

# **А**ВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1965

4





# СОДЕРЖАНИЕ

## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

И. П. Крутиков, А. Б. Дранников, Э. В. Петров — Эффективность использования автопогрузчиков на заводах автомобильной промышленности . . . . .	1
---	---

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

В. М. Архангельский, И. Ф. Голушко — Исследование работы двигателя ЗИЛ-130 на режимах разгона . . . . .	5
К. М. Атоян, Б. Б. Генбом, Ю. И. Дробот, А. С. Браз, Г. А. Нагорняк — Конструкция и эффективность моторного тормоза автобусов ЛАЗ с V-образными карбюраторными двигателями . . . . .	8
П. И. Земсков — Повышение износостойкости деталей клапанного механизма . . . . .	12
А. В. Лакедемонский, Г. И. Пленцов, А. Д. Шерман, Ю. Е. Абраменко — Характер износа цилиндров автомобильных двигателей . . . . .	14
Н. Н. Захаров, А. Н. Крапивенцев — Система регулирования автомобильного газотурбинного двигателя ТурбоНАМИ-053 . . . . .	18
Ю. А. Зензин — Корректирование параметров оребрения цилиндра двигателя воздушного охлаждения с помощью метода электрического моделирования . . . . .	22
И. А. Барский — Изменение температуры рабочих лопаток газовой турбины на неустановившихся режимах . . . . .	24
К. И. Вильперт, Я. М. Певзнер, А. А. Тихонов, Б. В. Юдин — Некоторые вопросы статистического анализа колебаний автомобиля . . . . .	26
В. К. Вахламов, А. И. Бучин — Экспериментальное исследование трения в подвесках малолитражных автомобилей . . . . .	29
Н. И. Коротоношко — К вопросу о весовых параметрах и габаритах автомобилей . . . . .	32
А. И. Ягант — О приведенном моменте трения дифференциала . . . . .	33
Г. И. Смирнов — Исследование работы безрычажного сцепления . . . . .	36

## ТЕХНОЛОГИЯ

Б. В. Морковкин — Развитие процесса штамповки в закрытых штампах на кривошипных ковочно-штамповочных прессах . . . . .	38
А. М. Микулинский — Пути улучшения условий труда слесарей при работе с пневматическими машинками . . . . .	40
Э. С. Бородин — Механизированная поточная линия консервации автомобильных запасных частей . . . . .	42
В. Г. Карпов — Штампы для гибки хомутиков . . . . .	42
Л. А. Улисов — Установка для выгрузки облоя из кузнечного цеха . . . . .	43
А. А. Бунтовской — Сверла с подточенной перемычкой . . . . .	44

## ИНФОРМАЦИЯ

О. В. Милюков — Точное литье в автостроении . . . . .	45
Р. И. Смолинский — Выпуск автомобилей в Болгарии и Румынии . . . . .	46
А. Г. Зубакин, Г. В. Латышев, В. Е. Тольский — Семинар по уменьшению шума и вибраций автомобилей . . . . .	47

## КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

Ю. Г. Горнушкин, А. М. Бакалейник — Рецензия на книгу Г. П. Покровского «Применение электроники в системах питания автомобильных двигателей, «Машиностроение», 1964 . . . . .	48
Московскому автомеханическому институту 25 лет . . . . .	3-я стр. обл.

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Адрес редакции:

Москва, И-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 203. Тел. Б 6-63-14 и Б 6-61-49

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Б. И. Модель.

Корректор Е. А. Давыдкина

Сдано в производство 6/II 1965 г.

Подписано в печать 22/III 1965 г.

Т-04610 Тираж 14020 экз. Печ. л. 6. Уч.-изд. л. 9,75 Бум. л. 3. Формат 60 × 92<sup>1</sup>/<sub>8</sub>. Зак. 594

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

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

4

АПРЕЛЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1965

Год издания XXXI

ОРГАН ГОСУДАРСТВЕННОГО КОМИТЕТА  
АВТОТРАКТОРНОГО И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО  
МАШИНОСТРОЕНИЯ ПРИ ГОСПЛАНе СССР



УДК 629.1-474

## Эффективность использования автопогрузчиков на заводах автомобильной промышленности

Д-р техн. наук И. П. КРУТИКОВ, А. Б. ДРАННИКОВ, Э. В. ПЕТРОВ

МВТУ имени Баумана, НИИТАвтопром

**НА ВУТРИЗАВОДСКИХ** транспортных и погрузочно-разгрузочных работах широко используются различные типы автопогрузчиков, автотягачей с тележками, грузовых автомобилей и электрокар. На крупных предприятиях парк машин безрельсового внутризаводского транспорта исчисляется в настоящее время сотнями транспортных единиц. Например, на Горьковском автозаводе число машин внутризаводского транспорта превышает 700 единиц, а на Московском автозаводе имени Лихачева 400 единиц.

В номенклатуре машин внутризаводского транспорта наиболее универсальными и перспективными являются различные типы автопогрузчиков, позволяющих удобно сочетать транспортирование груза с его механической погрузкой и разгрузкой. Количество эксплуатирующихся автопогрузчиков увеличивается с каждым годом, увеличивается также их доля в общем числе машин внутризаводского парка. О числе автопогрузчиков, занятых на внутризаводских перевозках на четырех автозаводах, и увеличении их числа в процентах к 1960 г. можно судить по данным табл. 1.

Существенно изменяется также структура внутризаводского парка машин. В настоящее время автопогрузчики становятся основным видом машин безрельсового внутризаводского транспорта.

Так, если к 1960 г. на Горьковском автозаводе автопогрузчиков было в 2 раза меньше, чем автотягачей, и в 1,5 раза меньше, чем электрокар, то в настоящее время число автопогрузчиков превосходит число электрокар и примерно равняется числу автотягачей. Можно предполагать, что такая тенденция в развитии внутризаводского транспорта сохранится в дальнейшем. В связи с этим большое значение приобретают вопросы правильного применения автопогрузчиков при внутризаводских перевозках, повышения их производительности и снижения себестоимости их работы. Эти вопросы можно решить только на основе анализа работы автопогрузчиков в конкретных эксплуатационных условиях заводов.

В этом отношении большой интерес представляют материалы обследований работы автопогрузчиков, проведенных кафед-

рой подъемно-транспортных машин МВТУ им. Баумана на четырех автозаводах по программе, разработанной совместно с НИИТАвтопромом.

Обследование работы автопогрузчиков было проведено на Горьковском автозаводе, на Московском автозаводе имени Лихачева, Московском заводе малолитражных автомобилей и Минском автозаводе.

На автозаводах применяются, в основном, автопогрузчики отечественного производства: аккумуляторные автопогрузчики КВЗ-02 и КВЗ-04, 4004 и 4004А, а также автопогрузчики с карбюраторными двигателями 4000М и 4003. Распределение общего числа автопогрузчиков по типам не имеет строго определенного соотношения, а носит случайный характер. В связи с этим имеются случаи несоответствия типа используемых машин характеру выполняемой работы.

Так, на Минском автозаводе парк автопогрузчиков почти полностью состоит из машин большой грузоподъемности (3 и 5 т), основная часть которых используется на междоцеховых и внутрицеховых перевозках грузов. Использование на этих участках автопогрузчиков меньшей грузоподъемности, а следовательно, и меньших размеров было бы рациональнее.

Одновременно с ростом числа автопогрузчиков расширяется также сфера их применения. Например, наряду с выполнением обычных транспортных и перегрузочных работ автопогрузчики используются на выполнении ряда подъемно-транспортных операций, непосредственно связанных с технологическим процессом основного производства (для перевозок расплавленного цветного металла, обслуживания прессов и т. д.). Транспортирование автопогрузчиками цветного металла от плавильных печей к раздаточным печам осуществляется на Заволжском моторостроительном заводе. Для этого автопогрузчик оборудуется специальным ковшем емкостью 500 кг, смонтированным на каретке грузоподъемника автопогрузчика. Ковш поворачивается вокруг горизонтальной оси с помощью специального гидроцилиндра.

Применение специальных грузозахватных приспособлений к автопогрузчикам дает ряд преимуществ. Например, уста-

Таблица 1

Автопогрузчики	Московский завод имени Лихачева		Горьковский автозавод		Московский завод мало-литражных автомобилей		Минский автозавод		Всего	
	Количество в шт.	Количество в %	Количество в шт.	Количество в %	Количество в шт.	Количество в %	Количество в шт.	Количество в %	Количество в шт.	Количество в %
Аккумуляторные . . . С карбюраторными двигателями . . .	72	450	160	300	19	630	8	35	259	290
	14	230	49	125	4	200	25	110	92	130
Всего . . . . .	86	390	209	225	23	460	33	80	351	220

новка раздаточных печей и мест слива шлака не связывается с расположением путей подвесных крановых тележек и практически может находиться в любом месте цеховой площадки; значительно упрощается также характер работы и ее безопасность.

Автопогрузчики, особенно малой грузоподъемности, обладают большими возможностями для механизации перегрузочных работ в крытых железнодорожных вагонах. Так, на Горьковском автозаводе с помощью автопогрузчиков 4004 механизирована загрузка в вагоны запасных частей в ящиках, двигателей, мостов и т. д.

Благодаря своей маневренности и универсальности автопогрузчики на производственных участках выполняют широкий комплекс основных и различных вспомогательных, заранее не предусмотренных работ, причем объем этих работ может быть довольно большим. На выполнение этих работ может затрачиваться в среднем от 10 до 25% всего рабочего времени машины. В некоторых цехах для выполнения вспомогательных работ выделяются отдельные автопогрузчики.

Для изучения эффективности работы автопогрузчиков производился непрерывный трехдневный хронометраж на отдельных наиболее грузонапряженных участках их работы. При этом измерялись расстояния транспортирования и вес транспортной партии.

Полученные таким путем данные после их осреднения позволяют установить полезное время использования машины и его состав по основным элементам, установить время простоев и их причины, определить коэффициент использования грузоподъемности и величину производительности автопогрузчиков в реальных производственных условиях.

Аккумуляторные автопогрузчики KB3-02 и KB3-04 применяются главным образом на обслуживании прицеповых и внутрицеховых складских площадок и на внутрицеховом транспортировании деталей. В ряде случаев автопогрузчики этого типа используются также на междоцеховых транспортных операциях.

Автопогрузчики меньшей грузоподъемности 4004 и 4004А, обладающие лучшими маневренными качествами, применяются на аналогичных работах, но, как правило, в тех случаях, когда по производственным условиям (небольшие грузопотоки, тесненные проезды) использование автопогрузчиков KB3-02 и KB3-04 нерацionalmente или даже невозможно.

Примером таких участков служат цехи моторного корпуса, Горьковского автозавода или цехи запасных частей при загрузке крытых железнодорожных вагонов. Основными цехами, в которых используются аккумуляторные автопогрузчики, являются: прессово-кузовные, механосборочные, склады и цехи запасных частей, кузнечные и литейные.

В прессово-кузовных и механосборочных цехах автопогрузчики производят межоперационную перестановку поддонов, транспортирование поддонов с заготовками и деталями на складские площадки и возврат порожних поддонов. При обслуживании сборочных операций на конвейерах автопогрузчики транспортируют необходимые детали к рабочим местам по всей линии сборки. В литейных цехах автопогрузчики используются на обслуживании ремонтных операций ваграночных отделений, на вывозке из цеха отходов литейного производства.

Средние данные о затратах времени и производительности наиболее эффективно используемых автопогрузчиков 4004 и 4004А, KB3-02 и KB3-04 на различных операциях приведены в табл. 2.

Автопогрузчики 4000М и 4003 в основном используются на подъемно-транспортных операциях при междоцеховых перевозках и обслуживании рабочих отделений литейных цехов, в которых перевозят песок, формовочную землю, шамотный кирпич и вывозят из цехов на сборочные площадки отходы производства.

Автопогрузчики 4000М весьма успешно применяются на транспортных и погрузочно-разгрузочных работах в деревообрабатывающих цехах и складах.

В прессовых и механических цехах автопогрузчики этого типа наиболее рационально могут применяться только в тех случаях, когда имеется воз-

можность использовать их сравнительно высокие скорости передвижения, т. е. при обслуживании междоцеховых транспортных маршрутов или при работе на открытых складских площадках. Это связано с тем, что при использовании автопогрузчиков 4000М и 4003 на внутрицеховых маршрутах из-за тесненных условий работы максимальные скорости движения машин не могут быть реализованы, а вес транспортной партии на этих участках, как правило, не превышает 1—1,5 т.

Автопогрузчики 4003 эксплуатируются на открытых прицеповых площадках и в цехах на работах, связанных с погрузкой и разгрузкой и транспортированием железнодорожных контейнеров.

Автопогрузчики этого типа используются также при производстве погрузочно-разгрузочных работ с крупногабаритными изделиями (кабины, крупные двигатели, мосты и т. д.) и на погрузке металлоотходов и металлической стружки в автомобили-самосвалы. Средние данные результатов обследования работы наиболее рационально используемых автопогрузчиков 4000М и 4003 приведены в табл. 3.

При сравнении данных по использованию автопогрузчиков 4000М и 4003 видно, что эффективность работы автопогрузчиков 4003 на внутризаводских транспортных маршрутах значительно ниже, чем автопогрузчиков 4000М. Это можно объяснить тем, что скорости передвижения этих машин одинаковы, а использовать более высокую грузоподъемность автопогрузчиков 4003 не представляется возможным, так как практически трудно сформировать транспортную партию весом более 3 т. В то же время условия для маневрирования из-за больших размеров у автопогрузчиков 4003 значительно хуже. По этим причинам следует считать нецелесообразным использование автопогрузчиков 4003 на внутризаводских транспортных работах, оставив их только на участках, где их применение оправдывается характером перерабатываемого груза (железнодорожные контейнеры, крупные тяжеловесные узлы и т. д.).

Анализ работы автопогрузчиков показывает, что на величину их рабочей скорости передвижения, а следовательно, и их производительности, оказывают существенное влияние внешние производственные условия, а именно проезды, по которым передвигаются машины. Так, при движении по внутрицеховым проездам, которые имеют небольшую ширину и по которым к тому же осуществляется интенсивное движение других машин, рабочие скорости передвижения не превосходят 5—7 км/ч. При движении по открытым междоцеховым дорогам скорости передвижения соответственно выше. Например, для аккумуляторных автопогрузчиков они равны их максимальной величине (примерно 8—10 км/ч, а для карбюраторных автопогрузчиков 16—20 км/ч).

Полезное время работы автопогрузчиков на наиболее загруженных участках не превышает 65—75%. Для большинства автопогрузчиков оно снижается до 40—50%. Основную часть простоев составляют простои из-за плохой организации работ и плохого технического обслуживания автопогрузчиков.

В настоящее время в производственных условиях практикуется закрепление машин за определенными участками, на которых они выполняют необходимый объем работ, связанный с деятельностью данного участка. Во многих случаях объем этих работ ниже технических возможностей машин, поэтому возникают простои из-за отсутствия работы. Аккумуляторные автопогрузчики также простаивают из-за смены аккумуляторных батарей или их подзарядки.



Таблица 2

Тип автопогрузчика	Вид маршрута	Полезное время использования автопогрузчиков в %			Время простоев автопогрузчиков в %			Средний вес транспортной партии в т	Средняя длина транспортирования в км	Производительность в т/ч
		Движение с грузом	Холостой пробег	Взятие, установка груза и дополнительные работы	Всего	Ручная погрузка	Из-за скопления транспорта			
4004 и 4004А	Межоперационная перевозка деталей (моторный корпус Горьковского автозавода) . . . . .	16	10	35	39	10	3	0,32	0,06	2,2
	Внутрицеховые перевозки (моторный корпус Горьковского автозавода) . . . . .	20	16	24	40	8	7	0,34	0,15	0,9
	Внутрицеховые перевозки (кузовной корпус Горьковского автозавода) . . . . .	36	25	12	27	3	9	0,25	0,35	1,0
	Обслуживание рабочих участков (цех серого чугуна Горьковского автозавода) . . . . .	28	22	15	35	10	3	0,65	0,25	2,5
КВЗ-02 и КВЗ-04	Погрузка осей, мостов и т. д. в крытые железнодорожные вагоны (цех запасных частей Горьковского автозавода) . . . . .	20	15	40	25	11	5	0,23	0,03	4,7
	Внутрицеховые перевозки (прессовый корпус Московского автозавода имени Лихачева) . . . . .	26	21	18	35	6	12	0,96	0,1	3,1
	Транспортирование деталей со складской площадки к рабочим местам (механический корпус Московского завода малолитражных автомобилей) . . . . .	30	26	15	29	7	13	0,63	0,17	2,8
	Межцеховая перевозка деталей со складской площадки в цех (складская площадка головок блока Московского автозавода имени Лихачева) . . . . .	34	27	13	26	4	7	0,65	0,25	2,2
	Обслуживание сборочных операций на конвейере (прессовый корпус Московского автозавода имени Лихачева) . . . . .	22	17	20	41	6	12	0,85	0,05	5,7
	Внутризаводские работы на открытой площадке (главный конвейер Московского автозавода имени Лихачева) . . . . .	17	15	23	45	—	—	0,7	0,0—0,05	11,6
	Обслуживание участка вагранок (литейный цех ковкого чугуна Горьковского автозавода) . . . . .	15	12	32	41	8	6	1,0	0,05	9,6

Таблица 3

Тип автопогрузчика	Вид маршрута	Полезное время использования автопогрузчиков в %			Время простоев автопогрузчиков в %			Средний вес транспортной партии в т	Средняя длина транспортирования в км	Производительность в т/ч
		Движение с грузом	Холостой пробег	Взятие и установка груза и дополнительные работы	Всего	Ручная погрузка	Из-за скопления транспорта			
4000М	Вывозка отходов литейного производства на сборочную площадку (литейный цех серного чугуна Минского автозавода) . . . . .	21	17	38	24	3	6	2,5	0,4	8,7
	Обслуживание ваграночного отделения (литейный цех серного чугуна Горьковского автозавода) . . . . .	20	15	26	39	11	7	1,8	0,1	15,0
4003	Обслуживание сортировочных площадок пиломатериалов (склад леса Горьковского автозавода) . . . . .	31	22	20	27	6	—	2,1	0,1	39,0
	Погрузочно-разгрузочные работы и обслуживание складских площадок с железнодорожными контейнерами (Московский автозавод имени Лихачева) . . . . .	16	13	32	39	5	5	1,25	0,5	8,2
	Погрузочно-разгрузочные работы и обслуживание складских площадок с железнодорожными контейнерами (Минский автозавод) <sup>2</sup> . . . . .	23	18	26	33	4	3	2,0	0,025	16,6
	Погрузка металлоотходов (цех металлоотходов Минского автозавода) . . . . .	10	8	48	34	10	3	1,3	0,025	8,0
	Вывозка отходов литейного производства (литейный цех ковкого чугуна Минского автозавода) . . . . .	18	15	26	41	9	11	3,0	0,6	7,3

<sup>1</sup> Автопогрузчик оборудован крюком.<sup>2</sup> Используется специальный контейнер.

При интенсивной работе емкости батарей 24ТЖН-500 и 26ТЖН-300 обычно не достаточны для бесперебойной работы в течение полной смены, поэтому для многих участков большое значение имеет наличие дополнительных сменных батарей, что позволяет не только улучшить использование автопогрузчика в течение одной смены, но и организовать бесперебойное использование машин в течение нескольких смен без их остановки на зарядку батарей. Из-за отсутствия сменных аккумуляторных батарей большинство автопогрузчиков на Горьковском автозаводе эксплуатируется только в одну смену. Увеличение энергоемкости аккумуляторных батарей при одном и том же их весе и размерах является одним из условий повышения производительности аккумуляторных автопогрузчиков. Кроме указанных простоев, также наблюдаются простои из-за скопления транспорта и простои вследствие ручной погрузки и разгрузки. Простои из-за скопления транспорта зависят от характера производственного участка. Эти простои наиболее велики (примерно 10—12%) при обслуживании автопогрузчиками сборочных конвейеров и при передвижении их по главным цеховым проездам, по которым происходит интенсивное движение различных машин. В случае использования автопогрузчиков на открытых складских площадках такие простои уменьшаются до 2—4%. Простои из-за ручной погрузки и разгрузки наблюдаются при использовании специальных захватов, требующих ручной застройки груза.

На Минском автозаводе бывают случаи беспакетной перевозки грузов, когда груз вручную или с помощью других подъемных механизмов укладывается непосредственно на вилки автопогрузчиков. При этом эксплуатация автопогрузчиков лишается свойственных им преимуществ и сводится к использованию автопогрузчиков в качестве обычных транспортных машин, от которых они отличаются тем, что вилки с грузом могут быть установлены на любом уровне, и тем, что в отдельных случаях возможна механическая разгрузка уложенных на вилках узлов. Подобное использование автопогрузчиков вызывает большие дополнительные простои во время погрузки и разгрузки, достигающие 30—50%.

Другой причиной недовольства использования автопогрузчиков является плохое использование их грузоподъемности.

При широком разнообразии

существующих поддонов и контейнеров многие из них имеют неудачную конструкцию, тяжелы и часто не соответствуют грузоподъемности автопогрузчиков. Проведенный анализ работы автопогрузчиков показал, что для большинства автопогрузчиков коэффициент использования грузоподъемности менее 0,5 и только в редких случаях он достигает 0,7—0,8.

Увеличение коэффициента использования грузоподъемности машин связано с рядом трудностей, так как условия безопасности работы автопогрузчиков предъявляют жесткие требования не только к весу груза, но и к его размерам.

На производительность автопогрузчика оказывает также существенное влияние характер перевозимого груза и в первую очередь его объемный вес. Особенно низок коэффициент использования грузоподъемности при перевозке различных штампованных деталей, в этих случаях он, как правило, не превышает 30—40%.

В прессовых цехах для увеличения производительности определенный эффект могло бы дать использование аккумуляторных автопогрузчиков в качестве тягачей. При этом с помощью автопогрузчиков работы могли бы осуществляться по следующей схеме.

Автопогрузчик на загрузочной площадке производит погрузку двух поддонов с грузом на транспортную тележку, транспортирует ее и на разгрузочной площадке разгружает поддоны. Таким образом, увеличивается загрузка погрузчика и в то же время весь цикл остается полностью механизированным. При этом третий поддон может перевозиться непосредственно на вилках автопогрузчика. Отечественные автопогрузчики КВЗ-02 и КВЗ-04 плохо приспособлены для буксировки тележек.

По этим причинам в подобных случаях трудно добиться более высокой производительности автопогрузчиков. В целях увеличения производительности автопогрузчиков представляется рациональным довести максимальные скорости передвижения аккумуляторных автопогрузчиков до 16 км/ч, т. е. увеличить их примерно в 2 раза по сравнению с теми, которые имеют в настоящее время автопогрузчики 4004 и КВЗ-02. При этом должны быть сохранены размеры и маневренные качества машин.

Рассматривая весь комплекс маршрутов, на которых используются аккумуляторные автопогрузчики, можно в зависимости от специфических производственных условий (характер работы, длина транспортирования и т. д.) разделить их на три основные группы:

1) автопогрузчики, применяемые в основном на погрузочно-разгрузочных, внутрицеховых и межоперационных работах, средняя длина транспортирования груза не превышает 40—50 м;

2) автопогрузчики, применяемые на внутрицеховых и межцеховых перевозках, средняя длина транспортирования груза составляет 80—100 м;

3) автопогрузчики, применяемые на межцеховых транспортных работах, средняя длина транспортирования груза 175—200 м.

Встречаются также случаи применения автопогрузчиков на более протяженных маршрутах с длиной транспортирования до 500—600 м, а в отдельных случаях (например, цех цветного литья — моторный корпус на Горьковском автозаводе) даже 1000—1200 м.

Применение аккумуляторных автопогрузчиков на маршрутах такой протяженности является нецелесообразным, так как себестоимость перевозок груза автопогрузчиками при этом будет выше, чем, например, при использовании тягачей с транспортными тележками.

Рациональность применения на конкретном участке того или иного типа автопогрузчика зависит от мощности грузопотока, характеристики груза (размеры, вес единицы и т. д.), а также наличия свободных для маневрирования площадей. При этом ориентировочное распределение времени по принятым элементам в случае  $K=0,75$  на трех группах маршрутов приведено в табл. 4.

Для правильного проектирования и экономической организации работы внутризаводского транспорта, рационального использования машин того или иного типа, в том числе различных автопогрузчиков, большое значение имеет не только у-

Таблица 4

Элементы	Время в %		
	I группа маршрутов	II группа маршрутов	III группа маршрутов
Движение с грузом . . . . .	22	26	32
Холостой ход . . . . .	18	21	25
Взятие, установка груза и дополнительные работы . . . . .	35	28	18

вень производительности машин каждого типа, но и величина себестоимости машиночаса их работы, которая определяется суммой всех затрат, связанных с бесперебойной работой машины и с проведением необходимых видов технического обслуживания. Ввиду того, что в цеховых материалах обычно отсутствуют сведения о затратах, связанных с деятельностью машин внутризаводского парка (эти затраты включаются в общецеховые расходы), определение величины себестоимости машиночаса работы автопогрузчиков можно произвести только ориентировочно.

Средние данные по себестоимости машиночаса работы автопогрузчиков приведены в табл. 5.

В величину себестоимости не включены затраты на цеховые

Таблица 5

Элементы затрат	Автопогрузчики 4004 и 4004А		Автопогрузчики КВЗ-02 и КВЗ-04		Автопогрузчики 4000М		Автопогрузчики 4003	
	Затраты в коп.	Затраты в % к общей величине	Затраты в коп.	Затраты в % к общей величине	Затраты в коп.	Затраты в % к общей величине	Затраты в коп.	Затраты в % к общей величине
Зарплата водителя . . . . .	53—56	45	55—58	39	70—72	53	70—72	50,5
Стоимость энергии . . . . .	7	5,8	12	8,3	12	9	14	10
Амортизация . . . . .	20	16,5	27	18,6	19	14,2	20	14,1
Стоимость текущего ремонта и обслуживания . . . . .	14—18	13,2	15—19	11,7	19—23	15,7	22—25	16,7
Износ резиновых шин . . . . .	7—9	6,7	10,12	7,6	9—10	7,1	10—12	7,7
Стоимость новых аккумуляторов . . . . .	12	10	18	12,4	—	—	—	—
Зарплата рабочих зарядной станции . . . . .	3—4	2,8	3—4	2,4	—	—	—	—
Износ инструмента . . . . .	—	—	—	—	1—2	1,0	1—2	1,0
Итого . . . . .	116—126	100	140—150	100	130—138	100	137—145	100

расходы, как не связанные с конкретным использованием машины на рабочем участке.

При использовании автопогрузчиков в «горячих» цехах (литейные, кузнечные и др.) за счет повышения зарплаты водителя и обслуживающего персонала себестоимость машиночаса работы автопогрузчиков увеличивается в 1,2—1,25 раза. Стоимость расхода топлива за 1 ч работы автопогрузчиков с карбюраторными двигателями определялась по имеющимся отчетным данным и при их отсутствии в предположении, что часовой расход бензина соответствует 2,5 л для автопогрузчиков 4000М и 3 л для 4003.

Стоимость энергии, потребляемой аккумуляторными автопогрузчиками за счет работы, определялась в предположении, что энергия, затраченная на зарядку аккумуляторной батареи, полностью расходуется в течение одной рабочей смены. Анализируя данные, приведенные в таблице, можно установить, что в себестоимости машиночаса, которая практически мало зависит от типа автопогрузчика, основную часть составляют затраты на зарплату водителя, амортизационные отчисления и производство текущих ремонтов.

Дальнейшее снижение себестоимости машиночаса работы автопогрузчиков связано с упрощением конструкции этих машин, позволяющим снизить стоимость их изготовления, эксплуатации и обслуживания.

Существенное сокращение простоев и улучшение использования грузоподъемности автопогрузчиков позволит улучшить эффективность работы и повысить производительность автопогрузчиков, что приведет к значительному снижению себестоимости внутризаводского транспорта.



## Исследование работы двигателя ЗИЛ-130 на режимах разгона

Канд. техн. наук В. М. АРХАНГЕЛЬСКИЙ, И. Ф. ГОЛУШКО  
Московский автомобильно-дорожный институт

Большинство экспериментальных исследований показало, что карбюраторные двигатели при разгоне автомобиля значительно снижают свои мощностные и экономические показатели [1], [2]. Известны такие случаи, когда при разгоне автомобиля эффективная мощность двигателя не только не уменьшается, а наоборот, увеличивается. Это объясняется особенностями конструкции и протеканием рабочего процесса двигателя.

Большой интерес представляют режимы разгона, осуществляемые открыванием дроссельной заслонки, так как они наиболее характерны для реальных условий эксплуатации. При этом происходят особенно резкие изменения показателей рабочего процесса.

Испытания двигателя ЗИЛ-130 на режимах разгона проводились на моторной установке с индукторным тормозом ГАП-11. Разгоны автомобиля имитировались системой автоматического регулирования тормозного момента, величина которого определялась путем непрерывного решения дифференциального уравнения движения автомобиля моделирующей машиной МН-7. Полезная нагрузка в кузове моделируемого автомобиля принималась равной 3200 кг и с учетом веса автомобиля составляла 8200 кг. Испытания проводились на горизонтальном асфальтированном шоссе.

Основные испытания заключались в воспроизведении разгонов автомобиля на первой, третьей и четвертой передачах открыванием дроссельной заслонки. Механизм управления дроссельной заслонкой позволял изменять время ее открытия при сохранении закона движения дросселя. Предельное открытие дроссельной заслонки во всех опытах было неизменным и составляло 75% от полного. Механический экономайзер еще не включался.

Показатели работы двигателя, медленно достигаемые в процессе разгона, измерялись при помощи тензометрической муфты (крутящий момент), тахогенератора (обороты двигателя), прецизионной крыльчатки (расход топлива) крыльчатого анемометра с интегратором импульсов (расход воздуха), потенциометрического датчика (положение дроссельной заслонки) тензометрической диафрагмы (разрежение во впускном трубопроводе); пьезокварцевым датчиком — свечой снимались индикаторные диаграммы. Регистрировались также отметки в.м.т., «зажигания» и «времени». Все эти показатели записывались на пленках двух осциллографов Н-102. В начале разгона оба осциллографа включались одновременно. По истечении срока, определяемого реле времени, осциллограф для записи индикаторных диаграмм выключался, а затем включался автоматически через каждые 32—64—128 оборотов двигателя.

В результате обработки осциллограмм построены графики изменения положения дроссельной заслонки  $\lambda$ , крутящего момента  $M_{ep}$ , углового ускорения  $\frac{d\omega}{dt}$  и числа оборотов коленчатого вала  $n$ , расхода воздуха  $G_a$  и топлива  $G_m$  в процессе разгона на второй и третьей передачах (рис. 1, а, б). На основании обработки индикаторных диаграмм этих же опытов были построены графики изменения максимального давления цикла  $p_z$ , угла опережения зажигания  $\theta^\circ$ , суммарного угла задержки и видимого сгорания  $\Phi_{1-2}$  и степени неравномерности циклов  $\delta$  в процессе разгона и на установившемся режиме (рис. 2).

В нулевых точках по оси времени показаны исходные установившиеся режимы, соответствующие началу разгонов на определенной передаче. Исходное число оборотов коленчатого вала для разгона на второй передаче равно 1000 в минуту.

предположении того, что к этому моменту закончилась пробуксовка муфты сцепления после чего наступает «чистый разгон». Разгоны на всех передачах длятся до возрастания оборотов двигателя 3000 в минуту. Исходные обороты двигателя для разгонов на последующих передачах определялись с учетом скорости движения автомобиля в конце разгона на

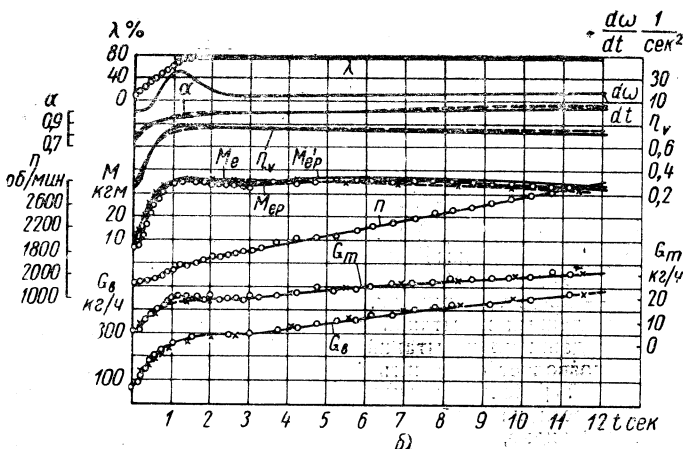
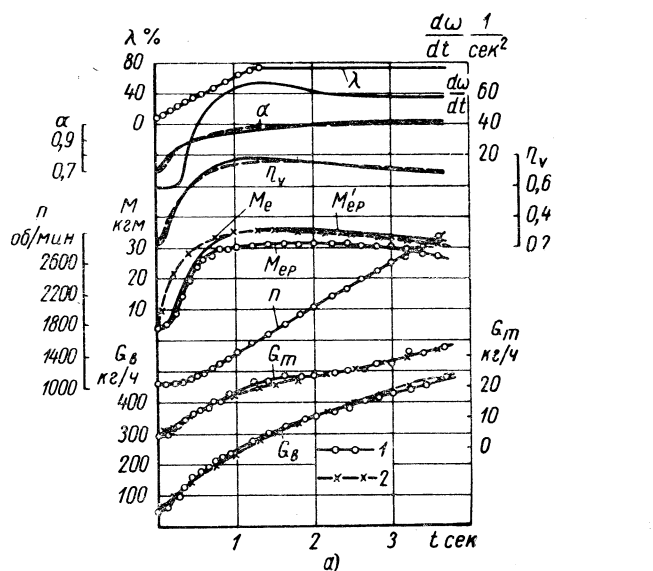


Рис. 1. Изменение основных показателей двигателя при разгоне автомобиля на второй (а) и третьей (б) передачах:

$\lambda$  — положение дросселя;  $\frac{d\omega}{dt}$  — угловое ускорение коленчатого вала;

$\eta_v$ ,  $\eta$  — коэффициенты избытка воздуха и наполнения;  $M_{ep}$ ,  $M_e$ ,  $M'_{ep}$  — крутящий момент при разгоне, на установившемся режиме и при разгоне с учетом затрат энергии на разгон движущихся масс двигателя;  $n$  — число оборотов;  $G_m$ ,  $G_a$  — расходы топлива и воздуха;  $\delta$  — степень неравномерности циклов.

предыдущей передаче и изменения передаточного числа трансмиссии. Учитывая падение скорости в момент переключе-

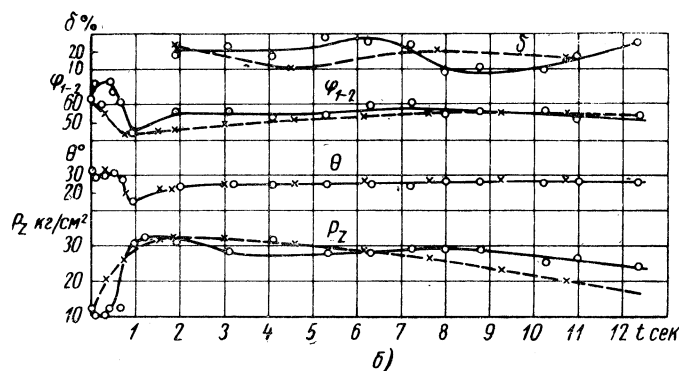
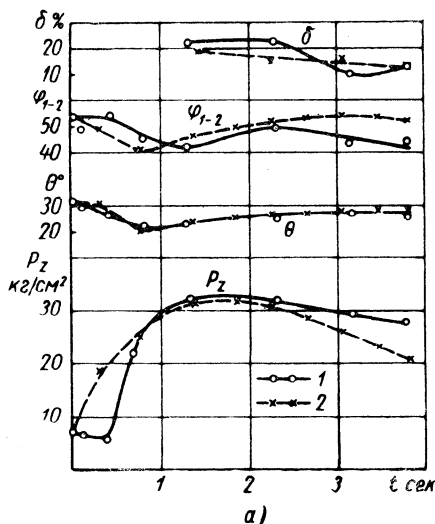


Рис. 2. Изменение основных показателей рабочего процесса двигателя при разгоне автомобиля на второй (а) и третьей (б) передачах:

$p_z$  — максимальное давление цикла;  $\theta$  — угол опережения зажигания;  $\varphi_{1-2}$  — угол задержки воспламенения и видимого сгорания;  $\delta$  — степень неравномерности циклов; 1 — при разгоне; 2 — на установившемся режиме

ния передач, обороты двигателя заведомо занижали на 15—20%. Величина нагрузки на установившихся режимах определялась по соотношению

$$M_m = \frac{\psi G_a r_k}{i_k i_0 \eta_m}, \quad (1)$$

где  $\psi$  — коэффициент суммарного дорожного сопротивления;

$G_a$  — вес автомобиля с нагрузкой в кг;

$r_k$  — радиус колеса в м;

$i_k, i_0$  — передаточные числа коробки передач и главной передачи;

$\eta_m$  — к.п.д. трансмиссии.

Анализ данных испытаний двигателя при разгоне и сравнение их с данными испытаний двигателя при установившемся режиме позволяет объяснить физическую сущность изменения показателей рабочего процесса, эффективности и топливной экономичности на режимах разгона следующим образом. Из рис. 1 и 2 видно, что в начале разгонов на всех передачах, несмотря на значительное открытие дроссельной заслонки, обороты двигателя в течение 0,3—0,5 сек остаются почти неизменными, максимальное давление цикла  $p_z$  при этом даже падает. Это согласуется с протеканием крутящего момента  $M_{ep}$ , который в начале разгона значительно отстает от крутящего момента на установившемся режиме  $M_e$ . Такой характер изменения  $p_z$  и  $M_{ep}$  за первые 0,3 сек объясняется значительным отставанием расхода топлива и воздуха ( $G_m$  и  $G_a$ ) при разгоне от соответствующих показателей на установившемся режиме. По истечении 0,3—0,5 сек при разгоне на всех

передачах наблюдается резкое увеличение крутящего момента, что согласуется с таким же резким ростом максимального давления цикла  $p_z$ . В этом промежутке времени наблюдается также и резкое увеличение расходов топлива и воздуха. Расходы топлива и воздуха в течение этого времени  $t=0,5 \div 2$  сек становятся больше расходов  $G_m$  и  $G_a$  на установившемся режиме.

После непродолжительного провала крутящего момента  $M_{ep}$  (при  $t=2 \div 5$  сек) на третьей (и четвертой) передаче наблюдается неуклонное превышение крутящего момента установившихся режимов. Уменьшение крутящего момента  $M_{ep}$  (при  $t=1 \div 3,75$  сек) на второй передаче на 14—10% происходит в основном за счет значительной затраты энергии на разгон самого двигателя. Об этом свидетельствует кривая  $M_{ep}$ , полученная путем прибавления к крутящему моменту  $M_{ep}$  инерционного момента

$$M_j = J \frac{d\omega}{dt}, \quad (2)$$

где  $J$  — момент инерции приведенных к оси вращения движущихся масс двигателя в кг·м·сек²;

$\frac{d\omega}{dt}$  — угловое ускорение коленчатого вала в  $\frac{1}{сек^2}$ .

Сопоставляя крутящий момент  $M_{ep}$  с эффективным моментом на установившемся режиме  $M_e$ , видно, что и на второй передаче в течение 1—3,75 сек наблюдается совпадение, а затем неуклонное превышение крутящего момента установившегося режима.

Крутящий момент с учетом затрат энергии на разгон двигателя  $M_{ep}'$  на третьей передаче незначительно больше эффективного момента при разгоне  $M_{ep}$ , а на четвертой передаче они почти совпадают. Это определяется небольшой величиной угловых ускорений коленчатого вала

$$\frac{d\omega}{dt} = 14 \div 4 \text{ } 1/сек^2.$$

Характер изменения крутящего момента на всех передачах полностью согласуется с характером изменения максимального давления цикла  $p_z$  в течение всего разгона. Практически полное совпадение углов опережения зажигания  $\theta^\circ$  при разгоне и на установившемся режиме говорит о том, что система зажигания не меняет своих качественных показателей и поэтому не влияет на характер изменения максимального давления цикла  $p_z$ . Характер изменения  $p_z$  согласуется с характером изменения суммарного угла задержки и видимого сгорания  $\varphi_{1-2}$  в процессе разгона.

Кривые  $\varphi_{1-2}$  показывают, что в начале разгона на второй и третьей передачах уменьшение  $p_z$  согласуется с таким же уменьшением  $\varphi_{1-2}$ . Увеличение суммарного угла

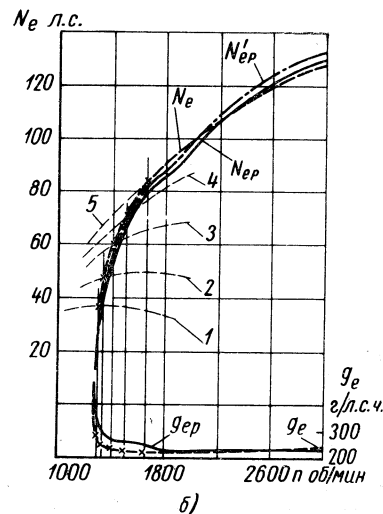
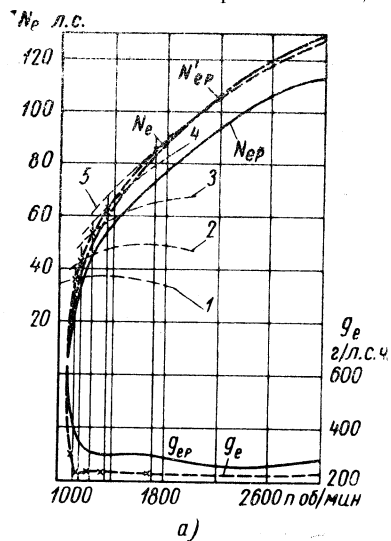


Рис. 3. Сравнение эффективных и экономических показателей двигателя при разгоне на второй (а) и третьей (б) передачах и на установившемся режиме



$\Phi_{1-2}$  в течение 0,5 сек свидетельствует о вялом сгорании из-за обеднения сжигаемой смеси и уменьшения наполнения цилиндров. Резкое увеличение и значительно большая величина  $p_z$  при разгоне ( $t=0,5 \div 2$  сек) по сравнению с  $p_z$  на установившемся режиме согласуется с резким уменьшением суммарных углов  $\Phi_{1-2}$  в этом промежуток времени, что свидетельствует об улучшении условий сгорания. В этом промежутке времени зарегистрированы большие по сравнению с установившимися режимами расходы воздуха и топлива. Последующее неуклонное увеличение  $p_z$  к концу разгона согласуется с неуклонным уменьшением суммарных углов  $\Phi_{1-2}$ , что свидетельствует об увеличении скорости сгорания в этом промежутке времени.

Для косвенной оценки изменения состава сжигаемой смеси введено понятие степени неравномерности циклов

$$\delta = \frac{p_{z \max} - p_{z \min}}{p_{z \text{ ср}}} 100\%, \quad (3)$$

где  $p_{z \max}$ ,  $p_{z \min}$  — максимальная и минимальная величины давления  $p_z$  участка периодического индицирования;

$p_{z \text{ ср}}$  — средняя величина  $p_z$   $i$ -числа диаграмм.

Известно, что при обеднении смеси неидентичность последовательных циклов значительно увеличивается [3]. Таким образом, увеличение  $\delta$  означает обеднение смеси, а уменьшение  $\delta$  — наоборот. Сравнение показателя неравномерности рабочего процесса  $\delta$  при разгоне и на установившемся режиме (рис. 2) также подтверждается все сделанные выше выводы.

Характер изменения расходов топлива и воздуха во время разгона на всех передачах показывает, что они почти полностью совпадают с расходами топлива и воздуха на установившемся режиме.

Непродолжительное отклонение расхода топлива в начале разгона от расхода топлива на установившемся режиме (в течение 0,25 сек) объясняется инерционностью топлива и уменьшением расхода воздуха в этом промежутке времени. Увеличенный расход топлива в течение 1—2 сек также является следствием увеличения расхода воздуха в этом интервале времени и инерционного напора топлива, возникающего в момент перегиба кривой  $G_{\theta}$ .

Уменьшение расхода воздуха в начале разгона ( $t=0,2$  сек) на всех передачах объясняется влиянием аэродинамического сопротивления нормально пульсирующего потока во впускном трубопроводе за дроссельной заслонкой. Последующее затем увеличение расхода воздуха при разгоне на всех передачах в течение 0,3—2 сек зарегистрировано в фазе разгона, сопровождаемого открыванием дроссельной заслонки, и на небольшом участке после остановки дросселя. Это увеличение расхода воздуха получено главным образом за счет повышения плотности заряда при уменьшении его подогрева во впускной системе. После 2—2,5 сек и до конца разгона расход воздуха при разгоне почти полностью совпадает с расходом воздуха на установившемся режиме. Увеличенный расход топлива в начале разгона, а затем полное совпадение расходов топлива также показывают, что разрежения в диффузоре карбюратора при рассматриваемых условиях работы двигателя были одинаковыми.

Практически полное совпадение расходов топлива и воздуха при разгоне после прекращения открытия дроссельной заслонки и на установившемся режиме говорит о том, что карбюратор не меняет своих показателей. Однако, несмотря на это, состав смеси, сжигаемой в цилиндрах двигателя, существенно отличается от состава горючей смеси, измеренной по средним расходам воздуха и топлива.

Для определения состава сжигаемой смеси потребовалось бы найти величину цикловой подачи топлива, что представляет большие трудности. Поэтому состав сжигаемой смеси (при наличии полного совпадения расходов воздуха, топлива и углов опережения зажигания при разгоне и на установившемся режиме) определялся по поведению косвенных показателей, т. е. основных показателей рабочего процесса двигателя ( $p_z$ ,  $\Phi_{1-2}$ ,  $\delta$ ).

Отличие состава сжигаемой смеси от состава смеси, измеренной по средним расходам топлива и воздуха до смесительной камеры карбюратора, объясняется влиянием впускного трубопровода. В результате тепловой инерции, т. е. отставания температурного режима двигателя от его скоростного режима, температура впускного трубопровода при разгоне уменьшается. Особенно большое снижение температуры трубопровода наблюдается в начале разгона.

Понижение температуры впускного трубопровода влечет за собой ухудшение испарения топлива. Значительная доля топлива при этом оседает на стенках впускного трубопровода и не может сразу участвовать в сжигаемой смеси. По мере развития разгона температура впускного трубопровода увеличивается, а вместе с этим растет и цикловая подача топлива за счет улучшения испарения и поступления топливной пленки в цилиндр двигателя. Следовательно, изменение коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  на рис. 1 не характеризует собой истинный состав горючей смеси.

На изменение состава сжигаемой смеси влияет также и работа насоса-ускорителя карбюратора. Хотя в начале разгона вместе с открытием дроссельной заслонки и производится впрыск топлива, он в течение первых 0,5 сек не вызывает увеличения максимального давления цикла  $p_z$  (этому способствует также и кратковременное отставание расходов воздуха и топлива). В течение этого времени вследствие понижения температуры основная доля впрыснутого топлива осаживается на стенках впускного трубопровода. По истечении 0,5 сек резко увеличивается расход воздуха, а вместе с ним и расход топлива. Несмотря на то, что температура впускного трубопровода в промежутке времени  $t=0,5 \div 2$  сек максимально понижается, процесс смесеобразования тем не менее не ухудшается. Этому способствует большая интенсивность нарастания скорости воздуха во впускной системе. При этом даже неиспарившееся топливо частично срывается со стенок впускного трубопровода и поступает в цилиндры двигателя. Давление  $p_z$  в этом промежутке времени не только достигает величины  $p_z$  на установившемся режиме, но и повышает ее.

По истечении 2 сек наблюдается уменьшение крутящего момента и максимального давления цикла, увеличение суммарных углов задержки и видимого сгорания, а также степени неравномерности циклов. Это объясняется обеднением смеси, так как наряду с понижением температуры впускного трубопровода резко уменьшается скорость воздуха во впускной системе. По мере развития разгона в результате увеличения подогрева горючей смеси и поступления топливной пленки в цилиндры двигателя сжигаемая смесь обогащается. Это вызывает неуклонное увеличение крутящего момента двигателя к концу разгона.

Различие работы двигателя при разгоне и на установившемся режиме наиболее полно можно проследить по рис. 3, где показаны:

1. Частичные скоростные характеристики при открытиях дроссельной заслонки  $\lambda=25, 30, 40, 50$  и 75% от полностью открытой дроссельной заслонки (штриховые кривые 1, 2, 3, 4, 5).

2. Кривая  $N_e$  — изменение эффективной мощности на установившемся режиме при различных открытиях дроссельной заслонки. Эта кривая получена следующим образом: на рис. 1 для открытия дроссельной заслонки на 25, 30, 40, 50 и 75% были определены числа оборотов, развиваемые двигателем при разгоне. Вертикальные прямые, проведенные через точки указанных чисел оборотов на рис. 3, на кривых частичных скоростных характеристик образуют точки пересечения. Штриховая кривая, проведенная через данные точки, и представляет собой кривую  $N_e$ .

3. Кривая  $N_{ep}$  — изменение эффективной мощности при разгоне.

4. Кривая  $N'_{ep}$  — изменение эффективной мощности с учетом потерь на разгон движущихся масс двигателя.

5. Кривые  $g_{ep}$  и  $g_e$  — изменение удельного расхода топлива при разгоне и на установившемся режиме. Кривая  $g_e$  получена при помощи построений, изложенных в пункте 2.

Из кривых, приведенных на рис. 3, видно, что эффективная мощность и топливная экономичность при разгоне не соответствуют показателям мощности и экономичности на установившемся режиме. Особенно большое несоответствие наблюдается при разгоне на второй передаче (рис. 3, а). Уменьшение мощности на второй передаче и увеличение удельного расхода топлива в диапазоне оборотов двигателя  $n=1680 \div 2800$  об/мин составляет соответственно 14—10% и 28—17%. Это происходит в основном за счет затрат энергии на раскручивание движущихся масс двигателя. Об этом свидетельствует кривая эффективной мощности  $N_{ep}$ , полученная с учетом затрат энергии на разгон двигателя. На третьей передаче (рис. 3, б) уменьшение мощности и увеличение удельного расхода топлива по сравнению с показателями на установившемся режиме наблюдается в диапазоне оборотов двигателя, изменяющихся при открытиях дроссельной заслонки и незначительно после ее

остановки. Однако этот диапазон оборотов двигателя при разгоне является кратковременным и в данных опытах протекает за 1,3—1,8 сек. В диапазоне оборотов двигателя  $n=2000—3000$  об/мин, изменяющихся при постоянном положении дроссельной заслонки, наблюдается небольшое увеличение мощности и уменьшение удельного расхода топлива по сравнению с сопоставимыми показателями на установившемся режиме.

Работу двигателя при разгоне и на установившемся режиме необходимо сравнивать по изменению мощности, учитывая затрату энергии на разгон двигателя, т. е. по  $N_{ер}'$ .

Разность  $N_e - N_{ер}' = \pm \Delta N$  позволяет судить об изменении мощности, вызванной изменением рабочего процесса двигателя. Отрицательное значение  $\Delta N$  указывает на то, что мощность двигателя при разгоне выше мощности двигателя на установившемся режиме.

Таким образом, из сравнения кривых  $N_e$  и  $N_{ер}'$  следует, что мощность двигателя в начале разгона кратковременно уменьшается, а затем становится выше мощности на установившемся режиме.

### Выводы

1. Показатели эффективности и топливной экономичности двигателя ЗИЛ-130 снижаются в фазе разгона, протекающего при открывании дроссельной заслонки. Снижение показателей является следствием ухудшения рабочего процесса.

Уменьшение мощности до 14% и увеличение удельного расхода топлива до 28% в фазе разгона при неизменном положении дроссельной заслонки наблюдается только на второй передаче; происходит это за счет затрат энергии на разгон движущихся масса двигателя. Данные потери могут быть снижены при уменьшении момента инерции двигателя, главным образом его маховика.

2. Распределитель зажигания и карбюратор при разгоне практически не меняют своих качественных показателей работы.

3. Анализ изменения  $p_z$ ,  $\phi_{1-2}$  и  $\delta$  позволяет оценить действительный состав смеси. В двигателе наблюдается обогащение смеси в начале разгона и обеднение смеси в течение 2,5—6,5 сек разгона.

4. Разработанная и созданная аппаратура позволяет надежно имитировать реальную нагрузку автомобиля на моторной установке, измерять основные параметры во время разгона.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Рубец Д. А. Смесеобразование в автомобильном двигателе при переменных режимах, Машгиз, 1948.
2. Акатов Е. И., Белов П. М. и др. Работа автомобильного двигателя на неуставившемся режиме. Машгиз, 1960.
3. Генкин К. И. Рабочий процесс и сгорание в двигателях с искровым зажиганием, сб. «Сгорание в транспортных двигателях». Изд-во АН СССР, 1951.

УДК 621.431.73 : 62.592

## Конструкция и эффективность моторного тормоза автобусов ЛАЗ с V-образными карбюраторными двигателями

Канд. техн. наук К. М. АТОЯН, канд. техн. наук Б. Б. ГЕНБОМ, канд. техн. наук Ю. И. ДРОБОТ, А. С. БРАЗ, Г. А. НАГОРНЯК  
Львовский политехнический институт, Львовский автобусный завод

ОДНОЙ из тенденций развития конструкций автомобилей является увеличение максимальной скорости движения и полного веса. Вследствие этого резко возрастает энергия, которую должны поглотить и преобразовать в тепло тормозные механизмы. Конструкция шин также изменяется. В частности, заметно увеличивается их грузоподъемность за счет применения корда из высокопрочных и полиамидных волокон. Благодаря этому увеличилась возможность уменьшать внутренний диаметр шин, ограничивающий диаметр тормозного барабана.

Таким образом, при значительном возрастании энергонагруженности тормозных механизмов диаметры тормозных барабанов не изменяются или изменяются незначительно.

Расчеты показывают, что при экстренном торможении автобуса ЛАЗ-695Е в условиях хорошего сцепления колес с дорогой мощность, поглощаемая тормозами, достигает 1000 л. с. (при  $v_a = 80$  км/ч), а скорость выделения тепла — 178 ккал/сек.

Если автобус ЛАЗ-695Е движется с постоянной скоростью 30 км/ч по дороге с уклоном 6—8%, то количество тепла, образующегося в тормозах в единицу времени, примерно равно количеству тепла, передаваемому в единицу времени на охлаждение при работе двигателя на режиме максимальной мощности.

Нагрев фрикционных накладок из асбестового волокна с органическими связывающими элементами до 200—220° обуславливает значительное снижение коэффициента трения. Поэтому при частом или длительном пользовании тормозами эффективность торможения уменьшается и увеличивается износ фрикционных накладок и тормозных барабанов.

Для обеспечения безопасности движения основная тормозная система всегда должна находиться в полной готовности к торможению с максимальной эффективностью. Одним из путей решения этой задачи является снижение энергонагруженности колесных тормозных механизмов за счет применения тормозов-замедлителей [1]. В частности, на ряде автобусов и грузовых автомобилей большой грузоподъемности предусмотрены специальные устройства, обеспечивающие повышение эффективности торможения двигателям.

При принудительном вращении вала двигателя тормозная мощность и тормозной момент равны

$$N_m = \frac{p_m V_h n}{900} \text{ л. с.}; \quad (1)$$

$$M_m = 0,795 p_m V_h \text{ кгм}, \quad (2)$$

где  $p_m$  — среднее условное давление всех сопротивлений в кг/см<sup>2</sup>;

$V_h$  — литраж двигателя в л;

$n$  — число оборотов коленчатого вала в минуту.

Многочисленные исследования [2], [3] показали, что для среднего условного давления всех сопротивлений справедлива формула

$$p_m = A + B c_n \text{ кг/см}^2,$$

где  $A$  и  $B$  — коэффициенты, зависящие от типа и конструктивных особенностей двигателя и величины противодавления в выпускной трубе;

$c_n$  — средняя скорость поршня в м/сек.

С учетом известных соотношений, связывающих  $c_n$  с  $n$  и  $p$  с  $v_a$ , получим

$$p_m = A + B' \eta_n i_k v_a \text{ кг/см}^2, \quad (3)$$

где  $B' = \frac{BS}{30}$ ;

$\eta_n = \frac{i_0}{0,877 r_k}$  — коэффициент оборотности двигателя;

$S$  — ход поршня в м;

$r_k$  — радиус колеса в м;

$i_0$  — передаточное число главной передачи;

$i_k$  — передаточное число коробки передач;

$v_a$  — скорость автомобиля в км/ч.



Принимая во внимание выражение (3), получим

$$N_m = \frac{(A + B' \eta_n i_k v_a) V_h i_k v_a}{900} \text{ л.с.}; \quad (4)$$

$$M_m = (c + D \eta_n i_k v_a) V_h \text{ кгм}, \quad (5)$$

где  $c=0,795 A$ ;  
 $D=0,795 B'$ .

Уравнения (4) и (5) показывают, что основными факторами, влияющими на тормозную мощность и тормозной момент двигателя, являются: тип, конструктивные особенности и литраж двигателя; противодействие в выпускном коллекторе; скорость движения автомобиля, коэффициент оборотности двигателя и передаточное число коробки передач, определяющие число оборотов коленчатого вала.

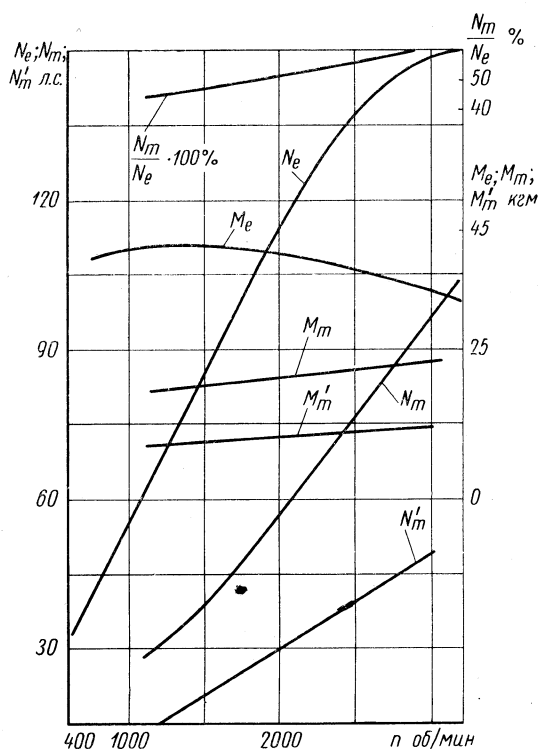


Рис. 1. Результаты стендовых испытаний двигателя ЗИЛ-130 с моторным тормозом.

$N_e$  — эффективная мощность двигателя;  $N'_m$  и  $M'_m$  — тормозная мощность и тормозной момент двигателя на режиме принудительного холостого хода;  $N_m$  и  $M_m$  — тормозная мощность и тормозной момент двигателя на режиме моторного тормоза.

Результаты стендовых испытаний современного V-образного карбюраторного двигателя ЗИЛ-130 (рис. 1) показывают, что перекрытие выпускного трубопровода обеспечивает повышение тормозной мощности и тормозного момента двигателя примерно в 2 раза.

На основании обработки экспериментальных данных были получены следующие значения коэффициентов  $A$  и  $B'$ , входящих в формулу (3):  $A=3$ ;  $B'=6,4 \cdot 10^{-4}$ .

Поэтому для V-образных двигателей типа ЗИЛ-130 тормозная мощность и тормозной момент будут

$$N_m = \frac{(3 + 6,4 \cdot 10^{-4} \eta_n i_k v_a) V_h \eta_n i_k v_a}{900} \text{ л.с.}; \quad (6)$$

$$M_m = (2,385 + 5,088 \cdot 10^{-4} \eta_n i_k v_a) V_h \text{ кгм}. \quad (7)$$

При установке двигателя ЗИЛ-130 на автобус ЛАЗ-695Е формулы (6) и (7) приобретают вид

$$N_m = 0,27 i_k v_a (3 + 0,026 i_k v_a) \text{ л.с.}; \quad (8)$$

$$M_m = 14,31 + 0,1236 i_k v_a \text{ кгм}. \quad (9)$$

Результаты наших экспериментов не подтвердили данных, имеющихся в литературе, о том, что тормозная мощность мо-

жет составлять 75—85% от эффективной мощности. Кривая  $\frac{N_m}{N_e} 100\% = f(n)$ , приведенная на рис. 1, показывает, что тормозная мощность двигателя ЗИЛ-130 не превышает 60% от его эффективной мощности.

С целью проверки влияния степени герметизации выпускного коллектора и места установки элемента, перекрывающего выпускной трубопровод, на противодействие и тормозную мощность, были проведены испытания, результаты которых разрешают констатировать следующее:

1. Место установки элемента, перекрывающего выпускной трубопровод, заметного влияния на величины тормозной мощности и противодействия не оказывает.

2. При перекрытии выпускного трубопровода заслонкой противодействие изменяется от 2,45 (при 1150 об/мин) до 2,75 кг/см<sup>2</sup> (при 2660 об/мин).

3. Максимальное противодействие, ограничиваемое жесткостью клапанных пружин, не превышает 2,8 кг/см<sup>2</sup>, поэтому добиваться идеальной герметизации выпускного трубопровода целесообразно.

На рис. 2 приведена схема размещения всех элементов, обеспечивающих перевод двигателей ЗИЛ-130 и ЗИЛ-375, устанавливаемых на автобусы ЛАЗ, на тормозной режим. Как видно из схемы, основными элементами моторного тормоза являются: устройство для перекрытия выпускных трубопроводов,

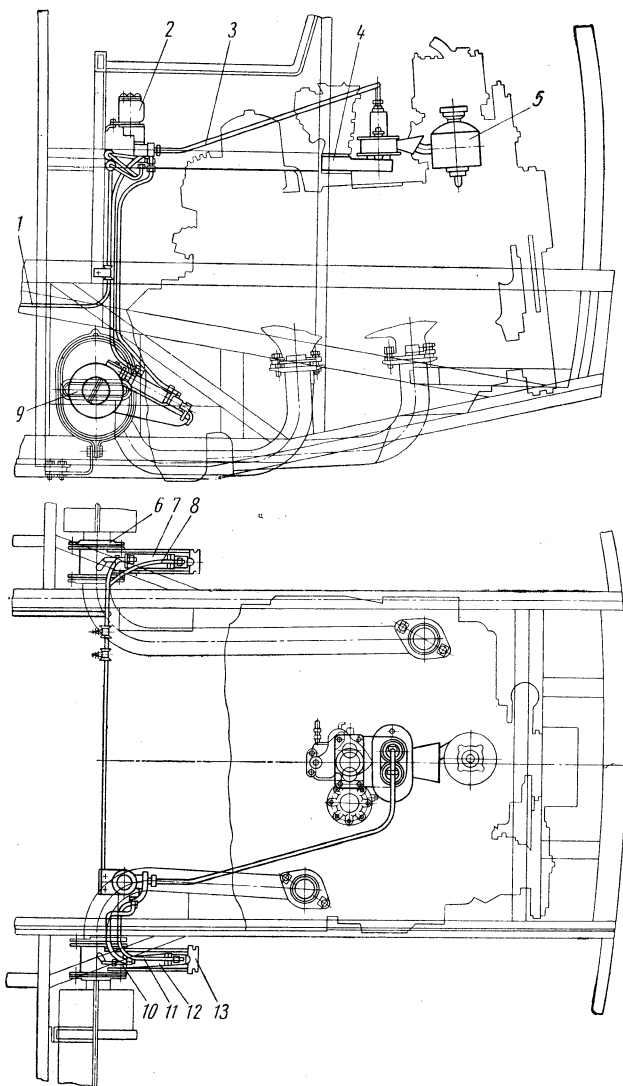


Рис. 2. Схема установки моторного тормоза:

1, 3, 6, 7, 10 и 11 — пневмопроводы; 2 — электропневматический клапан; 4 — устройство для выключения подачи топлива; 5 — воздушный фильтр; 8, 12 — пневмоцилиндры; 9 — дроссельная заслонка; 13 — кронштейн пневмоцилиндра

устройство для выключения подачи топлива и механизм управления.

Лабораторные и дорожные испытания показали, что наиболее надежным устройством для перекрытия выпускного трубопровода является дроссельная заслонка.

При высокой степени герметизации выпускного трубопровода наблюдались случаи выброса воздуха во впускной коллектор и далее через клапаны устройства для впуска воздуха в мотоотсек. Для предотвращения этого явления в заслонке предусмотрено отверстие диаметром 3,5—4 мм.

Заслонки и пневмоцилиндры соединены кронштейнами 13 (рис. 2) и образуют узлы, установленные непосредственно перед глушителями.

При переводе двигателя на тормозной режим сгорания в цилиндрах не происходит. Поэтому выключение подачи топлива имеет значение не только для повышения топливной экономичности автобуса, но и для уменьшения износа деталей цилиндро-поршневой группы. Подача топлива может выключаться путем перекрытия соответствующих каналов в карбюраторе или впуском воздуха в коллектор, минуя карбюратор. Второй путь имеет то преимущество, что может применяться без внесения серьезных изменений в конструкцию карбюратора.

На рис. 3 показана установка устройства для выключения подачи топлива. Это устройство, выполненное в виде литой коробки из алюминиевого сплава, имеет два клапана, при открывании которых воздух поступает в коллектор, минуя карбюратор. Клапаны открываются с помощью двух пневматических цилиндров.

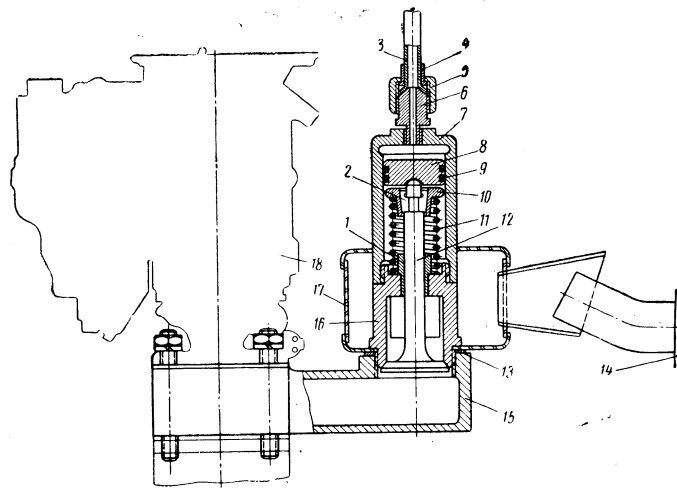


Рис. 3. Устройство для выключения подачи топлива:

1 — направляющая втулка; 2 — сухарь; 3 — пневмопровод; 4 — ниппель; 5 — гайка; 6 — штуцер; 7 — цилиндр; 8 — поршень; 9 — уплотнительное кольцо; 10 — тарелка; 11 — пружина; 12 — клапан; 13 — прокладка; 14 — воздушный фильтр масляной горловины; 15 — корпус; 16 — корпус клапана; 17 — кожух; 18 — карбюратор К-88

Применение двухклапанного устройства обеспечивает сохранение раздельной впускной системы для каждой группы цилиндров. Предварительная затяжка клапанных пружин должна быть достаточной для предотвращения самопроизвольного открытия клапанов при сильном разрежении в цилиндрах двигателя.

Чтобы картерные газы, образующиеся вследствие окисления масла при работе двигателя на тормозном режиме, не проникали через масляную горловину в моторный отсек, их отсасывают из фильтра масляной горловины при помощи специального насадка кожуха 17 (рис. 3).

Для очистки поступающего воздуха можно использовать основной воздухоочиститель или специальный фильтр. Стендовые испытания показали, что установка такого устройства не влияет отрицательно на работу двигателя.

Моторным тормозом обычно управляют либо самостоятельно, либо через основную тормозную систему. В первом случае водитель включает моторный тормоз независимо от включения основного тормоза с помощью кнопки или рычага. Во втором случае органы управления моторным и основными тормозами связаны таким образом, что при воздействии на педаль сначала включается моторный тормоз, а затем основная

Для автобусов ЛАЗ принят электропневматический привод элементов моторного тормоза (рис. 4) с включением при прикосновении к педали управления основной тормозной системы и выключением при прикосновении к педали управления дроссельной заслонкой. Предусмотрена возможность включения и выключения тормоза специальным выключателем 9, расположенным на щитке приборов.

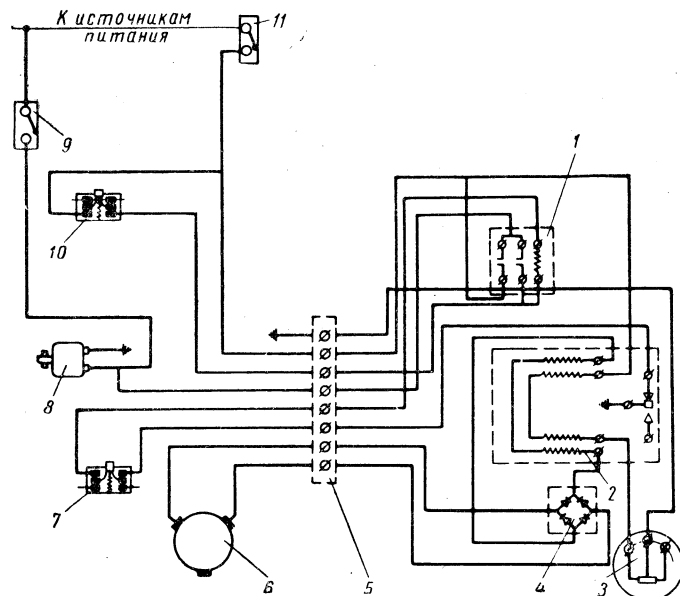


Рис. 4. Схема управления моторным тормозом:

1 — реле РЭН-17; 2 — поляризованное реле; 3 — реле ТРМ; 4 — выпрямитель; 5 — соединительные колодки; 6 — тахогенератор Д-10; 7 — выключатель КВ-9 на педали газа; 8 — электропневматический клапан; 9 — выключатель пневмоэлектрического клапана; 10 — выключатель КВ-9 на педали тормоза; 11 — выключатель цепи управления

При легком прикосновении к тормозной педали срабатывает выключатель 10 типа КВ-9 и замыкается цепь питания реле 1 типа РЭН-17. В результате срабатывания этого реле замыкается цепь питания электропневматического клапана 8 и воздух поступает к исполнительным цилиндрам дроссельных заслонок и в устройство для выключения подачи топлива. Поскольку реле 1 блокирует себя по питанию, то при отпускании тормозной педали моторный тормоз не выключается.

При легком нажатии на педаль привода дроссельной заслонки размыкаются контакты встроенного в нее концевого выключателя 7, включается подача топлива и открываются заслонки в выпускных трубопроводах.

Для автоматического раздросселирования выпускного трубопровода и включения подачи топлива при уменьшении числа оборотов коленчатого вала до 600—700 в минуту в систему управления введены тахогенератор Д-10 и поляризованное реле ТРМ. Тахогенератор устанавливается на промежуточной опоре привода вентилятора. При увеличении числа оборотов коленчатого вала до 600 в минуту напряжение тахогенератора 6 возрастает до такого значения, что срабатывает поляризованное реле 2 и замыкается цепь питания схемы от батарей аккумуляторов, т. е. схема подготавливается к работе.

Реле ТРМ имеет две обмотки. Через первую из них и регулируемое сопротивление протекает ток от батарей аккумуляторов, а через вторую — ток от тахогенератора, выпрямленный выпрямителем 4, собранным по мостовой схеме на полупроводниковых диодах ДГ-Ц.

При уменьшении числа оборотов ниже 600 в минуту напряжение тахогенератора 6 уменьшается до такого значения, что поляризованное реле размыкает цепь питания и моторный тормоз выключается.

Как уже было отмечено, выключатель 9 разрешает управлять моторным тормозом независимо от основной тормозной системы.

Необходимость в независимом управлении может возникнуть при появлении неисправностей в каком-либо элементе описанной выше системы.

С целью проверки эффективности и энергоемкости моторного тормоза были проведены дорожные испытания автобуса ЛАЗ-695Е на маршруте Львов — Мукачеве, а также на участке



этого маршрута, протяженностью 1200 м со средним уклоном 9%.

Приборы, установленные на автобусе, разрешали оценивать следующие параметры: температуру фрикционных накладок; расход топлива на заданном участке маршрута; число торможений моторным тормозом и основной тормозной системой; путь, пройденный автобусом с включенным моторным тормозом; путь, пройденный автобусом с включенной основной тормозной системой; тормозной путь при экстренных торможениях.

Результаты испытаний, представленные в табл. 1, разрешают констатировать следующее:

1. При поддержании на выбранном участке пути постоянной скорости 40 км/ч торможением основной тормозной системой и двигателем на прямой передаче наблюдался сильный нагрев фрикционных накладок и барабанов, что привело к увеличению тормозного пути примерно на 40%. Путь, пройденный автобусом с включенными тормозами составил примерно 77% общего пути.

Таблица 1

Результаты испытаний автобуса с моторным тормозом

Условия движения на уклоне	Торможение основной тормозной системой и двигателем на прямой передаче	Торможение моторным тормозом на прямой передаче с притормаживанием по необходимости основной тормозной системой	Торможение моторным тормозом на третьей передаче
Скорость автобуса в начале торможения в км/ч . . . . .	40	40	40
Температура фрикционных накладок в °С:			
в начале уклона . . . . .	45; 40	40; 40	46; 42
в конце уклона . . . . .	200; 225	88; 90	46; 42
Среднее повышение температуры по двум заездам в °С . . . . .	167,5	49	0
Тормозной путь в м . . . . .	19,5; 20,2	14,2; 14,0	14,3; 14,1
Средний тормозной путь по двум заездам в м . . . . .	19,9	14,1	14,2
Путь, пройденный автобусом с включенным моторным тормозом, в м . . . . .	—	997; 1070	695; 710
Путь, пройденный автобусом с включенной основной тормозной системой, в м . . . . .	930; 920	420; 347	0

2. Благодаря применению моторного тормоза на прямой передаче энергонагруженность основной тормозной системы резко снизилась, вследствие чего значительно снизилась температура нагрева накладок и барабанов; уменьшился путь, пройденный автобусом с включенными основными тормозами (более чем в 2 раза); тормозной путь уменьшился до значений,

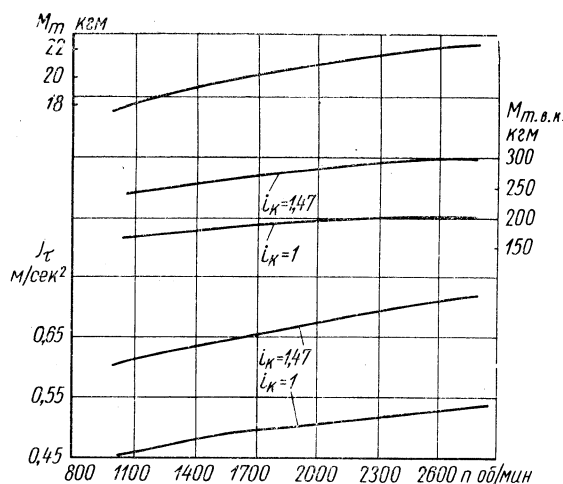


Рис. 5. Зависимость тормозного момента двигателя  $M_t$ , тормозного момента на ведущих колесах  $M_{т.в.к.}$  и замедления автобуса  $j_t$  от числа оборотов вала двигателя.

характерных для случая однократного кратковременного торможения автобуса технически исправными тормозами.

3. При пользовании моторным тормозом на третьей передаче основной тормоз вообще не включался.

Проведенные лабораторные и дорожные испытания разрешают оценить степень снижения энергонагруженности колесных тормозных механизмов при одновременном торможении моторным тормозом. На рис. 5 приведены кривые, характеризующие эффективность торможения автобуса двигателем, а в табл. 2 и 3 показано распределение поглощаемой энергии между моторным и основными тормозами.

Таблица 2

Распределение поглощаемой энергии между моторным и основными тормозами при движении автобуса на уклонах

Параметры	Уклон	
	10%	6%
Протяженность уклона в км . . . . .	1	6
Скорость движения на уклоне в км/ч . . . . .	40	30
Общая работа сил сопротивления в тормозах $A_{\Sigma}$ в кгм . . . . .	86 500	2 770 000
Работа сил сопротивления в двигателе $A_{\tau}$ в кгм . . . . .	336 000	2 030 000
Работа сил трения в тормозах $A_{\tau'}$ в кгм . . . . .	529 000	740 000
$\frac{A_{\tau}}{A_{\Sigma}}$ 100% . . . . .	38,8	73,3

Таблица 3

Распределение поглощаемой энергии между моторным и основными тормозами при уменьшении скорости автобуса с 50 до 15 км/ч

Параметры	Замедление при торможении в м/сек²		
	1,2	1,5	1,8
Работа силы сопротивления качению в кгм	11 200	9 050	7 500
Работа сил сопротивления в двигателе $A_{\tau}$ в кгм . . . . .	24 300	19 550	16 500
Работа сил трения в тормозах $A_{\tau'}$ в кгм . . . . .	56 500	63 400	68 200
Итого . . . . .	92 000	92 000	92 000
$\frac{A_{\tau}}{A_{\tau} + A_{\tau'}}$ 100% . . . . .	30	23,8	19,4

Из анализа приведенных данных следует, что моторный тормоз обладает небольшой эффективностью. Тем не менее он обеспечивает заметное снижение энергонагруженности колесных тормозных механизмов при кратковременных служебных торможениях, характерных для городских условий эксплуатации, значительное снижение энергонагруженности колесных тормозных механизмов в горных условиях.

Длительные массовые испытания с целью проверки влияния установки моторного тормоза на топливную экономичность автобуса не производились. Однако предварительные данные, полученные по нескольким заездам на 80-километровом участке дороги Львов—Мукачево со смешанным профилем, показали, что экономия топлива составляет около 12%.

Эти данные подтвердились при испытаниях автобусов ЛАЗ-699А на маршрутах Сочи—Тбилиси и Сочи—Сухуми.

На основании изложенного можно рекомендовать разработанную конструкцию моторного тормоза для использования на автобусах с карбюраторными двигателями.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Розанов В. Г., Брыков А. С. — «Автомобильная промышленность», 1958, № 4.
2. Ленин И. М. Теория автомобильных двигателей, Машгиз, 1958.
3. Орлин А. С. и др. Двигатели внутреннего сгорания. Т. I, Машгиз, 1957.

# Повышение износостойкости деталей клапанного механизма

П. И. ЗЕМСКОЕ

**МАЛАЯ** износостойкость тарелок клапанов в значительной мере определяется их невысокой твердостью. Клапаны обычно проходят объемную закалку, затем отпуск до  $RC\ 28-32$  и закалку торца стержня на глубину 3—4,5 мм. Применить обычную объемную закалку клапанов для большей твердости опасно вследствие возможного обрыва тарелок клапанов. Поэтому одним из путей увеличения срока службы клапанов должно явиться увеличение твердости фасок клапана и клапанных гнезд закалкой т. в. ч.

Настоящие исследования показали, что при одновременной закалке фасок клапанов до твердости  $RC\ 48-52$  и фасок клапанных гнезд до твердости  $RC\ 45-48$  износ обеих деталей уменьшается в 1,6—1,8 раза и более. В табл. 1 и 2 приведены данные износа фасок клапанов и фасок гнезд клапанов двигателей ГАЗ-51, закаленных т. в. ч.

Таблица 1

Пара трения	Износ фасок гнезд клапанов в мм, определенных по эталонному гнезду	
	выпускных	впускных
Серийные клапаны, работавшие:		
в незакаленных гнездах	0,225	0,191
в гнездах с фасками, закаленными т. в. ч.	0,137	0,125
Клапаны с фасками, закаленными т. в. ч., работавшие:		
в незакаленных гнездах	0,135	0,115
в гнездах с фасками, закаленными т. в. ч.	0,097	0,065

Таблица 2

Пара трения	Износ фасок гнезд клапанов в мм, определенных по эталонному клапану	
	выпускных	впускных
Незакаленные гнезда, работавшие:		
с серийными клапанами	0,259	0,222
с клапанами, имеющими фаски, закаленные т. в. ч.	0,165	0,147
Гнезда с фасками, закаленными т. в. ч., работавшие:		
с серийными клапанами	0,148	0,139
с клапанами, имеющими фаски, закаленные т. в. ч.	0,111	0,098

Закалка была произведена при следующем режиме. Для впускных клапанов: нагрев в течение 0,8—1,0 сек, охлаждение водой с температурой  $t=18-20^\circ$ . Для выпускных клапанов: нагрев 1,5 сек, охлаждение на воздухе 1,5 сек, повторный нагрев 2,0 сек, охлаждение на воздухе. Глубина закалки клапанов 2—3 мм, твердость  $RC\ 45-52$ .

Гнезда клапанов (у выпускного клапана вставного седла из чугуна СЧ 21-40) закалялись при нагреве в течение 0,6—0,8 сек с охлаждением водой, имеющей температуру 90—100°. Глубина закалки 1—3 мм. Твердость  $RC\ 45-48$ .

Износ определялся измерением превышения эталонного клапана над изношенными гнездами и изношенными клапанами [1].

Как видно из табл. 1 и 2, закалка фасок т. в. ч. повышает износостойкость клапанов и их гнезд на 40—50% и больше. Износ фасок выпускных клапанов и гнезд под эти клапаны примерно в 1,1—1,3 раза больше, чем износ фасок впускных клапанов. При этом фаски гнезд головок блока изнашиваются больше, чем фаски клапанов, что объясняется большой износостойкостью стали клапанов по сравнению с чугуном головок блока. Износ обычных и закаленных клапанов, работающих в незакаленных гнездах, больше, чем клапанов, работающих в закаленных гнездах. Такая закономерность износа справедлива для автомобильных двигателей.

Для повышения износостойкости клапанных гнезд употребляются специальные вставные седла из высокоуглеродистой стали, легированной хромом, никелем, молибденом, вольфра-

мом, ванадием. Кроме того, для вставных седел также применяются хромоникельмолибденовые чугуны, например, такого состава: 3% С; 1,8% Si; 0,6% Ni; 0,50% Cr и 0,7% Mo. Есть попытки изготовить вставные седла из высокопрочного чугуна. Однако сравнительной оценки износостойкости седел из различных материалов до сих пор еще нет. Поэтому в настоящих исследованиях проверена износостойкость разных материалов для седел клапанов лабораторным путем и в условиях эксплуатации двигателей на автомобилях.

Для исследования были выбраны разные чугуны и для сопоставления износостойкости некоторые специальные стали и серый незакаленный чугун. Химический состав чугунов, из которых изготавливались седла, приведен в табл. 3.

Таблица 3

Материал	Химический состав в %									
	C	Si	Mn	P	S	Cu	Mg	Cr	Ni	Mo
Хромистый серый чугун	3,28 (2,31)	2,17	0,67	0,42	0,010	—	—	5,0	1,3	—
Хромоникельмолибденовый серый чугун	3,30 (2,27)	2,82	0,62	0,44	0,012	—	—	0,45	1,2	0,5
Высокопрочный чугун	3,14 (2,12)	2,20	0,72	0,41	0,008	1,5	0,06	0,1	0,1	—
Хромистый высокопрочный чугун	3,12 (2,05)	2,95	0,64	0,22	0,010	—	0,04	3,5	0,04	—
Хромоникелевый высокопрочный чугун	3,52 (2,52)	2,75	0,55	0,29	0,012	—	0,05	0,5	1,2	—
Серый чугун	3,42 (2,26)	2,41	0,74	0,44	0,004	1,8	—	0,1	0,08	—

Примечание. В скобках даны цифры, показывающие количество углерода в виде графита.

Лабораторные испытания износостойкости материалов, проведенные на машине трения МИ, при трении скольжения в случае отсутствия смазки, давлении  $p=15\text{ кг/см}^2$  и скорости  $v=15\text{ м/сек}$ , показали хорошую износостойкость высокопрочных чугунов.

Износостойкость обычного высокопрочного чугуна почти равна износостойкости хромоникельмолибденового серого чугуна (износ 1,12 и 1,01 г). Большую износостойкость (износ 0,69 и 0,51 г) имели чугуны, легированные хромом и хромом-никелем.

Таким образом, лабораторные испытания показали полную надежность в работе высокопрочного чугуна, особенно легированного.

Испытания вставных седел из высокопрочного чугуна на двигателе СМД при длительной работе его на стенде (в течение 1000 ч) дали тоже хорошие результаты. Износостойкость вставных седел, изготовленных из разных материалов, была различной. Хорошо сопротивлялись износу седла из хромистых и хромоникелевых высокопрочных чугунов (кривая 1, 2 на рис. 1).

Работоспособность седел (для выпускных клапанов) из различных материалов исследовалась также при длительных эксплуатационных испытаниях двигателя ГАЗ-51. Велись наблюдения над износом седел из легированных, высокопрочных и серых чугунов. Микрометраж производился после пробега автомобилями ГАЗ-51 100 тыс. и 200 тыс. км. Результаты испытаний приведены в табл. 4.

Таблица 4

Наименование материала (состав см. табл. 3)	Износ фасок седел клапанов в мм	
	за 100 тыс. км	за 200 тыс. км
Хромоникелевый высокопрочный чугун	0,068	0,158
Хромистый высокопрочный чугун	0,052	0,169
Хромистый серый чугун	0,113	0,212
Хромоникельмолибденовый серый чугун	0,100	0,227

Как видно из табл. 4, предпочтение нужно отдать хромистому (или хромоникелевому) высокопрочному чугуну. За указанные пробеги серийные седла выпускных клапанов менялись 2 раза.

В настоящее время для направляющих втулок клапанов применяется серый чугун. Однако, как правило, чугунные втулки сильно изнашиваются. Поэтому были опробованы для направляющих втулок новые материалы — высокопрочный чугун и металлокерамика.

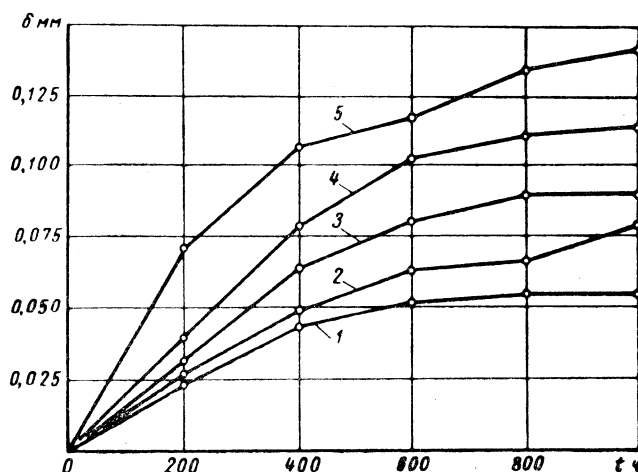


Рис. 1. Износ вставных седел выпускных клапанов двигателя ГАЗ-51, изготовленных из различных материалов:

1 — хромистый высокопрочный чугун; 2 — хромоникелевый высокопрочный чугун; 3 — хромистый серый чугун; 4 — хромоникельмолибденовый серый чугун; 5 — серийные вставки.

Детали, изготовленные из металлокерамики, имеют перед чугунными и стальными деталями то преимущество, что они обладают хорошими антифрикционными свойствами и сравнительно высокой износостойкостью вследствие их большой маслопоглощательной способности.

Металлокерамический материал обладает также хорошими механическими свойствами. Как показали испытания, он имеет прочность при растяжении, большую, чем серый легированный чугун, и равную прочности хромоникельмолибденового серого чугуна.

Для исследования взят металлокерамический материал нескольких составов:

1) смесь железного и графитного порошка при некотором содержании серы, марганца, кремния и фосфора, как неизбежных примесей, находящихся в железном порошке;

2) смесь железного и графитного порошка;

3) смесь железного, медного и графитного порошка с добавлением порошков легирующих элементов, медь добавлялась в шихту в количестве 1,5—10,0% для увеличения прочности и антифрикционности металлокерамического материала, медь также способствовала получению однородной структуры и увеличила количество перлита, однако повышение меди выше 4—5% вело, наоборот, к значительному падению твердости и прочности.

Для легирования металлокерамических материалов в них добавлялись фосфор, марганец, хром, никель и молибден. Последние три элемента вводились в виде их ферросоединений. Химический состав полученных металлокерамических материалов приведен в табл. 5.

Таблица 5

Номер состава	Химический состав в %									Примеси
	Fe	C	Cu	Si	Mn	P	Cr	Ni	Mo	
1	96,7	2,01	—	0,39	0,57	—	—	—	—	0,27
2	96,47	1,81	0,7	0,33	0,48	—	—	—	—	0,23
3	95,38	1,5	2,0	0,36	0,51	—	—	—	—	0,25
4	94,21	2,51	2,0	0,38	0,62	—	—	—	—	0,28
5	92,97	2,5	2,0	0,27	0,46	2,0	—	—	—	0,28
6	94,55	2,5	1,5	0,27	—	—	5,0	—	—	0,23
7	93,46	2,5	1,5	0,25	0,50	—	0,55	1,2	—	0,26
8	93,11	2,5	1,5	0,30	0,46	—	0,45	1,2	0,65	0,27

В связи с тем, что тонкопластинчатый перлит увеличивает износостойкость, а цементит снижает ее, в настоящих опытах добивались получения перлитной структуры металлокерамического материала.

Детали прессовались в особой прессформе при давлении 7 т. Опрессованные изделия подвергались спеканию при  $t=1100\pm 1150^\circ$  в атмосфере водорода в течение 1 ч. После спекания производилась закалка в масле. Пористость при этом получалась в пределах 14—16%.

Металлографический анализ показал, что металлокерамические изделия имеют дисперсную структуру, существенно отличающуюся от структуры литых чугунных и кованных стальных изделий, имеющих плотный перлит.

Микроструктура металлокерамического материала была:

а) состава № 1—3 (табл. 5) — дисперсный перлит (70—75%) с небольшим включением феррита, графит;

б) состава № 4 — сорбитообразный перлит (80%), цементит (10%), графит;

в) состава № 5 — до 80% перлита, цементит, графит;

г) микроструктура составов № 6, 7, 8 характеризовалась наличием сорбитообразного перлита и развитой сетки цементита.

После изготовления изделия сульфидировались, а затем пропитывались в масле при  $t=150^\circ$  в течение суток, при этом маслопоглощение составляло около 1,5—1,8% от веса изделий.

Проведенные лабораторные испытания с целью отбора металлокерамических материалов, обладающих наибольшей износостойкостью, показали, что последний по своим механическим свойствам значительно превосходит обычный серый чугун и приближается к стали. Так, предел прочности при разрыве образцов из чугуна СЧ 21-40 равнялся 20—21 кг/мм<sup>2</sup>, образцов из стали 45 72—74 кг/мм<sup>2</sup>, предел прочности металлокерамических материалов составлял 50—80 кг/мм<sup>2</sup>.

При испытании антифрикционности и износостойкости металлокерамических элементов на машине трения (при  $p=16$  кг/см<sup>2</sup>, при ограниченной смазке 6—8 капель в минуту и  $v=3$  м/сек) получены хорошие результаты. Коэффициент трения металлокерамических материалов при ограниченной смазке колебался в пределах 0,0310—0,0390, а для сульфидированных материалов он снижался до 0,0233, в то время как коэффициент трения у серого чугуна равнялся 0,0500, а у стали 0,0750.

При крайне малой смазке (2—3 капли в минуту) и трении скольжения износ (0,0317—0,0958 з) металлокерамических образцов за 50 тыс. оборотов был значительно меньше, чем у чугунных (0,2785 з). Наименьший износ оказался у образцов, легированных хромом, никелем и молибденом (износ 0,0210—0,0439 з).

При испытании без смазки у серых чугунов и стали вскоре наступало заедание и коэффициенты трения их резко возрастали, у металлокерамических материалов, пропитанных маслом (в вакууме), заедание совершенно отсутствовало даже при более высоких нагрузках.

Исследование износа пары клапан — направляющая втулка при длительной работе (при стендовых испытаниях в течение 1000 ч) дало следующие результаты: износостойкость клапанов и направляющих втулок во многом зависела от материала втулки, наилучшим материалом для направляющих втулок оказался металлокерамический материал, особенно легированный хромом и хромом — никелем. В случае применения таких втулок износ стержней клапанов оказался также наименьшим.

Изготовление втулок из высокопрочного чугуна тоже давало неплохие результаты. Износ пары клапан—втулка в этом случае был немного выше.

В данных экспериментах даже износостойкость втулок из серого чугуна, легированного хромом, никелем и молибденом, была недостаточно высока по сравнению с износостойкостью из металлокерамического материала. Кроме того, подобная втулка больше всех изнашивала и стержень клапана.

Для улучшения приработки и снижения коэффициентов трения все детали клапанного механизма проходили различные процессы мягкого покрытия: лужение, сульфидирование, сульфидианноирование и фосфатирование. Кроме того, производилось графитизирование рабочей поверхности направляющих втулок коллоидальным графитовым препаратом.

Лужение и фосфатирование детали проходили по обычной технологии, принятой в настоящее время на заводах, соответственно в щелочной ванне 15 г/л Sn и 20 г/л NaOH и в ванне мажеф.

Детали сульфидировали в ванне с Na<sub>2</sub>S в течение 1,0—1,5 ч при  $t=250^\circ$ . Кроме того, часть деталей пропитывалась расплавленной серой без последующего обжига и с обжигом, тем самым

сера из свободного состояния переводилась в связанное. Тогда поры поверхностного слоя изделий на глубине 1—2 мм заполнялись сернистым железом, а остальные — маслом. Твердость после сульфидирования повышалась в 1,5—2,0 раза. Сульфидированные детали графитировали в масле с коллоидальным раствором графита и в водном растворе коллоидального графита без применения вакуума и с применением его. Замечено, что насыщение деталей коллоидальным графитом в том и другом случае идет значительно лучше с применением вакуума.

Сульфоцианирование детали проходили в ванне такого состава: 56% хлористого калия; 40% сернокислого натрия; 10% цианистого натрия в течение 2 ч при температуре 560—580° с последующим промасливанием при температуре масла 150° в течение суток [2] или графитированием в масле с коллоидным раствором в течение 2—3 ч.

Для направляющих втулок и седел из высокопрочного чугуна хорошими покрытиями, улучшающими процесс приработки и уменьшающими дальнейший износ рабочей поверхности, оказались луженые и сульфоцианированные, причем сульфоцианирование не только исключает задиры, но и уменьшает износ втулок, стержней клапанов и вставных седел при длительной эксплуатации двигателя.

Применение лужения и фосфатирования покрытий для металлокерамических направляющих втулок не давало эффекта и мало снижало коэффициент трения; эти покрытия быстро исчезали — уже после 10—15 мин работы — и влияния на приработку не имели. Однако сульфидирование и сульфоцианирование металлокерамических изделий значительно снижает коэффициент трения и уменьшает их износ при длительной работе. Если в обычный серый чугун сера проникает на небольшую глубину, то в металлокерамический материал вследствие его пористости сера и ее соединения проникают глубоко, обеспечивают резкое снижение коэффициентов трения, особенно при сухом трении.

С целью проверки эффективности мягких покрытий на нескольких двигателях ГАЗ-51 при обкатке была испытана работа клапанов с втулками из разных материалов и с разными мягкими покрытиями, сульфидированными, лужеными, фосфатированными и др.

Как показали эксперименты, мягкие покрытия на направляющих втулках вполне зарекомендовали себя при работе пары стержень клапана—направляющая втулка. У деталей с мягкими покрытиями, как правило, никаких заеданий, точечного (оспенного) износа и задигов, характерных для обычных клапанов в первый период работы, не обнаружено. При работе никакого шума и стука клапанного механизма не было. Детали клапанного механизма (клапан — втулка) работали хорошо. Однако в зависимости от мягкого покрытия втулка (рис. 2, б) и хромированный или нехромированных стержень клапана (рис. 2, а) изнашивались за время  $t_1$  обкатки по-разному (рис. 2).

Наибольший износ обеих деталей получен при использовании втулки из серого чугуна (серийная).

Среди покрытий наилучшим при обкатке, дающим наименьший износ обеих деталей, оказалось сульфидированное или сульфоцианированное покрытие (рис. 2).

Лужение и фосфатирование тоже способствовало приработке, но износ обеих деталей при таких покрытиях был больше.

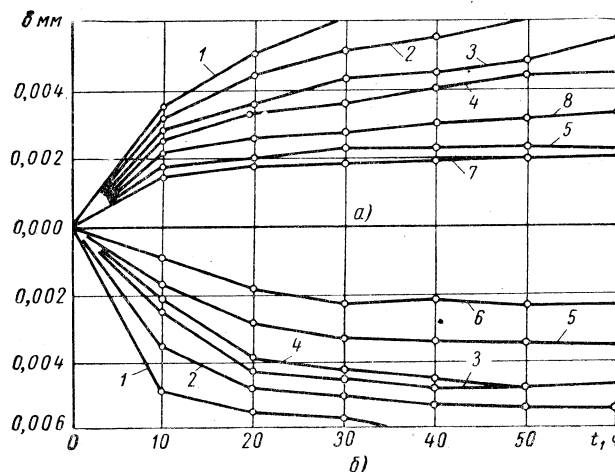


Рис. 2. Зависимость износа пары клапан — направляющая втулка (из различного материала) клапана от мягких покрытий при приработке двигателя ГАЗ-51:

1 — серый чугун без покрытия; 2 — высокопрочный чугун без покрытия; 3 — высокопрочный чугун, фосфатированный; 4 — высокопрочный чугун, луженый; 5 — высокопрочный чугун, сульфидированный или сульфоцианированный; 6 — металлокерамика; 7 — металлокерамика с последующим сульфидированием или обработкой в водном растворе коллоидного графита (в вакууме); 8 — металлокерамика с последующим сульфоцианированием.

Хорошую приработку и наименьший износ имели металлокерамические втулки, сульфидированные, сульфоцианированные или обработанные водным раствором коллоидального графита (в вакууме). Износ деталей при работе с этими втулками был практически равен нулю.

## Выводы

1. Металлокерамические втулки благодаря маслу, находящемуся в их порах, по коэффициенту трения и износостойкости превосходят стальные и чугунные направляющие втулки. Увеличить износостойкость металлокерамических втулок можно или сульфидированием в ванне с  $\text{Na}_2\text{S}$ , или пропитыванием в расплавленной сере. Однако еще более хорошие результаты дает сульфоцианирование втулок — этот процесс улучшает приработку и увеличивает износостойкость втулок.

2. В качестве материала для втулок можно также использовать высокопрочный чугун, особенно хромистый (с последующим сульфидированием или сульфоцианированием).

3. Для вставных седел следует рекомендовать хромистый и хромоникелевый высокопрочный чугуны.

## ЛИТЕРАТУРА

1. «МТЗ», 1952, № 9.
2. Липатов С. И. и Толстой В. М. — «Вестник машиностроения», 1959, № 7.

УДК 621.431.73.004.6

# Характер износа цилиндров автомобильных двигателей

Канд. техн. наук А. В. ЛАКЕДЕМОНСКИЙ, канд. техн. наук. Г. И. ПЛЕНЦОВ, А. Д. ШЕРМАН, Ю. Е. АБРАМЕНКО

Московский автозавод имени Лихачева

**ИЗНАШИВАНИЕ** цилиндров и поршневых колец происходит в результате сочетания нескольких одновременно протекающих процессов: механического разрушения микрошероховатостей трущихся поверхностей при их зацеплении, металлического схватывания, абразивного действия пыли и продуктов износа, химической коррозии под влиянием газообразных продуктов сгорания топлива и электрохимической коррозии под воздействием кислот, образующихся в результате растворения газов в конденсированных парах воды.

Хотя все эти процессы протекают одновременно, один из них в зависимости от условий работы двигателя может стать преобладающим по своему влиянию на изнашивание цилиндров. В настоящее время нет единого мнения о том, какой из процессов является преобладающим по своему влиянию на изнашивание цилиндров автомобильных двигателей. Многие специалисты в нашей стране [1]—[3] и за рубежом [4]—[6] склонны считать главной причиной повышенного износа цилиндров процесс электрохимической коррозии.



Износ, происходящий в результате одновременного воздействия на стенки цилиндров коррозии и трения, называют коррозионным износом. Под этим процессом понимают образование на поверхности металла продуктов коррозии, удаление их при трении и новое корродирование очищенной от продуктов коррозии поверхности. Одновременно с этим наблюдается ослабление связи между зернами металла, (в результате межкристаллитной коррозии) и вырыв их с поверхности трения.

Представление о коррозионном характере износа цилиндров двигателей внутреннего сгорания сложилось в основном под влиянием того факта, что при специальных стендовых испытаниях двигателей с интенсивным их охлаждением или при использовании топлива с высоким содержанием серы наблюдался повышенный износ цилиндров. Снижение температуры стенок цилиндров вызывает конденсацию на их поверхности паров воды; в этом конденсате растворяются газообразные продукты сгорания топлива ( $\text{SO}_2$ ,  $\text{SO}_3$ ,  $\text{CO}_2$ ), в результате чего образуются кислоты. Увеличение содержания серы в топливе приводит к повышению количества  $\text{SO}_2$  и  $\text{SO}_3$  в газообразных продуктах сгорания; при этом точка росы паров воды в газовой смеси повышается и конденсация их возможна при более высокой температуре стенок цилиндров. Таким образом, в искусственно созданных «коррозионных» условиях стендовых испытаний двигателей коррозия может вызвать значительное увеличение износа цилиндров.

Убеждение многих специалистов в преобладающем влиянии коррозии на износ цилиндров привело к тому, что в настоящее время одним из главных служебных свойств материала гильз блока цилиндров считают коррозионную стойкость.

При работе машин в карьерах, на проселочных дорогах, в полевых условиях в цилиндры двигателей вместе с воздухом попадает повышенное количество кварцевой пыли. Наличие пыли в цилиндрах работающего двигателя вызывает сильное абразивное изнашивание стенок цилиндров. Такое же абразивное действие оказывают продукты износа и нагар.

В связи с этим некоторые специалисты считают абразивное изнашивание одной из основных причин износа автомобильных гильз [2], [6]. Поэтому стойкость к абразивному изнашиванию часто считают одним из основных требований, которому должен удовлетворять материал цилиндров. По той же причине в двигателях тракторов и автомобильных дизелях применяют закаленные гильзы, хорошо сопротивляющиеся абразивному изнашиванию.

В последние годы появился ряд работ, авторы которых пришли к выводу, что главной причиной износа цилиндров являются процессы схватывания, однако этот вывод основан лишь на качественной оценке поверхности трения изношенных цилиндров.

Для уточнения механизма износа цилиндров автомобильного двигателя и разработки требований, которым должен удовлетворять материал, предназначенный для изготовления гильз блока цилиндров, было проведено исследование цилиндров большой группы двигателей, работавших в двух наиболее характерных условиях эксплуатации:

1) на городских улицах с частыми остановками и средним пробегом менее 100 км в смену;

2) на междугородных трассах с длительными безостановочными пробегами до 400 км в смену.

Для исследований были отобраны блоки цилиндров двигателей ЗИЛ-120, закаленные цилиндрические гильзы двигателей ЯАЗ-204 и гильзы двигателей М-21, в верхнюю часть которых запрессована вставка из аустенитного легированного чугуна типа нирезист.

В каждом цилиндре измерялся износ в шести поясах по высоте в двух взаимно перпендикулярных направлениях. После обмера из гильз вырезались образцы для исследования поверхности трения под микроскопом. Ввиду трудности разрезки исследования поверхности трения цилиндров двигателей ЗИЛ-120 производилось непосредственно в блоке с помощью универсального прибора для измерения износа методом вырезанных лунок УПОИ-6.

Во всех исследованных двигателях максимальный износ цилиндров наблюдался в верхней части, в зоне положения первого компрессионного кольца в в.м.т. Ниже этой зоны износ резко уменьшался до зоны положения третьего компрессионного кольца в в.м.т. Ниже положения третьего поршневого кольца в в.м.т. износ цилиндров незначителен. Иногда наблюдалось некоторое увеличение износа в зоне положения третьего компрессионного кольца в в.м.т. и еще реже в сред-

ней части цилиндра. Таким образом, износ всегда носил пикообразный характер с максимумом в зоне положения первого компрессионного кольца в в.м.т. В отдельных цилиндрических гильзах двигателей ЯАЗ-204, имеющих грубые задиры в зоне продувочных окон, максимальная величина износа наблюдалась там, где обнаруживались задиры, однако и в этом случае в зоне положения первого поршневого кольца в в.м.т. износ имел пикообразный характер.

Величина удельного износа цилиндров (максимальный износ в мм, отнесенный к 1000 км пробега автомобиля) существенно различна в двигателях разных марок.

Удельный износ цилиндров двигателей ЗИЛ-120 колеблется от 2,0 до 17,0 мм. При этом разница в величине удельного износа цилиндров одного двигателя не превышает 80%, а разница в величине среднего удельного износа цилиндров двигателей данной марки достигает 400%.

Пробег двигателя в тыс. км	Количество авто- мобилей	Количество двигателей, имеющих средний удельный износ цилиндров в мм/1000 км						Средний удель- ный износ
		1,2—1,5	1,6—2,5	2,6—5,0	5,1—8,0	8,1—11,0	11,1—14,0	
ЗИЛ-120								
Городские условия								
6—15	7	—	—	—	1	3	3	10,5
16—20	7	—	—	2	—	3	2	7,5
21—30	17	—	—	9	5	2	1	5,7
31—50	19	—	—	7	9	3	—	5,5
Междугородные маршруты								
16—20	5	—	—	3	—	2	—	5,0
21—30	5	—	—	3	1	1	—	4,2
ЯАЗ-204								
Городские условия								
20—60	10	—	—	6	4	—	—	5,0
Междугородные маршруты								
20—60	10	—	—	9	1	—	—	4,2
Городские условия								
М-21	8	3	5	—	—	—	—	1,6
100—160		Междугородные маршруты						
120—140	3	3	—	—	—	—	1	1,4

Сравнивая удельный износ цилиндров двигателей ЗИЛ-120, имеющих различный пробег, можно видеть (см. таблицу), что наибольший удельный износ бывает чаще всего у двигателей с малым пробегом. Так, из 14 двигателей городских автомобилей, имеющих пробег 6—20 тыс. км, у 11 двигателей средний удельный износ цилиндров составил 8,0—14,0 мм; из 36 двигателей с пробегом свыше 20 тыс. км у 30 двигателей средний удельный износ цилиндров был от 2,0—8,0 мм. То же самое наблюдается и в двигателях междугородных автомобилей.

В двигателях ЯАЗ-204 величина удельного износа цилиндрических гильз колебалась от 3,0 до 6,1 мм. При этом разница в величине удельного износа цилиндров одного двигателя не превышает 80%, а разница в величине среднего удельного износа цилиндров двигателей данной марки не превышает 90%.

В двигателях М-21 величина удельного износа цилиндрических гильз оказалась наименьшей сравнительно с цилиндрами ЯАЗ-204 и ЗИЛ-120 и колебалась в пределах 1,2—2,1 мм. В гильзах двигателей М-21 так же, как и в закаленных гильзах двигателей ЯАЗ-204, разница в величине среднего удельного износа гильз двигателей данной марки не превышает 90%.

Износ цилиндров двигателей автомобилей, работавших в городе, в среднем на 15—20% больше износа цилиндров двигателей автомобилей, работавших на междугородных трассах (см. таблицу).

При исследовании под микроскопом обнаружено существенное различие в состоянии поверхностей трения цилиндров двигателей разных марок.

В зоне максимального износа цилиндров двигателей ЗИЛ-120 (изготовленных из серого чугуна) на поверхности трения отчетливо видны борозды, направленные по образующей цилиндра. В верхней части этих борозд имеется более глубокий и широкий кратер; края борозд неровные, рваные; протяженность их составляет от 1 до 10 мм.

Образование борозд является следствием схватывания материала цилиндра и поршневого кольца в местах их фактического контакта. Узел схватывания разрушается при дальнейшем перемещении поршневых колец и при этом происходит глубокое вырывание частицы металла с поверхности одного из трущихся тел. На месте вырыва образуется кратер, вырванная частица металла пропахивает поверхность трения, создавая борозду.

По внешнему виду борозды, образованные в результате схватывания (рис. 1), резко отличаются от рисок, образовавшихся при абразивном износе, которые имеют ровные края и средняя часть которых более широкая, чем начало и конец (рис. 2).



Рис. 1. Следы схватывания на поверхности цилиндров двигателей ЗИЛ-120 в зоне максимального износа.  $\times 70$

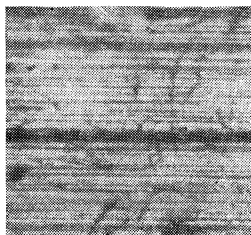


Рис. 2. Риска, образовавшаяся на поверхности трения при абразивном износе.  $\times 70$

Подтверждение тому, что причиной образования борозд являются частицы металла, вырванные с поверхности трения при разрушении узла схватывания, а не инородные абразивные частицы, было получено при испытаниях образцов на машине трения. Во время этих испытаний так подбирались нагрузка и смазка, что наступало схватывание, регистриро-



Рис. 3. Следы схватывания на поверхности трения образцов.  $\times 70$

вавшееся по резкому скачку момента трения. В момент начала схватывания испытание прекращалось и поверхность трения образцов изучалась под микроскопом. Характер разрушения поверхности образцов (рис. 3) оказался аналогичным тому, что было обнаружено в цилиндрах двигателей.

Наиболее сильно процессами схватывания поражен верхний пояс цилиндров шириной 25 мм, соответствующий положению компрессионных колец в в.м.т. Иногда отдельные следы схватывания наблюдаются на поверхности цилиндров в зоне расположения третьего компрессионного кольца в н.м.т.

Разрушение поверхности трения в зоне максимального износа процессами схватывания обнаружено во всех исследованных цилиндрах двигателей ЗИЛ-120, но размеры борозд и количество их на поверхности трения различны для цилиндров разных двигателей (рис. 4).

Установлено, что в двигателях автомобилей, работавших в городе, и в двигателях автомобилей, работавших на междугородных трассах, во всех случаях, когда на поверхности трения цилиндра в зоне максимального износа борозды от схватывания занимают значительную площадь (рис. 4, в), величина удельного износа имеет максимальное значение (10—17 мк). И, наоборот, если износ цилиндров невелик —

количество следов схватывания на поверхности трения незначительно.

Поверхность трения цилиндрических гильз двигателей ЯАЗ-204 характерна тем, что на ней в зоне максимального износа всегда обнаруживалось большое количество абразивных рисок. При большом ( $\times 600$ ) увеличении на поверхности трения среди абразивных рисок можно рассмотреть отдельные следы схватывания. Однако во всех исследованных цилиндрах количество следов схватывания было настолько незначительным, что поверхности трения различных цилиндров двигателей ЯАЗ-204 практически выглядят одинаково. Этот факт соответствует небольшой разнице в величине удельного износа цилиндров. Ниже зоны максимального износа поверхность трения ровная, гладкая, с отдельными абразивными рисками.

На поверхности трения аустенитных вставок гильз двигателей М-21 также обнаружены незначительные следы схватывания и отдельные абразивные рисочки.

Кроме повреждений от схватывания и абразивов, на поверхности трения цилиндров обнаруживаются и следы действия коррозии. На поверхности трения цилиндров ЗИЛ-120 и ЯАЗ-204 участки металла, подвергнутые действию коррозии, представляют собой темные пятна, видимые невооруженным глазом. При рассмотрении этих участков металла под микроскопом видны плохо травящиеся элементы структуры металла. Прокорродированные участки поверхности трения цилиндров двигателей ЗИЛ-120 встречаются очень редко. В цилиндрах двигателей ЯАЗ-204 следы коррозии обнаруживаются чаще и главным образом в районе продувочных окон, реже в верхней зоне. Коррозия поверхности трения нирезистовых вставок цилиндрических гильз двигателей М-21 проявляется в некотором потемнении поверхности трения ниже зоны максимального износа цилиндров. При рассмотрении поверхности трения под микроскопом здесь можно видеть плохо травящиеся карбиды в структуре чугуна. Никакой связи между величиной износа цилиндров и следами коррозионного травления, обнаруживаемыми на их поверхности трения, не установлено. Из этого следует, что отдельные — видимые

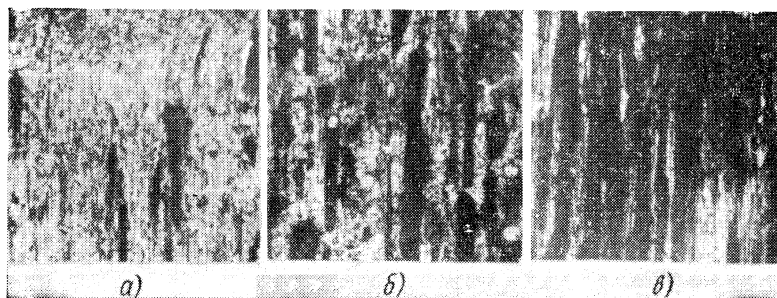


Рис. 4. Состояние поверхностей цилиндров двигателей ЗИЛ-120 в зависимости от величины износа,  $\times 50$ :

а — износ до 5 мк/1000 км; б — износ 5—8 мк/1000 км; в — износ 12—17 мк/1000 км.

следы коррозионного травления — не являются признаком повышенного коррозионного износа цилиндров.

Результаты исследований позволяют сказать, что износ цилиндров автомобильных двигателей в результате механического изнашивания (зацепления микронеровностей) весьма незначителен, особенно если условия смазки цилиндров в двигателе благоприятны, и, по-видимому, почти не зависит от износостойкости материала гильз. Износ цилиндров в результате действия коррозии может быть существенным лишь во время работы непрогретого двигателя. Это время составляет очень малую долю от общего времени работы двигателя, поэтому влияние коррозии на износ цилиндров должно быть незначительно. Только процесс схватывания резко увеличивает износ цилиндров и в зависимости от длительности действия этого процесса и площади поверхности, на которой возникает схватывание, износ цилиндров может колебаться в широких пределах.

Процесс схватывания представляет собой образование металлических связей между двумя контактируемыми металлами. Для образования металлической связи необходимо контактирование чистых от всяких пленок (окисных) металлических поверхностей. Основным процессом, способствующим разрушению пленок на поверхности трения и созданию

чистых металлических поверхностей, является процесс пластического деформирования. Чем пластичнее металл, тем более он подвержен деформированию и тем легче разрушаются пленки на его поверхности. Однако возникновение металлической связи возможно только при контактировании металлов, имеющих склонность к металлическому схватыванию. В настоящее время нет твердых критериев, по которым можно заранее определить склонность различных пар металлов к схватыванию.

Схватывание при трении может проявляться либо в виде едва заметного «переноса» металлов, либо в виде глубинного вырывания металла с поверхности одного из трущихся тел при разрушении узла схватывания. Во втором случае износ наиболее интенсивен, тем более что вырванная и упруго деформированная частица металла является крупным абразивом и бороздит поверхность трения.

Процесс схватывания с последующим глубинным вырыванием металла и абразивным действием крупной вырванной частицы является характерным для цилиндров автомобильного двигателя.

Сочетание высокого удельного давления и температуры в момент вспышки горючей смеси способствует разрушению пленки масла между трущимися поверхностями в районе в.м.т. При малой скорости перемещения поршневого кольца в районе в.м.т. создаются условия, способствующие взаимному зацеплению микронеровностей поршневого кольца и цилиндра. В сочетании с высоким удельным давлением это приводит к разрушению поверхностных окисных пленок и обнажению чистых «ювенильных» поверхностей в зоне деформирования. В результате этого возникают и развиваются процессы схватывания, приводящие к усиленному износу в районе положения первого поршневого кольца в в.м.т. В период приработки, когда фактическая площадь контакта поверхностей трения мала и удельное давление соответственно велико, наиболее вероятно возникновение схватывания. Именно поэтому в цилиндрах большинства двигателей ЗИЛ-120, имеющих пробег 6—15 тыс. км, обнаружено интенсивное разрушение поверхности трения процессами схватывания и установлен высокий удельный износ цилиндров. С изменением условий трения процесс схватывания может прекратиться и износ будет происходить главным образом за счет механического истирания. Через достаточно большой промежуток времени работы двигателя следы схватывания частично или полностью исчезают в результате истирания стенок цилиндра. Однако износ таких цилиндров оказывается большим, несмотря на отсутствие следов интенсивного схватывания, как это и обнаружено в некоторых цилиндрах двигателей ЗИЛ-120. Процесс схватывания может возникнуть в любой период работы двигателя, при нарушении нормального режима смазки в результате перегрева двигателя или при пусках холодных двигателей. В исследованиях интенсивное разрушение процессом схватывания и соответственно большой износ обнаруживались в цилиндрах двигателей, имеющих как малые (20 тыс. км), так и большие (до 90 тыс. км) пробеги.

Приведенные данные (см. таблицу) показывают, что удельный износ закаленных гильз двигателей ЯАЗ-204, несмотря на более тяжелые условия работы дизеля, не превышает износа цилиндров двигателей ЗИЛ-120. Известно, что закалка не повышает коррозионную стойкость серого чугуна, поэтому повышенную износостойкость гильз из закаленного чугуна невозможно объяснить с позиций теории коррозионного износа.

Более правильно повышенную износостойкость закаленных гильз объяснять отсутствием у закаленного чугуна склонности к схватыванию и хорошей сопротивляемостью твердой поверхности чугуна абразивному изнашиванию. Высокая твердость закаленного чугуна уменьшает возможность способствующей схватыванию пластической деформации в зоне микрораспределителей, поэтому, несмотря на большие удельные давления при трении, имеющиеся в цилиндрах дизеля, в закаленных гильзах двигателей ЯАЗ-204 обнаружены лишь отдельные следы схватывания. Борозды, образованные вырванными при разрушении узла схватывания частицами металла, имеют в этом случае малую длину и ширину, что объясняется высоким сопротивлением закаленного чугуна внедрению абразивной частицы и абразивному износу.

Невысокий износ цилиндров, имеющих вставку из аустенитного чугуна, подтверждаемый и данными исследованиями, часто объясняют высокой коррозионной стойкостью чугуна, легированного никелем, медью и хромом. Действительно, коррозионная стойкость такого чугуна в десятки раз выше

коррозионной стойкости обычного серого чугуна. Однако износостойкость гильз блока цилиндров при замене серого чугуна аустенитным повышается всего в 2—3 раза. Если бы высокая износостойкость гильз из аустенитного чугуна определялась его коррозионной стойкостью, то в условиях эксплуатации двигателей, характеризующихся повышенным коррозионным воздействием (короткие пробеги с частыми пусками холодного двигателя), износ гильз не должен был бы заметно увеличиваться. Однако наши исследования, как и данные других авторов [1], показали, что при работе автомобилей в городских условиях (короткие пробеги с частыми пусками холодного двигателя) в одинаковой степени увеличивается износ цилиндров из всех материалов, в том числе и из аустенитного чугуна (гильзы двигателей М-21, ГАЗ-51). Следовательно, повышенную износостойкость гильз из аустенитного чугуна нельзя объяснить его хорошей коррозионной стойкостью. Более вероятно, что снижение износа гильз при применении аустенитного чугуна связано с высокой стойкостью этого чугуна против схватывания с чугуном поршневых колец. В исследованных аустенитных гильзах двигателей М-21 количество следов схватывания оказалось весьма незначительным и в соответствии с этим общий износ гильзы также был невелик.

Высокая стойкость против схватывания закаленного и аустенитного чугунов является причиной меньшего колебания величин удельного износа цилиндров из этих чугунов. Так, разница в величине удельного износа закаленных и аустенитных гильз в различных двигателях одной марки не превышает 100%, в то время как разница в величине износа цилиндров из серого чугуна превышает 700%. Это различие объясняется тем, что при возникновении условий, способствующих схватыванию, гильзы из стойких против схватывания чугунов хорошо сопротивляются износу, в то время как износ цилиндров из серого чугуна при этом резко возрастает. Часто наблюдаемый более высокий удельный износ цилиндров двигателей автомобилей, работающих в городе, по сравнению с двигателями автомобилей, работающих на междугородных трассах, обычно объясняют тем, что при частых пусках холодных двигателей происходит конденсация на холодных стенках цилиндров кислот, вызывающих их коррозионное разрушение. Вероятнее, что более высокий износ цилиндров двигателей автомобилей, работающих в городе, связан с увеличением возможности схватывания, обусловленной ухудшением условий подачи смазки в цилиндры холодного двигателя при его пусках.

## Выводы

1. В условиях работы автомобильного двигателя основным фактором, определяющим величину износа цилиндров, является металлическое схватывание материала цилиндров с материалом поршневых колец.
2. Для повышения долговечности цилиндров автомобильных двигателей следует выбирать сплавы, обладающие повышенной стойкостью против схватывания с материалом поршневых колец, или применять поверхностные покрытия, предотвращающие схватывание.
3. Для уменьшения пластической деформации, способствующей схватыванию, целесообразно повышать твердость поверхности цилиндров путем закалки, химико-термической обработки или нанесения твердых покрытий. Одновременно повышение твердости поверхности цилиндров уменьшает износ, связанный с воздействием абразивных частиц.

## ЛИТЕРАТУРА

1. К у г е л ь Р. В. Долговечность автомобиля. Машгиз, 1961.
2. А р о н о в Д. Н. Антикоррозионные качества автомобильных топлив, сб. «Борьба с коррозией двигателей внутреннего сгорания» Машгиз, 1962.
3. Г е н б о м Б. Б. — «Автомобильная промышленность», 1956, № 5.
4. F u r s u n d K. «Wear in cylinder liners», Wear, 1957/58, стр. 108.
5. А б р а м с о н Н. С. Коррозия двигателей внутреннего сгорания, ГОСИНТИ, 1959.
6. Справочник инженера автомобильной промышленности, т. 1, 1962 (пер. с англ.), стр. 254.
7. Л е в и н Д., Б р у с я н ц е в И. — «Автомобиль», 1950, № 4.

# Система регулирования автомобильного газотурбинного двигателя ТурбоНАМИ-053

Н. Н. ЗАХАРОВ, А. Н. КРАПИВЕНЦЕВ

НАМИ

**РАБОТА** газотурбинного двигателя с высокими числами оборотов и температурой газа приводит к возникновению в ряде ответственных деталей напряжений, близких к предельным, что делает необходимым автоматизацию процесса управления двигателем.

Первый отечественный автомобильный газотурбинный двигатель ТурбоНАМИ-053, прошедший испытания на автобусе ЗИЛ-127, оборудован системой автоматического управления, обеспечивающей регулирование подачи топлива, пуск и защиту двигателя.

Система включает в себя следующие основные элементы: подкачивающий насос (рис. 1), топливный насос высокого да-

от турбокомпрессора. Максимальное число оборотов агрегата 3000 в минуту. В конструкции агрегата предусмотрена возможность при необходимости изменять его направление вращения.

Всережимный регулятор постоянного давления является основным элементом управления подачей топлива на установившихся режимах. Он представляет собой конический редукционный клапан с переменным натяжением пружины, перепускающий часть топлива из линии форсунок на вход в насосный агрегат (рис. 2). Предварительное натяжение пружины клапана изменяется с помощью кулачкового механизма и рычага, связанного с педалью подачи топлива. Крайние положения рычага соответствуют режимам холостого хода и максимальной подаче топлива. Холостой ход регулируется с помощью внешнего упорного винта, ограничивающего перемещение рычага. На максимальное давление клапан настраивается подбором шайб между подвижным кулачком и пружиной и в процессе эксплуатации не изменяется. Кулачки сprofilированы таким образом, что осевое перемещение подвижного кулачка происходит только в пределах определенного угла поворота рычага.

Дальнейший поворот рычага, вплоть до соприкосновения его с нерегулируемым упором, уже не вызывает повышения натяжения пружины клапана.

Клапан регулятора постоянного давления снабжен поршневым серводвигателем. В одну из полостей серводвигателя А, через сверление в стержне клапана, подводится давление от линии форсунок. Другая полость Б соединена с клапаном ограничителя скорости турбокомпрессора. Между собой обе полости сообщаются через жиклер в поршне. При достижении максимального числа оборотов клапан ограничителя скорости начинает открываться, снижая давление топлива в полости Б серводвигателя. Под действием разности давлений, поршень, преодолевая усилие пружины, открывает клапан и снижает давление топлива в линии форсунок. На режимах, когда клапан ограничителя скорости закрыт, серводвигатель действует как гаситель колебаний, предотвращая возник-

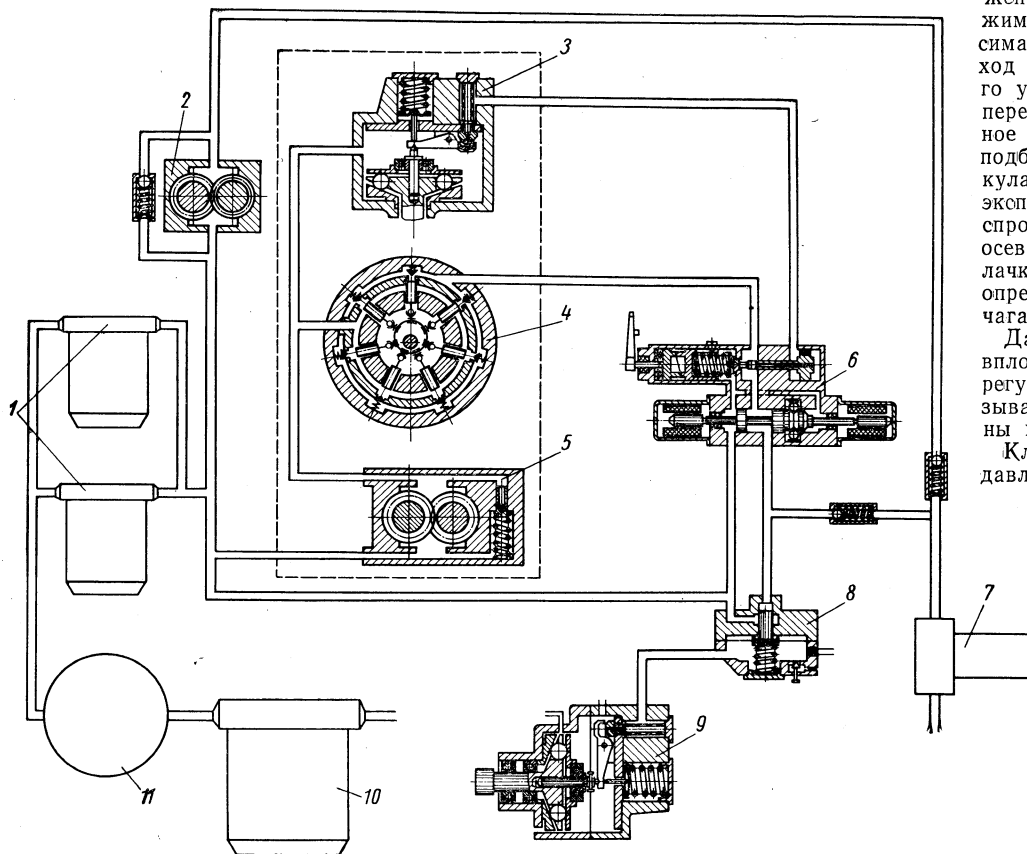


Рис. 1. Схема системы регулирования автомобильного газотурбинного двигателя ТурбоНАМИ-053:

1 — фильтры тонкой очистки топлива; 2 — пусковой насос; 3 — ограничитель скорости турбокомпрессора; 4 — насос высокого давления; 5 — подкачивающий насос; 6 — регулятор постоянного давления; 7 — электромагнитный стоп-кран; 8 — клапан приемистости; 9 — ограничитель скорости тяговой турбины; 10 — фильтр грубой очистки топлива; 11 — подкачивающий насос с приводом от электродвигателя

новения, регулятор постоянного давления, клапан приемистости, ограничители скорости турбокомпрессора и тяговой турбины и форсунок.

Шестеренчатый подкачивающий насос создает на входе в основную топливную насос давление  $1 \text{ кг/см}^2$ . Насос высокого давления плунжерного типа нерегулируемой производительности подает топливо к форсункам под давлением до  $90 \text{ кг/см}^2$ . Кинематика соединения плунжеров с приводным валом насоса обеспечивает принудительное перемещение их при прямом и обратном ходе.

Ограничитель скорости турбокомпрессора представляет собой однорежимный центробежный регулятор шарового типа.

Оба топливных насоса и измерительный узел ограничителя скорости выполнены в виде единого агрегата, приводимого

новением вибраций клапана.

В корпусе регулятора постоянного давления размещен стоп-кран, представляющий собой двухпозиционный золотниковый кран с электромагнитным управлением. Золотник связан с двумя электромагнитами, каждый из которых перемещает его в одно из крайних положений.

В одном положении золотника линия нагнетания плунжерного насоса сообщается с коллектором форсунок; в другом — с входом в насосный агрегат.

Ток к электромагниту подается кратковременно только на момент переключения золотника. Во время работы двигателя оба электромагнита обесточены, а золотник удерживается в заданном положении шариковым фиксатором. Фиксатор имеет два шарика, прижимаемых к золотнику одной пластин-



чатой пружиной в виде полукольца. Самоустанавливающаяся конструкция фиксатора позволяет разгрузить золотник от поперечных сил и дополнительного трения о втулку.

Клапан приемистости ограничивает давление в линии фор-

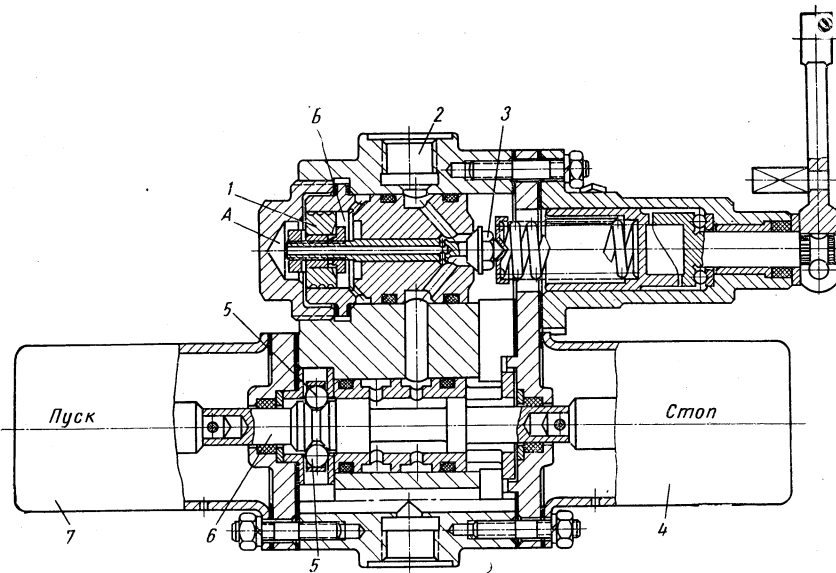


Рис. 2. Регулятор постоянного давления:

1 — поршень серводвигателя; 2 — подвод топлива от насоса; 3 — клапан; 4, 7 — электромагниты; 5 — шариковый фиксатор; 6 — золотник.

сунок в зависимости от давления воздуха за компрессором газотурбинного двигателя. Клапан известной конструкции и представляет собой плунжер, нагруженный с одной стороны давлением топлива, а с другой — усилием от мембраны и пружины. В мембранную камеру подводится редуцированное давление воздуха за компрессором двигателя. Редуцирование осуществляется с помощью жиклера на входе в камеру и регулировочного винта, через который камера сообщается с атмосферой.

Ограничитель скорости тяговой турбины установлен на редукторе газотурбинного двигателя и настроен на 6000 об/мин. По конструкции он аналогичен ограничителю скорости турбокомпрессора. Отличие состоит в установке центробежного узла на отдельных шарикоподшипниках и принудительной смазке его под давлением. Центробежный узел ограничителя отделен от клапана эластичной мембраной.

Клапан ограничителя скорости тяговой турбины сообщается с мембранной камерой клапана приемистости. После вступления ограничителя в работу клапан истрawливает воздух из мембранной камеры, увеличивая тем самым перепуск топлива из линии форсунок. Таким образом, на режиме работы ограничителя скорости тяговой турбины клапан приемистости выполняет функции исполнительного органа.

В процессе испытаний газотурбинного двигателя на автобусе в систему были внесены некоторые изменения. Запас производительности плунжерного насоса, равный на номинальном режиме 1,75, не обеспечивал достаточной подачи топлива на режимах пуска. Пуск и выход на режим холостого хода двигателя происходил вяло и при низкой температуре газа. Для устранения этого в систему был включен пусковой шестеренчатый насос с встроенным редукционным клапаном и приводом от электродвигателя.

Кроме того, система дополнена двумя обратными клапанами, которые автоматически соединяют коллектор форсунок либо с пусковой, либо с основной линией, в зависимости от того, в какой из них давление топлива оказывается выше.

Длинные трубопроводы от бака к двигателю и высокое расположение шестеренчатого подкачивающего насоса относительно уровня топлива в баке потребовали введения в систему дополнительного подкачивающего насоса коловратного типа с приводом от индивидуального электродвигателя.

Указанный насос был установлен около бака и ниже уровня топлива, что освобождало от необходимости заполнять си-

стему топливом и обеспечивало надежный пуск и работу газотурбинного двигателя зимой.

Во время испытаний системы на автобусе было обнаружено, что принятая конструкция стоп-крана не является достаточно надежной по двум причинам. В случае прекращения питания из-за повреждения цепи двигателя невозможно остановить с места водителя. В зимнее время на неработающем двигателе наблюдались случаи «приморзания» золотника вследствие наличия в топливе воды. В связи с этим в систему был включен стандартный электромагнитный стоп-кран, который после отключения питания закрывался под действием пружин. Мощный электромагнит и плоский клапан делали его нечувствительным к содержанию воды в топливе.

В проекте системы регулирования предусматривался терморегулятор, ограничивающий температуру газа на установившихся режимах при высоких температурах окружающего воздуха. Однако ввиду того, что при установке двигателя на автобус мощность газотурбинного двигателя была уменьшена за счет снижения максимального числа оборотов турбокомпрессора, температура газа не достигала предельной величины и терморегулятор был изъят из системы.

Для грубой очистки топлива применялся пластинчатый фильтр, а для тонкой — два соединенных параллельно фильтра тонкой очистки масла от двигателя ЯМЗ-204.

Электрическая часть системы автоматики предназначена для дистанционного управления пуском и остановкой газотурбинного двигателя и выполняет следующие четыре группы операций:

I — при пуске — включение стартер-генератора на стартерном режиме, включение стоп-крана, системы зажигания камеры сгорания и электродвигателей подкачивающего и пускового насосов;

II — при окончании пуска — переключение стартер-генератора на генераторный режим, выключение системы зажигания и электродвигателя пускового насоса;

III — при остановке двигателя — выключение стоп-крана и электродвигателя подкачивающего насоса;

IV — при холодном прокручивании турбокомпрессора — включение стартерного режима стартер-генератора и электродвигателя подкачивающего насоса, что позволяет одновременно прокачивать топливную систему.

Электрическая система управляется тремя кнопками на щитке водителя: — кнопки «Пуск», управляющей I группой операций; кнопки «Стоп» — III группой; кнопки «Холодное прокручивание» — IV группой операций. При нажатии кнопки «Пуск» система включается на самопитание и дальнейший процесс пуска и выхода ротора турбокомпрессора на режим холостого хода, равный 50% номинальной скорости, происходит полностью автоматически. При достижении ротором 40% номинальной скорости мембранный датчик, действующий по давлению воздуха за компрессором, осуществляет II группу операций. Кнопки «Пуск» и «Стоп» требуют кратковременного нажима. Холодное прокручивание длится все время, пока нажата соответствующая кнопка. Кнопки заблокированы таким образом, что нажатие кнопки «Стоп» немедленно прекращает пуск или холодное прокручивание.

В схеме предусмотрено дублирование автоматического управления пусковым насосом с помощью отдельного включателя.

Таким образом, автоматика газотурбинного двигателя Турбо-НАМИ-053 состоит из топливной, пневматической и электрической систем, которые на большинстве режимов работы двигателя действуют совместно.

Во время испытаний двигателя система работала на тракторном керосине и дизельном топливе. Кроме того, была проверена работа системы на бензине А-70; при переходе с одного сорта топлива на другой какая-либо перестройка системы не требовалась.

Действие системы удобно рассмотреть, пользуясь ее статической характеристикой, представленной на рис. 3. Указанная характеристика снята во время испытаний системы на стенде и уточнена по результатам испытаний системы на двигателе.

В начальный период пуска двигателя подача топлива в камеру сгорания определяется характеристикой 1 пускового насоса. При достижении 22% номинальной скорости обратные клапаны соединяют коллектор форсунок с основной топливной системой и отключают линию пускового насоса. После этого подача изменяется по характеристике 2 плунжерного насоса. В случае настройки регулятора постоянного давления на

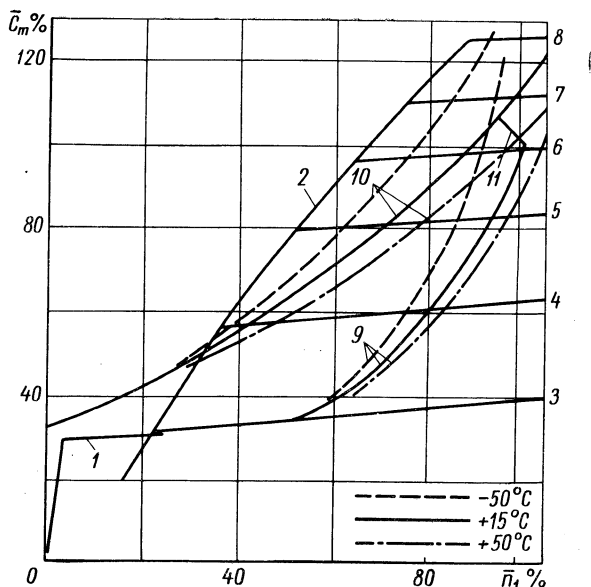


Рис. 3. Статическая характеристика системы регулирования: 1 — подача топлива пусковым насосом; 2 — характеристика основного топливного насоса; 3 — минимальная подача топлива; 4—8 — характеристики регулятора постоянного давления; 9 — кривые расхода топлива газотурбинного двигателя на установившихся режимах; 10 — характеристика клапана приемистости; 11 — характеристика ограничителя скорости турбокомпрессора.

режиме холостого хода, т. е. при полностью отпущенной педали подачи топлива, подача топлива, по мере повышения числа оборотов, будет увеличиваться по характеристике насоса только до момента пересечения ее с линией 3. Расход через форсунки будет сохраняться приблизительно постоянным вплоть до выхода турбокомпрессора на указанный режим. Если при пуске педаль подачи топлива нажата, то после достижения 32% номинальной скорости подача топлива изменяется по характеристике 10 клапана приемистости до пересечения ее с линией постоянной подачи, соответствующей заданной настройке 4—8 регулятора постоянного давления и далее по этой линии до пересечения с кривой 9 расхода газотурбинного двигателя.

При максимальной натяжке пружины клапана регулятора постоянного давления, т. е. при нажатой до упора педали подачи топлива, разгон турбокомпрессора по характеристике клапана приемистости будет продолжаться до пересечения ее с характеристикой 11 ограничителя скорости.

В данной системе при неизменном положении педали подачи топлива в линии форсунок поддерживается постоянное давление, что при простых одноступенчатых форсунках означает приблизительно постоянную подачу топлива в камеру сгорания. Во время перевода рычага регулятора постоянного давления в положение более высокой скорости турбокомпрессора подача топлива возрастает до уровня, определяемого характеристикой клапана приемистости, и далее по этой характеристике до пересечения ее с горизонтальной, соответствующей новой настройке. При обратном переводе рычага подача топлива сразу же снижается до уровня новой, более низкой настройки регулятора постоянного давления.

Область рабочих режимов системы регулирования, таким образом, очерчивается следующими границами: числом оборотов холостого хода, характеристикой клапана приемистости, характеристикой ограничителя скорости турбокомпрессора, максимальным числом оборотов и подачей топлива на холостом ходу.

Как известно, температура окружающего воздуха значительно влияет на характеристики газотурбинного двигателя. При изменении атмосферной температуры меняются как расход топлива, так и давление воздуха за компрессором.

Вследствие этого характеристика клапана приемистости зависит от атмосферной температуры. Это позволяет с помощью клапана приемистости простой конструкции при разгоне турбокомпрессора поддерживать приблизительно постоянную температуру газа перед турбиной в различных атмосферных условиях. На рис. 3 нанесены кривые расхода топлива двигателя и характеристики клапана приемистости, соответствующие внешним температурам  $+50$ ,  $+15$ ,  $-50^\circ\text{C}$ . Расходные кривые и зависимости давления воздуха за компрессором газотурбинного двигателя для названных температур получены пересчетом по обычным формулам приведения, основанным на теории подобия.

Из рис. 3 видно, что при температуре воздуха  $-50^\circ\text{C}$  подача топлива во время разгона вблизи максимального числа оборотов турбокомпрессора ограничивается регулятором постоянного давления. В данной системе изменение температуры окружающего воздуха незначительно влияет также на число оборотов холостого хода.

Рассмотрим некоторые особенности системы регулирования. Регулирование подачи топлива внутри области рабочих режимов по закону  $P_m = \text{const}$ , как отмечалось, означает сохранение приблизительно постоянного расхода через форсунки. Следовательно, данная система обладает свойствами системы, действующих по закону  $G_m = \text{const}$ . В частности, на всех режимах обеспечивается устойчивость совместной работы системы и двигателя, так как устраняется влияние изменения скорости вращения топливного насоса на подачу топлива.

Кроме того, при заданных атмосферных условиях положение регулирующего органа однозначно определяет режим турбокомпрессора, поскольку в газотурбинном двигателе без регенерации тепла изменение скорости вращения осевой тяговой турбины практически не влияет на режим турбокомпрессорной части двигателя.

Влияние атмосферных условий на режим работы двигателя при постоянном положении педали подачи топлива для автомобильных газотурбинных двигателей практического интереса не представляет, так как режимы меняются несоизмеримо быстрее, чем может произойти сколько-нибудь заметное изменение атмосферных условий.

Для газотурбинного двигателя с многофорсуночной камерой сгорания осуществление указанного метода регулирования с помощью всережимного регулятора постоянного давления обладает некоторым преимуществом в сравнении с известным регулятором постоянного расхода, состоящим из дроссельной иглы, шунтированной клапаном постоянного перепада давления.

В случае засорения одной или нескольких форсунок расход топлива через другие форсунки в данной системе не может значительно превзойти величину, соответствующую максимальному режиму. В системе с регулятором постоянного расхода давление перед форсунками может сильно повыситься так, что подача топлива в камеру сгорания сохранится неизменной. В результате расход топлива через засорившиеся форсунки резко возрастет, что может вызвать сильное искажение поля температур перед турбиной, небезопасное для двигателя. В системе с регулятором постоянного давления неравномерность поля температур в подобном случае окажется значительно меньшей и будет наблюдаться при более низкой средней температуре газа вследствие снижения максимальной подачи топлива.

Уменьшение максимальной подачи топлива, кроме того, повлечет за собой недобор числа оборотов турбокомпрессора, что будет сигнализировать водителю о неисправности форсунок.

В данной схеме действие ограничителя тяговой турбины может быть отображено на характеристике топливной системы следующим образом. На характеристику, представленную на рис. 3, наносится семейство кривых клапана приемистости, каждая из которых соответствует определенному открытию воздушного клапана ограничителя тяговой турбины (рис. 4). Названные кривые получают при постоянной настройке клапана приемистости и изменении давления воздуха на входе в него соответственно числу оборотов турбокомпрессора. Пересечение этих кривых с расходной характеристикой двигателя позволяет определить число оборотов турбокомпрессора на установившемся режиме при любом заданном положении клапана ограничителя оборотов тяговой турбины. Зная зависимость хода воздушного клапана ограничителя от числа оборотов тяговой турбины и используя график на рис. 4, можно навести характеристику ограничителя тяговой турбины на скоро-

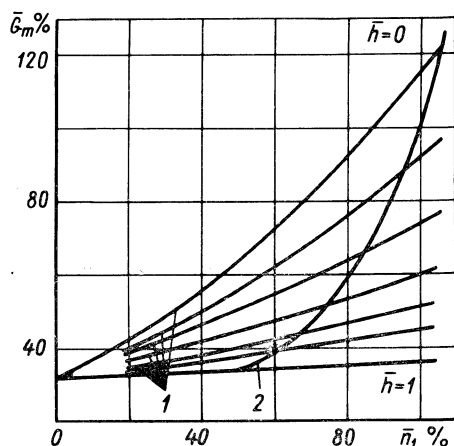


Рис. 4. Характеристика клапана приемистости при различных положениях клапана ограничителя скорости тяговой турбины: 1 — кривые клапана приемистости; 2 — расход топлива газотурбинного двигателя на установившихся режимах.

стную характеристику двухвального газотурбинного двигателя (рис. 5).

Наличие характеристик, представленных на рис. 4 и 5, позволяет определить реакцию турбокомпрессора в случае изменения нагрузки тяговой турбины при работе ее на регуляторном режиме, а также необходимый диапазон изменения скорости турбокомпрессора ограничителем тяговой турбины.

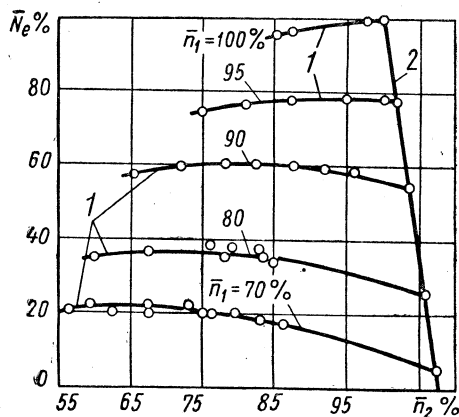


Рис. 5. Характеристика ограничителя скорости тяговой турбины:

1 — линии постоянных оборотов турбокомпрессора; 2 — статическая характеристика ограничителя оборотов тяговой турбины

Как отмечалось, характеристики газотурбинного двигателя и клапана приемистости в сильной степени зависят от атмосферной температуры. Поэтому для полной оценки поведения системы в различных эксплуатационных условиях необходимо названные выше построения производить не только для нормальных атмосферных условий, но и для крайних значений температуры окружающего воздуха.

Практически для надежной защиты тяговой турбины от чрезмерного повышения числа оборотов при снижении нагрузки в условиях низких температур ограничитель ее скорости должен иметь возможность понижать число оборотов турбокомпрессора приблизительно до режима холостого хода.

Для оценки динамических свойств системы во время испытаний ее на газотурбинном двигателе осциллографировалось изменение угловых скоростей обеих турбин, давления топлива перед форсунками и температуры газов на входе в турбину привода компрессора. В качестве датчиков использовались для записи числа оборотов тахогенераторы постоянного тока с независимым возбуждением типа ТД-1, для записи давления — манометрические датчики ДДМ и для записи температуры газов — четыре последовательно соединенных термопары.

На рис. 6 штриховой линией показана осциллограмма разгона турбокомпрессора от холостого хода до вступления в действие ограничителя максимальной скорости, полученного при резком переводе рычага регулятора постоянного давления из одного крайнего положения в другое. Разгон происходит с повышением температуры газа до  $840^\circ$ . Ограничитель скорости в момент выхода ротора турбокомпрессора на максимальный режим обеспечивает аperiodический переходный процесс без заброса числа оборотов.

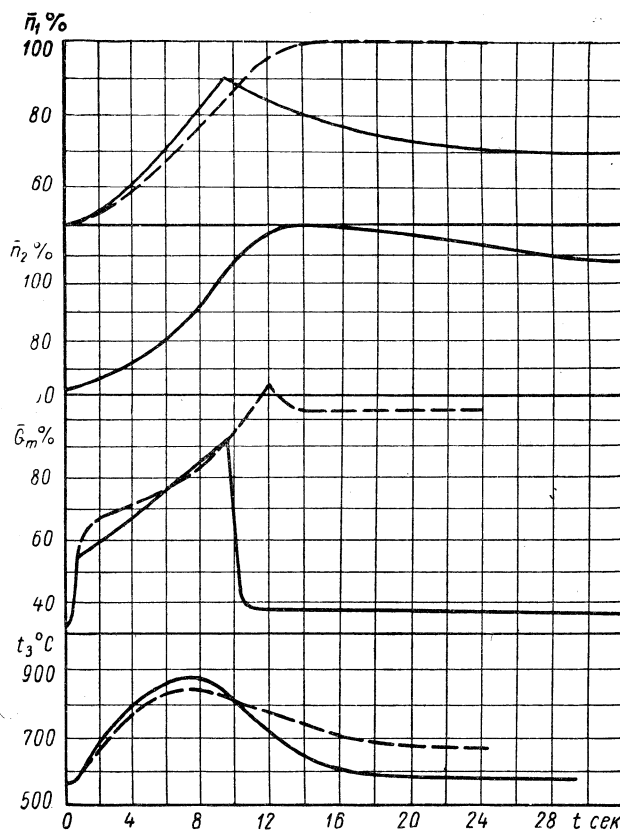


Рис. 6. Осциллограммы разгона.

На этом же рисунке дана зависимость подачи топлива при разгоне, построенная с помощью осциллограммы изменения давления и характеристики комплекта форсунок.

На рис. 6 сплошной линией изображена осциллограмма разгона обоих роторов газотурбинного двигателя с выходом тяговой турбины на максимальное число оборотов. Процесс также был вызван резким перемещением рычага регулятора постоянного давления из положения холостого хода в положение максимальной подачи. При этом тяговая турбина нагружалась гидротормозом, лишь частично заполненным водой и вследствие этого создавшим относительно небольшое сопротивление вращению.

При достижении 103% оборотов ограничитель тяговой турбины начинает снижать подачу топлива и число оборотов турбокомпрессора, которое к этому моменту достигло 90%. Понижение расхода топлива до 38% происходит достаточно быстро. Турбокомпрессор практически немедленно начинает реагировать на изменение подачи топлива. Тяговая турбина выходит на установившийся режим со значительным забросом числа оборотов, который достигает 20%.

Обращает внимание значительное время переходных процессов после вступления в работу ограничителя тяговой турбины. Выход турбокомпрессора на установившийся режим продолжается около 15 сек, а тяговой турбины — 23 сек и сопровождается значительным по величине и продолжительности запуском числа оборотов. Изменение скорости тяговой турбины с запаздыванием по отношению к подаче топлива является следствием прежде всего относительно медленного снижения газовой мощности турбокомпрессора, а также значительной инерции системы: тяговая турбина — редуктор — гидротормоз. Последняя осциллограмма на рис. 6 ясно показывает, что инерцион-

ность роторов двухвального газотурбинного двигателя существенно ухудшает управляемость двигателя не только в период разгона, но и при снижении скорости автомобиля, а также усложняет защиту тяговой турбины от превышения максимальной скорости.

Под воздействием ограничителя тяговой турбины газотурбинный двигатель вышел на следующий установившийся режим: число оборотов турбокомпрессора 70%, число оборотов тяговой турбины 107%, расход топлива 38%.

Во время испытаний двигателя на автобусе режим тяговой турбины, аналогичный полученному при указанных испытаниях

наступил при отказе коробки передач, в результате чего тяговая турбина и колеса автобуса оказались разъединены, а турбина полностью разгружена.

Тяговая турбина достигла 112%, а турбокомпрессор — 60% при нажатой до отказа педали подачи топлива. При движении в нормальных условиях ограничитель тяговой турбины в работу обычно не вступал.

Система регулирования испытывалась на автобусе в течение пробега 16 тыс. км в различные времена года. Последние 10 тыс. км после доводки ряда элементов система работала без существенных дефектов, успешно выполняла все необходимые функции и оказалась удобной в эксплуатации.

УДК 621.431.73:62-712

## Корректирование параметров оребрения цилиндра двигателя воздушного охлаждения с помощью метода электрического моделирования

Ю. А. ЗЕНЗН

Сибирский автомобильно-дорожный институт им. В. В. Куйбышева

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ** равномерного охлаждения двигателей воздушного охлаждения является весьма актуальной задачей для двигателестроителей, требующей быстрого ее решения.

Однако многие авторы считают, что неравномерность охлаждения двигателей воздушного охлаждения является органически присущим недостатком [1] их конструкции и поэтому работы в этом направлении ведутся недостаточно. Но причины неравномерности охлаждения двигателей воздушного охлаждения зависят от конструктора и технолога. Например, причиной неравномерности охлаждения между отдельными цилиндрами двигателя Д-37М является неравенство расходов охлаждающего воздуха, проходящего через их межреберные каналы, вызванное неравенством их аэродинамических сопротивлений, которое, в свою очередь, вызвано отклонениями в технологии литья.

Указанная неравномерность была вскрыта с помощью метода электрического моделирования с учетом работ Владимирского филиала НАТИ и лаборатории охлаждения Владимирского тракторного завода.

Для борьбы с такой неравномерностью предложено собирать конкретный двигатель из цилиндров и головок соответственно равных аэродинамических сопротивлений, для чего разработан специальный стенд, обеспечивающий разбраковку цилиндров и головок в соответствии с их аэродинамическими сопротивлениями.

В двигателях воздушного охлаждения наблюдается и неравномерность охлаждения в элементах отдельно взятого цилиндра, требующая особой постановки вопроса. Очевидно, причиной такой неравномерности является несоответствие тепловой напряженности отдельных элементов по окружности цилиндра поверхности охлаждения их, скорости охлаждающего воздуха, а также степени нагрева воздуха по линии тока.

С целью уменьшения такой неравномерности предлагалось поменять местами впускные и выпускные клапаны, так как стороны первых обдуваются более интенсивно, а тепловая напряженность ниже.

Однако такое предложение не решает вполне проблемы равномерности охлаждения и требует конструктивного вмешательства, связанного с большими затратами.

С помощью известных способов дефлектирования увеличить на нужную величину скорость воздушного потока со стороны выпускного клапана не представляется возможным. Следовательно, изменить коэффициент теплоотдачи по окружности цилиндра на нужную величину за счет изменения скорости воздушного потока практически нельзя. Поэтому необходимо коэффициент теплоотдачи от поверхности оребрения к охлаждающему воздуху привести к наружному контуру оребрения и посмотреть на возможности искусственного изменения его по нужному закону за счет высоты ребра, т. е. в соответствии с тепловой напряженностью в каждом элементе охлаждения.

Поставленная задача при обычных методах исследования является весьма сложной и трудоемкой.

Но в последнее время в помощь исследователям разработаны отечественными и зарубежными учеными простой, доступный и надежный метод решения различных задач термодинамики и теплотехники.

Таким методом является метод электротепловой аналогии (ЭТА), использующий для решения задачи интегратор ЭГДА 9/60. Литература по применению этого метода для исследования теплового состояния различных деталей турбомашин насчитывает многие десятки названий, а основы его даны в работе [1].

Рассмотрим применение интегратора ЭГДА 9/60 для определения коэффициента теплоотдачи от оребренной поверхности цилиндра двигателя воздушного охлаждения к охлаждающему агенту, а затем посмотрим на решенную задачу под углом зрения проблемы равномерности охлаждения по окружности цилиндра.

Применяя метод ЭТА для исследования теплового состояния двигателя внутреннего сгорания, допускаем, что процесс теплоотдачи от нагретых деталей двигателя к охлаждающему агенту является стационарным.

Такое допущение оправдано тем, что тепловое состояние нагретых деталей двигателя на фиксированном режиме его работы в течение цикла меняется незначительно. Следовательно, температура, измеренная с помощью термпары, является автоматически осредненной во времени, достаточно точно характеризует тепловое состояние данного элемента нагретой детали (стенки цилиндра или головки).

В основе метода ЭТА лежит математическое подобие дифференциальных уравнений, описывающих различные физические явления. В частности, такая аналогия имеется между законом теплопроводности и законом электропроводности.

Закон теплопроводности имеет вид

$$dq = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n_m} df_m, \quad (1)$$

а закон электропроводности

$$di = -\rho \frac{\partial \varphi}{\partial n_s} df_s, \quad (2)$$

где  $t$  — температура;

$\varphi$  — электрический потенциал;

$dq$  — количество тепла, проходящее в единицу времени через площадку  $df_m$ ;

$di$  — количество электричества, проходящее в единицу времени через площадку  $df_s$ .

Из уравнений (1) и (2) видно, что  $i$  является аналогом  $q$ ,  $\varphi$  — аналогом  $t$ .





Величина критерия Био меняется по поверхности в зависимости от значения  $\alpha$ .

В том случае, когда  $l_{m,0} = l_{\vartheta,0}$ , уравнение (12) имеет вид

$$\delta_{\vartheta} = \frac{\lambda_{cm}}{\alpha}, \quad (13)$$

где  $\delta_{\vartheta}$  — толщина фиктивного слоя электрической модели.

Если фиктивный слой должен быть изготовлен из бумаги другой проводимости, то толщина его определяется из следующего выражения:

$$\delta_{\vartheta} = \frac{\lambda_{cm}}{\alpha} \cdot \frac{\rho_{\vartheta,c}}{\rho_{\vartheta}}, \quad (14)$$

где  $\rho_{\vartheta,c}$  и  $\rho_{\vartheta}$  — соответственно проводимости бумаги, из которой выполнен фиктивный слой, и бумаги самой модели.

Итак, при задании граничных условий 3-го рода можно с помощью метода электрического моделирования определить коэффициент теплоотдачи от оребренной поверхности цилиндра к охлаждающему агенту.

В общем случае порядок определения заключается в следующем. Вычерчиваем нужное сечение цилиндра и задаем граничные условия. Собираем модель, причем при определении толщины фиктивного слоя, моделирующего сопротивление теплоотдачи с неизвестным коэффициентом, принимаем коэффициент, минимально возможный. При этом значения коэффициентов теплопроводности чугуна или алюминиевого сплава известны. Собранный модель подключаем к интегратору и решаем задачу. Получив температуры в нескольких точках сечения цилиндра, сравниваем их с температурами в тех же точках, полученными экспериментальным путем. Если совпадения не произошло, то толщину фиктивного слоя, моделирующего термическое сопротивление теплоотдачи, несколько уменьшаем. Снова получаем температуры в тех же точках, уже более близкие к экспериментальным.

После двух-трех таких приближений температуры цилиндра в этих точках, полученные моделированием и экспериментальным путем, совпадут, а толщина фиктивного слоя будет соответствовать искомому коэффициенту теплоотдачи.

Затем величину  $\delta_{\vartheta}$  измеряем измерителем, производим масштабные преобразования и искомый коэффициент теплоотдачи определяем по формуле

$$\alpha = \frac{\lambda_{cm}}{\delta_{\vartheta}}. \quad (15)$$

При определении местного коэффициента теплоотдачи от оребренной поверхности цилиндра к охлаждающему агенту (воздуху) с помощью метода ЭТА использовались экспериментальные данные, полученные при термометрировании двигателя Д-37 Е на режиме  $N_e = 50$  л. с.,  $n = 1800$  об/мин,  $t_{окр,в} = 25^\circ$ .

На рис. 2 показана модель цилиндра двигателя Д-37 Е для сечения по первому межреберному каналу плоскостью, перпендикулярной оси цилиндра, приближение 1-е.

Для выбора толщины фиктивного слоя в 1-м приближении значения коэффициентов теплоотдачи были взяты из работ [4] и [2].

В результате моделирования оказалось, что коэффициент теплоотдачи со стороны выпускного клапана занижен.

В следующем приближении толщина фиктивного слоя в данном месте была снижена на величину  $\alpha$  (рис. 2). В результате решения задачи 2-го приближения оказалось, что температуры, полученные на интеграторе, и температуры, полученные экспериментальным путем, в соответствующих точках сечения совпадают. Следовательно, искомый коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  определяется толщиной фиктивного слоя модели 2-го приближения и в нашем примере для одной точки равен  $610 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ .

Это значение коэффициента теплоотдачи отнесено к наружному контуру оребрения цилиндра, так как фиктивный слой, моделирующий термическое сопротивление теплоотдачи, исходил из этого контура.

Далее посмотрим на решенную задачу (рис. 2) под углом зрения проблемы равномерности охлаждения в элементах отдельно взятого цилиндра (проведем рассуждения о варианте модели 1-го приближения).

На рис. 2 видно, что изотермы не являются концентрическими окружностями, следовательно, при симметричном оребрении сторон впускного и выпускного клапанов нельзя получить равномерного охлаждения их даже при одинаковом обдуве.

Если на конце ребра стороны впускного клапана (рис. 2) измерить температуру, то изотерма, соответствующая этой температуре (в данном случае изотерма  $114^\circ$ ), уйдет в фиктивный слой и опишет искомую линию внешнего контура оребрения при 1-м приближении (на рис. 2 эта линия штриховая). Форму внешнего контура оребрения со стороны входа охлаждающего воздуха также следует выполнить по соответствующей изотерме. Затем надо выполнить полученное на модели сечение цилиндра в реальном двигателе и проверить температурное поле, которое будет уже более равномерным; собрать модель 2-го приближения и задать граничные условия по экспериментальным данным 1-го приближения. Решив задачу, получим новое сечение цилиндра, которое обеспечит еще более равномерное охлаждение.

После двух-трех таких приближений будет найдено сечение цилиндра, обеспечивающего равномерное охлаждение по окружности цилиндра.

Таким образом, использование предложенной методики доводки двигателей воздушного охлаждения даст возможность заводам-изготовителям исключить существенный недостаток из конструкции — высокую неравномерность охлаждения по окружности цилиндра.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Фильчаков П. Ф. и Панчишин В. И. Интеграторы ЭГДА, моделирование потенциальных полей на электропроводной бумаге. Киев, 1961.
2. Михеев М. А. Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, 1949.
3. Эйгенсон Л. С. Моделирование. Госиздат, «Советская наука», 1952.
4. Поспелов Д. Р. Двигатели внутреннего сгорания с воздушным охлаждением. М., Машгиз, 1961.

УДК 621.431.73.433

## Изменение температуры рабочих лопаток газовой турбины на неустановившихся режимах

И. А. БАРСКИЙ

ПРИ работе на неустановившихся режимах, характерных для автомобильных и транспортных газотурбинных двигателей (режимы пуска и прогрева этих двигателей, режимы разгона), температура рабочих лопаток турбины отличается от температуры потока газа на лопатках  $t_w$ . Это объясняется тем, что необходимо некоторое время на прогрев лопаток. Знание температуры рабочих лопаток на неустановившихся режимах, когда температура газа часто бывает выше расчетной, позволяет оценить прочностные качества лопаток, а также судить об изменении радиального зазора в рабочих лопатках.

Особое значение имеет определение температуры рабочих лопаток  $t_{\lambda}$  на режимах разгона газотурбинного двигателя, который ведется при повышенных температурах газа; эти режимы занимают значительное время у автомобильных газотурбинных двигателей, особенно в случае работы в городских условиях и на пересеченной местности.

Поэтому необходимо знать, как будет изменяться температура лопаток в период разгона в зависимости от времени  $t$  при заданном повышении температуры газа на лопатках  $\Delta t_w = t_w - t_{\text{нач}}$ . Индексом 0 обозначены параметры на исходном ре-

жиме ( $\tau=0$ ), а индексом *уст* в дальнейшем обозначены параметры на установившемся режиме ( $\tau=\infty$ ).

Из уравнения баланса тепла, подводимого к лопаткам и отводимого от них, за бесконечно малый промежуток времени  $dt$  следует

$$\frac{\alpha_2 F_n}{3600} (t_w - t_n) d\tau - \frac{\alpha_{ox} F_{ox}}{3600} (t_n - t_{ox}) d\tau - \frac{Q}{3600} d\tau = G_c c_p dt_n, \quad (1)$$

где  $\alpha_g$  и  $\alpha_{ox}$  — коэффициенты теплоотдачи от газа к лопатке и от лопатки к охлаждающему агенту;  
 $F_A$  и  $F_{ox}$  — поверхность пера лопатки и поверхность, омываемая охлаждающим агентом;  
 $t_{ox}$  — температура охлаждающего агента;  
 $Q$  — количество тепла, отдаваемого лопаткой в диск;

Уравнение (1) после преобразований может быть сведено к линейному дифференциальному уравнению, если принять, что величины  $t_w$ ,  $t_{ox}$  и  $Q$ , а также коэффициенты теплоотдачи не зависят от величины  $t_A$ . Решив полученное уравнение и определив произвольную постоянную из условия, что в начальный момент времени ( $\tau=0$ ) температура лопатки равна  $t_{A0}$ , получим

$$t_{\lambda} = t_{\lambda, ycm} - \frac{t_{\lambda, ycm} - t_{\lambda 0}}{\rho A \tau}, \quad (2)$$

где

$$A = \frac{\alpha_2 F_A + \alpha_{ox} F_{ox}}{3600 G_A c_A};$$

$$t_{A, ycm} = \frac{\alpha_2 F_A t_w + \alpha_{ox} F_{ox} t_{ox} - Q}{\alpha_2 F_A + \alpha_{ox} F_{ox}}.$$

Обычно в рабочих лопатках газовых турбин, не имеющих внутреннего охлаждения, наиболее опасными по прочности являются сечения, лежащие существенно выше корневого диаметра лопаток, где теплоотвод в диск невелик. Поэтому для неохлаждаемых лопаток без большой погрешности можно принять, что  $Q=0$ ,  $\alpha_{ox}=0$ ,  $t_{l,ycm}=t_w$ ,  $t_{x0}=t_w$ .

Тогда уравнение (2) упростится:

$$t_n = t_w - \frac{t_w - t_{n0}}{e^{A\tau}} = t_w - \frac{\Delta t_w}{e^{A\tau}}, \quad (3)$$

где

$$A = \frac{\alpha_2 F_{\lambda}}{3600 G_{\lambda} c_{\lambda}}.$$

Выражая поверхность пера лопатки через произведение ее периметра на высоту, а вес как произведение объема лопатки на удельный вес  $\gamma_{\text{л}}$ , после преобразований получим следующее уравнение для нахождения величины  $A$ :

$$A = \frac{\alpha_2}{3600 c_A \gamma_A} \cdot \frac{U}{F_{non}}, \quad (4)$$

где  $F_{non}$  — площадь поперечного сечения лопатки;  
 $U$  — периметр профиля лопатки.

Величины  $F_{non}$  и  $U$  берутся для того сечения лопаток, в которых определяют температуру.

Приближенно можно считать, что отношение  $\frac{U}{F_{non}}$  является функцией хорды профиля  $b$ , т. е.

$$\frac{U}{F_{non}} = \frac{1}{kb}, \quad (5)$$

где  $k = (2 \div 8) \cdot 10^{-2}$  — коэффициент.

Меньшее значение этого коэффициента относится к периферийному, а большее — к корневому сечениям. В среднем для опасного сечения лопатки  $k = (3 \div 5) 10^{-2}$ .

Величина коэффициента теплоотдачи от газа к лопатке

$$\alpha_2 = \frac{C \operatorname{Re}^{0,545} \lambda_2}{b} = \frac{C \lambda_2}{b} \left( \frac{Gb}{9,8 u F' \sin \beta_2} \right)^{0,545} \quad (6)$$

где  $C=0,74 \div 1,03$  — постоянная для данной лопадки величина, зависящая от угла  $\beta_2$  и относительного шага:

$\lambda_z$  — коэффициент теплопроводности газа;  
 $G$  — расход газа;  
 $\mu$  — коэффициент динамической вязкости газа;  
 $F_2 \sin \beta_2$  — проходное сечение на выходе из рабочих лопаток.

Подставив выражения (5) и (6) в уравнение (4), получим зависимость величины  $A$  от хорды рабочей лопатки:

$$A = \frac{C \lambda_2}{3600 k c_2} \left( \frac{G}{9,8 \mu F_2 \sin \beta_2} \right)^{0,545} \cdot \frac{1}{b^{1,455}}. \quad (7)$$

У газотурбинных двигателей с близкими между собой расчетными степенями повышения давления и температурами газа можно принять, что

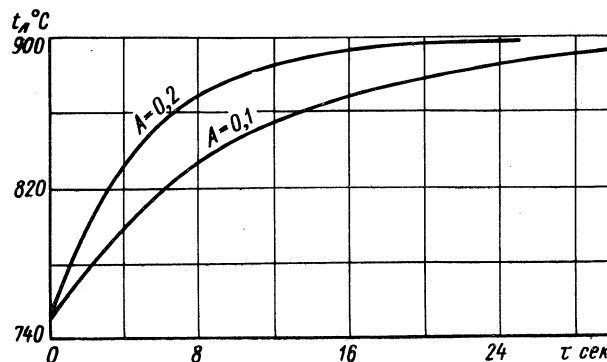
$$\frac{G}{F_2 \sin \beta_2} = \text{idem};$$

$$\frac{\lambda_2}{\mu} = \text{idem}$$

и, следовательно,

$$A \propto \frac{1}{h^{1,455}},$$

т. е. с увеличением хорды лопатки величина  $A$  существенно падает, а время, потребное на прогрев лопатки, увеличивается.



Время разгона турбокомпрессоров подобных двигателей прямо пропорционально их линейным размерам, поэтому в подобных двигателях

$$A\tau \sim \frac{1}{h^{0,455}},$$

т. е. в подобных двигателях показатель экспоненты в уравнениях (2) и (3) в период разгона с ростом размеров роторов уменьшается. Поэтому температура лопаток у большого двигателя в конце разгона будет ниже, чем у малого двигателя. Чем меньше размеры двигателя, тем меньше повышение температуры можно допускать в процессе разгона.

На рисунке показана зависимость температуры лопаток от времени, определенного по формуле (3) для двух значений  $A$ . Из приведенных кривых видно, что при величине  $A=0,2$ , характерной для автомобильных газотурбинных двигателей, температура рабочих лопаток становится близкой к температуре газа лишь через 15–20 сек. Если принять, что разгон турбокомпрессора газотурбинного двигателя длится 5 сек (что близко к действительности для автомобильных газотурбинных двигателей), то в конце разгона температура лопатки будет на 55° ниже температуры газа.

Повышение температуры газа в процессе разгона сравнительно мало влияет на конечную температуру лопатки, так как рост этой температуры уменьшает время разгона. Расчеты показали, что увеличение  $\Delta T_{\text{г}}$  со 150 до 200° приводит к повышению температуры лопатки с 845 до 860°, т. е. всего на 15°. При этом температура лопаток в конце разгона оказалась на 85° ниже температуры газа.

При расчете прогрева или охлаждения лопаток принято, что температура газа в процессе разгона постоянна. Это предположение достаточно близко действительности на режимах приемистости, когда температура газа быстро повышается

и далее изменяется мало. Если допущение о постоянстве  $t_w$  принять нельзя, то весь процесс разбивается на несколько участков, в пределах которых можно считать, что  $t_w = \text{const}$ .

В заключение отметим, что аналогичным способом можно определить температуру сопловых лопаток, однако с обязательным учетом теплоотвода в корпус.

### Выводы

1. Средняя по сечению температура лопаток на неустановившихся режимах существенно (на 50—80° и более) ниже температуры торможения газа на рабочих лопатках.

2. Зависимость температуры рабочих лопаток от времени с достаточной точностью может быть получена по уравнениям (2) и (3).

3. С уменьшением размеров лопаток двигателя температура последних в конце разгона повышается, все более приближаясь к температуре газа.

4. Увеличение температуры газа в процессе разгона сравнительно мало влияет на конечную температуру рабочих лопаток. Поэтому температуру газа в процессе разгона следует ограничивать главным образом границей помпажа компрессора.

УДК 629.113:534.014.2.001.5

## Некоторые вопросы статистического анализа колебаний автомобиля

К. И. ВИЛЬПЕРТ, д-р техн. наук Я. М. ПЕВЗNER, канд. техн. наук А. А. ТИХОНОВ, Б. В. ЮДИН

НАМИ

В ТЕОРИИ колебаний автомобиля все шире используются методы теории случайных функций (статистической динамики). Они позволяют при расчете колебаний учитывать реальные условия движения автомобиля на дорогах с произвольным микропрофилем. Появилась возможность проверять расчеты колебаний автомобиля экспериментальным путем. Однако такие исследования отстают от теоретических разработок. Это объясняется большой трудоемкостью статистической обработки экспериментальных данных. Эффективное применение статистических методов возможно лишь при использовании специализированной аппаратуры, существенно снижающей трудоемкость статистической обработки. Рассмотрим некоторые результаты работ, проведенных в НАМИ, по применению статистических методов экспериментального исследования колебаний автомобиля.

Колебания автомобиля на участке дороги с однородным микропрофилем можно рассматривать как стационарный случайный процесс. Такие процессы удобнее всего исследовать при помощи спектральных методов.

Как известно, спектром колебательного процесса называется функция, описывающая распределение амплитуд по различным частотам. Аналогичное спектральное описание можно дать и стационарному случайному процессу, однако при этом амплитуды будут случайными величинами, имеющими определенную дисперсию. Спектр случайного процесса будет описывать распределение дисперсии по различным частотам.

Спектральная плотность случайного процесса  $S(\omega)$  выражает дисперсию, приходящуюся на бесконечно-малую полосу частот  $d\omega$ . Величина  $S(\omega)$  связана преобразованием Фурье с корреляционной функцией  $R(\tau)$  случайного процесса:

$$S(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau. \quad (1)$$

Случайные функции часто реализуются в технике в виде напряжений или силы электрического тока. В этом случае  $S(\omega)$  будет пропорциональна мощности процесса, приходящейся в среднем на бесконечно-малую полосу частот  $d\omega$ . Исходя из этого функцию  $S(\omega)$  иногда называют энергетическим спектром.

Между спектральной плотностью  $S(\omega)$ , среднеквадратичным отклонением  $\sigma_x$  и дисперсией  $D_x$  существует зависимость

$$\sigma_x^2 = D_x = \int_{-\infty}^{\infty} S(\omega) d\omega. \quad (2)$$

Из равенства (2) видно, что  $\sigma_x$  дает более укрупненную, следовательно, менее детальную характеристику случайного процесса  $x(t)$ , чем спектральная плотность  $S(\omega)$ . Если  $\sigma_x^2 = D_x$  характеризует интенсивность процесса вне связи с частотой,

то  $S(\omega)$  дает представление о распределении интенсивности по частоте. Этим свойствам спектральной плотности широко пользуются для установления влияния отдельных параметров колебательной системы на ее колебания. Применительно к движущемуся в реальных дорожных условиях автомобилю, как многомассовой колебательной системе, знание спектральной плотности, например, ускорений в отдельных его точках (на полу кузова, на сиденьях, на неподдрессоренных частях и т. п.), имеет большое практическое значение как для оценки плавности хода, так и для анализа работы элементов подвески. Спектральная плотность позволяет точно установить не только общую интенсивность колебательного процесса, но и определить, в каком диапазоне частот происходят колебания, каким частотам соответствуют наиболее интенсивные составляющие процесса, и, следовательно, выявить источники колебаний. Таким образом можно объективно оценить правильность подбора жесткости рессор, степени гашения колебаний амортизаторами, упругих характеристик шин, сидений и т. п.

Знание спектральной плотности микропрофиля дороги характеризует качество ее покрытия с точки зрения воздействия на автомобиль. На этом основании решается вопрос о сопоставимости результатов дорожных испытаний автомобилей.

Наконец, спектральные методы можно широко использовать при моделировании систем подвесок на электронных вычислительных машинах. Получение спектральной плотности экспериментальным путем принято называть аппаратурным (или приборным) спектральным (или частотным) анализом или просто спектральным анализом.

Распространены два метода экспериментального получения спектральной плотности. По первому методу сначала определяют корреляционную функцию случайного процесса, а затем по уравнению (1) — спектральную плотность. Второй метод не требует предварительного определения корреляционной функции, что является его большим преимуществом перед первым. Он предусматривает применение специализированной электронной машины-анализатора с набором электрических фильтров. Этот метод основан на использовании избирательных свойств электрических фильтров, на выходе которых регистрируется мощность изучаемого процесса. В предлагаемой работе применялся последний метод с использованием спектрального анализатора серийного производства.

Комплекс аппаратуры для регистрации и спектрального анализа ускорений. Значительные габариты и вес анализатора не позволяют использовать его на автомобиле. Поэтому ускорения регистрируются на автомобиле записывающим блоком комплекта магнитной записи (КМЗ), разработанного и изготовленного в НАМИ. Использование магнитной записи дает ряд преимуществ: большая длительность записи, возможность многократного воспроизведения и длительного хранения и т. п. Схема регистрации ускорений приведена на рис. 1. Три датчика ускорений устанавливаются в наиболее характерных точках автомоби-



ля. Датчик имеет полосу пропускания 0—100 гц и три диапазона чувствительности:  $\pm 1g$ ,  $\pm 2g$  и  $\pm 5g$  (где  $g$  — ускорение силы тяжести).

Датчик  $D$ , представляющий собой дифференциальный трансформатор с изменяемымзором в магнитной цепи, включен в частотозадающие цепи двух генераторов  $G_1$  и  $G_2$ . При изменении ускорения, воздействующего на датчик, изменяется частота синусоидальных напряжений, выдаваемых генераторами. Эти напряжения подаются на кольцевой смеситель  $Дт$ , где происходит выделение разностной частоты

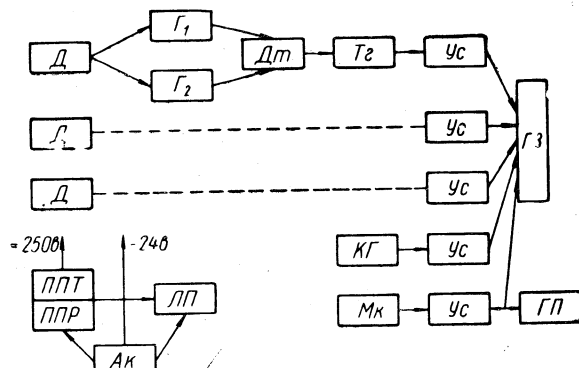


Рис. 1. Схема регистрации ускорений

генераторов  $G_1$  и  $G_2$ . Напряжением разностной частоты запускается триггер  $Tг$ . Триггер формирует импульсы, подаваемые на полупроводниковые усилители  $Ус$ , и, таким образом, разностная частота записывается на магнитную ленту. На магнитной ленте записываются импульсы постоянной амплитуды, но разной частоты. Изменение частоты импульсов пропорционально амплитуде ускорений, действующих на датчик  $D$ . Головка записи  $ГЗ$  — пятидорожечная. По трем дорожкам записываются исследуемые процессы, по четвертой — частоты компенсационного канала, по пятой — речевой сопроводительный текст. Ширина каждой дорожки 0,8 мм при общей ширине магнитной ленты 6,35 мм. Лентопротяжный механизм  $ЛП$  перемещает ленту со скоростью 192 мм/сек. Он питается переменным током 50 гц напряжением 220 в от полупроводникового преобразователя  $ППР$ . Преобразователь  $ППТ$  дает напряжение +250 в для анодных цепей. Весь блок записи питается от аккумулятора  $АК$  24в.

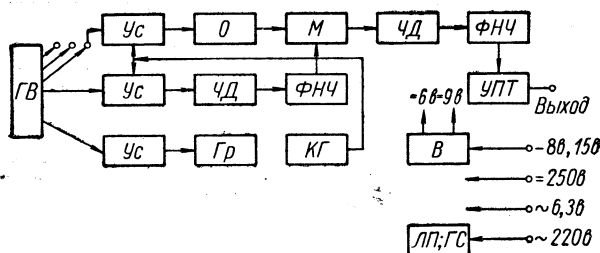


Рис. 2. Схема блока воспроизведения

Схема работы блока воспроизведения КМЗ приведена на рис. 2. После усиления импульсы рабочего канала запускают одновибратор  $O$ , который выдает импульсы постоянной амплитуды и длительности, а частота следования импульсов отображает записанный процесс и детонации ленты. В модуляторном каскаде  $M$  происходит модуляция амплитуды импульсов компенсирующим напряжением. Частотный детектор  $ЧД$  и фильтр низкой частоты  $ФНЧ$  выделяют напряжение, пропорциональное записываемому процессу и свободное от влияния детонации. Усилитель постоянного тока  $УПТ$  имеет два выхода: напряжения (питает приборы для статистической обработки) и тока (питает шлейфовый осциллограф). Контрольный генератор  $КГ$  позволяет проверять и устанавливать степень компенсации детонации. Устройство воспроизведения КМЗ — стационарного типа, питающееся от сети переменного тока.

Комплект магнитной записи КМЗ может работать без искажений в частотном диапазоне 0—200 гц.

С выхода блока воспроизведения КМЗ напряжение, пропорциональное исследуемому процессу, подается на вход спектрального анализатора. Анализатор имеет 22 полосовых фильтра, которые перекрывают полосу частот от 0,884 до 142,5 гц. Ширина полосы пропускания каждого фильтра равна  $1/3$  октавы.

Схема анализатора представлена на рис. 3. Поступившее на вход анализатора напряжение усиливается входным широкополосным усилителем  $ВУ$ , имеющим на входе регулятор чувствительности  $РЧ$ . После усиления анализируемое напряжение поступает на параллельно включенные фильтры  $Ф$ . Выход каждого фильтра включен на детектор. Напряжение с каждого детектора снимается скользящим контактом коммутатора фильтров  $КФ$  и подается в общий тракт в виде разделенных во времени импульсов соответствующей амплитуды. В модуляторе  $M$  импульсы модулируют высокую частоту 8 кц, получаемую от специального генератора  $Г$ . Модулированные сигналы проходят через детектирующее устройство, усиливаются усилителем вертикальной развертки  $УВР$  и поступают на вертикально-отклоняющие пластины электронно-лучевой трубки  $ЭИ$ . На экране трубки появляются ярко очерченные вертикальные линии, каждая из которых соответствует определенному фильтру. Отсчет длины полосы по шкале

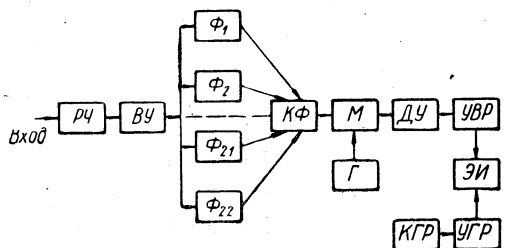


Рис. 3. Схема спектрального анализатора

децибел, имеющейся на экране электронно-лучевой трубки, пропорционален мощности процесса в полосе данного фильтра. Для получения устойчивого изображения спектрограммы горизонтальная развертка синхронизирована с напряжением, подаваемым на вертикально-отклоняющие пластины.

Для регистрации спектрограмм анализатор имеет фотоприставку, осуществляющую как отдельные съемки экрана, так и непрерывную съемку со скоростью один кадр в секунду.

Описанная аппаратура применяется для анализа ускорений, однако при наличии соответствующих датчиков она может использоваться для спектрального анализа любых других величин, характеризующих исследуемый процесс (например, относительных перемещений моста и кузова).

Спектральный анализ с помощью анализатора. Экспериментальное определение спектральной плотности связано с трудностями принципиального характера. Истинное значение спектральной плотности случайного процесса невозможно получить экспериментальным путем. Речь может идти лишь о получении приближенного значения (по терминологии теории случайных функций — о получении оценки) спектральной плотности. Это объясняется тем, что теоретически спектральная плотность определяется в бесконечном интервале времени, а практически время анализа всегда ограничено. Кроме того, теоретически спектральная плотность определяется как мощность спектральных составляющих процесса в бесконечно малой полосе частот, а в реальной аппаратуре используются фильтры, имеющие конечную полосу пропускания.

Важное значение имеет время анализа  $T$ , выбираемое так, чтобы погрешность за счет конечного времени анализа находилась в допустимых пределах и чтобы не было очень большим. В последнем случае можно также ожидать понижения точности анализа вследствие дрейфа параметров измерительной системы и монотонных изменений характеристики исследуемого процесса. В специальной литературе [1] дан достаточно подробный анализ зависимости ошибки в оценке спектральной плотности от времени анализа и параметров анализирующих систем.

Время анализа определяет продолжительность записи исследуемого случайного процесса в дорожных условиях. Дополнительно необходимо учитывать требования стационарности процесса, накладывающие ограничения на минимальную

длину записи (реализации) процесса. Реализация выбирается такой, чтобы сохранить основные статистические характеристики изучаемого процесса. Как показала практика исследований [2], время записи ускорений на автомобиле в дорожных условиях может быть принято 2 мин. В лаборатории подвески НАМИ ускорения записываются в течение 3 мин по следующим соображениям. При подаче сигнала реализации на анализатор в течение первой минуты происходит переходный процесс в фильтрах, а в течение последующих двух минут производится спектральный анализ ускорений.

Сигнал, поступающий в анализатор, сразу подается на все фильтры, так что на выходе прибора получается мгновенный спектр процесса, представленный в виде световых столбиков определенной высоты на экране электронно-лучевой трубки (рис. 4). Мгновенный спектр определяется как спектр отрезка процесса длительностью  $T_0$ , непосредственно предшествующего данному моменту  $t$ .

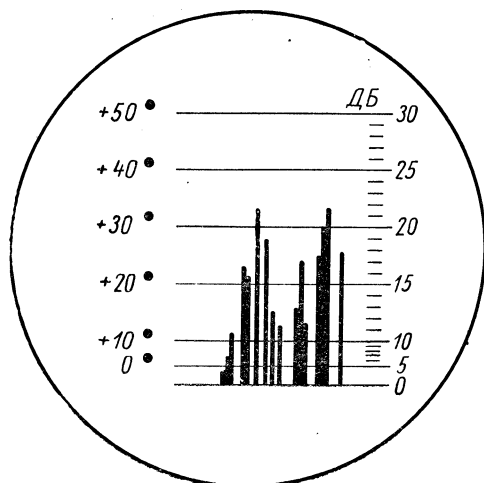


Рис. 4. Спектр на экране электронно-лучевой трубки анализатора

Для оценки спектральной плотности  $S'(\omega)$  необходимо найти среднюю величину полученных мгновенных значений спектра. Для этого фотографируется экран через определенные промежутки времени. Определяя среднее значение ординат (высоты) световых столбиков (для каждой полосы отдельно), полученных за время анализа, и деля каждую осредненную ординату на ширину полосы пропускания соответствующего фильтра, получают оценку спектральной плотности  $S'(\omega)$ .

На рис. 5 приведены графики спектральной плотности ускорений четырех точек автомобиля «Волга». На основании равенства (2) дисперсия полного ускорения определяется величиной площади под графиком спектральной плотности.

С использованием приведенной аппаратуры и методики в НАМИ выполнен ряд работ по анализу колебаний автомобилей в дорожных условиях, в том числе проведена большая работа по исследованию уровня вибраций автомобилей «Москвич» и «Волга» с разными типами шин.

Зависимость измеренной среднеквадратичной величины ускорений от полосы пропускания датчика и способа обработки. Согласно новой методике плавность хода автомобиля в дорожных условиях оценивается с использованием среднеквадратичной величины ускорений  $\sigma_x$ . В работах [3], [4] освещены основные вопросы, связанные с используемой аппаратурой и методикой вычисления  $\sigma_x$ . Ниже рассматриваются лишь два вопроса методического порядка, имеющие практическое значение и недостаточно освещенные в указанных работах.

Для вынесения оценки плавности хода заводами и организациями обычно используется разнотипная аппаратура. Однако для получения сопоставимых результатов необходимо, чтобы технические параметры этой аппаратуры отвечали определенным требованиям.

Датчикам ускорений необходимо иметь одинаковую полосу пропускания, так как ширина полосы пропускания влияет на измеренную величину  $\sigma_x$ . Это влияние зависит от спектра исследуемого ускорения. В некоторых случаях оно может быть очень значительным. Чтобы убедиться в этом, были проведены специальные опыты.

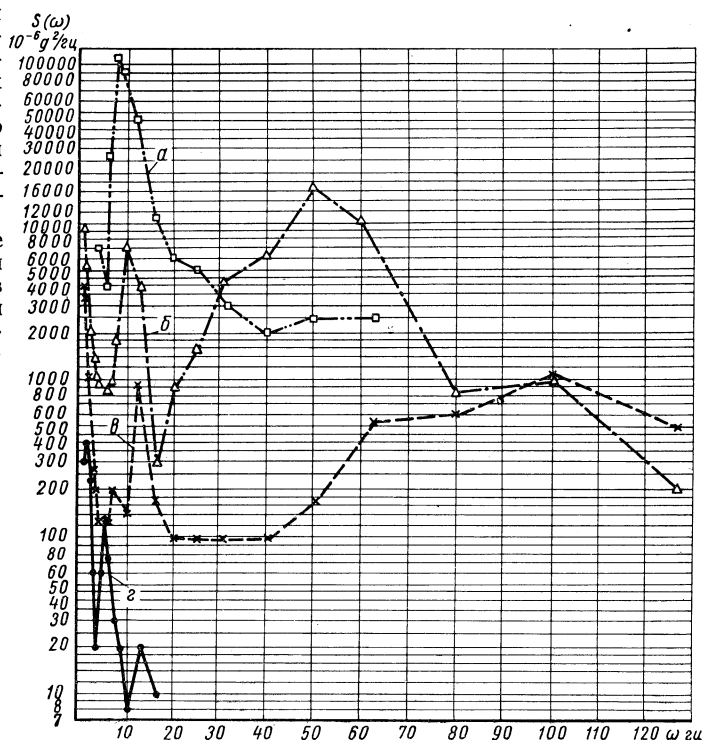


Рис. 5. Графики спектральной плотности ускорений четырех точек автомобиля «Волга»:

*a* — на балке заднего моста (бульжник, 45 км/ч); *b* — на полу у заднего сиденья (бульжник, 60 км/ч); *g* — на полу у переднего сиденья (асфальт, 90 км/ч); *z* — на переднем сиденья (асфальт, 50 км/ч)

На полу кузова над задней осью автомобиля ГАЗ-69 устанавливались рядом два датчика: один — с полосой пропускания 0—12 гц, включаемый на вход режимомера РМ-2Б [3], другой — с полосой пропускания 0—100 гц, включаемый на вход блока записи КМЗ. Автомобиль с датчиками двигался по мерному участку с постоянной скоростью. В результате статистической обработки получены значения среднеквадратичной величины ускорений  $\sigma_x$  (табл. 1).

Таблица 1

Условия движения		Полоса пропускания датчика ускорений в гц	Среднеквадратичная величина ускорений $\sigma_x$
Тип дорожного покрытия	Скорость движения в км/ч		
Асфальт	80	0—12	0,148 g
		0—100	0,59 g
Бульжник	40	0—12	0,15 g
		0—100	0,43 g
	60	0—12	0,24 g
		0—100	0,55 g

Для объяснения большой разницы в величинах  $\sigma_x$  воспользуемся на рис. 6 графиком спектральной плотности ускорений, зарегистрированных датчиком с полосой пропускания 0—100 гц. Видно, что спектр содержит значительные высокочастотные составляющие, срезаемые и, следовательно, не учитываемые при пользовании датчиком с полосой пропускания 0—12 гц.

Практический интерес представляет сравнение способов статистической обработки результатов измерений для вычисления  $\sigma_x$ . Записи ускорений того же автомобиля ГАЗ-69 в лабораторных условиях были обработаны тремя способами.

При первом способе сигнал с блока воспроизведения КМЗ подавался на вход режимомера РМ-2Б. С помощью послед-

него определялась кривая распределения ускорений, а по ней вычислялась  $\sigma_x$ .

Второй способ обработки предусматривал подачу сигнала на спектральный анализатор. По его данным строился график спектральной плотности ускорений, по которому и определялась  $\sigma_x$ .

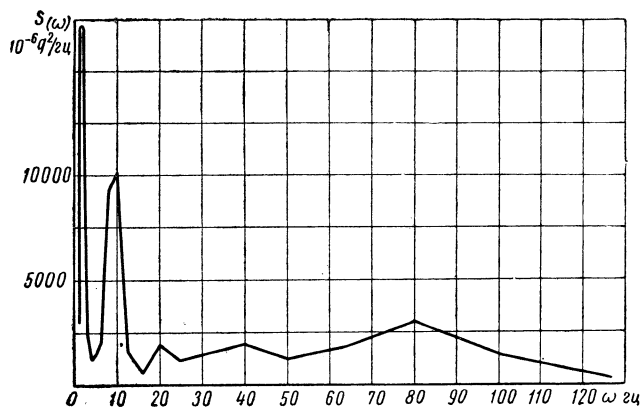


Рис. 6. Спектральная плотность ускорений на полу кузова над задней осью автомобиля ГАЗ-69 (булыжник, 60 км/ч)

При третьем способе сигнал процесса подавался на схему, собранную из блоков электронной моделирующей машины МПТ-9. Схема осуществляла возведение в квадрат мгновенных значений сигнала и последующее интегрирование. Результат интегрирования (отсчет вольтметра) делился на время реализации, что давало дисперсию процесса в соответствии с выражением

$$D_x = \sigma_x^2 = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt,$$

Результаты вычисления  $\sigma_x$  тремя способами приведены в табл. 2.

Из таблицы видно удовлетворительное совпадение величин  $\sigma_x$ , полученных тремя способами обработки. Наибольшая

Таблица 2

Условия движения		Способ обработки		
Тип дорожного покрытия	Скорость движения в км/ч	I (РМ-2Б)	II (анализатор)	III (МПТ-9)
Асфальт	80	0,59 g	0,49 g	0,54 g
Булыжник	40	0,43 g	0,405 g	0,43 g
	60	0,55 g	0,47 g	0,49 g

точность соответствует третьему способу в связи с его наименьшей приборной погрешностью. Этот способ может быть реализован с помощью относительно несложного электронного устройства, применяемого непосредственно на автомобиле. Среднеквадратичная величина ускорений  $\sigma_x$  определялась бы сразу после окончания заезда, что имеет большое практическое значение в условиях дорожных испытаний. Первый способ дает несколько завышенное значение  $\sigma_x$ . Это, возможно, объясняется схемными особенностями режима РМ-2Б. Если в нем увеличить число уровней дискриминации, то можно получить более детальную функцию распределения, в результате чего можно ожидать повышения точности вычисления  $\sigma_x$ .

Точность вычисления  $\sigma_x$  по второму способу находится в пределах 10%. Результаты, полученные с помощью спектрального анализатора, близки к результатам, полученным на электронной машине (третий способ).

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Сборник переводов под ред. В. И. Чайковского. «Определение параметров случайных процессов». Гостехиздат. УССР, 1962.
2. Chiesa A. and Oberto L. «Automobile Engineer», December, 1962.
3. Дайчик М. Л., Вильперт К. И., Воронков В. А. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 10.
4. Певзнер Я. М., Тихонов А. А. К вопросу об оценке плавности хода автомобиля. Труды НАМИ. Вып. 66. 1964.

УДК 629.114.9.012.8

## Экспериментальное исследование трения в подвесках малолитражных автомобилей

В. К. ВАХЛАМОВ, А. И. БУЧИН

Московский автомобильно-дорожный институт, Московский завод малолитражных автомобилей

**ЗАТУХАНИЕ** колебаний в подвеске автомобиля происходит благодаря трению, которое является одним из параметров автомобиля, характеризующих плавность хода и его комфортабельность.

Трение, возникающее в подвеске, различно по своей природе и может быть жидкостным (в гидравлических амортизаторах), сухим (в рессорах и шарнирах подвески) и межмолекулярным (в шинах и резиновых деталях подвески).

Все перечисленные виды трения различны по абсолютной величине, по-разному влияют на затухание колебаний и по-разному изменяются в зависимости от скорости колебаний автомобиля (рис. 1).

Жидкостное трение  $P_{ж}$  может изменяться пропорционально как квадрату скорости, так и скорости колебаний. Обычно оно линейно при малой скорости и быстро растет с ее увеличением. Жидкостное трение, даже небольшое, вызывает быстрое затухание колебаний.

Межмолекулярное трение  $P_{мм}$  также пропорционально скорости колебаний, но так как коэффициент сопротивления резины изменяется обратно пропорционально частоте колебаний, то при значительном изменении частоты эффективного затухания колебаний не происходит.

Основным видом трения, которое постоянно действует в подвеске автомобиля совместно с трением гидравлических амортизаторов, является сухое трение  $P_{сух}$ .

Сухое трение не зависит от скорости колебаний и часто чрезмерная его величина вредно влияет на колебания автомобиля. Так, например, трение в упругих элементах подвески приводит к увеличению частоты возбуждаемых колебаний и к полному или частичному выключению (блокированию) самих упругих элементов. Вследствие этого колебания автомобиля совершаются только на шинах, жесткость подвески увеличивается и короткие резкие толчки от дороги передаются непосредственно на кузов автомобиля, вызывая неприятные ощущения у пассажиров и водителя.

Величина сухого трения в подвеске зависит от пробега автомобиля, нагрузки, материала и состояния трущихся поверхностей, типа и качества смазки. На сухое трение влияют также конструктивные параметры подвески, зазоры в сопряженных деталях, температурные условия и другие факторы.

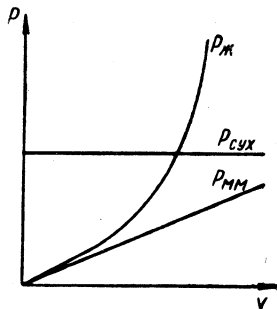


Рис. 1. Характер изменения силы трения  $P$  в зависимости от скорости колебаний автомобиля  $v$

Обилие и многообразие причин, влияющих на сухое трение, очень осложняют расчет и конструирование подвески автомобиля, особенно если учесть невозможность аналитического определения его величины. Поэтому не случайно в современных автомобилях, и главным образом в легковых и автобусах, стремятся устранить сухое трение и свести до минимума значение остальных видов трения, кроме жидкостного.

Однако полностью исключить сухое трение не удается, и оно всегда возникает в подвеске, в той или иной степени влияя на колебания. Между тем, данных по величинам сухого трения в подвеске автомобиля почти не опубликовано, что значительно затрудняет работу конструкторов и исследователей.

Кафедрой «Автомобили» Московского автомобильно-дорожного института совместно с ОГК Московского завода малолитражных автомобилей в 1963 г. были проведены экспериментальные исследования сухого трения в подвесках малолитражных автомобилей.

Исследовались автомобили «Москвич-407», «Москвич-408» (модель 1963 г.) и зарубежный автомобиль (модель 1963 г.). Основные параметры подвесок этих автомобилей приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры	Передняя подвеска			Задняя подвеска		
	«Москвич-408»	«Москвич-407»	Зарубежный автомобиль	«Москвич-408»	«Москвич-407»	Зарубежный автомобиль
Тип подвески	Независимая пружинная			Зависимая рессорная		
Жесткость подвески $2 c_p$ в кг/см . . . .	37,2	39,4	37,5	43	45,5	52
Статический прогиб подвески $f_p$ в см . . . .	16,0	14,0	16,3	14,5	12,8	12,9
Вес неподрессоренных масс в кг . . . . .	74	80	71	102	110	76
Размер шин в дюймах . . . . .	5,90—13	5,60—15	6,00—14	5,90—13	5,60—15	6,00—14
Давление в шинах в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7
Жесткость шин $2 c_{ш}$ в кг/см . . . . .	300	350	325	300	350	325

Подвеска переднего колеса зарубежного автомобиля (рис. 2, а) независимая пружинная на одном рычаге с перемещением колеса в продольной и поперечной плоскостях, а подвеска переднего колеса у автомобилей «Москвич» — независимая пружинная на двух поперечных рычагах.

Внутренний конец рычага 1 подвески консольно прикрепляется к передней поперечной раме с помощью цилиндриче-

ского пальца и сайлентблока. Наружный конец рычага с помощью шарового шарнира соединен со стойкой 2 подвески, которая представляет собой цилиндрическую трубу, являющуюся одновременно корпусом гидравлического амортизатора телескопического типа.

Цилиндрическая пружина 3 устанавливается между опорными чашками 4 и 5, закрепленными на стойке и штоке амортизатора. Верхний конец штока амортизатора прикрепляется с помощью шарикового подшипника 6.

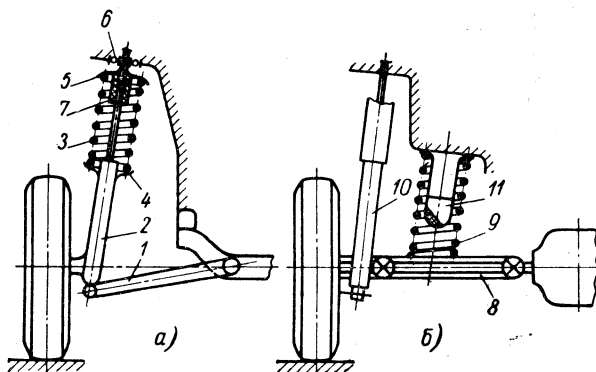


Рис. 2. Схема подвесок зарубежного автомобиля: а — передняя подвеска; б — задняя подвеска

Перемещение колеса вверх ограничивается резиновым буфером 7, расположенным внутри пружины, а перемещение колеса вниз — амортизатором.

Стабилизатор поперечной устойчивости кузова отсутствует. Подвеска заднего колеса зарубежного автомобиля (рис. 2, б) также независимая пружинная на одном рычаге с перемещением колеса в продольной и поперечной плоскостях, в отличие от зависимых рессорных подвесок заднего колеса автомобилей «Москвич».

Рычаг 8 подвески внутренними концами прикрепляется к задней поперечине рамы с помощью цилиндрических пальцев и сайлентблоков. Наружный конец рычага соединен с цапфой заднего колеса.

Цилиндрическая пружина 9 и гидравлический амортизатор 10 телескопического типа, устанавливаются между рычагом и полом кузова.

Перемещение колеса вверх ограничивается резиновым буфером 11, расположенным внутри пружины, а перемещение колеса вниз — амортизатором.

Параметры, характеризующие подвески исследуемых автомобилей, определены при статической тарировке подвески на вертикальную жесткость. При статической тарировке измерялась деформация подвески над осью колеса в зависимости от вертикальной нагрузки.

Для определения величины сухого трения использовалась упругая характеристика подвески (рис. 3), т. е. зависимость между вертикальной нагрузкой подвески и ее деформацией, измеренной над осью колеса. Кривая, соответствующая нагружению подвески, не совпадает с кривой разгрузки. Разница между этими кривыми и определяет трение в подвеске.

Величина трения в подвеске оценивается одним из следующих показателей:

1. Абсолютной величиной силы трения  $F$ , равной половине разности ординат, заключенной между кривыми нагружения и разгрузки.

2. Относительной величиной силы трения  $F_{om} = \frac{F}{G_1} 100\%$ , определяемой для статического положения ( $G_1$  — поддрессоренный вес).

3. Величиной прогиба подвески  $f_m = \frac{F}{2c_p}$ , который бы вызвала сила, равная по величине силе трения.

Упругие характеристики подвесок исследуемых автомобилей приведены на рис. 3.

Абсолютная величина силы трения в передней подвеске автомобиля «Москвич-408» (рис. 3, а) немного больше, чем в подвеске зарубежного автомобиля, из-за большего числа шарниров в подвеске, и значительно меньше, чем у автомобиля «Москвич-407», из-за различной конструкции нижнего шарнира стойки подвески.

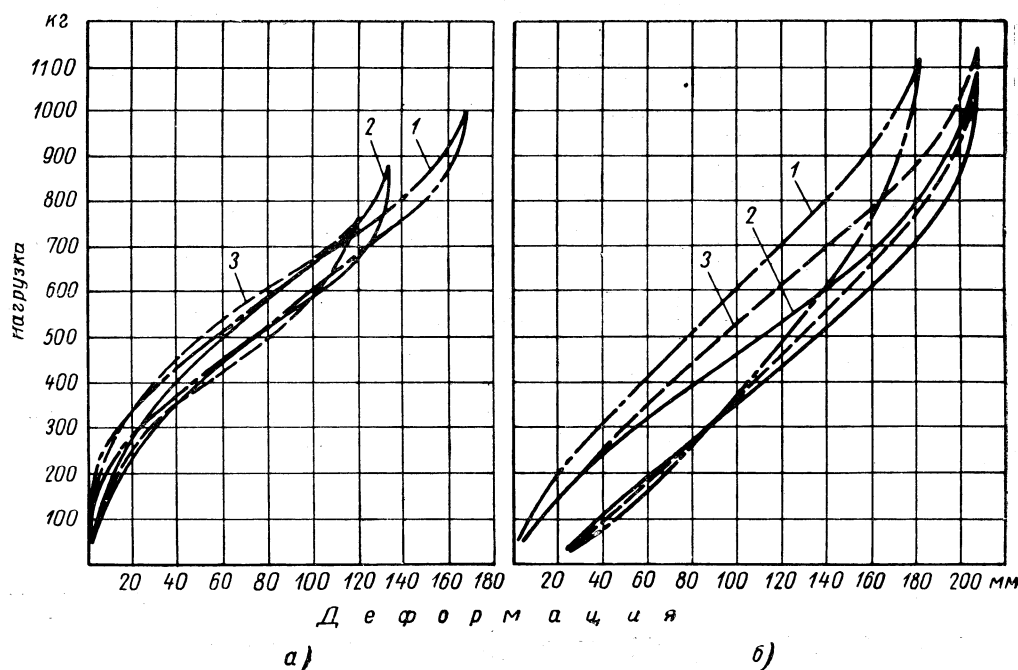


Рис. 3. Упругие характеристики подвесок малолитражных автомобилей:  
а — передние подвески; б — задние подвески; 1 — зарубежный автомобиль; 2 — «Москвич-408»; 3 — «Москвич-407»

Абсолютная величина силы трения в задней подвеске автомобиля «Москвич-408» (рис. 3, б) значительно меньше, чем у автомобиля «Москвич-407» и зарубежного автомобиля. Разницу в величинах сил трения можно объяснить для автомобиля «Москвич-407» наличием девятилистных рессор (на автомобиле «Москвич-408» установлены шестилистные рессоры).

С помощью полученных упругих характеристик подвесок были определены величины показателей, характеризующих трение в этих подвесках (табл. 2).

Из этой таблицы видно, что сила трения по абсолютной величине в передней подвеске автомобиля «Москвич-408» примерно в 1,3 раза больше, чем у зарубежного автомобиля и почти в 1,7 раза меньше, чем у автомобиля «Москвич-407», а в задней подвеске соответственно меньше в 3,4 раза и 2,1 раза.

Трение в подвеске влияет не только на вертикальные, но и на поперечные угловые колебания кузова, от которых в значительной степени зависят управляемость и устойчивость автомобиля. Так, при повороте автомобиля под действием центробежной силы возникает поперечный крен подвесочных масс, который после выхода автомобиля из поворота может явиться причиной поперечных угловых колебаний. Гашение этих колебаний происходит за счет момента трения, создаваемого силой трения рессор, буферов и амортизаторов.

Во время исследований, кроме силы трения, определялись величины моментов трения, причем сначала определялась поперечная угловая жесткость подвески.

При определении поперечной угловой жесткости к кузову автомобиля прикреплялась жесткая балка, один конец которой талью поднимался вверх, а другой с помощью специального нагрузочного устройства притягивался вниз. Усилия, создаваемые талью и нагрузочным устройством, фиксировались динамометрами. Угол крена кузова измерялся с помощью угломера.

Для определения момента трения

на вертикальные, но и на поперечные угловые колебания кузова, от которых

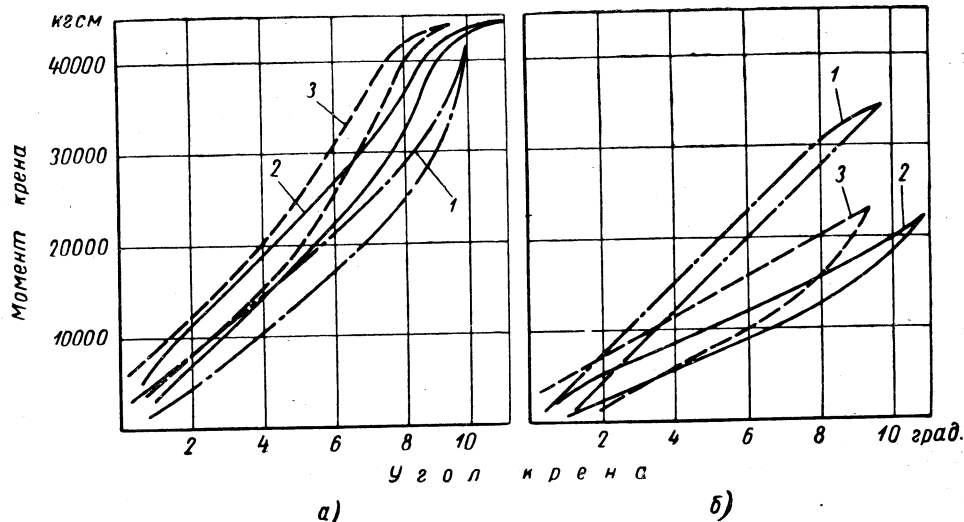


Рис. 4. Поперечная угловая жесткость подвесок малолитражных автомобилей (обозначения те же, что на рис. 3).

использовался график поперечной угловой жесткости (рис. 4). Кривая, соответствующая нагружению кузова моментом крена, не совпадает с кривой разгрузки. Половина разности ординаты, заключенной между этими кривыми, и определяет величину момента трения.

Разность между кривыми нагружения и разгрузки передних подвесок испытываемых автомобилей (рис. 4, а) при углах крена от 2 до 7° почти одинакова, следовательно, и моменты трения в этих подвесках мало отличаются друг от друга.

Момент трения в задней подвеске автомобиля «Москвич-408» немного больше, чем у зарубежного автомобиля, и гораздо меньше, чем у автомобиля «Москвич-407».

С помощью полученных графиков определены моменты трения передних и задних подвесок в отдельности для углов крена от 2 до 7°, а также суммарные моменты трения подвески автомобиля в целом (табл. 3).

Таблица 2

Параметры	Передняя подвеска			Задняя подвеска		
	«Москвич-408»	«Москвич-407»	Зарубежный автомобиль	«Москвич-408»	«Москвич-407»	Зарубежный автомобиль
Абсолютная сила трения $F$ в кг . . . .	32,5	55	25	35	72,5	120
Относительная сила трения $F_{от}$ в % . . . .	5,5	10	4,1	5,62	12,4	17,9
Прогиб подвески $f_m$ в см . . . . .	0,875	1,4	0,667	0,815	1,59	2,31



Таблица 3

Автомобиль	Момент трения в кгсм		
	в передней подвеске	в задней подвеске	суммарный
«Москвич-408» . . . . .	2150	1500	3650
«Москвич-407» . . . . .	2550	2900	5450
Зарубежный . . . . .	1900	1300	3200

Моменты трения в подвесках каждого автомобиля при углах крена в указанном диапазоне почти постоянны.

Из табл. 3 видно, что величина момента трения в передней подвеске автомобиля «Москвич-408» примерно в 1,1 раза больше, чем у зарубежного автомобиля, и почти в 1,2 раза меньше, чем у автомобиля «Москвич-407». Величина момента

трения в задней подвеске автомобиля «Москвич-408» в 1,15 раза больше, чем у зарубежного автомобиля, и в 1,9 раза меньше, чем у автомобиля «Москвич-407». Общий суммарный момент трения в подвесках автомобиля «Москвич-408» в 1,15 раза больше, чем у зарубежного автомобиля, вследствие различной конструкции задних подвесок (зависимая рессорная у автомобиля «Москвич-408» и независимая пружинная у зарубежного автомобиля), и в 1,5 раза меньше, чем у автомобиля «Москвич-407», из-за различных упругих элементов задних подвесок (шестилстовые рессоры у автомобиля «Москвич-408» и девятилистовые — у автомобиля «Москвич-407»).

Исследования, позволившие получить данные по величинам трения в подвесках малолитражных автомобилей, являются первыми шагами в области изучения трения в подвеске автомобиля. Чтобы конструкторы и исследователи имели необходимые данные по трению, облегчающие их работу при конструировании и расчете подвески, нужно определить величину трения в элементах подвески и изменение трения в зависимости от главных причин, влияющих на его величину, и в основном, в зависимости от пробега автомобиля.

УДК 629.1.071

## К вопросу о весовых параметрах и габаритах автомобилей

(В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук Н. И. КОРОТОНОШКО

НАМИ

**В** НАШЕЙ стране согласно ГОСТу 9314-59 осевые нагрузки автомобилей для общегосударственной сети дорог приняты 10 т и 6 т.

Эксплуатация транспортных средств в течение последних 5 лет показала, что ГОСТ 9314-59 «Автомобили и автопоезда» не удовлетворяет требованию эффективного развития транспортных средств даже на ближайшие годы и не обеспечивает предохранения дорог от перегрузки и разрушения по следующим причинам:

1. Разность между нормами максимально допустимой нагрузки на одинарную неуправляемую ось транспортных средств групп А и Б велика и при смешанной дорожной сети не позволяет даже кратковременной работы транспорта группы А на дорогах транспорта группы Б.

2. По группе А для транспортных средств установлена норма максимальной нагрузки на одинарную ось 10 т и одновременно указано, что для автобусов разрешается нагрузка на ось 11,5 т. Следовательно, единой государственной нормы максимальной нагрузки на одинарную ось для транспортных средств группы А нет и дороги не защищены от перегрузки. Кроме того, максимально допустимая норма нагрузки на сближенные оси по группе А задана 9 т ( $2 \times 9 = 18$  т) при расстоянии между сближенными осями 3 м и менее.

Отсутствие регламентации минимального расстояния между сближенными осями, при которой нагрузка 9 т еще может быть разрешена, также ставит дороги в условия перегрузки.

3. По группе Б для транспортных средств установлена максимально допустимая нагрузка на одинарную ось 6 т и одновременно указано, что разрешена нагрузка 6,5 т на ось для самосвалов и 7 т на ось для автобусов. Следовательно, единой государственной нормы максимальной нагрузки на одинарную ось нет и дороги не защищены от перегрузки.

Кроме того, максимальная нагрузка на сближенные оси для транспорта группы Б назначена 5,5 ( $2 \times 5,5 = 11,0$  т) при расстоянии между сближенными осями 3 м и менее. Поэтому при минимальных расстояниях между осями дороги перегружаются.

Снижение нормы максимальной допустимой нагрузки на одинарную ось до 6 т для дорожной сети общегосударственного значения недопустимо, так как указанная норма:

а) понижает рентабельность двухосных автомобилей в связи со снижением грузоподъемности при заниженном осевом весе;

б) ведет к усложнению конструкции транспортных средств ввиду необходимости шире применять трехосные автомобили, вместо двухосных с целью повышения их грузоподъемности;

в) увеличивает вес автомобилей и повышает коэффициент тары;

г) увеличивает стоимость производства, ремонта и эксплуатации при многоосных автомобилях.

Вместе с тем нагрузка не является единственным показателем, вызывающим разрушение дороги, так как при одном и том же объеме перевозок уменьшение нагрузки на ось увеличивает число пробегов транспортных средств. Вместе с тем строгий запрет движения всех автомобилей по шоссе в период весеннего оттаивания дорог, выборочный контроль автомобилей и автобусов по полному весу и ограничению скорости движения транспортных средств с предельно допустимым осевым весом предохраняет дороги от преждевременного разрушения. Ограничения скорости грузовых автомобилей и контроль веса на ряде автострад приняты, например, в Италии. Строгий и полный запрет движения автомобилей по шоссе весной практикуется в США. Наряду с этим при обычной эксплуатации в контрольных пунктах США, Италии и других стран производится взвешивание грузовых автомобилей и автобусов и за превышение полного веса и осевых весов взимается штраф. При таких правилах использования шоссе дорог достигается их сохранность при относительно высокой норме весовой нагрузки.

В ГОСТе 9314-59 определение максимального полного веса транспортных средств по группам А и Б не является строгим, так как не установлена норма весовой нагрузки на одинарную управляемую ось.

В международной практике максимальная нагрузка на управляемую ось установлена и определение полного веса стало закономерным.

Изучение вопроса о единых нормах весовых и габаритных ограничений показало, что автомобильная промышленность и эксплуатирующие организации могут принять по группе А единую норму максимально допустимой нагрузки на одинарную ось 10 т и на сближенные оси 17—18 т в зависимости от расстояния между ними.

Что же касается дорог, на которых допускается в настоящее время эксплуатация транспорта с нагрузкой на одинарную ось 6 т, то они при отсутствии контроля будут перегружаться, так как повышение рентабельности перевозок в связи с повышением грузоподъемности стимулирует перегрузку автомобилей в эксплуатации. Кроме того, неизбежен выход на эти дороги автомобилей группы А, предназначенных для работы на дорогах первой и второй технических категорий.



Выбирая любое из звеньев дифференциала (1, 2,  $\theta$ ) за звено приведения, можно согласно данному выше определению, вычислить приведенные моменты трения:

на звене 1

$$M_{mp1}^{np} = \frac{M_{mp}^{c\theta} (\omega_c - \omega_\theta) + M_{mp}^{1\theta} (\omega_1 - \omega_\theta) + M_{mp}^{2\theta} (\omega_2 - \omega_\theta)}{\omega_1}; \quad (4)$$

на звене 2

$$M_{mp2}^{np} = \frac{M_{mp}^{c\theta} (\omega_c - \omega_\theta) + M_{mp}^{1\theta} (\omega_1 - \omega_\theta) + M_{mp}^{2\theta} (\omega_2 - \omega_\theta)}{\omega_2}; \quad (5)$$

на водиле

$$M_{mp,\theta}^{np} = \frac{M_{mp}^{c\theta} (\omega_c - \omega_\theta) + M_{mp}^{1\theta} (\omega_1 - \omega_\theta) + M_{mp}^{2\theta} (\omega_2 - \omega_\theta)}{\omega_\theta}; \quad (6)$$

где в скобках в общем случае должна быть записана разность угловых скоростей сопрягаемых звеньев, а числители правых частей приведенных равенств выражают мощность

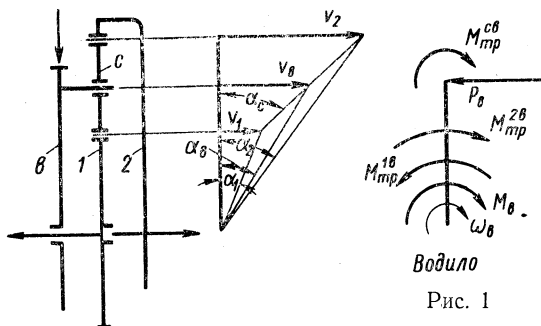


Рис. 1

сил трения в механизме при наличии относительной скорости между звеньями.

Учитывая, что мощность сил трения является всегда потерей мощности, все слагаемые в числителе являются положительными, независимо от величины и направления указанных в скобках угловых скоростей. Поэтому при определении записанной в скобках разности всегда из большей угловой скорости следует вычитать меньшую, если эти скорости направлены в одну сторону, и складывать их, если они направлены противоположно.

Полагая в первом приближении, что суммарные моменты трения  $M_{mp}^{c\theta}$ ,  $M_{mp}^{1\theta}$ ,  $M_{mp}^{2\theta}$  не зависят от относительных угловых скоростей звеньев, можно заметить, что приведенные моменты трения являются величинами переменными, так как в дифференциале, имеющем две степени свободы, мощность потерь трения при неизменной передаваемой полезной мощности зависит от кинематических соотношений в механизме и приведенный момент трения может принимать значение от нуля до бесконечности.

Однако, несмотря на это, с помощью приведенных моментов трения можно оценивать как блокирующие свойства, так и потери мощности (к.п.д.) дифференциалов.

Используем для этой цели свойства дифференциальных механизмов, состоящие в том, что значение сил и моментов на его звеньях не зависит от кинематических соотношений в механизме. При решении с учетом сил трения указанная независимость сохраняется до тех пор, пока не произойдет изменения в направлении относительной скорости движения звеньев.

При работе дифференциала возможны два принципиально разных случая:

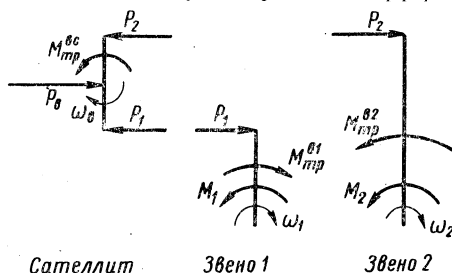
1. Ведущим звеном является водило, а два других звена (1 и 2) — ведомые<sup>1</sup>. Этот случай возможен при движении автомобиля своим ходом. Если принять  $\omega_\theta = \text{const}$ , то изме-

нение кинематических соотношений в механизме может происходить в пределах от  $\omega_1=0$  до  $\omega_2=0$ ; т. е. в интервале от буксования задней оси до буксования передней.

Направление относительных скоростей в данном случае зависит от того, какое из звеньев 1 и 2 является забегавшим и какое отстающим.

2. Ведущим является одно из звеньев привода к осям (например, 1), а два других звена: водило и 2 — ведомые. Такой случай возможен при пуске двигателя с большим сопротивлением прокручиванию, путем буксирования автомобиля. Положив  $\omega_1 = \text{const}$ , можно заметить, что изменение кинематических соотношений здесь происходит в интервале  $\omega_2=0$  до  $\omega_\theta=0$  и что в этом интервале  $\omega_2$  — отрицательно, т. е. колеса задней оси вращаются навстречу движению автомобиля.

Случай, когда звенья 1 и 2 являются ведущими, а водило ведомое, отличается от первого случая лишь направлением крутящих моментов на звеньях и самостоятельного значения не имеет. На рис. 1 и 2 даны планы скоростей звеньев для указанных выше случаев работы дифференциала.



Там же (на рис. 1 и 2) показаны все силы и моменты (включая и моменты трения) на отдельных звеньях дифференциала, за исключением опорных реакций, не имеющих значения при данном решении:

$M_\theta$ ;  $M_1$ ;  $M_2$  — моменты внешних сил;

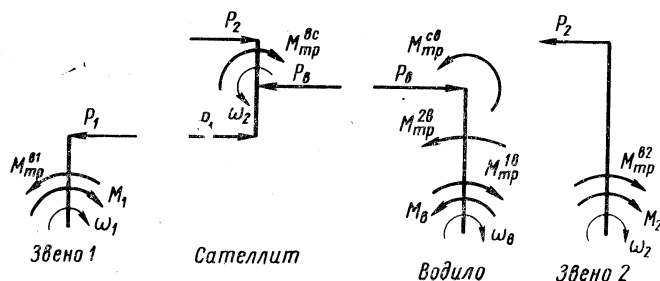


Рис. 2

$P_\theta$ ;  $P_1$ ;  $P_2$  — силы, действующие в кинематических парах.

Направление моментов сил трения на отдельных звеньях определено, исходя из направлений относительных угловых скоростей звеньев. Поскольку для первого случая все угловые скорости направлены по часовой стрелке (см. рис. 1), а

$$\omega_c = \text{tg } \alpha_c > \omega_2 = \text{tg } \alpha_2 > \omega_\theta = \text{tg } \alpha_\theta,$$

то на звене 1 момент  $M_{mp}^{1\theta}$  действует по направлению вращения звена (так как  $\omega_\theta > \omega_1$ ), а  $M_{mp}^{2\theta}$  на звене 2 и  $M_{mp}^{c\theta}$  на сателлите, навстречу вращениям этих звеньев. На сопряженном с ними водиле указанные моменты имеют противоположные знаки.

Аналогичным образом определены направления моментов сил трения и для второго случая, когда ведущим является первое звено.

Считая момент на ведущем звене и моменты трения  $M_{mp}^{c\theta}$ ,  $M_{mp}^{1\theta}$ ,  $M_{mp}^{2\theta}$  известными и рассматривая равновесие каждого

<sup>1</sup> Признаком ведущего звена является одинаковое направление векторов угловой скорости и крутящего момента. У ведомого звена эти два вектора имеют разное направление.

звена в отдельности, можно получить следующие значения моментов на ведомых звеньях:

для первого случая

$$M_2 = M_8 \frac{R_2}{R_2 + R_1} - M_{mp}^{c8} \frac{R_2 R_1}{(R_2 + R_1) R_c} - M_{mp}^{18} \frac{R_2}{R_2 + R_1} - M_{mp}^{28} \frac{R_1}{R_2 + R_1}; \quad (7)$$

$$M_1 = M_8 \frac{R_1}{R_2 + R_1} + M_{mp}^{c8} \frac{R_2 R_1}{(R_2 + R_1) R_c} + M_{mp}^{18} \frac{R_2}{R_2 + R_1} + M_{mp}^{28} \frac{R_1}{R_2 + R_1}; \quad (8)$$

для второго случая

$$M_2 = M_1 \frac{R_2}{R_1} - M_{mp}^{c8} \frac{R_2}{R_c} - M_{mp}^{18} \frac{R_2}{R_1} - M_{mp}^{28}; \quad (9)$$

$$M_8 = M_1 \frac{R_1 + R_2}{R_1} - M_{mp}^{c8} \frac{R_2}{R_c} - M_{mp}^{18} \frac{R_2}{R_1} - M_{mp}^{28}. \quad (10)$$

Приведенные уравнения показывают, что при передаче крутящего момента от водила за счет внутреннего трения дифференциала при любых кинематических соотношениях в нем, происходит перераспределение крутящего момента по ведомым звеньям: на отстающем звене момент увеличивается, а на забегающем — уменьшается. При передаче крутящего момента от одного из звеньев 1 или 2 перераспределения крутящего момента не происходит; на обоих ведомых звеньях крутящий момент уменьшается. Таким образом, перераспределение крутящего момента на ведомых звеньях происходит только в том случае, когда крутящий момент на ведущем звене является суммой двух других внешних (ведомых) моментов в дифференциале. Последнее, однако, не означает, что дифференциал при передаче усилия от колес к двигателю (при его пуске буксировкой) не обладает блокирующими свойствами, так как  $M_8 = M_1 + M_2$ ; а  $M_1 > M_2$  при наличии внутреннего трения в дифференциале.

Приведенные решения являются общими и справедливы для любых кинематических соотношений между звеньями в диапазоне изменения угловых скоростей в первом случае от  $\omega_1 = \omega_8$  до  $\omega_1 = 0$  и во втором — от  $\omega_2 = 0$  до  $\omega_8 = 0$ . В указанном диапазоне заслуживают внимания те кинематические соотношения, при которых дифференциал, имеющий две степени свободы, обращается в механизм с одной степенью свободы.

Во всей эволюции дифференциала таких состояний три:

$$\omega_1 = 0; \quad \omega_2 = 0; \quad \omega_8 = 0.$$

При первых двух состояниях дифференциал превращается в планетарный редуктор с передачей мощности либо от двигателя к одному из буксующих осей, либо от колес одной оси к двигателю при проскальзывании второй оси. При третьем состоянии дифференциал становится простой зубчатой передачей, в которой мощность от одной оси передается на другую.

Для указанных состояний дифференциального механизма приведенные моменты трения имеют вполне определенные значения, которые можно найти, используя уравнения (4) — (6) и (1) — (3).

Обозначим приведенный момент трения, взятый при одном из неподвижных звеньев, индексом неподвижного звена, например:  $M_{mp1}^{p1}$  — приведенный момент трения дифференциала на водиле при  $\omega_1 = 0$ ;  $M_{mp2}^{p2}$  — приведенный момент трения дифференциала на втором звене при  $\omega_8 = 0$  и т. д.

Таких приведенных моментов трения можно написать шесть, т. е. по два для каждого указанного выше состояния механизма, например, для случая, когда  $\omega_1 = 0$ , можно полу-

чить следующее значение приведенного момента трения на втором звене:

$$M_{mp2}^{p1} = M_{mp}^{c8} \frac{R_2 R_1}{(R_2 + R_1) R_c} + M_{mp}^{18} \frac{R_2}{R_2 + R_1} + M_{mp}^{28} \frac{R_1}{R_2 + R_1}, \quad (11)$$

где

$$\frac{R_2}{R_2 + R_1} = i_{82}^1 - \text{передаточное число от водила ко второму звену при неподвижном первом};$$

$$\frac{R_1}{R_c} = i_{c1}^8 - \text{передаточное число от сателлита к первому звену при неподвижном водиле};$$

$$\frac{R_1}{R_2 + R_1} = i_{81}^2 - \text{передаточное число от водила к первому звену при неподвижном втором звене}.$$

На том же звене, но при  $\omega_8 = 0$ , приведенный момент трения будет иметь следующее значение:

$$M_{mp2}^{p8} = M_{mp}^{c8} \frac{R_2}{R_c} + M_{mp}^{18} \frac{R_2}{R_1} + M_{mp}^{28}. \quad (12)$$

Если теперь сопоставить полученные значения (11) и (12) с уравнениями (7) и (9), то можно увидеть, что та величина, на которую изменяются крутящие моменты на звеньях дифференциала за счет внутреннего трения, равна приведенному моменту трения, взятому на ведомом звене при втором неподвижном звене.

Это обстоятельство дает возможность использовать приведенные моменты трения в качестве оценочного параметра внутреннего трения дифференциала.

Все шесть приведенных моментов трения дифференциала, вычисленных при трех различных состояниях механизма, связаны друг с другом следующими равенствами:

$$M_{mp1}^{p2} = M_{mp1}^{p8} i_{82}^1 = M_{mp1}^{p8} i_{82}^1 = M_{mp2}^{p1} = M_{mp2}^{p8} i_{81}^2 = M_{mp2}^{p8} i_{81}^2.$$

Поэтому их можно легко определить, если вычислить один из них.

При определении значений крутящих моментов на звеньях несимметричного дифференциала следует иметь в виду, что:

1) при ведущем водиле крутящие моменты на ведомых звеньях 1 и 2 изменяются на величину приведенного момента трения, взятого на одном из ведомых звеньев при неподвижном другом ведомом звене  $M_{mp1}^{p2} = M_{mp2}^{p1}$  [см. уравнение (11)];

2) при ведущем первом звене, крутящие моменты на ведомых звеньях (2 и водило) уменьшаются на величину приведенного момента трения, взятого при неподвижном водиле на втором звене  $M_{mp2}^{p8} = M_{mp1}^{p2}$  [см. уравнение (12)];

3) при ведущем втором звене крутящие моменты на ведомых звеньях уменьшаются на величину приведенного момента трения, взятого при неподвижном водиле на первом звене

$$M_{mp1}^{p8} = M_{mp1}^{p1} = M_{mp}^{c8} i_{c1}^8 + M_{mp}^{28} i_{21}^8 = M_{mp}^{18}. \quad (13)$$

Для симметричного дифференциала приведенные моменты трения для второго и третьего случаев равны друг другу в результате равенства

$$i_{c1}^8 = i_{c2}^8 \text{ и } i_{12}^8 = i_{21}^8 = 1.$$

Как известно, блокирующая способность дифференциала зависит от увеличения крутящего момента на отстающем звене, следовательно, критерием для ее оценки может служить приведенный момент трения, определяющий это увеличение.

Поскольку перераспределение моментов происходит только при ведущем водиле, то лучше использовать приведенный момент, взятый на одном из ведомых звеньев при неподвижном втором (см. пункт 1).

Все предложенные варианты определения для коэффициентов блокировки

$$K_0 = \frac{M_2 - M_1}{M_6}; \quad K_8 = \frac{M_2}{M_8}; \quad K_6 = \frac{M_2}{M_1}$$

(где  $M_2$  — момент на отстающем звене) неприемлемы для несимметричного дифференциала, вследствие того, что  $M_2$  всегда в этом случае больше  $M_1$ .

Уравнения (7) и (8) показывают, что крутящий момент увеличивается на одну и ту же величину на обоих ведомых звеньях. Следовательно, привод, имеющий меньшее передаточное число от водила (звено 1), блокируется в большей степени.

Это обстоятельство необходимо учитывать при назначении запасов прочности в процессе конструирования: привод с меньшим передаточным числом при несимметричных дифференциалах повышенного трения должен иметь больший запас прочности.

Очевидно, наиболее правильно коэффициент блокировки определять порознь для обоих приводов:

$$K_{б1} = \frac{M_{mp1}^{np2}}{M_1^0} \text{ и } K_{б2} = \frac{M_{mp2}^{np1}}{M_2^0},$$

где  $M_1^0$  и  $M_2^0$  — значения крутящих моментов на обоих приводах при отсутствии трения, т. е.

$$M_1^0 = M_{б1} i_{б1}^2; \quad M_2^0 = M_{б2} i_{б2}^2.$$

Такое написание приемлемо и для симметричных дифференциалов, так как там

$$K_{б1} = K_{б2}.$$

Чтобы установить возможность применения указанных приведенных моментов для оценки потерь в дифференциале, необходимо общее уравнение теряемой мощности

$$N_{mp} = M_{mp}^{cв} (\omega_c - \omega_б) + M_{mp}^{1в} (\omega_1 - \omega_б) + M_{mp}^{2в} (\omega_2 - \omega_б) \quad (14)$$

разделить и умножить на  $(\omega_1 - \omega_б)$ .

Тогда

$$N_{mp} = \left( M_{mp}^{cв} \frac{\omega_c - \omega_б}{\omega_1 - \omega_б} + M_{mp}^{1в} \frac{\omega_1 - \omega_б}{\omega_1 - \omega_б} + M_{mp}^{2в} \frac{\omega_2 - \omega_б}{\omega_1 - \omega_б} \right) (\omega_1 - \omega_б),$$

откуда, используя уравнения (1)–(3), получим

$$N_{mp} = \left( M_{mp}^{cв} \frac{R_1}{R_c} + M_{mp}^{1в} + M_{mp}^{2в} \frac{R_1}{R_2} \right) (\omega_1 - \omega_б),$$

или

$$N_{mp} = M_{mp1}^{np,в} (\omega_1 - \omega_б).$$

Если уравнение (14) разделить и умножить на  $(\omega_2 - \omega_б)$  или на  $(\omega_2 - \omega_1)$ , то получим

$$N_{mp} = M_{mp2}^{np,в} (\omega_2 - \omega_б)$$

и

$$N_{mp} = M_{mp2}^{np1} (\omega_2 - \omega_1).$$

Таким образом, любой из трех указанных выше моментов трения может быть использован для определения коэффициентов блокировки и к.п.д. дифференциала.

Изложенные выше методы решения и полученные формулы справедливы и для определения приведенных моментов трения дифференциалов других конструкций: кулачковых, червячных, конических симметричных и несимметричных и т. д. В каждом частном случае определяются суммарные моменты трения между тремя основными звеньями дифференциала и, исходя из его конструктивных форм и геометрических параметров, находят передаточные числа, необходимые для вычисления приведенных моментов трения.

Уравнения двух различных видов, приводимые в автомобильной литературе для симметричных дифференциалов, можно признать справедливыми, если вместо «момента трения дифференциала» в один из них поставить приведенный момент трения дифференциала  $M_{mp2}^{np,в}$ , взятый на одном из звеньев при остановленном водиле, а в другие уравнения  $M_{mp1}^{np1}$  — приведенный момент трения, взятый при ведущем водиле на любом звене при неподвижном втором.

Тогда в первом случае получим

$$M_1 = M_{б1} i_{б1}^2 \pm M_{mp2}^{np,в} i_{б1}^2 = \frac{M_{б1}}{2} \pm \frac{M_{mp2}^{np,в}}{2};$$

$$N_{mp} = M_{mp2}^{np,в} (\omega_2 - \omega_б) = M_{mp1}^{np1} (\omega_1 - \omega_б),$$

а во втором

$$M_1 = M_{б1} i_{б1}^2 \pm M_{mp2}^{np1} = \frac{M_{б1}}{2} \pm M_{mp2}^{np1};$$

$$N_{mp} = M_{mp2}^{np1} (\omega_2 - \omega_1) = M_{mp1}^{np1} (\omega_2 - \omega_1).$$

Чтобы исключить большое разнообразие используемых в литературе уравнений для характеристики трения дифференциала, следует принять в автомобильной терминологии за его приведенный момент трения один из трех возможных, определяемых формулами (11)–(13).

В качестве такого момента целесообразно выбрать приведенный момент трения дифференциала, взятый при ведущем водиле на одном из ведомых звеньев при неподвижном втором ( $M_{mp2}^{np2} = M_{mp1}^{np1}$ ), поскольку он непосредственно определяет величину перераспределения крутящих моментов, потери мощности на трение и может быть определен экспериментально.

УДК 629.11.013.3

## Исследование работы безрычажного сцепления

Канд. техн. наук Г. И. СМЕРНОВ

Азово-Черноморский институт механизации сельского хозяйства

**ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ** исследованиями установлено, что безрычажное сцепление должно отличаться более плавным включением, чем сцепление обычных конструкций. Это требовалось проверить экспериментально. В качестве эталона было принято сцепление автомобиля ЗИЛ-150, отличающееся, по литературным данным, высокой плавностью включения. Испытывалось безрычажное сцепление (рис. 1), конструкция которого была разработана применительно к условиям размещения на маховике двигателя ЗИЛ-120 при минимальном объеме работ. Нажимное усилие в сцеплении обеспечивается комплектом из двух тарельчатых пружин 1 и 2. Аккумулирующая пружина 1 имела обычную, почти прямолинейную характеристику. Нажимная пружина 2 имела характеристику (рис. 2) с участком отрицательной жесткости, который и является рабочим.

При сборке сцепления комплект пружин 1 и 2 (рис. 1) подвергается предварительной затяжке ( $A+B$ ), которая распределяется между пружинами соответственно их податливости. Совместная работа пружин иллюстрируется диаграммой (рис. 3). Комплект находится в устойчивом равновесии: при перемещении выжимной чашки в ту или другую сторону возникает стабилизирующее усилие, равное разности усилий пружин. Сцепление показано во включенном состоянии. Для выключения сцепления необходимо переместить выжимную чашку 3 (рис. 1) вправо, сжимая нажимную пружину 2 и освобождая аккумулирующую пружину 1. Усилия обеих пружин падают. Освобождающаяся энергия аккумулирующей пружины 1 помогает водителю деформировать нажимную пружину 2. Когда аккумулирующая пружина 1 освободится пол-



ностью, точнее когда ее усилие упадет до уровня суммарного усилия отжимных пружин 4, начнется отход нажимного диска 5 от ведомого 6 (образование зазора для обеспечения чистоты выключения). Включение сцепления происходит в обратном порядке под воздействием стабилизирующего усилия при отпуске водителем педали сцепления.

Плавность включения сцепления определяется не только его конструкцией, но и скоростью перемещения педали водителем. Следовательно, получение надежных сравнительных данных возможно лишь при механическом управлении включением сцепления и поворотом дроссельной заслонки.

Для проведения сравнительных испытаний двухдискового сцепления автомобиля ЗИЛ-150 и экспериментального безрычажного в Азово-Черноморском институте механизации сельского хозяйства был оборудован стенд, на котором обеспечивались условия работы сцепления, близкие к эксплуатационным: использовались двигатель и коробка передач автомобиля, сопротивление разгону поступательно движущихся и вращающихся масс автомобиля имитировалось набором маховиков, момент инерции которых был соответствующим образом рассчитан, сопротивление перекачиванию автомобиля имитировалось ленточным тормозом, была осуществлена упругая связь между вторичным валом коробки передач и нагрузкой (ленточный тормоз и маховые массы) в соответствии с тем, как это имеется в трансмиссии автомобиля. Отсутствующая на стенде часть трансмиссии автомобиля была заменена звеном, эквивалентным ей по упругости (податливости). При

Рис. 1. Экспериментальное безрычажное сцепление.

конструировании звена в качестве показателя упругости использовалась величина угла поворота фланца вторичного вала коробки передач под действием крутящего момента при неизменном положении пятна контакта ведущих колес с грунтом. Упругость трансмиссии автомобиля ЗИЛ-150 определялась экспериментально. Автомобиль установлен так, что он упирался передним бампером в угол здания. Трансмиссионный тормоз и его диск были сняты. На фланец вторичного вала был установ-

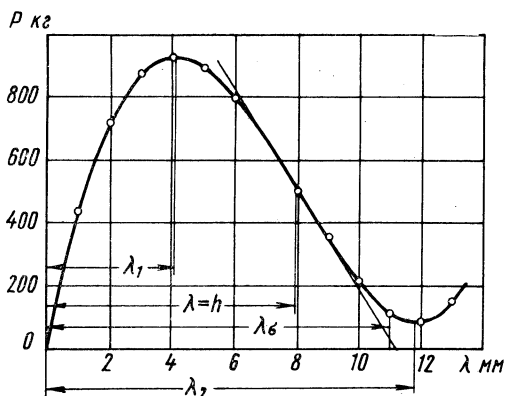


Рис. 2. Характеристика нажимной пружины  $\left( C_{1cp} = \frac{dP}{d\lambda/\lambda-h} = 157 \text{ кг/мм} \right)$ .

лен рычаг, связь которого с фланцем осуществлялась через червячную пару. С помощью последней изменялось взаимное положение рычага и фланца ступенями по 5°. Таким образом осуществлялось закручивание (нагружение) трансмиссии. Параллельно с нагружением изменялся реактивный момент на рычаге. Эксперимент производился при нейтральном положении рычага переключения передач и следующих условиях: протектор с мелким рисунком, степень износа средняя, давление в шинах 4,1 атм, нагрузка в кузове 1,5 т, опорная поверхность — сухой уплотненный грунт. Полученная описанным образом характеристика упругости трансмиссии автомобиля ЗИЛ-150 послужила основой для проектирования упругого звена стенда, которое было выполнено в виде торцового кулака, сжимающего при приложении к нему крутящего момента блока сильных винтовых пружин. В состав упругого звена входил также резино-металлический шарнир, заимствованный с трактора ДТ-54.

Кроме того, конструкция стенда обеспечивала идентичность условий включения при повторении опытов, как по закону нарастания нажимного усилия, так и по числам оборотов. Последнее — вследствие замены двигателя ЗИЛ-120 двигателем ЗИЛ-121К, снабженным регулятором числа оборотов. Включение и выключение сцеплений во время опытов производилось одним и тем же механизмом, обеспечивавшим равномерное перемещение выжимного подшипника. Получение сравнимых данных, характеризующих затраты мускульной энергии водителем на управление сцеплениями, обеспечивалось применением в обоих случаях одного управляющего кулака, что эквивалентно приведению к одинаковому ходу педали сцепления.

Для оценки влияния конструкции сцепления на плавность его включения было установлено понятие относительной продолжительности включения. Это — безразмерная величина, представляющая собой отношение перемещения выжимного подшипника за процесс нагружения ведомого диска ко всему его полезному перемещению за процесс включения сцепления. Расчетные значения относительной продолжительности включения, полученные в результате учета осадки ведомых дисков под нажимным усилием, составляли: для сцепления ЗИЛ-150 10%, для экспериментального безрычажного 70%. В результате эксперимента было выяснено, что практическая относительная продолжительность включения в экспериментальном сцеплении соответствовала расчетной, а в сцеплении ЗИЛ-150 оказалась равной 30%. Последнее следует объяснить влиянием упругости передаточных рычажков и неизбежных отклонений от идеальной геометрии дисков. Их относительное значение вследствие малой упругости ведомых дисков (2×0,16 мм) было велико. Однако и практическая относительная продолжительность включения в экспериментальном сцеплении оказалась значительно выше, чем в сцеплении ЗИЛ-150.

Сравнительные испытания сцеплений на стенде проводились в условиях, соответствующих троганию с места автомобиля ЗИЛ-150 с грузом 4 т и без него, на второй и третьей передачах в дорожных условиях, характеризующихся коэффициентами суммарного сопротивления  $\psi_1=0,02$ ,  $\psi_2=0,05$  и  $\psi_3=0,1$ . Сравнимость результатов испытаний обеспечивалась:

- 1) равенством коэффициентов запаса момента трения обоих сцеплений;
- 2) неизменной установкой регулятора, управляющего скоростным режимом двигателя;
- 3) одинаковыми скоростями включения сцеплений, обеспечивавшимися механическим приводом.

В соответствии с задачами сравнительных испытаний при проведении экспериментов регистрировались параметры, характеризующие процесс включения — числа оборотов двигателя и

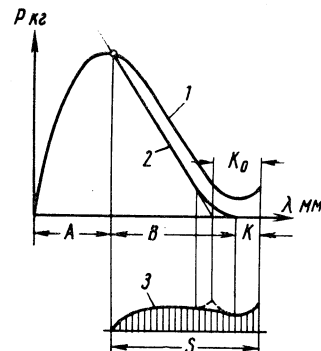


Рис. 3. Диаграмма взаимодействия пружин безрычажного сцепления:

A и B — предварительная затяжка пружин; S — ход выжимной чашки (выжимного подшипника) при выключении (включении) сцепления;  $K_0$  — часть хода, соответствующая образованию (ликвидации) зазора при использовании жесткого ведомого диска ЗИЛ-150; K — то же при упругом диске (ГАЗ-51); 1 — характеристика нажимной пружины; 2 — суммарная характеристика упругости ведомого диска и аккумулялирующей пружины; 3 — нагрузка на выжимной подшипник.

маховых масс, величина передаваемого сцеплением момента, а также и затраты работы на привод сцепления. Регистрация указанных параметров осуществлялась при помощи осциллографа МПО-2.

Для регистрации чисел оборотов двигателя параллельно первичной обмотке катушки зажигания был включен потенциометр сопротивлением 2000 ом, с которого пульсация тока первичной цепи подавалась на шлейф второго типа.

Для регистрации чисел оборотов маховиков использовался датчик угловых перемещений. Он имел два реохорда и четыре балластных сопротивления по 30 и 280 ом соответственно, намотанных из манганина диаметром 0,2 мм в эмалевой изоляции. Датчик был собран по мостовой схеме и питался от аккумулятора напряжением 6 в. Ток измерительной диагонали датчика, пропорциональный углу поворота вала, со щеток реохордов подавался на шлейф четвертого типа.

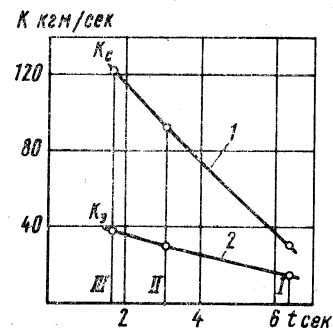
Чтобы регистрировать передаваемый сцеплением крутящий момент, на валу маховых масс был наклеен измерительный мост из четырех проволочных датчиков омического сопротивления по 203,5 ом. Они были наклеены по направлениям главных напряжений (т. е. под углом 45° к оси вала) перпендикулярно друг другу и на диаметрально противоположных образующих. Мост питался от усилителя ТУ-4М переменным током частотой 6000 гц при напряжении 6 в. Ток измерительной диагонали моста, возникающий от его разбаланса при скручивании вала, подавался на усилитель, после усиления — на шлейф четвертого типа.

Для регистрации закономерности изменения усилий в приводе сцепления был применен рычаг специальной конструкции, на поверхности которого был наклеен измерительный мост из четырех датчиков омического сопротивления по 203,5 ом. Питание моста осуществлялось от усилителя. Ток измерительной диагонали моста подавался на усилитель, а усиленные сигналы — на шлейф первого типа.

Сцепления включались с тремя различными скоростями, определяемыми полным перемещением педали в процессе включения за  $t_1=6,4$  сек,  $t_2=3,09$  сек и  $t_3=1,69$  сек. Опыты проводились с трехкратной повторяемостью при установке регулятора числа оборотов двигателя на 1200 об/мин.

На рис. 4 приведены построенные по результатам обработки осциллограмм кривые, характеризующие зависимость темпа нарастания момента трения сцепления от скорости включения.

Рис. 4. Зависимость темпа  $K$  нарастания  $M_{кр}$  при включении сцеплений от скорости включения  $t$ : 1 — серийного; 2 — безрычажного (экспериментального), I—III — темпы включения педали.



Экспериментальное сцепление обеспечивало практически прямолинейный закон нарастания момента трения в процессе буксования сцепления при включении, а темп  $K$  нарастания крутящего момента в трансмиссии при включении экспериментального сцепления был значительно меньше, чем при включении серийного.

Затраты работ на привод экспериментального сцепления составили 31,5% затрат на привод серийного.

### Выводы

1. В безрычажном сцеплении обеспечивается значительно большая плавность включения, чем в сцеплениях обычных конструкций. Практически это означает, что при применении на автомобиле безрычажного сцепления водитель может оперировать педалью сцепления с большей скоростью при меньшем напряжении внимания, а в случае необходимости обеспечивать весьма плавное приложение момента к ведущим колесам автомобиля, что может потребоваться, например, при трогании с места на слабой почве.

2. Управление безрычажным сцеплением гораздо (до 3 раз) легче, чем сцеплением обычной конструкции.

3. Конструкция безрычажного сцепления особенно выгодна при больших нажимных усилиях (для применения на автомобилях большой грузоподъемности).



УДК 621.984.1

## Развитие процесса штамповки в закрытых штампах на кривошипных ковочно-штамповочных прессах

Б. В. МОРКОВКИН  
НИИТАвтопром

Из ОБЩЕГО количества автотракторных поковок, изготавливаемых в настоящее время горячей штамповкой, около 25% можно штамповать в закрытых штампах. Этим способом можно штамповать некоторые детали, получаемые на металлорежущих станках из прутковой стали.

На рис. 1 приведена классификация автотракторных поковок, штамповку которых целесообразно осуществлять в закрытых штампах. Все поковки делятся на семь групп: пять групп предназначены для штамповки в закрытых штампах с обычными матрицами и две — для штамповки в разъемных матрицах.

Первая группа включает поковки типа стержней с утолщением, которые штампуются в торец в закрытых штампах без облоя, как правило, за одну или две операции. Во вторую группу входят поковки сложной конфигурации с удлиненным

стержнем типа кулаков, они штампуются в окончательном ручье с облоем, основная же операция — выдавливание — производится в закрытом штампе. Обычно поковки этой группы штампуются в торец в два или три перехода.

Поковки третьей группы по конфигурации похожи на поковки первой группы, но в закрытом штампе без облоя они не могут быть получены, поэтому для изготовления их методом выдавливания применяется специальный штамп полужакрытого типа. Штамповку поковок такого типа желательно проводить в один или два перехода. Наиболее сложной в технологическом отношении является четвертая группа поковок с глубокими сквозными и глухими полостями. Для получения этих поковок применяются трех- и даже четырехоперационные штампы с системой выталкивания сложной конструкции, очень неудобной в наладке и работе. Таким образом, освоение техно-

логического процесса штамповки выдавливанием поковок данной группы целесообразно производить на прессах со специальной системой нижнего выталкивания.

Наиболее многочисленной группой, представляющей большой интерес для кузнечного производства, является пятая группа, к которой относятся поковки типа тел вращения с полостью, расположенной по оси поковки. Поковки шестерен, входящие в эту группу, штампуются по новому технологическому процессу в три перехода без облоя в закрытом штампе, имеющем компенсационные полости для размещения в процессе штамповки избыточного металла заготовок.

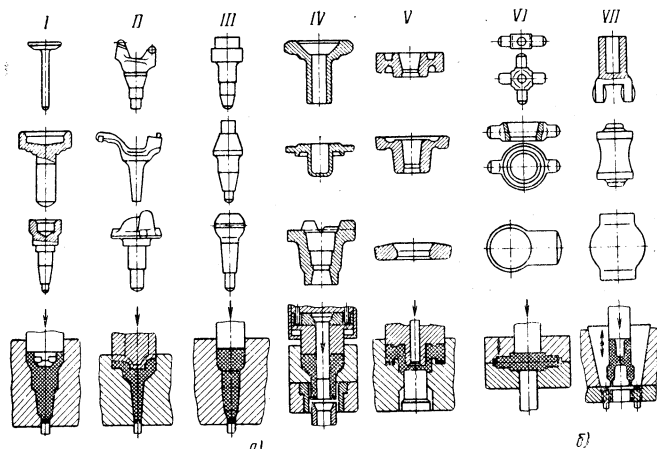


Рис. 1. Классификация автотракторных поковок, которые целесообразно штамповать в закрытых штампах на кривошипных ковочно-штамповочных прессах:

а — поковки, штампуемые в обычных матрицах; б — поковки, штампуемые в разъемных матрицах; I—VII — группы

Поковки шестой и седьмой групп штампуются в одну или две операции в закрытых штампах с вертикальным или горизонтальным разъемом матрицы. Штамповка деталей такого типа связана с решением многочисленных проблемных вопросов.

Практика освоения процессов штамповки по приведенной классификации показала, что система нижнего выталкивания кривошипных ковочно-штамповочных прессов не соответствует требованиям прогрессивных технологических процессов. Поэтому для нормального проведения процесса штамповки в закрытых штампах необходимы кривошипные ковочно-штамповочные прессы с улучшенной системой выталкивания в части увеличения хода и количества толкателей.

Для широкого внедрения в производство прогрессивных технологических процессов рекомендуется система выталкивания, состоящая из трех нижних толкателей с гидравлическим или пневматическим приводом, расположенным под столом прессы (по типу прессы КБ-864 усилием 1600 т).

Необходимо, чтобы нижние толкатели в верхнем положении делали выдержку в несколько секунд для изъятия заготовки из ручья штампа, после чего они должны убираться вниз и не мешать нормальной укладке заготовок и поковок в ручьях штампа. Система верхнего толкания должна состоять из трех толкателей и рычага, расположенного справа налево в пазе ползуна прессы и приводимого в движение двумя стержнями от шатуна прессы.

Такая система выталкивания на кривошипных ковочно-штамповочных прессах обеспечивает надежное выталкивание поковок, облегчает перекадку поковок из ручья в ручей и значительно упрощает конструкцию штампа и его эксплуатацию.

Существующие прессы имеют размеры ползуна спереди назад больше, чем справа налево, в то время как на практике при многоручевой штамповке требуется, наоборот, больший размер ползуна справа налево.

Прессы с увеличенным размером ползуна по фронту и новой системой выталкивания более рационально решают вопросы конструирования штампов и их эксплуатации в производстве, особенно для новых технологических процессов штамповки в закрытых штампах.

Рекомендуемые ориентировочные параметры прессов с новой характеристикой приведены в таблице. Характеристика таких прессов позволяет создать технологическую оснастку очень

Рекомендуемая краткая характеристика кривошипных ковочно-штамповочных прессов

Номинальное усилие прессы в т	Ход ползуна в мм	Число ходов ползуна в 1 мин	Штамповочная высота в мм	Размер ползуна в мм		Максимальный ход толкателей прессы в мм		Расстояние между толкателями прессы в мм	Максимальная площадь проекции штампуемой поковки на плоскость разреза штампа в см <sup>2</sup>
				слева направо	спереди назад	Нижних	Верхних		
630	250	80	620	700	560	80	50	170	80
1000	300	70	700	800	640	100	50	200	120
1600	350	60	800	1000	800	120	50	250	200
2000	400	55	1000	1250	1000	150	60	320	255
2500	400	55	1000	1250	1000	150	60	320	350
3150	420	50	1150	1400	1150	180	60	350	450
4000	450	50	1200	1600	1300	200	70	360	600
5000	500	45	1200	1700	1400	200	70	400	750
6300	520	40	1250	1900	1550	250	70	450	900
8000	550	35	1250	2100	1700	250	70	500	1200

простой конструкции с максимальной механизацией и автоматизацией процесса горячей штамповки.

Автоматизация процесса штамповки упрощается при наличии у прессов специальных регулируемых нижних толкателей, которые должны иметь возможность синхронно работать с манипулятором для передачи заготовок (поковок) по переходам штамповки, при этом они должны выставляться в верхнем положении и убираться вниз после захвата поковок зажимом манипулятора.

При штамповке поковок типа шестерен на автоматическом цикле к оснастке предъявляются следующие основные требования:

- 1) повышенная надежность и работоспособность ковочного штампа;
- 2) стабильность положения заготовки (поковок) относительно передающих органов манипулятора.

При наличии у прессы трех нижних толкателей конструкция штамп-пакета для горячей штамповки в закрытых штампах поковок типа шестерен значительно упрощается и повышается ее работоспособность в производственных условиях. Данная конструкция штампа предусматривает штамповку поковки с прошивкой в ней отверстия в одном штампе. Такое совмещение операций устраняет транспортирование поковки для операции прошивки отверстия на обзесном прессе, что в значительной степени упрощает задачу полной автоматизации процесса штамповки.

В данном случае при автоматизации процесса штамповки передача заготовок (поковок) из ручья в ручей по переходам может быть осуществлена с помощью грейферной передачи. Грейферная передача из исходного положения передает нагретую заготовку в ручей первого перехода для осадки; затем осажженная заготовка передается в ручей второго перехода, далее после деформации выталкивания промежуточной поковки из ручья штампа производится последующая передача в ручей третьего перехода для окончательной штамповки; а затем после пробивки отверстия поковка сбрасывается грейферной передачей на транспортер.

Надежная работа грейферной передачи в очень большой степени зависит от конструкции ковочного штампа.

Чтобы осуществить автоматизированную штамповку со стабильным циклом работы, требуется создание специальной технологической оснастки, обеспечивающей строгую фиксацию положения заготовки и поковок по переходам штамповки относительно передающих органов штамповочного манипулятора.

Задача придания стабильного положения заготовок и поковок по переходам штамповки решается с помощью штамп-пакета, показанного на рис. 2.

На нижней плите 1 расположены нижние вставки. Вставки второго и третьего переходов установлены на подкладках 2. Для увеличения срока службы и в целях лучшего восстановления вставки изготавливаются сборными и состоят из трех частей: обоймы 3, матрицы 4 и подкладки 5. Матрица заменяется каждый раз после износа, а остальные две детали служат долгое время. Выталкивание поковок из ручьев второго и третьего переходов осуществляется от нижних толкателей

пресса непосредственно в нужном направлении через выталкиватели 6 пакета и вставки 7.

Верхняя часть штампа представляет собой плиту 8, на которой закреплена подкладная плита 9, куда устанавливаются верхние части вставок. Пуансоны второго и третьего переходов состоят из двух частей 10 и 11 и вставляются в подкладку 12. В штампе для придания устойчивого положения заготовки 13

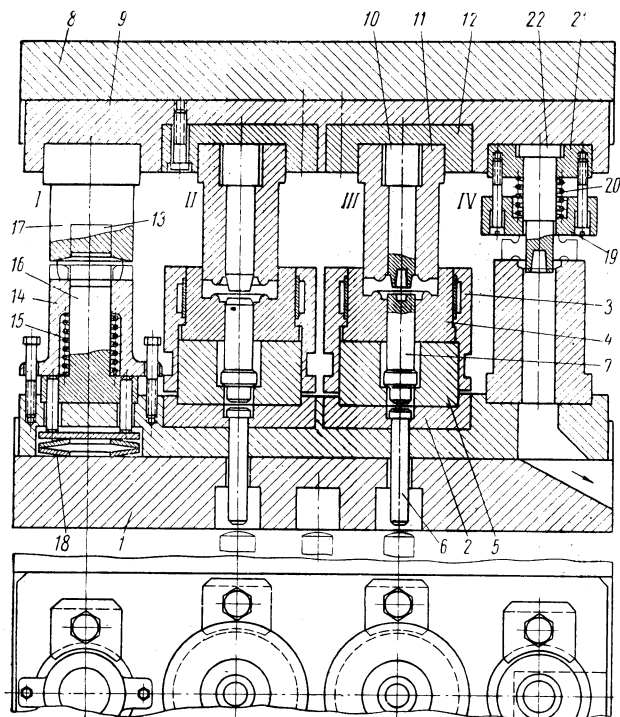


Рис. 2. Схема ковочного штампа для массового автоматизированного производства поковок типа шестерен на прессах с тремя нижними толкателями:

I—IV — переходы

в ручье первого перехода имеется приспособление, исключающее завал заготовки перед ее осадкой. В то же время это приспособление удерживает заготовку в вертикальном положении и исключает образование большой эксцентрисности у осаженой заготовки. Равномерная осадка по диаметру особенно важна для процесса штамповки в закрытых штампах, так как при этом обеспечивается равномерное распределение металла по сечению закрытого ручья ковочного штампа, что значительно повышает стойкость рабочих частей ковочного штампа и позволяет избежать образования большого одностороннего торцового заусенца на поковке.

Приспособление для фиксации заготовок работает следующим образом. При верхнем положении ползуна пресса подвижная часть нижнего бойка 14 под действием поддерживающей пружины 15 находится в верхнем положении до упора в регулирующие винты. При таком положении бойка образуется полость, в которую может устанавливаться заготовка торцом на неподвижную часть нижнего бойка 16. При этом боковые стенки полости предохраняют заготовку от заваливания. Перед осадкой заготовка еще точнее центрируется верхним бойком 17, имеющим рабочую часть в виде усеченного конуса с центрирующей выемкой под размер заготовки. В случае заклинивания нижнего бойка заусенцем происходит расклинивание с помощью тарельчатой пружины 18, которая в момент деформации сжимается, а после снятия нагрузки пружина через диск и стержни действует на подвижную часть бойка, поднимая его вверх.

Для удержания поковки в определенном положении после пробивки отверстия в штампе служит съемник-прижим, состоящий из прижима 19, пружины 20, двух тяг и подкладки 21. После пробивки отверстия спиральная пружина съемника прижимает поковку к нижней части штампа до вывода поковки из контакта с прошивником 22, поэтому при дальнейшем ходе ползуна вверх поковка остается на месте и может захватываться зажимом грейфера для сброса ее на транспортер.

Для широкого внедрения в производство прогрессивных технологических процессов штамповки поковок в закрытых штампах на кривошипных ковочно-штамповочных прессах необходимо:

1) создать гамму специальных ковочно-штамповочных прессов (с тремя толкателями, увеличенным ходом ползуна и т. д.) давлением от 1600 до 8000 т по типу пресса усилием 1600 т марки КБ-864;

2) разработать новые методы безокислительного нагрева заготовок перед штамповкой или применять индукционный нагрев заготовок токами повышенной частоты;

3) металлургической промышленности повысить качество поставляемого металлопроката, обладающего повышенными пластическими свойствами и чистотой поверхности;

4) разработать новые эффективные технологические смазки для горячей штамповки черных металлов со следующими основными технологическими требованиями:

а) смазки не должны вызывать антисанитарных условий труда;

б) смазка должна быть дешевой, служить теплоизолятором и быть химически устойчивой при высоких температурах;

в) слой смазки должен быть непрерывным и не должен вытесняться под влиянием высокого давления в период формоизменения металла;

г) вязкость смазки в зоне рабочих температур не должна иметь резких изменений;

5) создать новые материалы и марки стали, которые должны обладать высокой устойчивостью против истирания, разгара, растрескивания при высоких температурах (до 1300°) и больших удельных давлениях (до 150 кг/мм<sup>2</sup>) деформируемого металла.

УДК 628.51

## Пути улучшения условий труда слесарей при работе с пневматическими машинками

Канд. мед. наук А. М. МИКУЛИНСКИЙ

Горьковский научно-исследовательский институт гигиены труда и профболезней

НА ПРЕДПРИЯТИЯХ машиностроительной промышленности для механической обработки изделий широкое применение получили пневматические машинки с числом оборотов до 50 000 в минуту. Особенно перспективно использование такого высокопроизводительного инструмента в инструментально-штамповом производстве.

В связи с возрастающим применением в промышленности вибрационной техники и увеличением числа лиц, обслуживающих эту технику, проблема борьбы с неблагоприятным действием на рабочего вибрации в последние годы становится особенно актуальной.

В задачу исследования входила гигиеническая оценка вибрации различных типов пневматических машинок и разработка комплекса мероприятий, обеспечивающих безопасные условия труда при работе с ними.

Исследования проводились в инструментально-штамповом корпусе Горьковского автозавода. Вибрационные инструменты широко применяются при механической обработке штампов, прессформ и других изделий. Для этой цели слесарями используются пневматические машинки типа ГАЗ-4500, ГАЗ-12000, ГАЗ-17000 и ГАЗ-50000 (цифры указывают число оборотов в минуту). В соответствии с характером операции применяются

абразивные круги различного диаметра от 10 до 120 мм. Слесарь при обработке изделий держит пневматическую машинку в руках: правая находится на задней части корпуса инструмента, левая на его передней части (у места крепления абразивного круга). При этом с инструмента на руки рабочего передается интенсивная вибрация. Измерения вибрации (280 виброграмм) корпуса инструмента при помощи вибрографа ВРМ-2 показали, что вибрация пневматических машинок характеризуется высокими основными частотами колебаний: 72—810 гц (см. таблицу). Амплитуда колебаний всех пневматических машинок намного выходила за пределы допустимых величин<sup>1</sup>. Анализ виброграмм показал, что амплитуда колебаний на передней части инструмента в 2,5—6 раз выше, чем на его задней части. Поэтому неблагоприятное влияние вибрации в первую очередь сказывается на левой руке.

Марка инструмента	Вес в кг	Измеряемая часть корпуса	Частота в гц	Амплитуда в мк		Допустимая амплитуда в мк
				Пределы отклонения	Средняя	
ГАЗ-4500	6,6	Передняя	72—90	160—810	520	10—30
		Задняя	72—90	70—340	210	10—30
ГАЗ-12000	1,3	Передняя	154—206	350—800	560	5
		Задняя	154—206	80—170	130	5
ГАЗ-17000	1,8	Передняя	106—252	420—600	480	5
		Задняя	106—252	70—110	80	5
ГАЗ-50000	0,35	Средняя	480—810	20—170	90	5

Результаты исследований позволили установить основные причины, способствующие увеличению амплитуды колебаний инструмента. Одной из них является плохое техническое состояние пневматических машинок. Отсутствие в цехах контроля за их эксплуатацией и заменой подшипников, несвоевременное проведение текущего и капитального ремонта приводит к тому, что при работе инструмента возникают дополнительные колебания, намного возрастающая амплитуда колебаний. По данным измерений, амплитуда колебаний в этих случаях увеличивается на пневматической машинке ГАЗ-4500 в 1,5—2 раза, на машинке ГАЗ-12000 — в 3 раза, на машинке ГАЗ-17000 — в 4 раза, на машинке ГАЗ-50 000 — в 7 раз.

Важной причиной увеличения амплитуды колебаний инструмента является использование абразивного круга, имеющего диаметр, больший установленного техническими условиями для данного числа оборотов шпинделя в минуту. На повышении амплитуды колебания инструмента в значительной степени сказывается неправильная балансировка абразивного круга (неуравновешенность массы круга, неточное его центрирование, плохое крепление). При работе с таким кругом амплитуда колебаний увеличивается в 2—3 раза.

На состоянии здоровья рабочих неблагоприятно отражается длительная непрерывная работа с виброинструментом без чередования с другими видами работ (согласно хронометражным данным продолжительность работы с пневматическими машинками в течение смены колеблется в зависимости от сложности обрабатываемого изделия в пределах 18—65% рабочего дня).

Для оценки влияния вибрации инструментов на организм рабочего исследовались у 103 человек физиологические функции ряда органов и систем (нервно-мышечного аппарата рук, сердечно-сосудистой и нервной системы, вибрационной и болевой чувствительности) до и после работы, а также в динамике рабочего дня. Кроме того, слесари обследовались в клинике института. Результаты наблюдений показали, что длительное воздействие интенсивной вибрации вызывает изменения в организме работающего и ведет к развитию вибрационной болезни. У слесарей эта болезнь развивается в основном при стаже работы с виброинструментом 7—10 лет и более.

Действие вибрации усугубляют относительно низкая температура воздуха в цехе в зимний период (11—15°) и охлаждение рук рабочего при соприкосновении с холодной металлической поверхностью инструмента, шум, производимый пневматическими машинками (уровень его на рабочих местах равен 89—94 дб, спектр средне- и высокочастотный), и выделение пыли, содержащей кварц, при обработке изделий абразивны-

ми кругами (концентрация ее в воздухе рабочей зоны составляла 27—35 мг/м³).

Таким образом, работа слесарей, связанная с обработкой штампов, прессформ и других изделий пневматическими машинками, является опасной в отношении развития вибрационной болезни. Кроме того, в результате высокой запыленности воздуха цеха имеется потенциальная возможность развития у рабочих силикоза. Все это ставит неотложную задачу коренного улучшения условий труда при работе с пневматическими машинками. С этой целью Горьковским научно-исследовательским институтом гигиены труда и профболезней совместно с работниками Горьковского автозавода и Проектно-технологического института Волго-Вятского совнархоза разработан комплект технических и санитарно-гигиенических мероприятий, одобренный и принятый администрацией Горьковского автозавода.

Наиболее радикальным методом борьбы с вибрационной болезнью у слесарей является замена обработки изделий вибрационным инструментом более прогрессивным видом технологической обработки (электрофизическим, электрохимическим). Учитывая, что ручной инструмент, применяемый для обработки штампов, прессформ и других изделий, в настоящее время незаменим, необходимо идти по пути разработки новых механизированных инструментов, безопасных с гигиенической точки зрения, и улучшения конструкции существующих инструментов. Наряду с уменьшением вибрации, следует предусмотреть в конструкции инструмента и снижение уровня шума. Новые образцы и модернизированные вибрационные инструменты, выпускаемые заводами, следует допускать к эксплуатации только после оценки их гигиенистами по охране труда в производственных условиях.

С целью предупреждения развития заболевания при существующей технологии обработки изделий пневматическими машинками рекомендуются следующие мероприятия по улучшению условий труда слесарей. Каждый выпускаемый инструмент должен быть снабжен техническим паспортом и правилами эксплуатации (в паспорте необходимо указывать параметры вибрации инструмента — частоту и амплитуду). В цехах должны быть организованы мастерские со специально выделенными лицами, осуществляющими профилактический, текущий и капитальный ремонт инструмента, своевременную замену подшипников (каждые два-три месяца), измерения параметров вибрации после ремонта инструмента. Для снижения амплитуды колебаний, вызываемой абразивным кругом, нужно производить тщательную его балансировку и крепление, запретить пользоваться для обработки изделий кругами, имеющими диаметр, больший предусмотренного техническими условиями для данного числа оборотов шпинделя в минуту. Инструменты весом более 3 кг целесообразно во время работы подвешивать — этим самым ослабляется статическое мышечное усилие.

Работа с вибрационными инструментами должна выполняться при температуре воздуха в цехе не ниже 18°. Для исключения охлаждения рук рабочего в зимний период необходимо воздух, подаваемый от компрессора к пневматическому инструменту, подогревать до температуры 20° на выходе. С той же целью, а также для частичного гашения вибрации, передаваемой с инструмента на руки рабочего, металлическую поверхность инструмента следует покрыть виброгасящим материалом (пористая резина, войлок и т. д.), работать в специальных виброгасящих рукавицах. Ввиду высокой запыленности воздуха цеха при обработке изделий механизированным инструментом с абразивными кругами, необходимо разработать эффективную систему местной вытяжной вентиляции.

Важное значение для профилактики вибрационной болезни имеет правильная организация режима труда и отдыха. Работа с пневматическими машинками в течение смены должна чередоваться с выполнением других операций (непрерывный процесс обработки изделий вибрационным инструментом не должен превышать 15—20 мин).

Следует ввести после каждого часа работы 10-минутные перерывы для активного отдыха — выполнения легких гимнастических упражнений. Необходимо проводить лечебно-профилактические мероприятия — теплые ванночки и массаж рук, производственную гимнастику (по специальному комплексу), общее ультрафиолетовое облучение, прием витаминов С и В. На работу с вибрационными инструментами допускать физически крепких, практически здоровых лиц в возрасте не моложе 20 лет, прошедших специальное медицинское обследование.

<sup>1</sup> «Временные санитарные правила по ограничению вибрации», 1955, № 191.



УДК 620.197.2.002.5

# Механизированная поточная линия консервации автомобильных запасных частей

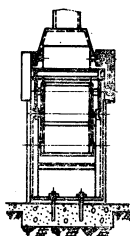
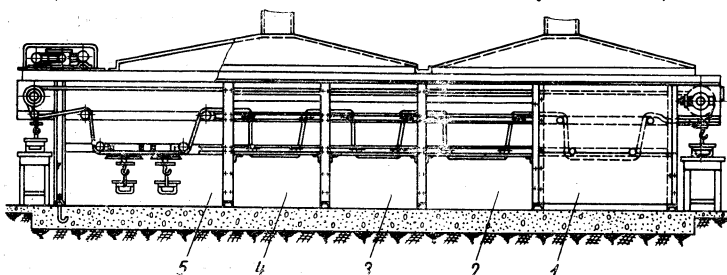
Э. С. БОРОДИН

Луганский завод автомобильных клапанов

**О**БОБЩИВ опыт ряда предприятий в вопросе механизации ручных работ, связанных с нанесением защитных покрытий, на Луганском заводе автомобильных клапанов была разработана и внедрена механизированная поточная линия консервации выпускаемых заводом автомобильных запасных частей (клапанов, толкателей клапанов, болтов шатунных гаек).

этого упаковываются в мягкую тару и транспортируются в склад готовой продукции.

Транспортным органом каждого конвейера является втулочно-роликовая цепь с шагом 41,3 мм, спаренная посредством валиков диаметром 12 мм, расположенным по цепи с шагом 650 мм.



Они также служат для крепления подвесок и тары с набранными деталями. Каждый конвейер имеет самостоятельную приводную и натяжную секции.

Ванны, встроенные в конвейер, выполнены из угловой стали и обшиты листом толщиной 2 мм. Каждая ванна оборудована двумя видами нагревательных приборов: электронагревателем и змеевиком для подогрева сухим перегретым паром. Моечная машина с принудительной мойкой деталей очень проста и представляет собой обыкновенную металлическую ванну со встроенной внутри дождевальной установкой, в которую моечный раствор подается насосом марки 2К-6. Сушильный шкаф

Рис. 1. Конвейер подготовки поверхности и предварительной консервации:

1 — ванна с принудительной мойкой; 2 — ванна без циркуляции моечного раствора; 3 — ванна с 10%-ным раствором нитрита натрия; 4 — ванна с 20%-ным раствором нитрита натрия; 5 — сушильный шкаф

С внедрением этой линии было высвобождено 5 чел. и увеличена производительность труда почти в 2 раза.

Линия состоит из двух цепных конвейеров, из которых один обслуживает ванны, предназначенные для подготовки поверхности консервируемых деталей под нанесение защитного покрытия (рис. 1), а второй обслуживает ванну с техническим вазелином (рис. 2).

Детали, набранные в специальную тару, подвергаются принудительной мойке в моечной машине подогретым до 70—80° моечным раствором, в который входит 0,2% нитрита натрия, 3—5% кальцинированной соды, 0,1—0,5% жидкого стекла. Затем детали попадают в моечную ванну с подогретым до 70—90°, но перемешанным обезжиривающим раствором, содержащим 0,2—0,5% кальцинированной соды и 1,5—2% нитрита натрия.

По окончании процесса химического обезжиривания детали подвергаются предварительной консервации вначале в ванне с 10%-ным раствором нитрита натрия, а затем в ванне с 20%-ным раствором этого же компонента. Температура раствора в обеих ваннах поддерживается в пределах 50—60°.

Предварительно законсервированные детали сушатся в сушильном шкафу горячим воздухом с температурой 80—90°, затем перекладываются в тару, предназначенную для окончательной консервации в ванне с техническим вазелином, после

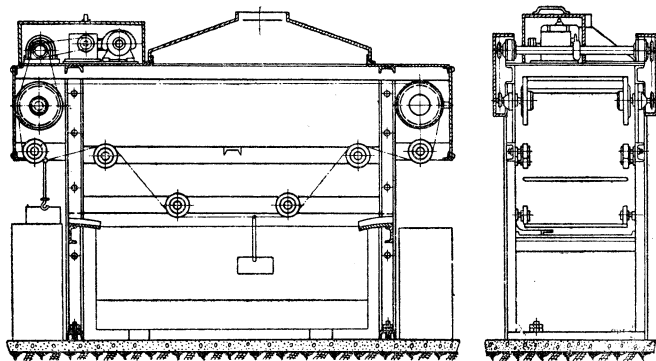


Рис. 2. Конвейер окончательной консервации.

выполнен в виде ванны, в которую по раструбу подается горячий воздух. Воздух нагнетается вентилятором в калорифер, имеющий в качестве нагревательных элементов электроспираль, расположенные по периметру керамических трубок.

УДК 621.979:62-49

## Штамп для гибки хомутиков

В. Г. КАРПОВ

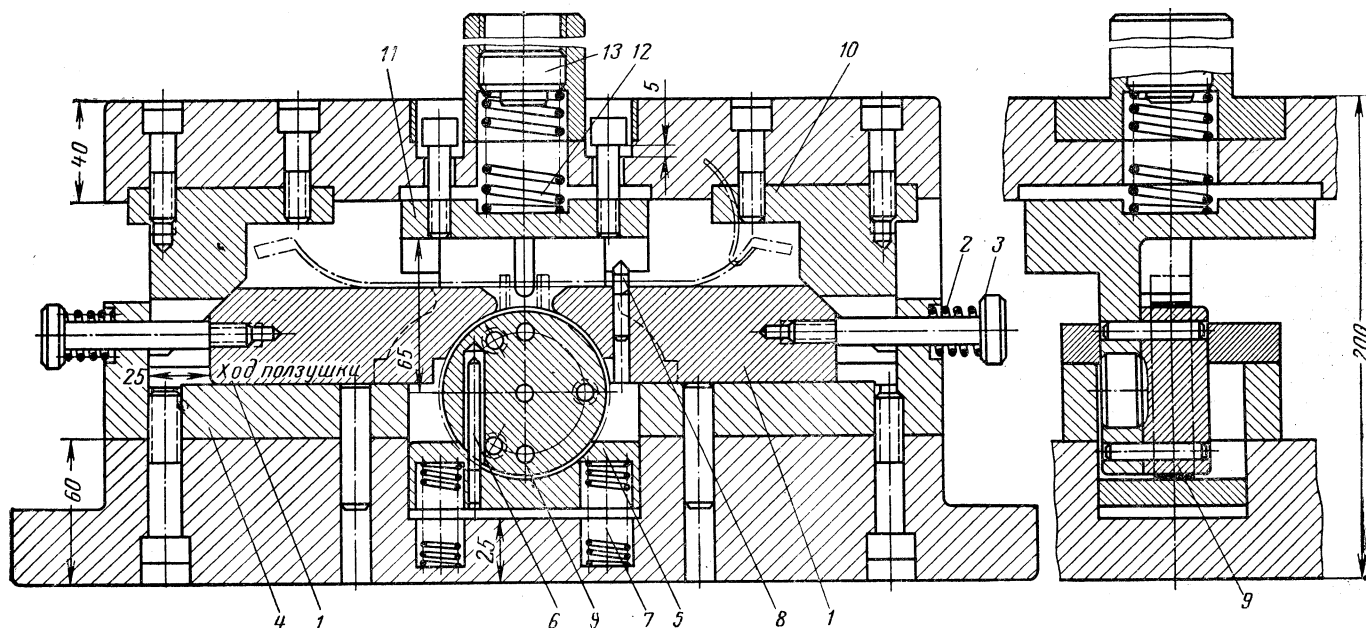
Ярославский моторный завод

**П**РОДОЛЖИТЕЛЬНОЕ время технология изготовления хомутиков на Ярославском моторном заводе состояла из двух штамповочных операций: вырубки и предварительной гибки, а окончательная гибка производилась вручную на оправке.

По рационализаторскому предложению операция окончательной гибки переведена на пресс, для чего был разработан специальный штамп (см. рисунок). При положении ползуна в

верхней точке ползушки 1 при воздействии пружины 2 и винта 3 отжимаются от центра на 25 мм до упоров направляющей 4. Основание 5 с фиксатором 6 под действием пружины 7 находится в верхнем положении. Предварительно согнутая заготовка детали фиксируется в рабочем положении на штампе фиксаторами 6 и 8.

Когда ползун перемещается вниз, пуансон 9 проходит между ползушками 1, при этом происходит гибка полукружности, а



при соприкосновении клиньев 10 с ползушками 1 последние передвигаются к центру и окончательно формируют деталь.

Консольный пуансон 9 смонтирован на подпружиненном основании 11. Это дает возможность ползушкам 1 возвращаться в исходное положение с некоторым опережением относи-

тельно движущегося вверх пуансона, что исключает возможность поломки ползушек. Усилие пружины 12 можно регулировать при помощи резьбовой пробки 13.

При использовании описанного штампа производительность труда увеличивается в 5 раз и улучшается качество деталей

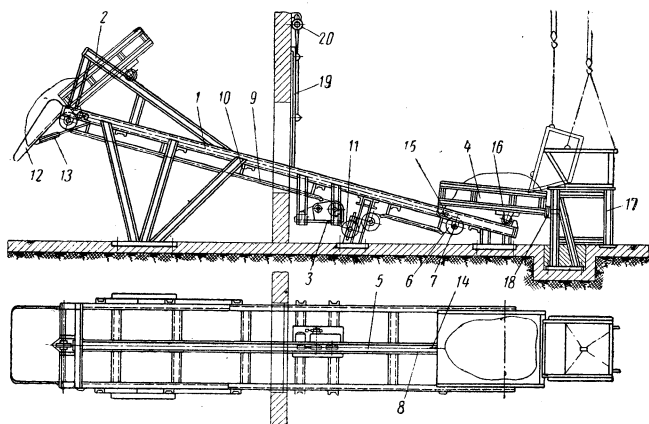
УДК 621.869

## Установка для выгрузки облоя из кузнечного цеха

Л. А. УЛИСОВ

Ульяновский автозавод

НА УЛЬЯНОВСКОМ автозаводе для уборки облоя из кузнечного цеха в дворовый пролет на загрузочную площадку спроектирована, создана и внедрена автоматизированная установка, которая высвободила двух рабочих от тяжелого ручного труда, сократила время, затрачиваемое на выгрузку облоя из цеха, повысила культуру производства.



Установка (см. рисунок) состоит из двух направляющих швеллеров 1, сваренных в рамку. На верхнем конце швеллеров под углом 20° приварены дополнительные направляющие 2, соединенные между собой в верхнем конце для жесткости специальной связью.

Рама направляющих установлена наклонно на двух опорах, закрепленных анкерными болтами к полу. Низкая часть установки размещена в цехе, высокая — на дворовой площадке. В средней части рамы установки, расположенной в цехе на специальной подвеске, смонтирован привод 3 одноцепного транспортера, состоящего из электродвигателя, редуктора с электротормозом, двух звездочек и моторной цепи. Тележка 4 приводится в движение тяговой разборной цепью 5, огибающей раму установки при помощи звездочек 6, жестко посаженных на валах 7, вращающихся в подшипниках скольжения. Тяговая цепь поддерживается верхними и нижними направляющими швеллерами 8 и 9, связанными между собой стойками 10. Натяжка тяговой цепи осуществляется при помощи звездочки 11. В верхней части установки монтируется лоток 12, обеспечивающий за счет раздвижных штанг 13 равномерное рассыпание облоя на разгрузочной площадке дворового пролета. Тележка прикрепляется к тяговой цепи при помощи переходных звеньев 14. Изготовлена тележка из швеллеров, сваренных в каркас и обшитых металлическими листами с трех сторон и в полу. Передняя часть тележки для выгрузки облоя открытая. К передней части тележки прикрепляется подвеска 15 передних колес. Колеса посажены на осях через шариковые подшипники. Профиль передних колес выполнен по профилю внутренней полки швеллера и имеет бурты. Задняя подвеска 16 выполнена на одной оси, которая прикрепляется через кронштейны к каркасу тележки болтами. Она может переставляться на каркасе тележки, что необходимо для изменения базы колес. За счет этого изменяются углы наклона тележки для сбрасывания облоя.

Задние колеса располагаются на верхних полках направляющих швеллеров, а передние — внутри швеллеров.

В непосредственной близости от заднего борта тележки, когда она находится в крайнем нижнем положении, смонтирован на полу стол-буфер 17, сваренный из швеллеров и обшитый сверху листом. Для смягчения удара тележки о стол-буфер предусмотрены резиновые подкладки 18. Так как облой подается в дворовый пролет через проем в стене, то для предохранения помещения цеха от непогоды и холода в вертикальных направляющих смонтирован щит 19, обшитый войлоком, который по мере приближения тележки к проему поднимается при помощи электрического тельфера 20. Включение тельфера заблокировано с включением движения тележки. Для остановки тележки в крайних положениях по концам направляющих смонтированы конечные выключатели, заблокированные с кнопочной станцией, установленной в месте, удобном для пользования.

Подкрановый рабочий подает бункер с облоем при помощи мостового крана к установке, опускает его на верх стола, отцепляет два передних крюка, опрокидывает бункер и выгружает облой в кузов тележки. Включает привод тележки и она движется по наклонным направляющим. При подходе к проему в стече щит поднимается, открывая проем для прохождения тележки, передние колеса идут по внутренним полкам направляющих швеллеров, а задние — по верхним полкам направляющих.

При прохождении задних колес тележки по наклонным направляющим 2 тележка постепенно наклоняется в сторону

передней открытой части кузова и, подойдя передними колесами ближе к концу направляющих, занимает такое положение, при котором облой соскальзывает со дна кузова на лоток и далее на загрузочную площадку дворового пролета. От нажатия передним колесом на конечный выключатель движение тележки вверх прекращается, включается автоматически обратный ход тележки и она возвращается в исходное положение.

При этом щит 19 опускается, закрывая проем в стене. Дойдя до крайнего правого положения тележка тем же передним колесом нажимает на второй конечный выключатель и движение тележки останавливается.

В случае обрыва тяговой цепи предусмотрен буфер, останавливающий тележку и смягчающий удар.

#### Техническая характеристика установки

Грузоподъемность в кг . . . . .	5000
Скорость передвижения тележки в м/мин . . . . .	15
Электродвигатель А 51/6:	
мощность в квт . . . . .	2,8
число оборотов в минуту . . . . .	950
Ход тележки в мм . . . . .	10 000
Высота подъема тележки в мм . . . . .	4 800
Общий вес установки в кг . . . . .	3 800
Рабочий цикл в мин и сек . . . . .	1.20

УДК 621.951.3 : 621.923.6

## Сверла с подточенной перемычкой

А. А. БУНТОВСКОЙ

Новочеркасский политехнический институт

**ПОПЕРЕЧНАЯ** кромка стандартных спиральных сверл оказывает неблагоприятное влияние на процесс резания. Так как она имеет чрезмерно большой отрицательный передний угол  $\gamma_n$ , доходящий до  $-(45 \div 60)^\circ$ , она не режет, а скоблит металл, что приводит к значительному увеличению усилий и температуры резания, к уменьшению стойкости инструмента, а все это требует снижения режимов резания и, следовательно, приводит к уменьшению производительности труда.

На долю поперечной кромки приходится до 50—65% усилий подачи и до 10—15% крутящего момента, хотя толщина перемычки  $q$  составляет по размерам лишь  $\frac{1}{8} - \frac{1}{5}$  часть диаметра  $D$  сверла. Вредное влияние поперечной кромки на процесс резания может быть ослаблено ее подточкой. С целью

выявления эффективности подточки испытывались сверла с подточенной с положительным передним углом  $\gamma_n$  перемычкой (рис. 1).

У этих сверл поперечная режущая кромка в отношении длины и угла наклона к главным режущим лезвиям  $\psi$  сохраняется в таком виде, в каком она находилась на стандартном сверле. Разница заключается лишь в том, что симметрично, с двух сторон, вдоль оси сверла на величину, равную примерно  $(0,2 \div 0,3)D$ , перемычка подтачивается с положительным передним углом  $\gamma_n$ , а в центре часть длины перемычки, равная примерно  $(0,04 \div 0,05)D$ , оставляется нетронутой. В результате таковой подточки перемычка сверла на большей части своей длины приобретает положительный передний угол  $\gamma_n$ , равный  $10^\circ$ , а поэтому она уже не мнет, а режет материал.

Динамические испытания показали, что при обработке такими сверлами чугуна и стали осевые усилия сокращаются

в 1,5—2 раза, в зависимости от материала, диаметра сверла и режима резания. Так, при сверлении стали 40 со скоростью резания  $v=21$  м/мин и подачей  $S=0,18$  мм/об сверлами диа-

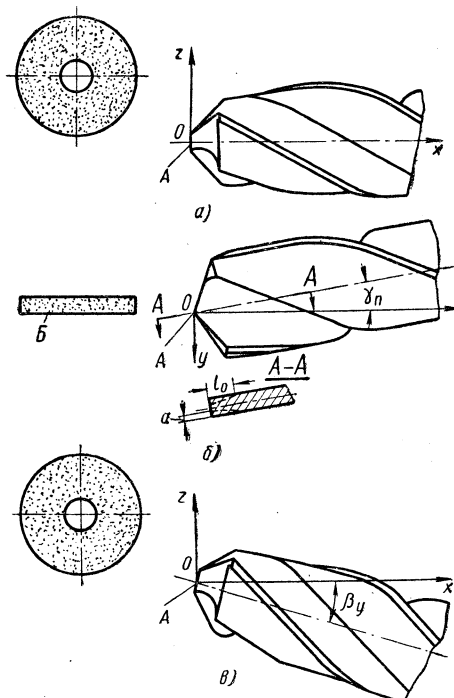


Рис. 2

метром  $D=25$  мм из стали P18 усилие подачи составило 48% и при сверлении чугуна СЧ 12-28 с  $v=31,5$  м/мин и той же подаче усилие подачи составило 40% от осевого усилия подачи при работе стандартными сверлами.

Подточка перемычки сверла вызывает небольшое снижение и крутящих моментов, в среднем на 8—13%. Стойкость подточенных сверл повышается на 20—30%. У сверл с улуч-

шенной геометрией перемычки температура резания снижалась на 40—60°. Скалывания поперечных лезвий подшлифованных сверл при испытании не наблюдалось. Подточка перемычки сверла выполнялась в универсальном поворотном приспособлении на станке типа ЗА64. Сверло при подточке устанавливалось следующим образом (рис. 2). В исходном положении (рис. 2, а) ось сверла устанавливалась горизонтально и параллельно продольной подаче стола, поперечная режущая кромка А — вертикально. Поворотом сверла в приспособлении вокруг вертикальной оси ОZ обеспечивалось получение на перемычке необходимого переднего угла  $\gamma_n$ , равного 10° (рис. 2, б). Затем сверло поворачивалось вокруг горизонтальной оси ОУ (рис. 2, в) на угол установки  $\beta_y$ , определяемый по формуле

$$\operatorname{tg} \beta_y = \frac{a}{l_0},$$

где  $a$  — величина подточки перемычки с одной стороны;  $l_0$  — длина, на которую сверло подтачивается вдоль оси.

Параметры заточки можно определить по таблице. Перед началом работы плоскость переднего торца круга Б должна совпадать с линией перемычки в вертикальном сечении АА сверла. Толщина круга берется равной 2—10 мм в зависимости от диаметра сверла.

$D$ в мм	$a$ в мм	$l_0$ в мм	$\beta_y$ в град
12—15	1,0	3,5	16
15—20	1,3	4,5	
20—25	1,6	5,5	
25—30	2,0	7,0	
30—35	2,3	8,0	
35—40	2,6	9,0	
40—45	3,0	10,0	17
45—50	3,0	11,0	

После подточки перемычки с одной стороны сверло поворачивается на 180° и ведется подточка второй стороны до прежнего показания вертикального лимба.

Для сверл диаметром до 20 мм подточка с достаточной точностью может выполняться и вручную.

Время, затрачиваемое на подточку, составляет примерно 30% от нормы времени на заточку сверла по задней грани. Подточка перемычки возобновляется через две-три обычные заточки. Применение сверл с описанной формой подточки перемычки дает возможность повысить производительность труда.



## ТОЧНОЕ ЛИТЬЕ В АВТОСТРОЕНИИ

УДК 621.74.013

ЛЕТОМ 1964 г. на Выставке достижений народного хозяйства СССР в павильоне «Машиностроение» была открыта выставка основных работ НИИТАвтопрома, проведенных за 5 лет.

Большой интерес у посетителей вызвал экспонируемый макет и несколько единиц оборудования цеха точного литья по выплавляемым моделям. Проект этого цеха, крупнейшего в стране и за рубежом, был разработан НИИТАвтопромом в содружестве с заводами, и в настоящее время на Горьковском автозаводе цех введен в действие, а на Московском насосном заводе имени Калинина — готовится к эксплуатации.

Метод точного литья по выплавляемым моделям имеет по сравнению с другими методами литья значительные преимущества. Отливки, получаемые этим методом, во многих случаях не нуждаются в механической обработке, так как чистота получаемой поверхности достигает 5—6-го классов.

Целесообразно детали не менее 150 наименований в каждом автомобиле изготавливать методом литья по выплавляемым моделям. В настоящее время детали более 650 наименований переведены с изготовления методом горячего выдавливания или механической обработки из фасонного проката на точное литье. Изготовление их по новой технологии позволило снизить себестоимость изготовления на 20—30% против лучших достигнутых показателей, значительно сократить объем механической обработки и полностью высвободить прокат, заменив его отходами производства.

Чтобы наиболее полно использовать преимущества точного литья, необходимо автоматизировать процесс литья.

Для автоматизации процесса литья по выплавляемым моделям НИИТАвтопромом разработана новая технология.

1) приготовление огнеупорного покрытия на этилсиликате, позволяющее в 2,5 раза увеличить прочность керамических форм;

2) обжиг керамических блоков без наполнителя, обеспечивающий автоматизацию и сокращение цикла обжига в 10 раз;

3) воздушно-аммиачная сушка покрытия, сокращающая время сушки в 2,5 раза;

4) формование прокаленной керамики, позволяющее полностью автоматизировать эту тяжелую операцию;

5) ускоренное охлаждение залитого блока, сокращающее время охлаждения в 10—15 раз.

Создана рецептура огнеупорного покрытия, позволяющая транспортировать огнеупорную обмашку по трубам.

На основе разработанной технологии сконструировано и изготовлено новейшее оборудование в области автоматизации литья по выплавляемым моделям. Внедрение этого оборудования позволило автоматизировать 80% технологических операций. На долю ручного труда остались легкие работы, в основном управление агрегатами.

Автоматизированы наиболее трудоемкие операции:

- 1) приготовление модельного состава;
- 2) изготовление модельных звеньев;
- 3) приготовление огнеупорного покрытия;

4) нанесение огнеупорного покрытия на модельный блок;

5) выплавление модельного состава;

6) обжиг керамического блока;

7) формование керамического блока;

8) удаление залитого блока из песка;

9) охлаждение залитого блока;

10) предварительную очистку блока от керамики;

11) отделение отливок от литниковой системы;

12) очистку отливок;

13) нормализацию отливок.

Производительность одной линии нового цеха составляет 2500 т литья в год. Стоимостью 1 т литья равняется 350—400 руб.

Совершенно изменились и условия работы. Темные и пыльные цехи сменились помещениями со светлыми кафельными стенами, с кондиционированным воздухом, где литейщики работают в белых халатах. Создание таких цехов стало возможно благодаря работе над всеми параметрами процесса.

Уровень автоматизации технологических процессов и высокая производительность позволяют рекомендовать этот проект для создания централизованных литейных производств при экономических районах.

По предварительным подсчетам машиностроение уже сейчас нуждается в 20 автоматических линиях точного литья.

Для удовлетворения нужд отечественного машиностроения в точных литых заготовках необходимо форсировать начавшееся серийное производство оборудования для автоматических линий точного литья.

О. В. МИЛЮКОВ

УДК 629.113(497.2)(498)

## ВЫПУСК АВТОМОБИЛЕЙ В БОЛГАРИИ И РУМЫНИИ

До установления народной власти Болгария и Румыния считались едва ли не самыми отсталыми странами Европы в промышленном отношении. Только социалистическое направление развития позволило создать им собственную индустриальную базу, добиться бурного развития всей экономики и создать собственное автомобилестроение.

Выпуску автомобилей в этих странах предшествовала организация производства тракторов.

Первые румынские тракторы были выпущены уже в 1947 г. До 1959 г. Румыния выпустила 11 тыс. тракторов, а к 1960 г. — более 17 тыс. тракторов.

Вслед за Румынией производство тракторов наладила и Болгария, где на машиностроительном заводе в г. Коларовград освоен выпуск самоходных шасси. Наряду с зарождением тракторной промышленности, в 50-х гг. в Болгарии впервые начат выпуск мотоциклов на машиностроительном заводе «Балкан» в г. Ловеч. К настоящему времени там производится мотоциклы «Балкан» с двигателем, имеющим рабочий объем 250 см<sup>3</sup>, и одноименные мопеды с двигателем, имеющим рабочий объем 50 см<sup>3</sup>.

К выпуску автомобилей завод «Балкан» начал готовиться с 1960 г. В течение ряда лет заводом разработано и построено небольшое количество грузовых автомобилей небольшой грузоподъемности и микроавтобусов. Двигатели к этим автомобилям изготовлял машиностроительный завод № 12 в г. Софии. Это были четырехцилиндровые карбюраторные горизонтальные двигатели водяного охлаждения с оппозитным расположением цилиндров мощностью 45 или 70 л. с. Однако в связи с переключением завода № 12 на крупносерийный выпуск электродвигателей (поставляемых в больших количествах на экспорт) для болгарских автомобилей было решено использовать импортные двигатели массового производства.

В настоящее время завод «Балкан» в г. Ловеч, кооперируясь с тракторным заводом в г. Коларовград, приступил к серийному изготовлению автомобилей марки М-10: грузовых (рис. 1) и микро-

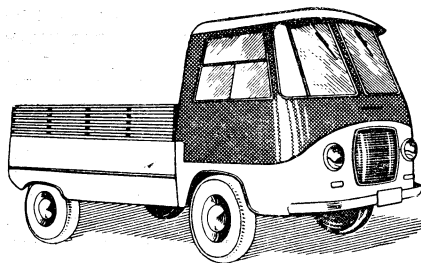


Рис. 1.

автобусов (рис. 2). Грузовые автомобили М-10 «Балкан» выпускаются грузоподъемностью 800 и 1200 кг, а микроавтобусы вместимостью на 8 и 12 пассажиров. В автомобилях устанавливаются советские двигатели: МЗМА-407 и М-21. На автомобили «Балкан» также можно устанавливать дизели английской модели

Перкинс мощностью 43 л. с., которыми должна снабжаться часть выпускаемых автомобилей.

В настоящее время в Болгарии подготовка к производству автомобилей закончена.

В Румынии выпуск автомобилей начался с 1954 г., когда на оборудованном с помощью Советского Союза заводе «Стягул Рошу» («Красное знамя») в г. Брашов была начата сборка грузовых автомобилей советской модели ЗИЛ-150, а затем и их изготовление под маркой SR-101. Вначале двигатели к румынским грузовым автомобилям SR-101 поставлялись из Советского Союза, но с 1958 г. их производство было освоено Брашовским автозаводом. Позднее в Румынии был освоен выпуск автобусов на заводе имени Тудора Владимиреску в г. Бухаресте. В настоящее время этот завод выпускает также грузовые автомобили небольшой грузоподъемности. Наконец, машиностроительным заводом в г. Тимишоара организовано изготовление и установка на шасси грузовых автомобилей

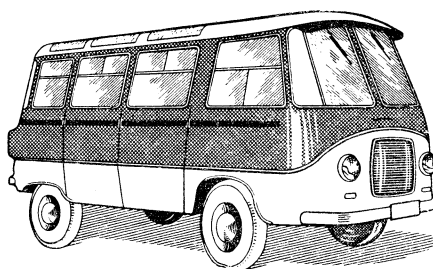


Рис. 2.

SR специализированных кузовов (крытые фургоны вагонной компоновки, рефрижераторы и т. п.). Молодое автомобилестроение Румынии характеризуется в целом довольно высокими темпами роста выпуска автомобилей, что видно из данных табл. 1.

Таблица 1

Годы	Количество автомобилей в тыс. шт.	Годы	Количество автомобилей в тыс. шт.
1954	0,7	1959	9,5
1955	2,9*	1960	12,1
1956	4,8*	1961	14,8
1957	5,1*	1962	15,0
1958	6,9	1963	20,2

Примечание. Звездочками помечен выпуск только грузовых автомобилей, в остальных данных — выпуск грузовых автомобилей вместе с автобусами.

Наряду с количественным ростом выпуска автомобилей, в румынской автомобильной промышленности наблюдается постоянный технический прогресс. За время производства грузовых автомобилей SR-101 румынскими специалистами и рабочими в их конструкцию внесено ряд улучшений, но большим достижением румынских автомобилестроителей явилось создание в 1961 г. и пуск в производство взамен модели SR-101 грузо-

вого автомобиля новой конструкции под маркой «Карпаць SR-131».

Автомобиль «Карпаць SR-131» (рис. 3) имеет высокие технические показатели, хорошие эксплуатационные качества и

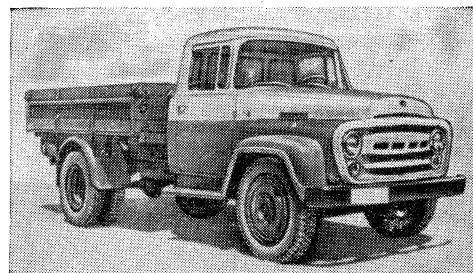


Рис. 3.

современный внешний вид. Характеристика автомобиля «Карпаць SR-131» приведена ниже:

Марка двигателя	SR-211
Тип двигателя	Четырехтактный, карбюраторный, восьмицилиндровый, с V-образным расположением цилиндров, водяного охлаждения
Рабочий объем двигателя в см <sup>3</sup>	5030
Диаметр цилиндров в мм	97
Ход поршня в мм	85
Степень сжатия	6,7
Максимальная мощность в л. с. при 3600 об/мин	140
Максимальный крутящий момент в кгм при 2100 — 2500 об/мин	32
Сцепление	Сухое, однодисковое
Число передач вперед в коробке передач	4
Передаточные числа передач:	
первой	4,92
второй	2,605
третьей	1,625
четвертой	1,0
заднего хода	5,41
Главная передача	Коническая с косыми зубьями
Передаточное число главной передачи	6,67
Размер шин	7,50—20 (975—18)
Подвески (передних и задних колес)	На продольных полуэллиптических рессорах
Грузоподъемность в кг	3000 (2000)
База автомобиля в мм	3400
Габариты автомобиля в мм:	
длина	5780 (5785)
ширина	2263 (2260)
высота	2100
Размеры грузовой платформы в мм:	
длина	2944
ширина	2086
Колея колес в мм:	
передних	1648
задних	1650
Дорожный просвет в мм	240
Собственный вес автомобиля в кг	2800 (3700)
Распределение полного веса автомобиля на оси в кг:	
переднюю	1500 (2010)
заднюю	4300 (3690)
Рулевой механизм	Червяк с двойным роликом



Привод тормозов . . . . .	Гидравлический с усилителем
Максимальная скорость автомобиля в км/ч . . . . .	90
Наибольший преодолеваемый уклон с грузом в % . . . . .	36
Расход топлива в л/100 км . . . . .	25
Емкость топливного бака в л . . . . .	100
Напряжение электрооборудования в в . . . . .	12

Примечание. В скобках указаны значения для автомобиля SR-132.

Вместе с этой основной моделью автозавод «Стягул Рошу» производит и ее модификацию — грузовой автомобиль повышенной проходимости SR-132 (с передним ведущим мостом грузоподъемностью 2 т). Благодаря богатым нефтяным запасам и развитой нефтеперерабатывающей промышленности в Румынии, автозавод в г. Брашов, наряду со стандартным двигателем SR-211 (для грузовых автомобилей SR-131 и SR-132), выпускает также и форсированные двигатели этой модели со степенью сжатия 8, в результате чего максимальная мощность последних доведена до 160 л. с. Для форсированных двигателей завода «Стягул Рошу» применяется бензин с октановым числом 90.

Одновременно завод имени Тудора Владимиреску выпускал автобусы вагонной компоновки с передним расположением двигателя, подобно автобусу ЗИЛ-155, на шасси SR-101. Вместе с переходом завода «Стягул Рошу» на модель SR-131 произошла смена моделей автобусов и на заводе имени Тудора Владимиреску. В настоящее время этот завод выпускает две основные модели автобусов: TV-7 и TV-2 (рис. 4). Обе модели снабжаются двигателями SR-211, располагаемыми продольно сзади. Автобус TV-2 имеет модификации: городскую V, пригородную R и междугородную RT. Кузов и ходовая часть автобуса TV-2 используются заводом имени

Тудора Владимиреску также для выпуска городских троллейбусов TV-2E на 80 мест, на которых устанавливаются

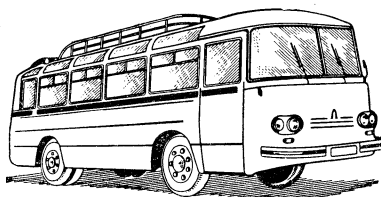


Рис. 4.

Таблица 2

Параметры	Автобус TV-7	Автобус TV-2 (V, R, RT)
Общее число пассажирских мест . . . . .	28	80 (39, 38)
Число мест для сидения . . . . .	28	30 (39, 38)
Длина автобуса в мм . . . . .	7490	—
Полный вес автобуса в кг . . . . .	7665	11920 (10800, 10500)
Максимальная скорость в км/ч . . . . .	105	80 (90)
Расход топлива в л/100 км . . . . .	33	30

электродвигатели мощностью 77 кВт при напряжении 750 в, что обеспечивает максимальную скорость троллейбусов 50 км/ч. Краткие характеристики румынских автобусов даны в табл. 2.

Недавно бухарестским заводом имени Тудора Владимиреску освоены микроавтобусы TV-4 (рис. 5) и на его базе грузовые автобусы. На автобусах TV-4 и его модификациях устанавливается двигатель М-21 мощностью 80 л. с. При полном весе 2562 кг (полезная нагрузка 830 кг) микроавтобус TV-4 развивает

максимальную скорость 85 км/ч и имеет расход топлива 20 л/100 км. Унифицированными с этим микроавтобусом выпускаются пикапы, крытые фургоны, открытые (без боковых стекол) прогулочные микроавтобусы, а также санитарные автомобили.

Несмотря на непродолжительный срок своего существования, молодое румынское автомобилестроение добилось доста-

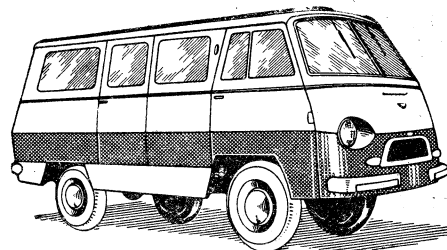


Рис. 5.

точно высоких успехов и проявляет тенденцию к быстрому дальнейшему развитию. Последнему способствует расширение предприятий автомобильной промышленности Румынии и оснащение их современным высокопроизводительным оборудованием.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. «Der Verkehrs-Praktiker», 1962, № 1, стр. 57.
2. «Der Verkehrs-Praktiker», 1963, № 2, стр. 32.
3. «Der Verkehrs-Praktiker», 1963, № 5, стр. 21.
4. «Kraftfahrzeugtechnik», 1964, № 6, стр. 234.
5. «Automobil», 1963, № 2, стр. 64.
6. «Automobil», 1963, № 12, стр. 377.
7. «Svět Motorů», 1963, № 1, стр. 16.

Р. И. СМОЛИНСКИЙ

УДК 621.431.73 : 534.322.3

### СЕМИНАР ПО УМЕНЬШЕНИЮ ШУМА И ВИБРАЦИЙ АВТОМОБИЛЕЙ

В КОНЦЕ октября 1964 г. в НАМИ состоялся четвертый ежегодный семинар по проблеме: «Уменьшение шума и вибраций автомобилей и автомобильных двигателей». В семинаре приняли участие работники заводов автомобильной и тракторной промышленности и институтов. Было заслушано восемь докладов.

Доклад Б. С. Вишнякова и канд. техн. наук А. И. Филимонова был посвящен оценке общего уровня вибраций четырехтактного трехцилиндрового дизеля Д-22 воздушного охлаждения Владимирского тракторного завода, выяснению факторов, вызывающих вибрации двигателя, и определению эффективности механизма, предназначенного для уравнивания момента от сил инерции первого порядка. Общий уровень вибрации трактора и самодвижного шасси с двигателем Д-22 находится в тех же пределах, что и у других отечественных тракторов класса 0,6—3 т. Основными факторами, вызывающими вибрации двигателя, являются неуравновешенный момент от сил инерции второго порядка и опрокидывающий

момент двигателя. Примененный на двигателе уравнивающий механизм существенно снижает уровни составляющих

спектра вибраций с частотой  $\frac{n}{60}$ .

В докладе А. Г. Зубакина, В. В. Исаева и канд. техн. наук В. Е. Кошкина (НАМИ, Московский автозавод имени Лихачева) говорилось об оценке двигателя ЗИЛ-130 по шуму и вибрации. Шум двигателя является объективным показателем качества последнего. Определение шума позволяет провести сравнительную оценку различных двигателей. Однако оценка двигателя по шуму связана с некоторыми дополнительными затратами, направленными на уменьшение шумовых помех. Так как излучение шума механического происхождения связано с вибрацией, возможна оценка двигателя по вибрации. Измерение вибрации позволяет получать оценочные данные двигателя при неисправностях или отклонениях от технических условий. Оценка по вибрации позволяет перейти к объективному контролю двигателя, к отобра-

жению двигателей по превышению определенных уровней вибраций и классификации двигателей по вибрации.

Э. М. Гарадаги и канд. техн. наук В. Н. Луканин (Московский автомобильно-дорожный институт) сделали доклад о шуме при сгорании в предкамерном двигателе. Основной причиной шума при сгорании является высокая скорость выделения тепла. В качестве показателей шума при сгорании были приняты мгновенные превышения уровня и длительность импульса шума при сгорании. Величины мгновенного превышения уровня шума при сгорании в предкамерном дизеле невелики, что объясняется интенсивным вихревым движением среды перед сгоранием. В двигателе с предкамерой возникает точечное самовоспламенение, что также благоприятно для снижения шума. В двигателе с испытанной предкамерой использованы условия для получения малошумной работы наряду с хорошей экономичностью и бездымным выпуском.

Уменьшению вибрации и шума дизелей путем применения пластмасс в их кон-

струкции был посвящен доклад А. А. Скуридина (Центральный научно-исследовательский дизельный институт).

Основными источниками излучения шума дизелей являются вибрации корпусных деталей: блока, картера, крышек клапанного механизма, головок блока цилиндров и др. Излучение шума может быть уменьшено нанесением на поверхность цилиндров слоя, гасящего колебания, а также применением полимерных материалов для самих корпусных деталей. На величину снижения шума путем гашения колебаний излучающих поверхностей влияет материал покрытия и толщина нанесенного слоя. Была выяснена также перспективность применения полимерных материалов для корпусных деталей. Установлена принципиальная возможность снижения шума и уменьшения веса корпусных деталей двигателя. Для крупногабаритных деталей применялась стеклопластмасса на базе полиэфирной смолы.

Доклад С. П. Ежова и канд. техн. наук В. Н. Луканина (Московский автомобильно-дорожный институт) был посвящен методу определения частот собственных колебаний впускных трактов автомобильных двигателей. Впускные системы автомобильных двигателей являются существенным источником шума. Уровни шума незаглушенного впуска соизмеримы с шумом выпуска и достигают 120—125 дБ. В момент открытия и закрытия впускного клапана возникают собственные колебания столба рабочей смеси во впускных органах двигателя. Сложность впускных трактов не всегда позволяет рассчитывать частоты собственных колебаний по аналогии с одномерным рас-

пространством звука в трубе. В докладе говорится о попытке оценивать собственные частоты экспериментальным путем. Частоты собственных колебаний определялись при создании разрежения под клапаном и последующим резким открытием и закрытием клапанов. Возникающие при этом собственные колебания воспринимались акустическим зондом и записывались шлейфовым осциллографом. Полученные данные позволяют утверждать, что колебательный процесс следует рассматривать как пространственный. Далее в докладе говорилось об исследовании взаимодействия вихревого шума, возникающего при перетекании воздуха в клапане, с собственными колебаниями.

В докладе канд. техн. наук Л. В. Тузова (Центральный научно-исследовательский дизельный институт) сообщалось о глушителях шума впускных и выпускных систем дизелей. В глушителях использовались активный и реактивный принципы заглушения звуков, а также принцип экспоненциального рупора.

В активных глушителях происходит в основном погашение высокочастотного шума. Точный расчет активных глушителей весьма сложен, поэтому для приближенной оценки этих глушителей пользуются эмпирическими зависимостями. Реактивные глушители подразделяются на расширительные и резонансные. Даются формулы для расчета расширительных и резонансных глушителей, полученных по теории, основанной на электроакустической аналогии. Затем говорилось о снижении аэродинамического шума дизелей применением экспоненциального рупора, обладающего дисперсией для звуковых волн.

Для эффективного снижения шума выпуска и выпуска у различных дизелей должны применяться различные глушители. С целью уменьшения низкочастотного шума рекомендуется применять резонансные и расширительные глушители, для эффективного снижения среднечастотного шума — комбинированные (активно-реактивные) глушители.

В сообщении М. А. Разумовского (Белорусский институт механизации сельского хозяйства) говорится об улучшении виброакустических качеств кабин тракторов. Общий уровень вибраций панелей кабины трактора предопределяется вибрацией, возбуждаемой двигателем. Приводятся данные по оценке виброакустической характеристики кабины при жестком креплении, а также при установке ее на четырех амортизаторах с одинаковыми упругими характеристиками. Полученная разница достигает 9 дБ на низких частотах.

Б. И. Гершман, В. Д. Самохвалов и М. А. Шафаревич (Львовский автобусный завод) сделали доклад о шумовых характеристиках испытанных отечественных и зарубежных автобусов. Основными источниками шума автобуса являются работа двигателя, трансмиссии, обслуживающих агрегатов, качение колес по дорожному полотну, а также завихрение воздуха. Испытания проводились при движении автобуса, а также на стоянке при работе двигателя на холостом ходу.

**А. Г. ЗУБАКИН, Г. В. ЛАТЫШЕВ  
В. Е. ТОЛЬСКИЙ**

**НАМИ**

## КРИТИКА и БИБЛИОГРАФИЯ

Г. П. Покровский. **Применение электроники в системах питания автомобильных двигателей**, «Машиностроение», 1964.

**3** А ПОСЛЕДНИЕ годы наблюдается интенсивное внедрение средств электроники в самые разные области техники. Электроника начинает проникать и в различные системы автомобилей. Большие перспективы, в частности, сулит применение электронных средств в системах питания двигателей.

Различные аспекты проблемы электронного управления подачей топлива освещены в ряде отдельных статей. Систематизированных материалов по электронным системам по существу нет. Книга Г. П. Покровского относится к одной из самых первых работ в этом направлении, и выход ее в свет следует считать весьма своевременным.

В первой части книги рассмотрены предпосылки к применению средств электроники в системах питания карбюраторных двигателей. Отмечены требования, которые предъявляет двигатель на различных режимах работы к составу горючей смеси, и показано, что обычный пульверизационный карбюратор не может полностью удовлетворить этим требованиям в силу присущего ему принципиального недостатка — зависимости состава смеси только от разрежения в диффузоре. Электронная система управления подачей топлива при выборе в качестве основного регулирующего параметра величины циклового наполнения двигателя способна очень точно дозировать топливо, что приводит к улучшению динамики автомобиля, уменьшению

расхода топлива, повышению долговечности двигателя. Эти преимущества электронной системы становятся еще более заметными при осуществлении принципов экстремального регулирования.

В рецензируемой книге подробно проанализирована система топливоподачи как объект регулирования, и рассмотрены различные возможные способы регулирования: по заранее заданной программе и кибернетические системы оптимизации, осуществляющие непрерывный автоматический поиск наиболее выгодного режима работы системы.

Большой интерес представляет описание методов оптимизации топливной экономичности автомобиля.

Значительное место отведено в книге описанию рецепторов (датчиков), вырабатывающих информацию о режиме работы двигателя и посылающих ее в электронное устройство, синтезирующее и перерабатывающее эту информацию. Автором подробно рассмотрены различные конструкции рецепторов циклового наполнения, барометрического давления, ускорения, температуры. Отмечено, что наиболее трудной задачей их конструирования является получение достаточной долговечности и высокой эксплуатационной стабильности. Одновременно автор намечает и принципиальные пути устранения этих недостатков.

Удачно построен раздел, посвященный исполнительным механизмам (дозаторам топлива). Подробно рассмотрены основные принципы расчета и конструирования дозаторов, а также приведены схемы и описания дозаторов различных конструкций.

УДК 621.431.73 : 019.941

Специальная глава отведена методам испытаний как отдельных узлов электронных систем топливоподачи, так и систем в целом. В этой главе подробно рассмотрена аппаратура и методика стендовых и дорожных испытаний двигателей, оборудованных электронными системами подачи топлива.

Рецензируемая книга не лишена некоторых недостатков. Так, например, автор пишет, что «применение впрыска топлива в цилиндр или даже во впускную трубу позволяет улучшить мощностные и экономические показатели автомобильных двигателей». Здесь автору следовало бы пояснить свою мысль, отметив, что указанные преимущества непосредственного впрыска легкого топлива не всегда удается использовать, а лишь при вполне определенных условиях. Поэтому перевод карбюраторного двигателя на непосредственный впрыск часто не сопровождается сколько-нибудь существенным повышением экономичности, а при впрыске, например, в такте сжатия он может даже ухудшиться.

В книге не приведены конструктивные сведения о дозаторах для непрерывного модулирования расхода топлива, хотя общие принципы таких систем рассмотрены довольно подробно.

В разделе «Эксплуатационно-технические требования к рецепторам» сказано, что ресурс работы главного рецептора (цикловых расходов) должен быть не менее 1,5—1,7 млн. циклов движения. В то же время на стр. 34 говорится, что этот рецептор в процессе пробега автомобилем 100 тыс. км должен совершить более 12 млн. перемещений. Неясно, на чем основывается автор, назначая ресурс работы главного рецептора в 5—7 раз меньше, чем это диктуется эксплуатационными условиями.

Отдельные имеющиеся недостатки, разумеется, ни в коей степени не снижают общего качества рецензируемой книги.

Г. П. Покровскому удалось создать ценное пособие для инженерно-технических работников, специализирующихся по системам питания двигателей. Большую пользу эта книга может принести студентам и преподавателям вузов и техникумов, а также всем лицам, интересующимся новыми веяниями в автомобилестроении.

**Кандидаты техн. наук Ю. Г. ГОРНУШКИН, А. М. БАКАЛЕЙНИК**

**Владимирский политехнический институт**

УДК 378 : 394.46

## Московскому автомеханическому институту 25 лет

**МОСКОВСКИЙ** автомеханический институт (МАМИ) — ведущий вуз по подготовке инженеров для автомобильной и тракторной промышленности СССР. Институт был организован в 1939 г. Он явился преемником и продолжателем славных традиций Московского (механического) автотракторного института имени М. В. Ломоносова, давшего нашей стране немало высококвалифицированных специалистов, среди которых заместитель председателя ВСНХ СССР министр СССР А. М. Тарасов, председатель Государственного комитета по автотракторному и сельскохозяйственному машиностроению Министр СССР Н. И. Строкин, начальник автомобильного и транспортного отдела СНХ СССР П. С. Кучумов, главный инженер Московского автозавода имени Лихачева К. В. Строганов и многие другие известные организаторы и руководители автомобильной и тракторной промышленности.

Великая Отечественная война задержала быстрое развитие института. Несмотря на все трудности послевоенного периода, Московский автомеханический институт в настоящее время по своему профессорско-преподавательскому составу и учебно-материальной базе вполне может решать сложные и ответственные задачи, стоящие перед высшей школой.

Институт имеет дневные, вечерние и заочный факультеты, а также филиал при Ликинском автобусном заводе. Кроме того, филиалом института на Московском автозаводе имени Лихачева является завод-вуз. Институт готовит для автотракторной промышленности инженеров-конструкторов и испытателей по автомобилям, тракторам и их двигателям, в том числе и газотурбинным, по автотракторному электрооборудованию, а также специалистов по технологии автотракторостроения, машинам и технологии литейного производства, машинам и технологии обработки металлов давлением. В последние годы организована подготовка специалистов по автоматизации и комплексной механизации машиностроительной промышленности.

Подготовку инженерных кадров по указанным специальностям осуществляет высококвалифицированный профессорско-преподавательский коллектив. В его числе известные в нашей стране и за рубежом ученые Е. Д. Львов, В. О. Гордон, Ф. С. Демьянюк, И. М. Ленин, Б. С. Фалькевич, П. Н. Аксенов, И. А. Норичин, И. Б. Барский, С. С. Четвериков, М. Е. Егоров, Б. В. Гольд, Ю. А. Шувалов, Б. Г. Шумский и др.

В институте обучается около 7000 студентов, из которых 60% без отрыва от производства.

За 25 лет институт подготовил 7500 специалистов, причем выпуск студентов все время увеличивался и только за последние 5 лет составил около 3000. Воспитанники МАМИ с успехом работают на автомобильных, тракторных и моторных заводах, в научно-исследовательских институтах и на других предприятиях нашей страны, а также за рубежом.

Высокое качество подготовки выпускников МАМИ не раз отмечалось заводами и научно-исследовательскими институтами. Многие питомцы МАМИ стали руководителями крупных предприятий и институтов. Среди них можно назвать дирек-

тора Московского завода малолитражных автомобилей Л. Б. Васильева, директора НАМИ А. М. Хлебникова и его заместителя И. С. Лунева, директора Уральского автозавода В. М. Гурушкина, главного технолога Московского автозавода имени Лихачева С. М. Степашкина, заместителя директора НИИ Автоприборов Н. И. Сметнева и многих других.

Большое внимание уделяется в институте подготовке научных кадров в аспирантуре. Так, за период с 1958—1964 гг. было подготовлено 60 аспирантов. За это же время пять сотрудников института защитили докторские диссертации.

В настоящее время институт ведет подготовку кадров не только по специальным, но и по общенаучным дисциплинам (математика, химия, теоретическая механика, сопротивление материалов и др.).

Коллектив института уделяет большое внимание развитию научно-исследовательских работ как в госбюджетном, так и в хозрасчетном планах. Объем хоздоговорных научно-исследовательских работ за последние годы увеличился в несколько раз, и число преподавателей, принимающих участие в научно-исследовательской работе, достигло 74% общего состава. В институте сложились вполне определенные научные направления: развитие методов испытания автомобилей, тракторов и их двигателей, нормализация методов расчета на прочность, долговечность и износостойкость деталей и узлов трактора, автомобиля, двигателя; исследование, разработка и внедрение прогрессивных технологических методов и процессов в автотракторной промышленности как базы развития теоретических основ технологии машиностроения.

Важное значение в развитии научно-исследовательских работ имело создание научно-исследовательской автомобильной лаборатории, что привело к усилению связи института с заводами автомобильной промышленности.

Институт уделяет большое внимание оказанию помощи промышленности в повышении долговечности и износостойкости автомобилей и тракторов. Так, кафедры технологического факультета особое внимание уделяют разработке технологических процессов, связанных с повышением точности и чистоты обработки, а также улучшению условий труда. Из окончанных научно-исследовательских работ следует отметить работу, представленную на соискание Ленинской премии 1964 г. и посвященную коренному улучшению формовочного процесса пескодувно-прессовым методом.

Многие из окончанных научно-исследовательских работ экспонировались на ВДНХ.

К научно-исследовательской деятельности института широко привлекаются студенты, особенно старших курсов.

Систематически ведется большая работа по созданию учебников и учебных пособий как по профилирующим, так и по общетехническим курсам. Профессорско-преподавательским составом института выпущено более 200 учебников и учебных пособий, получивших широкое распространение в СССР и за рубежом.



Баранов Б. А., Хисин Р. И., Шапиро И. И. и др. **Техническое нормирование на машиностроительном заводе.** Изд. 2-е, переработ. и доп. М., Изд-во «Машиностроение», 1964. 612 с., т. 8500, ц. 2 р. 78 к. в пер.

Основы технического нормирования, методика и практика нормирования станочных, заготовительно-штамповочных и сборочных работ в машиностроении. Нормативный и справочный материал, необходимый для расчета технически-обоснованных норм.

Для инженерно-технических работников — технологов и нормировщиков машиностроительных заводов.

Бартень Г. М. и Зуев Ю. С. **Прочность и разрушение высокоэластичных материалов.** М.—Л., Изд-во «Химия», 1964. 388 с., т. 5700, ц. 1 р. 36 к. в пер.

Современные представления о прочности, долговечности и механизме разрушения твердых тел и полимеров. Прочность высокоэластичных материалов и влияние режимов деформации, состава и структуры резины на ее прочность.

Для конструкторов химического машиностроения и других отраслей промышленности, в которых применяется резина.

Белослеский А. А., Вальденберг Ю. С. и Меркуров Л. И. **Применение вычислительных машин для автоматизации производственных процессов.** М.—Л., Изд-во «Энергия», 1964. 240 с., т. 9800, ц. 68 к.

Методы и примеры разработки и проектирования систем автоматического управления производственными процессами с использованием вычислительных машин (на основе обобщения отечественного и зарубежного опыта).

Для широкого круга инженерно-технических работников.

Бурков В. В. **Алюминиевые радиаторы автотракторных двигателей.** Л., Изд-во «Машиностроение», 1964. 200 с., т. 2400, ц. 71 к. в пер.

Методы расчета, конструирование, производство и эксплуатация современных алюминиевых радиаторов автотракторных двигателей. Оценка пригодности радиатора для различных систем охлаждения. Материалы, применяемые для изготовления радиаторов. Техничко-экономический анализ методов изготовления алюминиевых радиаторов.

Для инженерно-технических работников автомобильной промышленности и двигателестроения.

Бусленко Н. П. **Математическое моделирование производственных процессов на цифровых вычислительных машинах.** М., Изд-во «Наука», 1964. 362 с., (Физико-математическая библиотека инженера), т. 10 500, ц. 1 р. 15 к. в пер.

Общие сведения о математическом моделировании производственных процессов. Типичные процессы моделирования. Примеры комплексного моделирования некоторых производственных процессов (сборка при поточном производстве, функционирование автомобильного хозяйства и т. д.).

Для инженерно-технических работников, занимающихся автоматизацией производства.

Гершман И. И., Грудский Ю. Г., Демянов Л. А. и др. **Автомобильные многотопливные двигатели с М-процессом.** М., 1964. 128 с. (НАМИ), т. 600, ц. 1 р. 07 к.

Особенности конструкции зарубежных многотопливных автомобильных двигателей с М-процессом и анализ протекания в них рабочего процесса. Техничко-экономические показатели

двигателей. Перспективы применения многотопливных двигателей с пленочным смесеобразованием на автомобилях и тракторах.

Для инженерно-технических работников автомобильной промышленности.

Дубинин Г. Н. **Диффузионное хромирование сплавов.** М., Изд-во «Машиностроение», 1964. 452 с., т. 3400, ц. 1 р. 70 к. в пер.

Обобщение результатов исследований отечественных и зарубежных ученых в области диффузионного хромирования сплавов. Преимущества этого метода перед другими способами термической обработки. Выбор различных схем технологического процесса диффузионного хромирования изделий (на основе данных заводского опыта).

Для инженерно-технических работников машиностроительной промышленности.

Дудко П. Д. **Новые материалы в технике.** Харьков, Изд-во Харьк. ун-та, 1964. 172 с., т. 10000, ц. 42 к. в пер.

Физико-химические и механические свойства, методы получения и области применения наиболее перспективных металлических и неметаллических материалов. Способы изготовления из них изделий.

Для широкого круга инженерно-технических работников.

Кузнецов В. П. и Гербацевич А. Ф. **Переналаживаемые автоматические линии.** Минск, Изд-во «Беларусь», 1964. 200 с., т. 2000, ц. 46 к. в пер.

Проектирование автоматических линий для механической обработки нескольких однотипных деталей в условиях массового и серийного производства. Принцип компоновки различных групп автоматических линий, конструктивные особенности механизмов и способы переналадки линий для обработки других деталей.

Для инженерно-технических работников машиностроительных предприятий и проектных учреждений.

Парамонов Ф. И. **Математические методы расчета многономенклатурных потоков.** М., Изд-во «Машиностроение», 1964. 264 с., т. 3000, ц. 98 к. в пер.

Принципы и методы математического расчета основных параметров мало- и многопредметных поточных линий, а также норм времени технологических процессов механической обработки с помощью электронно-вычислительных машин. Подбор деталей, расчет количества рабочих мест, запуска деталей в обработку, очередности их запуска, времени опережения начала работы на связанных по подаче деталей на рабочих местах поточных линий и длительности производственного цикла изготовления деталей.

Для инженерно-технических работников машиностроительных предприятий.

Пастер И. Д. и Страшунский А. М. **Нормализованный контроль чертежей.** Изд. 2-е, переработ. и доп. М., Изд-во «Машиностроение», 1964. 112 с., т. 6300, ц. 33 к.

Практическое применение нормализованного контроля чертежей и конструкторской документации, его значение как средства внедрения нормалей и стандартов в чертежи. Методы организации нормализованного контроля.

Для инженерно-технических работников конструкторских отделов машиностроительной промышленности.