двухпроцентный раствор поливинилового спирта 17%-ной концентрации. Во время испытаний на изгиб применялись смеси с добавками 0,05; 0,10 и 0,20% щавелевой кислоты (к формовочной смеси) или 1,24% креплителей (к раствору). Прочность поверхности и образцов была хорошей. Формовочные смеси показали себя пригодными для литья в горячих ящиках. Следовательно, рассматриваемые формовочные смеси по

сравнению с обычными пригодны для изготовления стержней в горячих ящиках.

«Giessestechnik», декабрь 1973, т. 19, № 12, с. 419—422.

#### Использование алмазной пыли

Переплавление алмазной пыли в караты по новой технологии освоено компанией Megadiamond Industries (США). Стойкость нового сверхтвердого режущего материала в 20 раз превышает стойкость обычных инструментальных материалов, предназначенных для обработки сверхтвердых материалов на нежелезной основе, и в 50 раз — для обработки абразивных материалов и керамики. Изготовленные из нового материала Megadiamond, вставки представляют собой поликристаллический алмаз, получаемый при сжатии под давлением 70 000 кгс/см<sup>2</sup> при  $t=2000^{\circ}\text{C}$ . Новый материал используется в промышленности на 0,15% от общего алмазного производства.

«Machinery and production engineering», октябрь 1973, с. 123, № 180, с. 608.

#### Определение трещин в автомобильных деталях

Английская компания Birmingham Car Components Ltd использует для контроля качества изделий установку Custom Teledictor. На этой установке определяются трещины в длинных цилиндрических и узких деталях, типа автомобильных полуосей, реек рулевого управления и др. Установка — полуавтоматического действия. Она снабжена магазином с V-образными направляющими, регулируемые по длине исследуемой детали. На контроле намагниченные изделия опрыскиваются специальным раствором, содержащим магнитные частицы. В ре-

зультате трещины и прочие повреждения детали притягивают магнитные частицы благодаря образующемуся в этих местах интенсивному магнитному полю. Обычно магнитные частицы окрашивают яркой или светящейся краской, чтобы упростить работу оператора по обнаружению дефектов.

«Metals and Materials», октябрь 1973, т. 7, № 10, с. 428.

#### Прибор для окрашивания автомобилей распылением

Нагреваемый электричеством прибор Satatherin для окраски распылением изготовлен фирмой Sanitaria GmbH. Он является дополнительным приспособлением к пистолетам Sata. Прибор представляет собой небольшой резервуар типа стакана емкостью 0,75 л. В нем нагреваются краски максимально до  $110^{\circ}\text{C}$  при электронном регулировании, но всего 500 г. Регулирующее устройство и сам стакан расположены раздельно. Горячее распыление краски, кроме того, что значительно экономит растворители, уменьшает время сушения и увеличивает блеск краски. Применяются все пластмассовые краски и нитролаки. Консистенция красок снижается при нагреве до  $70-80^{\circ}\text{C}$  настолько, что ее можно распылять.

«Fahrzeug Karosserie», ноябрь 1973, т. 26, № 1, с. 32.

#### Сварка порошковых изделий

Ввиду увеличения производства изделий порошковой металлургии в Англии возрос интерес к методам сварки спеченных порошковых изделий. Исследования свариваемости ряда Fe—Ne—Mo—C—Cu — спеченных сталей с использованием метода сварки в среде CO<sub>2</sub> с низкоуглеродистой стальной присадкой.

Образцы толщиной 12,5 мм закреплялись и сваривались за три прохода. Спеченные из элементарных порошков стали с легирующими добавками до 6% Ni, 1% Mo и 0,75% C можно сваривать без предварительного подогрева или выдержки при определенной температуре перед наложением последующего слоя. При этом шов не растрескивается и не происходит водородного растрескивания зон термического влияния. Однако пористые прессовки вызывают пористые швы. В результате возможны небольшие внешние продольные трещины на границе шва, когда швы имеют усиления. Линквационное растрескивание в зонах термического влияния происходит у спеченных сталей, содержащих 2% и более элементарной меди.

«Welding and Metal Fabrication», ноябрь 1973, т. 41, № 10, с. 390—402.

#### Однокомпонентный материал для грунтования

Для грунтования цинка и других металлов фирма Ewald Dörken AG (ФРГ) изготовила однокомпонентный грунтовочный материал Deltal—Primer—Grund. Толщина грунтовки не должна превышать 50 мкм. Наносят грунтовку методом распыления или погружения, а сушат путем испарения растворителей в течение 20—40 мин в зависимости от толщины слоя и температуры. Можно сушить грунтовку и за более короткий срок, но при температуре до  $180^{\circ}\text{C}$ . Тогда следующий лакокрасочный слой можно наносить через 1 мин. Материал — нитроустойчив против нитроцеллюлозных лаков, которые применяют при дальнейшей окраске.

«Fahrzeug Karosserie», ноябрь 1973, т. 26, № 11, с. 31.

## РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 629.113.001.4

Механизированный цех испытания и сдачи автомобилей «Урал-375». Королев М. А., Рожков П. И. «Автомобильная промышленность», 1974, № 5.

Дается описание комплекса оборудования цеха испытаний и сдачи автомобилей, разработанного Курганским проектно-конструкторским бюро совместно с Уральским автозаводом и внедренного на этом автозаводе. Р. и с. 1.

УДК 621.436:629.13

Влияние деформирования дизеля на скоростные свойства и топливную экономичность автомобиля и автопоезда. Тузовский И. Д. «Автомобильная промышленность», 1974, № 5.

Рассмотрены результаты экспериментальных исследований, проведенных на автомобиле МАЗ-500 с прицепом при деформировании двигателя. Табл. 3. Р. и с. 2.

УДК 621.43.001.4

Исследование смесеобразования и выделения тепла в дизеле с пленочным смесеобразованием. Вихерт М. М., Гершман И. И., Грудский Ю. Г., Кратко А. П. «Автомобильная промышленность», 1974, № 5.

Анализируются особенности топливной аппаратуры современных дизелей с обычным и пленочным смесеобразованием, устанавливаются зависимости между параметрами аппаратуры интенсивности воздушных вихрей и параметрами двигателя. Табл. 3. Р. и с. 6.

УДК 621.43:714:629.113

Определение размеров радиатора системы охлаждения двигателя на ранней стадии проектирования. Дискин М. Е. «Автомобильная промышленность», 1974, № 5.

Предлагается приближенная формула для определения величины поверхности охлаждения радиатора. Табл. 1. Р. и с. 1.

УДК 629.113.012.8

Влияние конструкций задних зависимых подвесок на нагружение картера заднего моста легкового автомобиля. Марголис С. Я., Златовратский О. Д., Черейский Е. Е. «Автомобильная промышленность», 1974, № 5.

Приведены результаты исследований нагружения балки заднего моста легкового автомобиля и рекомендации по конструированию с целью снижения режима нагружения. Табл. 5. Р. и с. 6.

УДК 629.113.073

Исследование колебаний автомобилей с помощью гиросtabilизированной платформы. Бочаров Н. Ф., Еремеев А. И., Кузьмин В. А., Макаров С. Г., Пугин П. П., Стремелтаре В. А. «Автомобильная промышленность», 1974, № 5.

Приводится анализ особенностей динамики гиросtabilизированной платформы и результаты дорожных испытаний при исследовании колебаний колесных машин. Р. и с. 1. Библиография.

УДК 62.762.63

Повышение надежности резиновых армированных манжет путем термостатирования в масле. Шкурко Л. С., Чередиенко Ю. И., Евграшина Л. П. «Автомобильная промышленность», 1974, № 5.

Описывается методика исследования конструкций с резиновыми армированными манжетами для определения целесообразности предварительной выдержки манжет в горячем масле (термостатирования). Р. и с. 5.

УДК 629.113.585.2

Автоматическое регулирование передаточного числа объемной гидромеханической передачи по сигналу изменения давления. Беленков Ю. А., Фатеев И. В., Халецкий А. В. «Автомобильная промышленность», 1974, № 5.

Дан анализ возможных структурных схем регулирования двухпоточной гидромеханической передачи по сигналу изменения давления при реверсе мощности в гидроприводе. Р. и с. 3.

УДК 629.113.012.5

Расчет количества шипов противоскольжения для автомобильных шин. Михайлов Г. А. «Автомобильная промышленность», 1974, № 5.

В статье приводится расчетная формула для определения количества шипов противоскольжения для отечественных автомобилей. Табл. 1. Р. и с. 1. Библиография.

УДК 629.113.001.1:629.113

Использование вероятностно-статистических характеристик дорожных условий в расчете результирующих показателей движения автомобиля. Безбородова Г. Б., Галушко В. Г. «Автомобильная промышленность», 1974, № 5.

На основании задаваемых распределений геометрических элементов автомобильной дороги с использованием метода Монте-Карло и ЭЦВМ определяются показатели скоростных и экономических свойств автомобиля для типичных (по рельефу) дорог или местности. Предлагаемый метод расчета может применяться для выбора и обоснования ряда конструктивных параметров автомобиля. Табл. 3. Р. и с. 4. Библиография.

УДК 621.922.02

К вопросу о правке шлифовальных кругов. Васильев А. М., Левычкин В. Н., Михно А. Н. «Автомобильная промышленность», 1974, № 5.

Приводятся результаты исследования правки различными видами инструментом шлифовальных кругов, даются рекомендации по выбору инструментов и режимов их работы. Р. и с. 3.

УДК 621.757:629.113.012.112

Организация технологического процесса сборки главной передачи грузовых автомобилей при индивидуальном подборе шестерен. Гусев В. И., Ксенов Н. В., Шурлапов Ю. С. «Автомобильная промышленность», 1974, № 5.

Рассматриваются вопросы рациональной организации технологического процесса сборки главной передачи автомобилей ЗИЛ-130 при капитальном ремонте. Табл. 1, Р. и с. 2.



## НЫСА М-521

Удобный, комфортабельный десятиместный микроавтобус. У него прекрасная обзорность, эффективное отопление и хорошая вентиляция. Максимальная скорость 105 км/ч.

## НЫСА С-521

Санитарный автомобиль просторный и удобный. Развивает скорость до 105 км/ч. Приспособлен для реанимации больного во время перевозки.



## ЖУК А-13 М

Автомобиль-фургон грузоподъемностью 900 кг. Кузов — металлический, погрузочная площадь 4 м². Может быть оснащен тентом. Максимальная скорость 95 км/ч.

# ПОЛЬ-МОТ предлагает

Небольшие быстроходные и маневренные автомобили НЫСА и ЖУК простой и функциональной конструкции, обладают большой прочностью, устойчивы и качество их изготовления высокое. Оснащены двигателем с верхним расположением клапанов мощностью 70 л. с. при 4000 об/мин.



## ЖУК А-07 М

Автомобиль-фургон — предназначен для перевозки 6 человек и 425 кг груза, например рабочей бригады вместе со снаряжением. Максимальная скорость 95 км/ч.

