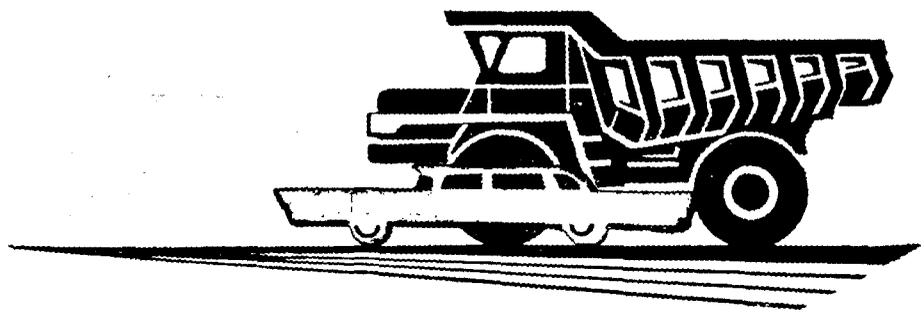


# **А**ВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1963

10



# СОДЕРЖАНИЕ

|   |   |
|---|---|
| Наши задачи в свете решений июньского Пленума ЦК КПСС . . . . . | 1 |
|---|---|

## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

|  |   |
|--|---|
| <b>В. В. Лукин</b> — Методика анализа заработной платы на автотракторных заводах с применением электронно-вычислительных машин . . . . . | 2 |
| <b>М. С. Слуцкер</b> — Дальнейшая механизация транспортно-складских работ на Горьковском автозаводе . . . . .                            | 4 |

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

|   |    |
|---|----|
| <b>Ю. А. Магнитский, В. Д. Карминский</b> — Метод непосредственного измерения среднего индикаторного давления в цилиндре поршневого двигателя . . . . .       | 6  |
| <b>А. Н. Устинов</b> — К вопросу о расчетном определении коэффициента вязкости картерных газов двухтактных двигателей . . . . .                               | 9  |
| <b>А. Е. Бельский</b> — Аналитический расчет скоростей движения автомобилей с учетом переменной величины коэффициента сопротивления качению . . . . .         | 10 |
| <b>И. Н. Тихомиров</b> — К вопросу о выборе фаз газораспределения для двухтактных карбюраторных двигателей малого литража . . . . .                           | 13 |
| <b>Ю. И. Чередниченко</b> — Исследование режимов работы гидромуфт . . . . .   | 14 |
| <b>И. П. Уткин</b> — Автомобиль-буксировщик с гидроприводом на базе автомобиля УАЗ-450Д . . . . .   | 17 |
| <b>Е. Ф. Непомнящий</b> — О фактической площади касания протектора шины с шероховатыми поверхностями дорожных покрытий . . . . .                              | 18 |
| <b>В. Г. Розаков</b> — Повышение тормозных свойств автомобилей . . . . .  | 20 |
| <b>М. Л. Дайчик, К. И. Вильперт, В. А. Воронков</b> — Приборы для статистических исследований ускорений, усилий и деформаций . . . . .                        | 22 |
| <b>Л. Г. Анискин, Х. Д. Квитко</b> — Методика выбора ряда передаточных чисел трансмиссии автомобиля, обеспечивающих его разгон за минимальное время . . . . . | 25 |

## ТЕХНОЛОГИЯ

|  |    |
|--|----|
| <b>Г. С. Проняков, Н. Д. Воронков</b> — Автоматическое прессование металлических порошков на гидравлическом прессе . . . . .                               | 29 |
| <b>Н. Ф. Андрущенко, Л. С. Ляхович, П. А. Мишин, Я. Н. Фунштейн</b> — Поверхностная закалка полуосей заднего моста автомобилей МАЗ-200 и МАЗ-205 . . . . . | 31 |
| <b>В. Г. Улегин</b> — Метод вдавливания для контроля твердости в автоматизированных и поточных линиях . . . . .  | 33 |
| <b>Н. В. Арцишевская, И. И. Ерина, И. Г. Стрельцов</b> — Фотоэлектрическая насадка к спектрографу ИСП-22 (ИСП-28) . . . . .                                | 34 |
| <b>И. П. Уткин</b> — Стол с реверсивным пластинчатым транспортером . . . . .   | 36 |
| <b>В. В. Горлов</b> — Герметичные электроконтактные датчики . . . . .  | 37 |
| <b>К. Т. Иванова, О. С. Лемперт</b> — Пескострельно-пескодудная машина для изготовления крупногабаритных стержней . . . . .                                | 39 |

## ИНФОРМАЦИЯ

|  |    |
|--|----|
| <b>Ю. В. Наумов</b> — Новые малолитражные автомобили . . . . .   | 41 |
| <b>В. И. Терехин</b> — Новая свеча зажигания . . . . .   | 44 |
| <b>Р. А. Аюбян, Б. И. Гершман</b> — Исследование пневматической подвески автобуса Джизмси 4517 на рукавных упругих элементах . . . . . | 45 |

## КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

|  |    |
|--|----|
| <b>Б. П. Федоров</b> — Рецензия на книгу М. М. Щукина «Сцепные устройства автомобилей и тягачей. Конструкция, теория и расчет», Машгиз, 1961 . . . . . | 47 |
|--|----|

## НОВЫЕ КНИГИ

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

Технический редактор **Б. И. Модель.**

Корректор **А. П. Бакутенкова**

Сдано в производство 10/VIII 1963 г. Подписано в печать 24/IX 1963 г.  
Т-11982 Тираж 14300 экз. Печ. л. 6. Уч.-изд. л. 8,5. Бум. л. 3. Формат 60 × 90<sup>1</sup>/<sub>8</sub>. Зак. 3460.

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

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

10  
ОКТАБРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1963

ОРГАН ГОСУДАРСТВЕННОГО КОМИТЕТА  
АВТОТРАКТОРНОГО И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО  
МАШИНОСТРОЕНИЯ ПРИ ГОСПЛАНе СССР

Год издания XXIX

## НАШИ ЗАДАЧИ В СВЕТЕ РЕШЕНИЙ ИЮНЬСКОГО ПЛЕНУМА ЦК КПСС

С ЧУВСТВОМ высокой творческой взволнованности, с горячей благодарностью рабочие, трудовая интеллигенция и ученые автомобильной промышленности восприняли решение июньского (1963 г.) Пленума ЦК КПСС по идеологической работе.

Никогда еще перед нашей Партией не возникали в идеологической области столь обширные по масштабам и глубокие по содержанию задачи, как сейчас, в период развернутого коммунистического строительства.

Наша Партия осуществила поистине революционные меры по совершенствованию руководства экономикой страны.

Создание материальных и духовных благ обеспечивает формирование коммунистических общественных отношений, воспитание трудящихся в духе морального кодекса строителя коммунизма. В то же время от роста сознательности советских людей непосредственно зависят успехи в решении народнохозяйственных задач.

Главным и решающим для победы коммунизма является достижение наивысшей производительности труда.

Борьба за высшую производительность труда — это борьба за нового человека.

Воспитать коммунистическую заботу об общественной собственности — значит обеспечить формирование новых коммунистических производственных отношений.

Повышение сознательности советских людей — многогранный и сложный процесс, все стороны и составные части которого неразрывно связаны между собой и взаимно обусловлены.

Лучшей школой воспитания является жизнь, труд и борьба советского народа.

Творческое сочетание элементов идеологической и конкретной хозяйственно-организаторской деятельности укрепляет единство теории и практики. Теперь не может быть «чисто» идеологической работы, как нет и не может быть «чисто» хозяйственно-организаторской работы. Всякое их противопоставление неправильно и вредно.

Перед автомобилестроителями стоят большие задачи. В текущем семилетии необходимо освоить и значительно расширить производство новых типов грузовых автомобилей грузоподъемностью до 1 т, более мощных, быстроходных и экономичных двух- и трехосных грузовых автомобилей грузоподъемностью 2—5; 5—7 и 25—45 т; V-образных двигателей различной мощности, а также автобусов и новых моделей легковых автомобилей «Волга», «Москвич» и микролитражного автомобиля «Запорожец».

Особое внимание уделяется вопросу специализации производства двигателей, коробок передач и других агрегатов автомобиля и массовых деталей (поршни, поршневые кольца, клапаны, толкатели, шатуны, вкладыши и др.), идущих на комплектацию и в запасные части.

Задача освоения производства новых современных моделей автомобилей, автобусов, прицепов и агрегатов к ним с более высокими техническими показателями по надежности и долговечности при значительно увеличенных объемах выпуска с обеспечением заданного роста производительности труда может быть решена только путем непрерывного прогресса в совершенствовании технологии и организации автомобильного производства.

Главной особенностью автомобильной промышленности в осуществлении технической реконструкции действующих автомобильных, автобусных, агрегатных заводов и заводов запасных частей, а также в техническом вооружении новых заводов является курс, взятый на механизацию и автоматизацию процессов производства. Именно автомагизация открывает пути резкого повышения производительности труда и еще более быстрых темпов роста производства.

Для осуществления этих задач необходимо объединить усилия научно-исследовательских институтов и предприятий автомобильной промышленности; необходимо также расширить фронт поисков и открытий, все более и более экономичных решений, максимального увеличения производительности труда.

На базе такого сотрудничества следует разрабатывать план внедрения новой техники на 1964—1965 гг., исходя из завершения семилетнего плана технической реконструкции автомобильного производства, а также план новой техники на 1966—1970 гг.

Журнал, выступая с научно-техническими статьями о новых тенденциях технического и экономического развития автомобильного производства, уделяет большое внимание освещению передового опыта новаторов, привлекая широкое участие работников заводов и институтов, что способствует поднятию уровня техники автомобильного производства.

Разработка научных основ технической реконструкции автомобильной промышленности является первоочередной задачей.

Советские автомобилестроители испытывают законное чувство гордости, сознавая, что своим трудом они вносят достойный вклад в общее дело укрепления мировой социалистической системы.

## Методика анализа заработной платы на автотракторных заводах с применением электронно-вычислительных машин

**В. В. ЛУКИН**

Московский инженерно-экономический институт имени Орджоникидзе

**В** СЕБЕСТОИМОСТЬ товарной продукции автотракторных заводов заработная плата входит в качестве одного из важнейших элементов. Так, на тракторных заводах ее удельный вес в затратах на производство составляет более 26%. В себестоимости товарной продукции этих же заводов она составляет только по статье «Основная заработная плата производственных рабочих» 8,8%, а на заводах тракторных агрегатов и запасных частей — 8,7%. На таких крупных предприятиях страны, как Московский автозавод имени Лихачева, Минский автозавод, Минский тракторный завод, основная заработная плата производственных рабочих в 1961 г. составляла соответственно 6,7%; 6,1% и 6,1% себестоимости товарной продукции. Приведенные цифры свидетельствуют о необходимости оперативного и всестороннего анализа расходования заработной платы. Подобный анализ может быть практически эффективно осуществлен на таких крупных заводах только с применением электронно-вычислительных машин (ЭВМ), так как счетно-перфорационные машины не обладают достаточной для этого гибкостью и быстротой.

Для обработки информации на ЭВМ необходимо предварительное составление программы, которая строится на знании алгоритма того или иного экономического явления. Алгоритм представляет собой систему формальных правил, определяющих процесс выполнения заданной работы. При внедрении ЭВМ для экономического анализа наибольшие трудности заключаются в отыскании алгоритмов для решения различных экономических задач. В зависимости от решаемой задачи алгоритм может быть меньшей и большей сложности. Одним из наиболее важных элементов алгоритма является математическая формула. Посредством формулы осуществляется математизация экономического явления.

С целью построения ряда экономико-математических формул для анализа заработной платы производственных рабочих используется определенная система буквенно-цифровых обозначений справочных и группировочных признаков, а также исходных и результатных показателей. Буквы русского алфавита используются для обозначения группы показателей; например, все виды плановых затрат обозначаются заглавной буквой *П*, все виды заработной платы обозначаются заглавной буквой *З*. Буквы греческого и латинского алфавитов используются в каждой группе для обозначения отдельных значений, таких, как стоимость, машинокомплект и пр. Например, выражение  $СПЗ\rho$  означает сумму (*S*) плановую (*П*) заработной платы производственных рабочих (*З*), которая приходится на единицу машинокомплекта цеха ( $\rho$ ).

При использовании ЭВМ для экономического анализа представляется возможность изучать расход заработной платы производственных рабочих по данным отчетных калькуляций изделий. Анализ заработной платы по отчетной калькуляции себестоимости важнейших изделий (машинокомплектов) позволит выявить степень отклонения ее уровня в единице калькулируемой продукции от плановой или нормативной калькуляции и калькуляции предыдущего периода.

Для осуществления анализа заработной платы на ЭВМ по данным калькуляций изделий необходимо построить математические формулы экономической зависимости рассматриваемых взаимосвязанных факторов.

Для построения математических формул экономической зависимости и получения результатных показателей необходимо прежде всего правильно отобрать требуемые для этого исходные показатели и определить, в каком первичном документе они фиксируются. Так, для анализа заработной платы произ-

водственных рабочих по калькуляции машинокомплекта цеха необходимо взять в качестве исходных показателей сумму заработной платы производственных рабочих цеха по плану отчетного периода, приходящуюся на единицу машинокомплекта цеха. Используя систему обозначений, выразим ее через  $СПЗ\rho$ . Для сопоставления с плановым показателем потребуется также фактическая заработная плата производственных рабочих ( $\Phi$ ) рассматриваемого отчетного периода. Она будет представлена в нашей системе символом  $СФЗ\rho$ . Одновременно с этим необходимо иметь для анализа расходов текущего периода с предыдущим периодом фактическую заработную плату производственных рабочих за предыдущий отчетный период, приходящуюся на единицу машинокомплекта цеха. Ее обозначим через  $СФЗ\rho i$ . Помимо этого, требуется знать плановую себестоимость машинокомплекта цеха за отчетный период  $СП\rho$ , фактическую себестоимость машинокомплекта цеха за рассматриваемый отчетный период  $СФ\rho$  и фактическую себестоимость машинокомплекта цеха за предыдущий отчетный период  $СФ\rho i$ . В качестве исходного документа в одном случае служат отчетные калькуляции, а в другом — плановые калькуляции машинокомплекта цеха.

С использованием этих исходных показателей можно построить экономико-математические формулы для получения результатных экономических показателей, которые позволят построить программу для обработки информации в ЭВМ.

По отобранным исходным экономическим показателям можно определить удельный вес заработной платы производственных рабочих в плановой себестоимости машинокомплекта цеха по формуле

$$ТП\rho = \frac{СПЗ\rho \cdot 100}{СП\rho}.$$

Аналогичным путем можно найти удельный вес заработной платы производственных рабочих в фактической себестоимости машинокомплекта цеха. Для этого используем следующую формулу:

$$ТФ\rho = \frac{СФЗ\rho \cdot 100}{СФ\rho}.$$

Для изучения динамики изменения заработной платы производственных рабочих в себестоимости калькулируемой единицы необходимо найти удельный вес заработной платы производственных рабочих в фактической себестоимости единицы машинокомплекта цеха в предыдущем отчетном периоде. Для определения этого показателя можно воспользоваться формулой

$$ТФ\rho i = \frac{СФЗ\rho i \cdot 100}{СФ\rho i}.$$

Одновременно с этим при анализе расхода заработной платы производственных рабочих необходимо выявление суммы отклонений от плана или нормы в себестоимости единицы продукции. С этой целью, используя другую группу отобранных исходных экономических показателей, можно построить математические формулы экономической зависимости суммы отклонений от плана или нормы. Так, для нахождения суммы отклонений от плана отчетного периода по заработной плате производственных рабочих в себестоимости единицы машинокомплекта цеха имеем следующую формулу:

$$\pm КЗ\rho = СФЗ\rho - СПЗ\rho.$$

Однако анализ не может ограничиваться выявлением фактических отклонений от плана или нормы. Для каждого автотракторного завода также важно изучить динамику изменения отклонений по заработной плате. Для этого необходимо выявить, насколько изменилась фактическая заработная плата производственных рабочих в себестоимости машинокомплекта цеха изучаемого отчетного периода по сравнению с фактической заработной платой предыдущего отчетного периода. Эту информацию можно получить, воспользовавшись следующей формулой:

$$\pm K3p_i = S\Phi3p - S\Phi3p_i.$$

Кроме того, также целесообразно определить, какое имелось отклонение всей фактической себестоимости машинокомплекта цеха изучаемого отчетного периода от плановой себестоимости. Эту информацию можно получить по формуле

$$\pm Kp = S\Phi p - S\Pi p.$$

Аналогично этому определяется и сумма отклонений от фактической себестоимости машинокомплекта цеха предыдущего отчетного периода. Эту сумму находим по формуле

$$\pm Kp_i = S\Phi p - S\Phi p_i.$$

Используя полученные формулы результатных экономических показателей, можно получать аналитическую сводку непосредственно с печатающего устройства ЭВМ по форме, приведенной в табл. 1.

Однако анализ заработной платы по калькуляциям себестоимости изделий не всегда может удовлетворить руководство завода, так как показывает только общие суммы отклонений от плановых или нормативных расходов. Определенный интерес представляет при анализе расхода заработной платы на ЭВМ изучение вопросов, связанных с отклонением от норм по заработной плате и непроизводительными выплатами. В настоящее время, хотя на большинстве автотракторных заводов отклонения от норм по сдельной заработной плате и фиксируются в каждом отдельном случае, но подчас недостаточно обоснованно указываются причины отклонений и виновники, а иногда этого и совсем не делается. Вопросу анализа причин и виновников отклонений уделяется очень мало внимания, так как такой анализ требует значительных трудовых затрат по подготовке информационного материала. Механизация анализа заработной платы с помощью быстродействующих электронных вычислительных машин позволит значительно повысить оперативность анализа отклонений и причин, а также сократить трудоемкость этой работы.

С применением ЭВМ можно будет более оперативно регистрировать посредством перфорации или каким-либо другим способом и вводить в машину для обработки все причины, вызывающие отклонения по заработной плате на предприятиях автотракторной промышленности.

При анализе на ЭВМ также целесообразно рассматривать такие причины отклонений по заработной плате, как операции,

выполнение которых предусмотрено технологическим процессом по мере надобности не для всех деталей-операций. Сюда относится дополнительная обработка отдельных деталей из партий, требующих доводки по размерам и качеству отделки. Также интересно для завода анализировать отклонения по причине обработки деталей меньшими партиями, чем предусмотрено технологическим процессом; доплат в течение шести месяцев авторам рационализаторских предложений в соответствии с Постановлением СНК СССР от 27/II 1942 г. за № 1904, доплат за сверхурочные работы и выходные и праздничные дни (в случае производственных работ). Возможно также выявление отклонений по причине доплаты по прогрессивно-премиальной системе оплаты труда и за отличное качество работы; изменений норм и расценок в середине месяца, разниц между фактическими и утвержденными цеху на валовой выпуск суммами на оплату производственных рабочих. Кроме того, целесообразно выявлять отклонения по причине выплат за исправление брака.

Если обозначить все виды отклонений по заработной плате производственных рабочих условными шифрами и учитывать отклонения от норм по заработной плате по определенным видам оплаты, то с применением ЭВМ можно оперативно учитывать отклонения по заработной плате в каждом цехе предприятия. Представляется возможным выявлять эти отклонения также и по виновникам. Возьмем наиболее характерные виды причин отклонений по заработной плате автотракторных заводов и обозначим их шифрами с 01 по 08, а наиболее характерные виды виновников отклонений обозначим с 1 до 10. Виды оплат обозначим шифрами, применяемыми на автотракторных заводах. В этом случае, используя систему обозначений, на ЭВМ можно получать расшифровку и итоговые показатели отклонений по заработной плате по следующей форме с использованием указанных в ней формул исходных и результатных экономических показателей (табл. 2).

После выявления причин и виновников отклонений по заработной плате в разрезе цеха не представляет трудностей определить на ЭВМ общую сумму по каждой причине и виновнику в целом по заводу. Для этого необходимо суммировать всю результатную информацию каждого цеха по соответствующим шифрам причин и виновников.

При построении рассмотренных математических формул экономических показателей учитывалась необходимость изучения этих вопросов и возможность получения исходной экономической информации на опыте Минского тракторного завода, где предполагается в ближайшем будущем применение ЭВМ для экономического анализа, Московского автозавода имени Лихачева, где уже имеется ЭВМ и возможно использование указанных формул, а также Минского автозавода. Однако указанная методика построения математических формул для получения результатных экономических показателей с успехом может быть применена и на любом другом машиностроительном предприятии.

Таблица 1

Показатели анализа заработной платы производственных рабочих по машинокомплекту цеха

| Дата                    | № цеха | № машино-комплекта | Отклонения от плана отчетного периода по заработной плате | Отклонения от заработной платы предыдущего отчетного периода | Отклонения фактической себестоимости машинокомплекта отчетного периода от плановой | Отклонение от фактической себестоимости машинокомплекта предыдущего отчетного периода | Процентное отношение заработной платы в отчетной калькуляции предыдущего периода к полной себестоимости | Процентное отношение заработной платы в плановой калькуляции отчетного периода к полной себестоимости | Процентное отношение заработной платы в отчетной калькуляции данного отчетного периода к полной себестоимости |
|-------------------------|--------|--------------------|---|--|--|---|---|---|---|
| 1                       | 01     |                    | $\pm K3p$   | $\pm K3p_i$  | $\pm Kp$   | $\pm Kp_i$  | $T\Phi p_i$   | $T\Pi p$  | $T\Phi p$   |
| 2                       | 01     |                    |   |  |  |   |   |   |   |
| n                       | 01     |                    |   |  |  |   |   |   |   |
| Итого по заводу . . . . | 01     |                    | $\pm \sum_n K3p$  | $\pm \sum_n K3p_i$   | $\pm \sum_n Kp$  | $\pm \sum_n Kp_i$   | $\pm \sum_n T\Phi p_i$  | $\pm \sum_n T\Pi p$   | $\pm \sum_n T\Phi p$  |

Таблица 2

Расшифровка причин и виновников отклонений от норм основной заработной платы производственных рабочих по данному виду производства цеха

Цех № \_\_\_\_\_ Дата \_\_\_\_\_

| Наименование причин  | Виновники и их шифр |             |  |             |  | Итого   |
|--|---------------------|-------------|--|-------------|--|---|
|  | Виды оплаты         | Шифр причин | Мастер (1)                             | Рабочий (2) | Производственные участки своего цеха, (10) |   |
| Несоответствие материалов, заготовок и полфабрикатов марке, сорту, размеру и качеству, требующимся по техническим условиям, исправления дефектов материала . . . . . | 21                  | 01          | $\pm S\Phi Z_{01\sigma}$               |             |  | $\pm \sum_{10}^1 S\Phi Z_{i\sigma}$ и т. д.                       |
| Несоответствие инструмента, штампов и приспособлений техническим требованиям . . . . .   | 22                  | 02          | $+ S\Phi Z_{02\sigma}$                 |             |  |   |
| Несоответствие оборудования: выполнение работ на менее производительном оборудовании, выполнение работ, не предусмотренных технологическим процессом . . . . .       | 23                  | 03          | $+ S\Phi Z_{03\sigma}$                 |             |  |   |
| Несоответствие разряда работы разряду рабочего . . . . .   | 24                  | 04          | $\pm S\Phi Z_{04\sigma}$               |             |  |   |
| Изготовление деталей из отходов, брака и заменителей . . . . .   | 25                  | 05          | $- S\Phi Z_{05\sigma}$                 |             |  |   |
| Операции, предусмотренные технологическим процессом по мере необходимости не для всех деталей операции . . . . .   | 26                  | 06          | $+ S\Phi Z_{06\sigma}$                 |             |  |   |
| Доплата в течение 6 мес. автору рационализаторского предложения . . . . .  | 27                  | 07          | $+ S\Phi Z_{07\sigma}$                 |             |  |   |
| Нерасшифрованные отклонения . . . . .  | 27                  | 08          | $\pm S\Phi Z_{08\sigma}$               |             |  |   |
| Всего по цеху . . . . .  |                     |             | $\pm \sum_{08}^{01} S\Phi Z_{i\sigma}$ |             |  | $\pm \sum_{10}^1 \left( \sum_{08}^{01} S\Phi Z_{i\sigma} \right)$ |

УДК 629.113:002.5:006.5

## Дальнейшая механизация транспортно-складских работ на Горьковском автозаводе

М. С. СЛУЦКЕР

Горьковский автозавод

ГОРЬКОВСКИЙ автозавод продолжает усиленно работать над механизацией погрузочно-разгрузочных и транспортных работ<sup>1</sup>. На заводе уже в настоящее время существуют четыре вида внутризаводского и межцехового транспорта: железнодорожный, непрерывно-конвейерный, гидравлический и безрельсовый.

Сырьевые материалы подаются в обрабатывающие цехи непосредственно в заготовительные отделения железнодорожным и внутризаводским транспортом. Например, кузнечные и колесные специальные профили подаются на открытые крановые эстакады, а также на склады, обслуживаемые железнодорожными кранами. Металл с эстакады и со складов в заготовительные отделения передается кранами и механическими инерционными тележками. Листовой металл подается на склады листового металла, которые размещаются при цехах-потребителях и оборудованы мостовыми кранами грузоподъемностью 10—30 т.

Чугун доставляется на шихтовые дворы литейных цехов. Разгружается он мостовыми и железнодорожными кранами с магнитной шайбой. Из-под наружных крановых эстакад в шихтовые дворы литейных цехов чугун передается при помощи подземных складов, проходящих под железнодорожными путями шихтовых дворов.

Кокс подается на базисный склад кокса, оборудованный разгрузочными ямами и грейферным козловым краном.

В литейном корпусе серого чугуна осуществлена комплексная механизация перегрузки кокса при помощи разгрузочной ямы и системы ленточных транспортеров, передающих кокс из вагонов непосредственно к бункерам у вагранок.

Кокс с базисного склада в литейный корпус ковкого чугуна решено передавать в специальных корзинах, устанавливаемых на железнодорожные платформы и загружаемых грейферным краном с последующей разгрузкой краном на шихтовом дворе.

Песок для литейных цехов подается на склады песка. В ли-

тейном корпусе ковкого чугуна склад оборудован грейферным краном. В литейном корпусе серого чугуна для разгрузки песка имеется разгрузочная яма. Для рыхления смерзшегося в вагонах песка применяется виброрыхлитель.

Довольно удачно решена механизация разгрузочных работ на складе аккумуляторов. Склад размещен на двух этажах, через которые проходит подвесной конвейер. Конвейер выходит с одной стороны на эстакаду железнодорожного тупика, а с другой стороны соединяет склад с зарядной станцией.

Для подачи аккумуляторов из вагона к подвесному конвейеру изготовлены два передвижных цепных транспортера, вдвигаемых непосредственно в вагон (рис. 1).

За последнее время на складе автономной внедрены специальные металлические контейнеры взамен деревянной тары.

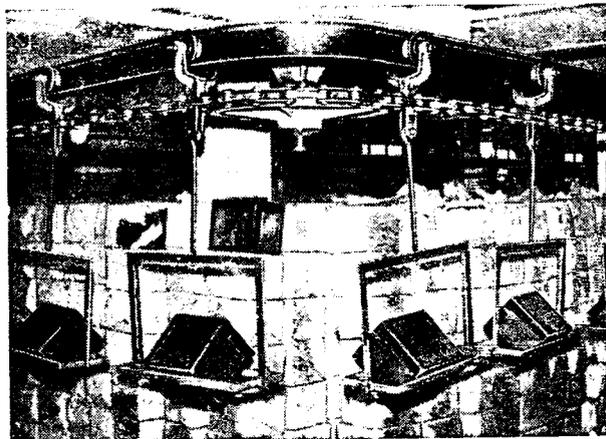


Рис. 1. Подвесной конвейер склада аккумуляторов.

<sup>1</sup> М. С. Слущкер, «Автомобильная промышленность», 1962, № 10.

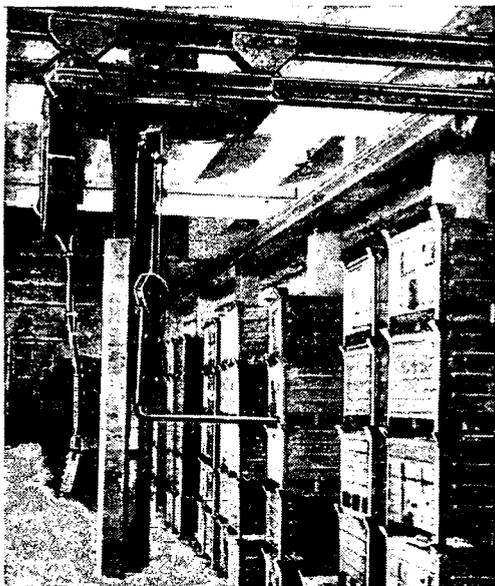


Рис. 2. Металлические контейнеры автонормалей на складе.

Автонормали поступали на автозавод с завода «Красная Этна» в деревянных ящиках (вес брутто 30—40 кг) в крытых железнодорожных вагонах. Вагоны погрузились и разгружались вручную. Автонормали разгружались на внешнем железнодорожном пути завода на электрокары, завозились на склад, рассортировывались по номенклатуре и выкладывались в штабеля для хранения.

При подаче нормалей цехам-потребителям ящики снова вручную грузились на прицепные тележки и также разгружались на цеховых расходных складах. Суточный грузооборот по автонормалям составляет примерно 60 т.

В целях ликвидации тяжелого ручного труда и сокращения расходов по транспортированию нормалей автозавод разработал проект и построил новый комплексно-механизированный склад автонормалей, в идею которого заложен пакетный метод транспортирования. Склад оборудован шестью подвесными вилочными штабелерами грузоподъемностью 600 кг и рассчитан на прием нормалей с автомобилем.

Отказ от железнодорожного транспорта обусловлен близостью завода-поставщика к автозаводу (7 км) и удобством механизированной погрузки и выгрузки пакетов с автомобилей. В качестве пакета принят деревянный поддон под укладку 16 ящиков с нормальями (по грузоподъемности штабелеров). Принятые размеры пакета обеспечили возможность комплектования ящиков с одноименными нормальями, что исключило необходимость сортировки ящиков и позволило доставлять пакеты цехам-потребителям без ручной перекладки. Пакеты погрузаются на автомобили на заводе «Красная Этна» вилочными автопогрузчиками, разгружаются и штабелируются на базисном складе Горьковского автозавода подвесными штабелерами.

Транспортирование пакетов со склада к цехам осуществляется вилочными погрузчиками. Внедрение данного мероприятия обеспечило за счет сокращения трудоемкости работ и разницы в транспортных тарифах годовую экономию в сумме 18,0 тыс. руб. в год.

Работая над дальнейшим усовершенствованием системы транспортирования нормалей, завод предложил отказаться от деревянной тары и перейти на транспортирование их в металлических контейнерах грузоподъемностью 500 кг. Для этого в настоящее время изготовлено 1000 контейнеров, которые обеспечили наиболее массовую номенклатуру автонормалей. Ввод в эксплуатацию металлических контейнеров позволил (за счет их компактности) увеличить емкость склада Горьковского автозавода на 20—25% и исключить работы по затариванию нормалей в деревянные ящики на заводе «Красная Этна». Замена деревянных ящиков металлическими контейнерами за счет разницы в стоимости тары и дальнейшего сокращения трудоемкости транспортных и упаковочных работ дала дополнительную экономию в сумме 58,6 тыс. руб. в год.



Рис. 3. Транспортирование металлических контейнеров.

На рис. 2 показаны металлические контейнеры, установленные на складе автонормалей в зоне действия мостового штабелера. На рис. 3 изображен электропогрузчик для транспортирования металлических контейнеров с автонормалей.

На автозаводе создан оригинальный автомат для перестановки кузовов легкового автомобиля «Волга» с одного конвейера на другой. Построена межцеховая галерея, смонтирован и сдан в эксплуатацию напольный конвейер длиной 115 м для транспортирования кузовов легковых автомобилей с четвертого этажа кузовного корпуса на второй этаж цеха сборки легковых автомобилей. Передача кузовов с одного конвейера на другой автоматизирована (рис. 4).

Продолжаются работы по дальнейшему внедрению пакетного метода транспортирования деталей и узлов в цехах завода. Так, например, организовано межцеховое и внутрицеховое транспортирование пакетным методом на вилочных электропогрузчиках в специально изготовленных контейнерах и поддонах в корпусе шасси полуосей заднего моста, муфт ведущей шестерни, передних крышек задних мостов, втулок сальников задних мостов, гаек подшипников задних колес, сателлитов дифференциала и других деталей. Внедрение этих мероприятий обеспечило суммарную экономию 3356 руб. и высвобождение четырех рабочих-грузчиков.

В цехе автоматов получила широкое распространение специальная шаланда с раскрывающимся дном для межцехового транспортирования деталей. В указанной таре из цеха автоматов транспортируются в моторный корпус толкатели и оси скользящего блока шестерен, в цех моторов № 2 — валики



Рис. 4. Автоматизация передачи кузовов.

амортизатора и валики педали сцепления тормоза, в корпус шасси — гайки колес и пробки продольных рулевых тяг.

В указанных цехах установлены специальные приемные бунгера, в верхней части которых имеются угольники. На угольники устанавливается транспортируемая шаланда с раскрывающимся дном. Шаланда поднимается вилочным электропогрузчиком. Дно открывается водителем при помощи сталквателя на любой высоте подъема вилок. Так обеспечивается быстрое высыпание груза и значительная экономия площади, так как опорожненная шаланда не занимает места в цехе-потребителе, а возвращается обратным рейсом электропогрузчика в цех-поставщик.

В механическом цехе № 2 организовано механизированное транспортирование пакетным методом тормозных барабанов, коробок сателлитов, пружин и других деталей.

Кузнечный корпус приступил к пакетному транспортированию в моторный корпус на вилочных электропогрузчиках поковок коленчатых валов и распределительных валов. Ведется подготовка к началу работ по механизированному транспортированию большой номенклатуры поковок из кузнечного корпуса в цех коробок передач.

На автозаводе проводятся также мероприятия по внедрению кольцевого метода транспортирования деталей по технологическому маршруту, обеспечивающему рациональное использование внутривзводского транспорта и рабочих экспедиции, и по организации доставки материалов силами и средствами отделов снабжения непосредственно на рабочие места производственных линий цехов завода.

В настоящее время уже проводится опыт по организации доставки материалов силами и средствами отделов снабжения непосредственно на производственные линии. Только по одной

контуре топлива, по небольшой группе топливных и смазочных материалов проводимый опыт дает возможность более рационально использовать грузчиков, частично механизировать их труд и повысить коэффициент использования транспорта.

Если в прошлом для получения и доставки этих материалов требовалось ежедневно 20 работников (грузчиков, агентов, экспедиторов) и 10 грузовых автомобилей, то в новых условиях необходимо только 5 автомобилей и 5 работников — экспедиторов и грузчиков; экономия составит 15 человек и 5 машино-смен без каких-либо капитальных затрат.

Следующий этап — это наведение должного порядка в транспортировании деталей для обработки по всему технологическому маршруту.

До сих пор, как правило, транспортирование деталей производится по инициативе цеха — поставщика до цеха-потребителя, где этот груз разгружается силами поставщика и оформляется определенным документом.

При таком порядке транспорт (автомобиль-тягач и другие средства) возвращается к поставщику незагруженным, т. е. эти средства используются только наполовину, не говоря уже о рабочих — они используются крайне нерационально. И здесь проводится изучение в части применения по этим операциям кольцевого метода использования транспорта. Кольцевой метод предусматривает организацию транспортирования деталей по технологическому маршруту, начиная с первичной операции и до конечной.

По всем маршрутам тягач или грузовой автомобиль должен делать заезды в соответствующие производственные цехи, производить разгрузку силами и средствами получателя груза, снова загрузиться и так продолжать свою работу до конца. На всем пути ответственным является водитель.

# КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

УДК 621.431.73 : 001.5

## Метод непосредственного измерения среднего индикаторного давления в цилиндре поршневого двигателя

Ю. А. МАГНИТСКИЙ, В. Д. КАРМИНСКИЙ

Ростовский-на-Дону институт инженеров железнодорожного транспорта

**СРЕДНЕЕ** индикаторное давление  $p_i$  в цилиндре поршневой машины (двигателя внутреннего сгорания, паровой машины, компрессора) пропорционально внутренней работе за цикл и поэтому является важной характеристикой процесса.

Существующие методы определения среднего индикаторного давления  $p_i$  имеют громоздкие и сложные вычисления, а также не позволяют измерять величину  $p_i$  непосредственно во время работы двигателя.

Единственным распространенным прибором, предназначенным для непосредственного измерения  $p_i$ , является пиметр. Этот механический инерционный прибор измеряет среднюю во времени величину давления в цилиндре  $p_{ср}$ . На рис. 1, а показано изменение давления в цилиндре двухтактного двигателя. Однако эта величина не соответствует среднему индикаторному давлению в цилиндре. Среднее индикаторное давление — это величина, пропорциональная средневзвешенной по перемещению поршня разности давлений в цилиндре при прямом и обратном ходах поршня (прямой ход — от в.м.т. к н.м.т., обратный — наоборот). Только в том маловероятном случае, если бы при разных режимах работы двигателя изменялось лишь положение кривой расширения ( $бса$  на рис. 1, а), а положение кривой сжатия ( $ab$ ) оставалось бы всегда одинаковым, величину, показываемую пиметром, можно было бы считать пропорциональной не только средневзвешенному давлению в цилиндре во времени, но и средневзвешенной разности давлений во времени при прямом и обратном ходах

поршня  $\Delta p_{ср}$ . На рис. 1 штриховая линия  $ba$ , является зеркальным отражением кривой сжатия  $ab$  относительно вертикали в.м.т. Пиметр не производит перестроения зависимости  $p-t$  (давление—время) в зависимость  $p-S$  (давление—смещение поршня), из которой определяется среднее индикаторное давление.

В последние годы в некоторых странах (Япония, ФРГ) предпринимаются попытки создания приборов, непосредственно измеряющих величину  $p_i$  [1], [2]. Эти приборы основаны на применении, кроме датчиков давления и электронных усилителей, также комплекса другой сложной аппаратуры: приемников импульсов мгновенных значений тока датчика давления, преобразователей этих импульсов в импульсы счета, счетчиков импульсов, электронных переключателей и пр. Сложность схем делает их дорогими и ненадежными, это приводит к тому, что методы не выходят за рамки лабораторных исследований и не могут быть рекомендованы для производства.

В Ростовском-на-Дону институте инженеров железнодорожного транспорта разработан и проверен метод непосредственного определения среднего индикаторного давления.

Сущность метода. Величина давления в цилиндре преобразуется в ток с помощью индукционного датчика давления; ток усиливается и подается в электроизмерительный прибор магнетозлектрической системы, отзывающийся на среднее значение тока (микроамперметр). Если бы этот прибор был включен непосредственно в выходную цепь усилителя, то он

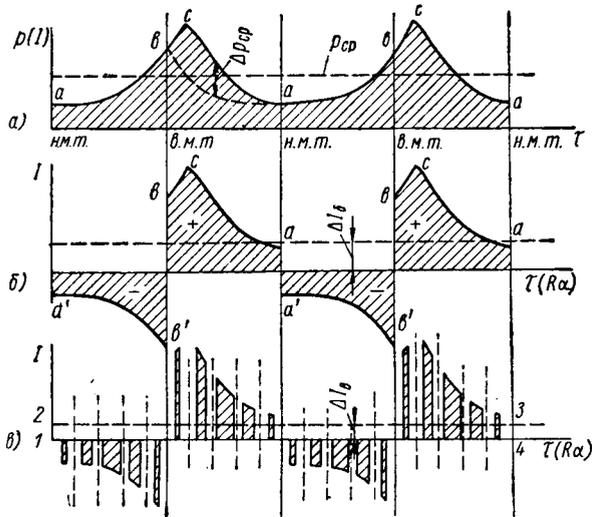


Рис. 1. Изменение давления в цилиндре и импульсов, подаваемых на показывающий прибор.

показал бы средневзвешенное значение тока во времени (аналогично пиметру). Чтобы показания прибора соответствовали среднему индикаторному давлению, необходимо изменить характер импульсов, подаваемых на прибор, следующим образом.

Во-первых, следует изменить знак импульсов, т. е. направление тока, соответствующее обратному ходу поршня. В этом случае прибор покажет средневзвешенную разность токов во времени при прямом и обратном ходах  $\Delta I_{\sigma}$  (рис. 1, б).

Во-вторых, следует изменить характер импульсов тока при обоих ходах поршня так, чтобы обеспечить эффект преобразования средневзвешенной разности токов во времени в средневзвешенную разность токов по перемещению поршня. Преобразование импульсов заключается в определенном уменьшении длительности действия тока на прибор в отдельных участках окружности, описываемой кривошипом (кривошипной окружности) в зависимости от того, где расположены эти участки относительно мертвых точек. При равномерном вращении вала дуга кривошипной окружности, равная произведению  $R\alpha$  ( $R$  — радиус кривошипа,  $\alpha$  — угол поворота его), пропорциональна времени. Поэтому значения времени на оси абсцисс (рис. 1, б) могут быть заменены пропорциональными значениями дуг  $R\alpha$ .

Зависимость между смещением поршня и углом поворота кривошипа находится по известному уравнению механики

$$S = R \left( 1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha \right), \quad (1)$$

где  $\lambda$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Из этого уравнения можно найти отношение величины элементарного смещения поршня к длине соответствующей ему дуги кривошипной окружности

$$\frac{dS}{Rd\alpha} = \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha = \nu. \quad (2)$$

Это отношение, обозначенное через  $\nu$ , называется далее коэффициентом ослабления.

Если разделить половину дуги кривошипной окружности, например, на пять равных участков (эти участки разграничены на рис. 1, в вертикальными штриховыми линиями), то в пределах каждого из участков ток должен действовать на прибор лишь на доле участка, как показано на этом рисунке. Величина доли должна быть равна произведению длины участка на коэффициент ослабления. Чем больше число участков, тем более соответствуют показания прибора величине среднего индикаторного давления (эти показания в каждом из трех случаев, проиллюстрированных рис. 1, пропорциональны высоте прямоугольников, площади которых равны алгебраической сумме всех заштрихованных площадей, а длины — соответствующим отрезкам оси абсцисс, — например прямоугольник 1234 на рис. 1, в).

Схема установки. Схема установки, работающей по данному методу, приведена на рис. 2. Давление в цилиндре 1 двигателя с помощью установленного на нем датчика 2 преобразуется в ток, проходящий через усилитель 3, постоянные омические сопротивления 4, одну из групп неподвижных коллекторных пластин 5, подвижный контакт 6, жестко связанный с валом двигателя 7, и показывающий прибор 8. Схема питается из сети переменным током (от блока питания 9). При перемещении контакта по коллекторным пластинам обеспечивается как изменение направления тока, проходящего через показывающий прибор при перемене направления движения поршня, так и сокращение времени действия тока на отдельных участках кривошипной окружности.

Технические характеристики элементов схемы: индуктивный датчик с охлаждением мембраны и электронный усилитель, работающий в диапазоне частот от 0 до 700 гц [3], сопротивления 4 (рис. 2) 315 ом, показывающий прибор — микроамперметр с пределами 0—75  $\mu$ а. Коллекторы выполнены из латуни с гетинаксовыми промежутками. Всего пластин (число участков) на кривошипной окружности 36 (в каждой из половин по 18). Как показывают расчеты среднего индикаторного давления по индикаторным диаграммам, при делении диаграммы на 18 участков погрешность не превышает 1% [4]. Чтобы не усложнять чертежа, на рис. 2 кривошипная окружность показана разделенной всего на 16 участков. Коэффициенты ослабления вычисляются по формуле (2). Для некоторых участков их величина превышает единицу, поэтому коэффициент ослабления, подсчитанный по формуле (2) для каждого участка, должен быть разделен на максимальный коэффициент ослабления  $\nu_{\max}$ . Угол поворота кривошипа, соответствующий максимальному коэффициенту ослабления  $\alpha_{\max}$ , находится дифференцированием уравнения (2)

$$\frac{d\nu}{d\alpha} = \cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha = 0,$$

откуда

$$\alpha_{\max} = \arccos \frac{-1 + \sqrt{1 + 8\lambda^2}}{4}. \quad (3)$$

В результате подстановки величины  $\alpha_{\max}$  в формулу (2), получается значение  $\nu_{\max}$ . Для нахождения размера пластины, проводящей ток, определяется центральный угол  $\gamma'$  (рис. 2), соответствующий дуге, занятой пластиной,

$$\gamma' = \gamma \frac{\nu}{\nu_{\max}},$$

где  $\gamma$  — центральный угол, соответствующий участку кривошипной окружности;

$\nu$  — коэффициент ослабления, подсчитанный для данного участка по формуле (2).

Тарировка прибора и тарировочные коэффициенты. Показывающий прибор 8 (рис. 2) тарируется при неподвижном положении контакта 6 на одной из коллекторных пластин, относящейся к прямому ходу поршня. При этом давления  $p$ , создаваемые в датчике масляным прессом Гухгольца, отмечаются на шкале показывающего прибора. Для перевода этих значений в величины среднего индикатор-

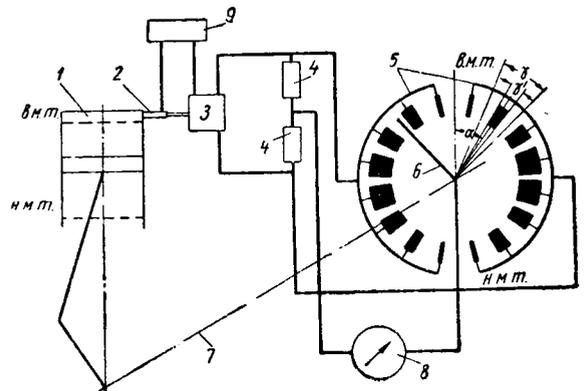


Рис. 2. Схема установки.

ного давления  $p_i$  необходимо перемножить их на тарировочные коэффициенты

$$p_i = pK_1 \frac{v_{\max}}{v_{cp}},$$

где  $K_1$  — тарировочный коэффициент, учитывающий, что среднее индикаторное давление относится к ходу поршня (площадь петли диаграммы делится для нахождения  $p_i$  на ход поршня), а прибор усредняет значение давления за два хода поршня у двухтактного и за четыре хода поршня у четырехтактного двигателя.

Таким образом, для двухтактного двигателя  $K_1=2$ , для четырехтактного  $K_1=4$ .

Средневзвешенный коэффициент ослабления за ход поршня

$$v_{cp} = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} v d\alpha = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) d\alpha = \frac{2}{\pi}, \quad (4)$$

где  $v_{\max}$  — максимальный коэффициент ослабления, полученный по формуле (2) при подстановке в нее значения  $\alpha_{\max}$  из формулы (3).

$$\text{Если обозначить } K_1 \frac{v_{\max}}{v_{cp}} = K_m,$$

тогда

$$p_i = pK_m.$$

Значения тарировочного коэффициента  $K_m$  приводятся в таблице для разных двигателей.

| Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda$ | Тарировочный коэффициент $K_m$ двигателя |                 |
|--|--|-----------------|
|  | двухтактного                             | четырёхтактного |
| 0,200  | 3,205                                    | 6,410           |
| 0,225  | 3,250                                    | 6,500           |
| 0,250  | 3,295                                    | 6,590           |
| 0,275  | 3,350                                    | 6,700           |
| 0,300  | 3,405                                    | 6,810           |
| 0,325  | 3,460                                    | 6,920           |

пластин соединились так, чтобы через показывающий прибор три любом положении контакта ток шел в одном направлении и сравнивались показания прибора при неподвижном положении контакта (стоящего на проводящей ток пластине) и при вращающемся контакте. В диапазоне скоростей вращения контакта от 100 об/мин до максимально возможного для испытывавшегося двигателя 750 об/мин отношение показаний прибора 8 (рис. 2) к его же показаниям при неподвижном контакте практически не менялось и было равно 0,637, что вполне соответствует значениям средневзвешенного коэффициента ослабления, определенного по формуле (4), а также полученному непосредственными измерениями отношению суммарной дуги коллекторного устройства, занятого проводящими ток пластинами, ко всей длине окружности его.

Второй этап испытания заключался в непосредственной проверке величины среднего индикаторного давления при различных режимах работы двигателя.

Во время испытаний число оборотов поддерживалось одинаковым для того, чтобы мощность двигателя, затрачиваемая на трение и привод вспомогательных механизмов, оставалась примерно постоянной и равной индикаторной мощности при холостом ходе.

На рис. 3 показано изменение среднего индикаторного давления, определенного с помощью данного метода, и индикаторной мощности в зависимости от эффективной мощности двига-

<sup>1</sup> Испытывался бескомпрессорный четырехтактный дизель с диаметром цилиндра 0,175 м, ходом поршня 0,22 м и номинальной мощностью 150 л. с. Он нагружался предельно всего до 60 л. с. из-за невозможности получения точных измерений эффективной мощности при больших нагрузках.

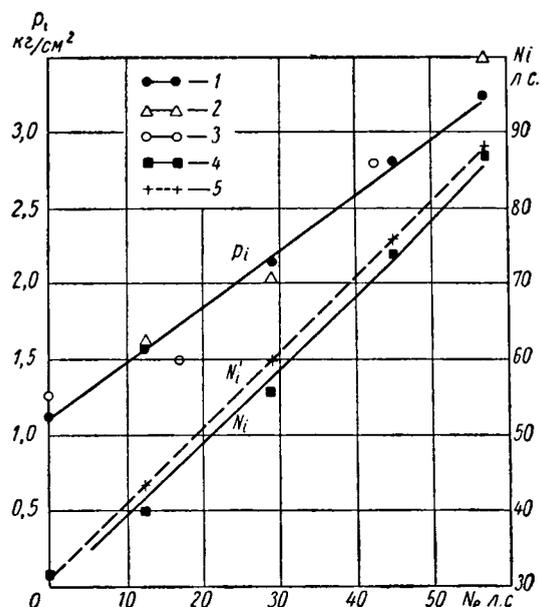


Рис. 3. Зависимость среднего индикаторного давления и индикаторной мощности от эффективной мощности двигателя.

теля. Индикаторная мощность подсчитывалась по известной формуле для четырехтактного двигателя

$$N_i = 26,15 D^2 c_m p_i \lambda \text{ л. с.}, \quad (5)$$

где  $D$  — диаметр цилиндра в м;

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

На этом же рисунке приведена кривая, соответствующая индикаторной мощности, подсчитанной по формуле

$$N_i' = N_i^{xx} + N_e, \quad (6)$$

где  $N_i^{xx}$  — мощность, затрачиваемая на трение и привод вспомогательных механизмов, определенная по формуле (5) при  $p_i$ , соответствующем холостому ходу;

$N_e$  — эффективная мощность двигателя, измеренная по его электрической нагрузке.

Правильность полученных данных наглядно подтверждается с качественной стороны вполне удовлетворительным взаимным расположением кривых  $N_i$  и  $N_i'$

На рис. 3 приведены также величины среднего индикаторного давления, рассчитанные по индикаторным диаграммам, снятым с помощью установки, работающей по описанной схеме (кривая 1), по осциллограммам (кривая 2), снятым с помощью датчиков давления и усилителя и механического индикатора (кривая 3). Индикаторная мощность определена с помощью формулы (5) (кривая 4) и формулы (6) (кривая 5).

В лаборатории тепловых двигателей Ростовского-на-Дону института инженеров железнодорожного транспорта в настоящее время ведется работа по созданию компактной установки, работающей по данному методу.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Emshermann H. H., Elektronischer Indikator mit unmittelbarer Zahlenwertanzeige für Kolenmaschinen VDI-Z. Bd. 101: № 15: 1959.

2. Ohigashi S., Higashina I., Tsukishima T., Eine elektronische Einrichtung zur Messung des indizierten mittleren Druches, «MTZ» № 2, 1962.

3. Жданов А. А., Михайличенко Н. Г., Мишкоч И. М., Скварковский В. Б. Индуктивные датчики для исследования рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания. Известия вузов. Электромеханика, 1961, № 5.

4. Петровский Н. В. Теплотехнические испытания судовых двигателей внутреннего сгорания, «Морской транспорт», 1956.

# К вопросу о расчетном определении коэффициента вязкости картерных газов двухтактных двигателей

А. Н. УСТИНОВ

Балаковский завод имени Дзержинского

Для уменьшения погрешности, получаемой при расчетном определении утечки воздуха и продуктов сгорания из камеры сгорания в картер двигателя в случае различного состояния поршневых колец (имеется в виду изменение качества уплотнения вследствие износа колец и цилиндрических втулок), необходимо учитывать вязкость газов.

Расчетное определение коэффициента динамической вязкости для всего диапазона температур с учетом изменения состава продуктов сгорания по углу поворота коленчатого вала практически трудно осуществить.

Рядом исследователей осредненный состав прорывающихся газов определяется по составу картерных газов. В этом случае определение коэффициента динамической вязкости картерных газов можно производить по приближенной формуле:

$$\eta = \frac{100}{\frac{G_1}{\eta_1} + \frac{G_2}{\eta_2} + \dots + \frac{G_n}{\eta_n}} \text{ н. сек/м}^2,$$

где  $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$  — динамическая вязкость компонентов;

$G_1, G_2, \dots, G_n$  — процентное содержание компонентов смеси по весу.

Значения коэффициентов вязкости компонентов принимаются из таблиц для заданного диапазона изменения температур, а процентное содержание компонентов смеси в каждом отдельном случае определяется анализом картерных газов. Однако и этот метод также является трудоемким, кроме того, точность методов газового анализа (особенно при малых процентных содержаниях компонентов смеси) не является достаточно высокой.

Был проведен ряд экспериментов по определению влияния изношенности деталей цилиндра-поршневой группы (цилиндровая втулка, поршневые кольца, поршень) на утечку газов. При этом было отмечено, что, несмотря на увеличение количества прорывавшихся газов, их качественный состав изменяется незначительно.

Так, изменение состава картерных газов за 1000 ч непрерывной работы двигателя 6ДН19/30, определяемого газовым анализом через каждые 250 ч работы, приведено в табл. 1.

Таблица 1

| Время работы в ч | Состав смеси в % (по объему) |                 |      |                |                |
|------------------|------------------------------|-----------------|------|----------------|----------------|
|                  | O <sub>2</sub>               | CO <sub>2</sub> | CO   | H <sub>2</sub> | N <sub>2</sub> |
| 250              | 19,2                         | 0,5             | 0,25 | 0,2            | 79,85          |
| 500              | 19,5                         | 0,5             | 0,3  | 0,0            | 79,70          |
| 750              | 20,0                         | 0,5             | 0,2  | 0,0            | 79,30          |
| 1000             | 20,2                         | 0,2             | 0,1  | 0,3            | 79,20          |

Незначительные изменения в составе картерных газов не превышают значений возможных погрешностей при проведении газового анализа газоанализатором ВТИ-2.

Столь незначительное изменение состава картерных газов можно объяснить тем, что основная утечка газов через кольцевое уплотнение происходит в конце сжатия и начале расширения газов (когда давление в цилиндре наибольшее).

В конце сжатия прорывающиеся газы, определяемые для двухтактного дизеля при работе на дизельном топливе, в основном состоят из воздуха, так как процентное содержание остаточных газов невелико. В начале расширения в цилиндре содержится много неиспользованного воздуха, а конечные продукты сгорания практически отсутствуют.

Все перечисленные факторы определяют большое содержание кислорода в картерных газах. Полученные данные не рас-

ходятся с данными опытов Вильямса и Юнга<sup>1</sup>, а также с данными, полученными при исследованиях на безнаддувном двигателе 2Д19/30.

Таблица 2

| Элементы смеси  | Содержание компонентов смеси в % |         |
|-----------------|----------------------------------|---------|
|                 | по объему                        | по весу |
| O <sub>2</sub>  | 19,7                             | 21,9    |
| CO <sub>2</sub> | 0,4                              | 0,55    |
| CO              | 0,2                              | 0,15    |
| N <sub>2</sub>  | 79,7                             | 77,4    |

Принимая за основу средний (за 1000 ч работы) состав картерных газов по объему и весу (табл. 2), необходимо отметить, что этот состав картерных газов очень незначительно отличается от состава воздуха.

Пользуясь приведенной формулой для определения динамической вязкости газов, рассчитаем вязкость смеси по составу, приведенному в табл. 2 в интервале температур от 0 до 800°C. В этом же интервале температур рассчитаем динамическую вязкость воздуха по формуле Сутерленда:

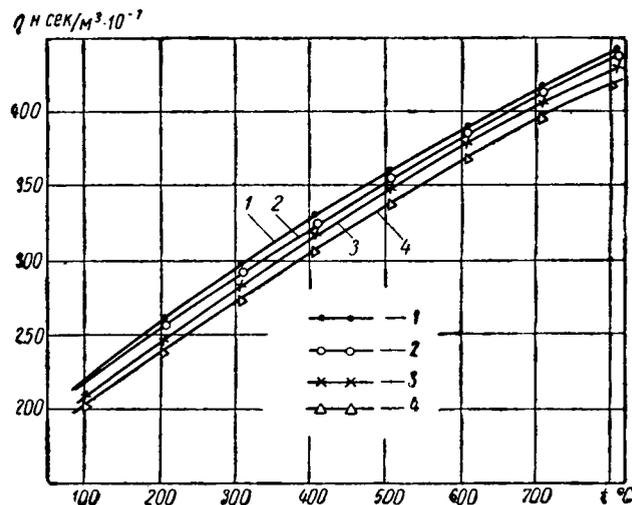
$$\eta = \eta_0 \frac{273 + C}{T + C} \left( \frac{T}{273} \right)^{3,2},$$

где  $\eta_0$  — динамическая вязкость газа при 0°C;

$T$  — абсолютная температура в °K;

$C$  — постоянная, зависящая от рода газа.

Расчетные данные приведены в табл. 3, а на рисунке приведены графики изменения динамической вязкости картерных газов и воздуха в зависимости от температуры.



Зависимость динамической вязкости от температуры:

1 — вязкость воздуха; 2 — вязкость картерных газов; 3 — вязкость отработавших газов; 4 — вязкость газовых смесей по Компанейцу.

Для сопоставления в табл. 3 и на рисунке приведены также значения коэффициента динамической вязкости, полученные в опытах В. Я. Компанейца при экспериментальном исследовании вязкости газовых смесей автотракторных двигателей

<sup>1</sup> Williams C. G. and Yong H. A., Piston Ring Blow-by on High Speed Petrol Engines, Engineering 147, 1939.

Таблица 3

| Температура<br>в °С | Коэффициент динамической вязкости $\eta$ , сек/м <sup>2</sup> · 10 <sup>-7</sup> |        |                                       |                      |
|---------------------|--|--------|---------------------------------------|----------------------|
|                     | Картерные<br>газы  | Воздух | Газовые сме-<br>си по Компа-<br>нейцу | Отработавшие<br>газы |
| 100                 | 219,6  | 219    | 203                                   | 208                  |
| 200                 | 254,1  | 260,2  | 241                                   | 244                  |
| 300                 | 291,5  | 297,2  | 286,5                                 | 283                  |
| 400                 | 324  | 330,1  | 310                                   | 317                  |
| 500                 | 352  | 360    | 336                                   | 343                  |
| 600                 | 381  | 390,6  | 365                                   | 370                  |
| 700                 | 405  | 413    | 406                                   | 400                  |
| 800                 | 428  | 443    | 430                                   | 420                  |

(кривая 4), а также значения коэффициента динамической вязкости для отработавших газов, состав которых приведен в табл. 4.

Таблица 4

| Элементы        | Состав отработавших<br>газов в % |         |
|-----------------|----------------------------------|---------|
|                 | по объему                        | по весу |
| O <sub>2</sub>  | 8,5                              | 8,5     |
| CO <sub>2</sub> | 8,6                              | 12,9    |
| CO              | 0,05                             | 0,0     |
| H <sub>2</sub>  | 0,25                             | 0,0     |
| N <sub>2</sub>  | 82,6                             | 77,9    |

Анализируя полученные результаты, следует отметить, что проведенные 1000-часовые испытания с определением состава картерных газов (показавшие незначительное его изменение) нельзя считать достаточными и вывод о малых изменениях состава прорывающихся газов нельзя распространять на двигатель, отработавший большой срок. Однако при значительных износах состав картерных газов будет приближаться к составу продуктов сгорания (отработавших газов), а проведенный расчет говорит о том, что вязкость газов в этом предельном случае изменится незначительно (приблизительно это изменение можно оценить величиной 2,5% от вязкости газов нового двигателя). Кроме того, учитывая трудоемкость проведения в каждом отдельном случае газового анализа и расчетов, а также отсутствия целого ряда справочных данных для расчетов, представляется возможным считать вязкость картерных газов равной вязкости воздуха (при одинаковых температурных условиях). Такое допущение приводит к погрешности в определении вязкости, составляющей 1,5%, что вполне допустимо в технических расчетах.

Кривая 4, представляющая собой зависимость вязкости от температуры, дает несколько заниженные значения коэффициента динамической вязкости (на 3,5—4,0%), однако эта зависимость была получена для определенных значений коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  и для определения состава топлива.

С целью повышения точности расчета и исключения погрешности, вызываемой допущением о замене вязкости прорывающихся газов вязкостью воздуха, предлагается использовать поправочные коэффициенты  $K = \frac{\eta_{к.з.}}{\eta_{в}}$ , приведенные в табл. 5.

Таблица 5

| Оценка состояния уплотнения  | Поправочный коэффициент |
|--|-------------------------|
| Двигатель с незначительными износами и кольцами, обеспечивающими качественное уплотнение . . . . .           | 0,985                   |
| Двигатель с предельно допустимыми износами и кольцами, не обеспечивающими качественного уплотнения . . . . . | 0,975                   |

Предел изменения температур от 0° до 800°С для ряда случаев недостаточен. Принимая во внимание, что диссоциация продуктов сгорания происходит при высоких температурах (порядка 2000°К), можно предполагать, что до температур 1800°С изменения физико-химических свойств газов не происходит. Поэтому представляется возможным воспользоваться приведенными формулами для подсчета коэффициента динамической вязкости газов и для более высоких температур, чем это указано в данной статье.

### Выводы

1. При расчетах, связанных с определением количества газов, прорывающихся из камеры сгорания в картер двигателя через неплотности поршневых колец, вязкость прорывающихся газов представляется возможным принимать равной вязкости воздуха при равных температурных условиях, принимая во внимание трудоемкость расчетного определения вязкости газовых смесей. Дополнительная погрешность от такого допущения составит 1,5—2,0%.

2. Для более точных расчетов предлагается пользоваться поправочными коэффициентами, учитывающими разницу в вязкостях картерных газов и воздуха.

3. Состав прорывающихся газов при длительной непрерывной работе двигателя изменяется незначительно.

УДК 629.1.072:001.24

## Аналитический расчет скоростей движения автомобилей с учетом переменной величины коэффициента сопротивления качению

А. Е. БЕЛЬСКИЙ

Фрунзенский политехнический институт

В О ФРУНЗЕНСКОМ политехническом институте разработан новый метод более точного расчета скоростей движения автомобилей по вертикальным кривым и прямолинейным участкам, основанный на аналитическом интегрировании дифференциального уравнения движения с учетом переменной величины сопротивления качению автомобильных колес. Движение автомобиля по криволинейному профилю характеризуется влиянием переменного уклона  $i_x$  (рис. 1).

В настоящее время уже разработаны методы расчета скоростей с учетом переменного уклона [1], основанные на интегрировании уравнения движения вида:

$$D = f \pm i_1 \mp \frac{x}{r} + \frac{\delta v dv}{g dx}, \quad (1)$$

где

$$i_x = \pm i_1 \mp \frac{x}{r}. \quad (2)$$

Интеграл этого уравнения в общем виде дает возможность определять максимально возможные скорости с учетом неравномерности движения

$$v = \sqrt{(v_0^2 \pm z) e^{-2nx} \pm mx \mp z} \text{ м/сек.} \quad (3)$$

В уравнении (3) учитывается очертание профиля дороги, динамические качества автомобиля и величина начальной скорости  $v_0$ . Состояние дороги учитывается величиной коэффициента сопротивления качению  $f$ , входящего в формулу для определения постоянной величины

$$z = \frac{m}{2n} \mp \frac{1}{b} [a - G(f \pm i_1)].$$

В уравнении скорости (3) и формуле для  $z$  знаки в верхней строке нужно принимать для выпуклых вертикальных кривых, знаки в нижней строке — для вогнутых кривых;  $+i_1$  следует

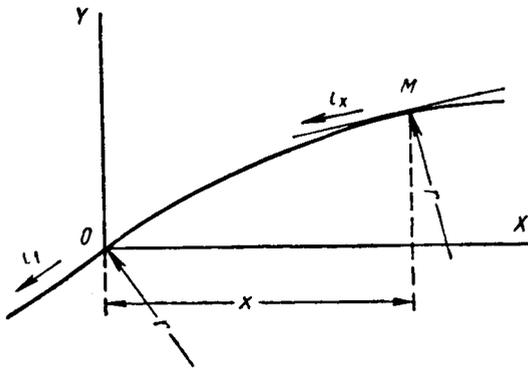


Рис. 1. Расчетная схема при движении автомобиля по криволинейному профилю дороги.

принимать для положительных начальных уклонов (на подъемах) и  $-i_1$  для отрицательных начальных уклонов (на спусках). Числовые значения постоянных  $a$  и  $b$  могут быть найдены по формулам

$$a = \frac{716,2 i_0 i_k}{r_k} \eta_m \beta_1;$$

$$b = \frac{64\,950 i_0^3 i_k^3}{r_k^3} \eta_m \beta_2 + k_B,$$

где  $i_0$  — передаточное число главной передачи;  
 $i_k$  — передаточное число коробки передач;  
 $r_k$  — радиус качения ведущих колес в м;  
 $k_B = kF$  — фактор сопротивления воздуха в кг/сек<sup>2</sup>/м<sup>2</sup>;  
 $\eta_m$  — механический к.п.д. трансмиссии;  
 $\beta_1$  и  $\beta_2$  — постоянные коэффициенты, полученные путем математической обработки кривой  $N_e = f(n_{мк})$  при полном открытии дроссельной заслонки, выраженной в виде двучлена

$$N_e = \beta_1 n_{мк} - \beta_2 n_{мк}^3 \text{ л. с.} \quad (4)$$

Значения постоянных  $\beta_1$  и  $\beta_2$  [1] приведены в таблице.

| Тип автомобиля | $\beta_1$ | $\beta_2$             |
|----------------|-----------|-----------------------|
| ЗИЛ-150        | 0,0455    | $1,150 \cdot 10^{-9}$ |
| ГАЗ-51         | 0,0300    | $0,700 \cdot 10^{-9}$ |
| ГАЗ-М-20       | 0,0183    | $0,296 \cdot 10^{-9}$ |

величина давления воздуха в шине и конструкция шины, а также скорость движения. Так как расчеты скоростей производятся для определенного автомобиля и установленного типа дорожного покрытия, при пользовании формулой (3) остается неучтенным последний фактор — влияние скорости движения на величину коэффициента сопротивления качению. По данным дорожных и лабораторных испытаний автомобилей установлено значительное влияние скорости движения в практических пределах ее изменения на коэффициент сопротивления качению [2]. Практически только при малых скоростях, не превышающих 50 км/ч, можно считать коэффициент сопротивления качению  $f$  неизменным. По мере повышения скорости ее влияние на сопротивление качению возрастает и должно быть учтено при расчете скоростей движения. В литературе приводится ряд эмпирических формул для определения зависимости  $f_x = F(v)$ . Наиболее пригодной по своей простоте является формула, применимая при шинах низкого давления [3], [4],

$$f_x = f_0 [1 + 0,01 (v' - 50)], \quad (5)$$

где  $f_x$  — искомая величина коэффициента сопротивления качению;

$f_0$  — табличное значение коэффициента сопротивления качению [4];

$v'$  — скорость движения в км/ч.

Формула пригодна при скоростях свыше 50 км/ч и дает наиболее точные результаты в интервалах изменения скоростей 50—150 км/ч, т. е. применима для всех современных легковых

автомобилей отечественного производства. Для покрытий усовершенствованных типов при  $f_0 = 0,02$  коэффициент качения, вычисленный по формуле (5), при скоростях 80, 100 и 120 км/ч составит 0,026; 0,030 и 0,034, а для скоростных автомобилей может достичь предельной величины 0,04, что уже соответствует движению по гравийной или грунтовой дороге. Увеличение коэффициента сопротивления качению при движении на высоких скоростях может в несколько раз превысить сопротивление силы тяжести на небольших подъемах. В таких случаях общепринятые методы тяговых расчетов не могут удовлетворить своей точностью. Учет зависимости сопротивления качению от скорости должен быть решен прежде всего уточнением исходного уравнения движения автомобиля, выведенного в общем виде для криволинейного профиля путем введения в качестве дополнительного члена зависимости  $f_x = F(v')$ , принятой по формуле (5). Заменяя в формуле (5) скорость  $v'$  в км/ч через  $v$  в м/сек, получим

$$f_x = f_0 [1 + 0,04 (v - 14)]. \quad (6)$$

Принимая значение  $f_x$  вместо  $f = \text{const}$  и выражая динамический фактор через постоянные  $a$  и  $b$  [1] в формуле (1), получим уравнение движения автомобиля с учетом переменного значения коэффициента сопротивления качению

$$\frac{a - bv^2}{G} = f_0 [1 + 0,04 (v - 14)] \pm i_1 \mp \frac{x}{r} + \frac{\delta v dv}{g dx}. \quad (7)$$

Так как полученное уравнение непосредственным интегрированием решено быть не может из-за невозможности разделить переменные, прибегаем к его решению относительно скорости  $v$  путем разложения в ряд Тэйлора

$$v = v_0 + v_0' x + \frac{v_0''}{2} x^2 + \frac{v_0'''}{3!} x^3 + \dots + \frac{v_0^n}{n!} x^n + \dots$$

Ряд составлен в предположении, что при  $x=0$ , скорость  $v=v_0$ .

Для нахождения производных (коэффициентов) ряда приведем уравнение (7) к удобному для дифференцирования виду

$$g(a - 0,44 f_0 G \mp G i_1) \pm G g x - 0,04 f_0 G r g v - b r g v^2 - \delta G r v v' = 0. \quad (7')$$

Принимая  $x=0$  и  $v=v_0$ , получим

$$v_0' = \frac{g(a - 0,44 f_0 G \mp G i_1)}{\delta G v_0} - \frac{0,04 f_0 g}{\delta} - \frac{b g}{\delta G} v_0.$$

Далее, последовательно дифференцируя уравнение (7') и подставляя начальные условия, находим необходимое число коэффициентов ряда  $v_0', v_0'', v_0^{IV}$  и т. д.

Окончательно уравнение для расчета скорости в рабочем виде будет следующим:

$$v = v_0 + k_1 x + k_2 \frac{x^2}{2} + k_3 \frac{x^3}{3!} + \dots + k_n \frac{x^n}{n!} + \dots \text{ м/сек.} \quad (8)$$

Первые четыре коэффициента имеют следующие значения:

$$k_1 = \frac{C}{v_0} - A - B v_0; \quad (9)$$

$$k_2 = \frac{D - A k_1 - k_1^2}{v_0} - 2 B k_1; \quad (10)$$

$$k_3 = - \frac{A k_2 + 2 B k_1^2 + 3 k_1 k_2}{v_0} - 2 B k_2; \quad (11)$$

$$k_4 = - \frac{A k_3 + 6 B k_1 k_2 + 4 k_1 k_3 + 3 k_2^2}{v_0} - 2 B k_3. \quad (12)$$

Постоянные  $A, B, C$  и  $D$  определяются по формулам

$$A = \frac{0,04 f_0 g}{\delta}; \quad (13)$$

$$B = \frac{b g}{\delta G}; \quad (14)$$

$$C = \frac{g[a - G(0,44f_0 \pm i_1)]}{\delta G}; \quad (15)$$

$$D = \pm \frac{g}{\delta r}. \quad (16)$$

В формуле (15)  $+i_1$  принимается для кривых, начинающихся на подъемах,  $-i_1$  — на спусках. При определении величины  $D$  по формуле (16) знак плюс необходимо принимать для выпуклых кривых, знак минус — для вогнутых кривых.

Выведенные уравнение и формулы для расчета коэффициентов пригодны и при определении скоростей движения на прямолинейных участках; при этом надлежит принять  $D=0$  и соответственно

$$k_2 = -\frac{Ak_1 + k_1^2}{v_0} - 2Bk_1. \quad (17)$$

Необходимые для расчета постоянных  $A, B, C$  и  $D$  характеристики автомобилей приводятся в пособиях по построению эпюр скоростей движения на вертикальных кривых. Пользуясь формулой (8), можно вычислить величину скорости автомобиля с учетом действительных условий движения в любой точке вертикальной кривой или прямолинейного участка, удаленной на расстояние  $x$  м от принятого начала координат. Начало координат может быть принято в начальной точке вертикальных кривых или горизонтальных участков и по мере надобности перенесено в любую точку на кривой или прямой с принятием соответствующих данной точке скорости  $v_x$  и расстояния  $x$  за начальные условия ( $v_x=v_0$  и  $x=0$ ). В обычных случаях при плавном изменении скоростей и сравнительно небольших расстояниях для вычисления скоростей с требуемой точностью достаточно вычислить первые два-четыре коэффициента ряда, так как ряд обладает хорошей сходимостью. При малых скоростях и больших расстояниях  $x$  сходимость ряда не всегда ясна, коэффициенты уменьшаются медленно, и в таких случаях рекомендуется для уменьшения расстояний перенести начало координат в сторону положительных значений  $x$  (рис. 1), т. е. по направлению движения.

Например, нужно построить эпюру  $v_{max}$  легкового автомобиля М-20 на выпуклой вертикальной кривой с  $r = 10\,000$  м, начинающейся на подъеме  $i_1 = +0,02$ , длиной 600 м. Начальная скорость автомобиля  $v_0 = 22,2$  м/сек (80 км/ч), покрытие асфальтобетонное,  $f_0 = 0,02$ .

Устанавливаем характеристики автомобиля М-20 [1]:  $a = 179$ ;  $b = 0,133$ ;  $G = 1835$  кг;  $\delta = 1,08$  при движении на третьей передаче.

Значения постоянных по формулам (13)—(16) следующие:

$$A = \frac{0,04 \cdot 0,02 \cdot 9,81}{1,08} = 7,27 \cdot 10^{-3};$$

$$B = \frac{0,133 \cdot 9,81}{1,08 \cdot 1835} = 0,657 \cdot 10^{-3};$$

$$C = \frac{9,81 [179 - 1835(0,44 \cdot 0,02 + 0,02)]}{1,08 \cdot 1835} = 0,626;$$

$$D = \frac{9,81}{1,08 \cdot 10\,000} = 0,91 \cdot 10^{-3}.$$

Значения первых четырех коэффициентов по формулам (9)—(12) такие:

$$k_1 = 6,36 \cdot 10^{-3};$$

$$k_2 = 28,73 \cdot 10^{-6};$$

$$k_3 = 74,3 \cdot 10^{-9};$$

$$k_4 = 62,93 \cdot 10^{-12}.$$

Вычисляем скорости на кривой в точках через 100 м по формуле (8):

при  $x = 100$  м  $v = 22,2 + 0,64 + 0,14 - 0,01 + \dots = 22,97$  м/сек, или 82,7 км/ч; при  $x = 200$  м  $v = 22,2 + 1,27 + 0,57 - 0,09 + \dots = 23,95$  м/сек, или 82,6 км/ч; при  $x = 300$  м  $v = 22,2 + 1,91 + 1,29 - 0,33 + 0,02 + \dots = 25,09$  м/сек, или 90,4 км/ч; при  $x = 400$  м  $v = 22,2 + 2,54 + 2,30 - 0,79 + 0,07 + \dots = 26,38$  м/сек, или 94,8 км/ч; при  $x = 500$  м  $v = 22,2 + 3,17 + 1,80 - 1,55 + 0,16 + \dots =$  неточно.

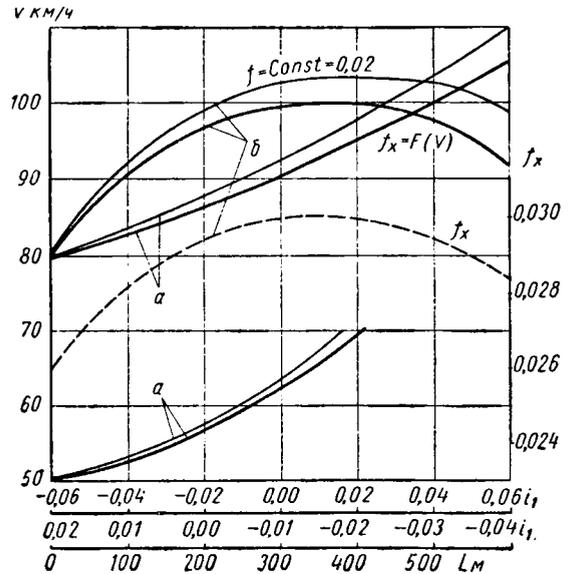


Рис. 2. Эпюры  $v_{max}$  на выпуклой кривой  $r = 1000$  м (а), на вогнутой кривой  $r = 5000$  м (б);  $L$  — расстояние от начала кривой.

Для продолжения расчета переносим начало отсчета в точку, удаленную от начала кривой на 400 м. Принимаем начальные условия:  $v_{02} = 26,38$  м/сек и  $i_{1,2} = i_1 - \frac{x}{r} = 0,02 - \frac{400}{10\,000} = -0,02$ .

Уточняем постоянную

$$C = \frac{9,81 [179 - 1835(0,44 \cdot 0,02 - 0,02)]}{1,08 \cdot 1835} = 0,985.$$

Значения коэффициентов, найденных по формулам (9)—(11), на новом участке кривой

$$k_{1,2} = 12,73 \cdot 10^{-3};$$

$$k_{2,2} = 8,11 \cdot 10^{-6};$$

$$k_{3,2} = -32,8 \cdot 10^{-9};$$

Скорости в двух крайних точках кривой определяются по формуле (8) с подстановкой новых значений  $x_1 = 100$  м и  $x_2 = 200$  м:

при  $x = 500$  м ( $x_1 = 100$  м)  $v = 26,38 + 1,27 + 0,04 \dots = 27,7$  м/сек, или 99,7 км/ч; при  $x = 600$  м ( $x_1 = 200$  м)  $v = 26,38 + 2,55 + 0,16 - 0,04 + \dots = 29,07$  м/сек, или 104,5 км/ч.

Результаты расчета скоростей с учетом  $f_x = F(v)$  приведены на рис. 2 совместно с эпюрой, построенной обычным способом по формуле (3). Из сравнения двух эпюр видно, что для данного случая учет переменного значения сопротивления качению дает возможность избежать ошибки, равной по абсолютной величине 4,5 км/ч, или 4,3%, при скорости движения 104,5 км/ч. По мере уменьшения скорости к началу выпуклой кривой ошибка соответственно уменьшается.

При построении эпюр скоростей движения грузовых автомобилей учет переменной величины коэффициента сопротивления качению возможен лишь в пределах изменения скоростей 50—70 км/ч, при этом величина устраняемой ошибки не превышает 1—2%. Ввиду невысоких скоростей движения построение эпюр для грузовых автомобилей можно производить по уравнению (3) без учета зависимости  $f_x = F(v)$ .

Произведенные расчеты скоростей легкового автомобиля при движении на вогнутой кривой с  $r = 5000$  м (рис. 2) показали, что величина ошибки может достигать 7,20 км/ч при скорости в конце кривой 91,8 км/ч, т. е. доходить до 8% и выше. Значительно больших расхождений следует ожидать при построении эпюр максимальных скоростей движения отечественных автомобилей новых марок, рассчитанных на скорость свыше 150 км/ч.

Игнорирование зависимости сопротивления качению от скорости для скоростных автомобилей может привести к грубейшим ошибкам в расчете.

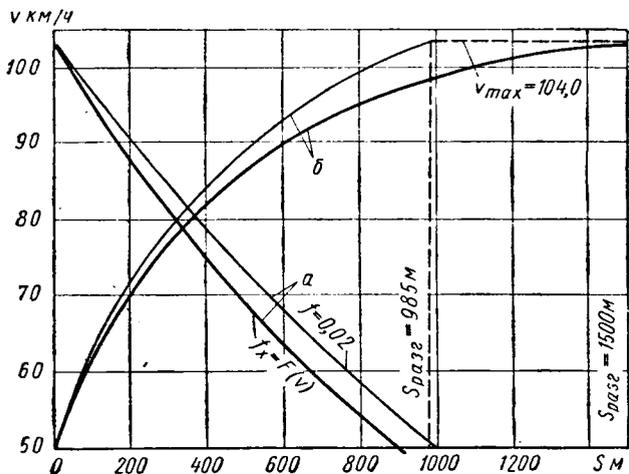


Рис. 3. Эпюры скоростей автомобиля М-20 при движении на подъеме  $i = 0,08$  (а) и график разгона на горизонтальном участке (б).

При движении на прямолинейных участках дорог сохраняются отмеченные закономерности. Ошибки при расчете скоростей на горизонтальных участках и малых подъемах особенно резко сказываются на определении длины разгона легковых автомобилей (рис. 3). Например, для разгона автомобиля М-20 по горизонтальному участку дороги с асфальтобетонным покрытием от скорости 50 км/ч до предельной 104 км/ч при учете зависимости  $f_x = F(v)$  требуется путь 1500 м, а при пользовании обычными формулами (3) путь разгона  $S_{раз}$  при том же интервале скоростей составляет всего 985 м. Для упрощения расчетов скоростей по предлагаемой методике могут быть составлены подробные графики и таблицы постоянных величин и коэффициентов для легковых автомобилей отечественных марок при движении в различных условиях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бельский А. Е. Построение эпюр скоростей движения расчетных автомобилей при проектировании автомобильных дорог, ГНТК Киргизской ССР, 1960.
2. Зимелев Г. К. Теория автомобиля, Машгиз, 1960.
3. Бабков В. Ф., Замахаев М. С. Автомобильные дороги, Часть I, Автотрансиздат, 1959.
4. Бируля А. К. Проектирование автомобильных дорог, Автотрансиздат, 1961.

УДК 621.432 : 62-33

## К вопросу о выборе фаз газораспределения для двухтактных карбюраторных двигателей малого литража

И. Н. ТИХОМИРОВ

Удмуртский государственный педагогический институт

ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ двухтактных карбюраторных двигателей малого литража некоторые трудности могут возникнуть в выборе фаз и размеров окон газораспределения. Практически размеры фаз газораспределения выбираются на основании статистического анализа существующих конструкций или известного прототипа. При этом следует брать наименьшие значения фаз, так как окончательные размеры их должны подбираться опытным путем в процессе доводки двигателя на испытательном стенде.

В табл. 1 приведены фазы и основные размеры окон газораспределения лучших отечественных и иностранных мотоциклетных двигателей, представляющие интерес для конструкторов, работающих в области проектирования двухтактных малолитражных карбюраторных двигателей. Фазы газораспределения

следует выбирать по идентичному двигателю по рабочему объему, числу оборотов, геометрическим размерам цилиндра и назначению двигателя. Наиболее удачные сочетания фаз газораспределения в существующих конструкциях мотоциклетных двигателей приведены в табл. 2.

Иногда фазы газораспределения выбираются не совсем удачно. Так, например, при проектировании двухцилиндрового двигателя к дорожному мотоциклу ИЖ-«Юпитер» для получения максимальной мощности примерно 18 л. с. (в соответствии с ГОСТом 7635-59) были выбраны фазы газораспределения скорее подходящие по своим величинам для спортивных, а не для дорожных мотоциклов. Особенно большую продолжительность открытия имеют выпускные окна. Продолжительность выпуска у двигателя ИЖ-«Юпитер» составляет 152°. Это при-

Таблица 1

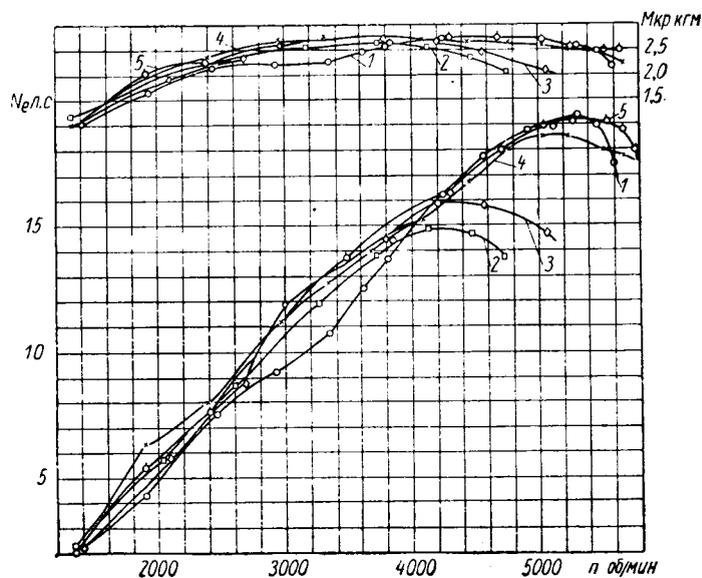
| Марка двигателя | Рабочий объем двигателя в см <sup>3</sup> | Диаметр цилиндра в мм | Ход поршня в мм | Число цилиндров | Максимальная мощность в л. с. | Число оборотов в минуту, соответствующее максимальной мощности | Выпуск           |                  |                      | Продувка         |                  |                      | Впуск            |                            |                      |      |        |                            |
|-----------------|---|-----------------------|-----------------|-----------------|-------------------------------|--|------------------|------------------|----------------------|------------------|------------------|----------------------|------------------|----------------------------|----------------------|------|--------|----------------------------|
|                 |   |                       |                 |                 |                               |  | Высота окна в мм | Ширина окна в см |                      | Высота окна в мм | Ширина окна в мм |                      | Высота окна в мм | Ширина окна в мм           |                      |      |        |                            |
|                 |   |                       |                 |                 |                               |  |                  | по хорде         | по диаметру цилиндра |                  | по хорде         | по диаметру цилиндра |                  | по хорде                   | по диаметру цилиндра |      |        |                            |
| ИЖ-56           | 348                                       | 72                    | 85              | 1               | 13,0                          | 4200—4500  | 23               | 30,4             | 62,64                | 139              | 15,5             | 22                   | 44,32            | 113,36                     | 28                   | 50   | 110,32 | 127,32                     |
| ИЖ-«Юпитер»     | 347                                       | 67,75                 | 58              | 2               | 18,0                          | 4700—5100  | 18               | 36               | 38,4                 | 151,54           | 11               | 18,66                | 18,96            | 113,40                     | 20                   | 45   | 100,58 | 122                        |
| ИЖ-240          | 247                                       | 68                    | 63              | 1               | 16,0                          | 4600—4500  | 21               | 28               | 28,9                 | 120              | 13,5             | 22                   | 44,8             | 148                        | 22                   | 50   | 112,6  | 135                        |
| ИЖ-60М          | 348                                       | 72                    | 85              | 1               | 18,0                          | 4200—4500  | 24               | 30,8             | 62,66                | 142              | 17               | 22                   | 44,32            | 118                        | 32                   | 50   | 110,32 | 138                        |
| ИЖ-344А         | 344                                       | 52                    | 54              | 3               | 35                            | 6200   | 21               | 33               | 35,71                | 164,30           | 11,7             | 22,5                 | 46,52            | 124,42                     | 19,5                 | 41   | 94,1   | 135                        |
| ИЖ-347          | 349                                       | 72                    | 85              | 1               | 20,0                          | 5000   | 25               | 33,8             | 70,28                | 142,4            | 17               | 29                   | 59,66            | 119,14                     | 33                   | 50   | 100,32 | 140,6                      |
| К-175А          | 173,7                                     | 67,75                 | 58              | 1               | 8,0                           | 5200   | 18,5             | 24               | —                    | 148              | 11               | 28                   | —                | 116                        | 17                   | 37   | —      | 126                        |
| М1М             | 123                                       | 52                    | 58              | 1               | 5,0                           | 5000—5200  | 15               | 30               | —                    | 136,26           | 18               | 23                   | —                | 116,10                     | 18,5                 | 29   | —      | 123,46                     |
| ЯВА-«Пионер»    | 49,4                                      | 38                    | 44              | 1               | 2,2                           | 5500   | 12               | 22,1             | —                    | 138              | 9,4              | 18,1                 | —                | 122                        | 12,1                 | 21,8 | —      | 114                        |
| ЯВА-«Чезет» 175 | 171,7                                     | 58                    | 65              | 1               | 8,0                           | 4700   | 19,8             | 22,9             | —                    | 144              | 13,6             | 25,5                 | —                | 114                        | 15,8                 | 52,8 | —      | 120                        |
| ЯВА-«Чезет» 250 | 248,5                                     | 65                    | 75              | 1               | 12,0                          | 4700   | 21,3             | 27,25            | —                    | 148              | 14,75            | 30,2                 | —                | 116                        | 23,8                 | 51,3 | —      | 130                        |
| ЯВА-«Чезет» 350 | 343,4                                     | 58                    | 65              | 2               | 16,0                          | 4700   | 19,0             | 22,5             | —                    | 136              | 12,9             | 20                   | —                | 110                        | 16,8                 | 49,3 | —      | 120                        |
|                 |   |                       |                 |                 |                               |  |                  |                  |                      |                  |                  |                      |                  | (вправо)<br>112<br>(влево) |                      |      |        | (вправо)<br>116<br>(влево) |

Таблица 2

| Название окон газораспределения | Отношение высоты окон от хода поршня в % | Отношение высоты окон от длины окружности в % | Отношение ширины окон от длины окружности в % |
|---------------------------------|--|---|---|
| Впускные . . . . .              | 0,28—0,40                                | 0,25—0,40                                     | 0,19—0,28                                     |
| Выпускные . . . . .             | 0,27—0,38                                | 0,24—0,38                                     | 0,20—0,29                                     |
| Продувочные . . . . .           | 0,18—0,22                                | 0,22—0,35                                     | 0,21—0,30                                     |

вело к снижению крутящего момента при малых и средних числах оборотов — около 3000 об/мин (кривые 1 на рисунке) и соответственно к ухудшению тяговых качеств мотоцикла, а также к увеличению расхода топлива. Для улучшения тяговой характеристики двигателя ИЖ-«Юпитер» на Ижевском заводе был сделан опытный двигатель, у которого фаза выпуска была соответственно уменьшена и составила 128°, продувка 114°, впуск 142° (кривые 2). Однако этот двигатель развивал максимальную мощность  $N_{e \max} = 15$  л. с. при  $n = 4300$  об/мин, т. е. максимальная мощность снизилась по сравнению с серийным двигателем на 3,8 л. с. Для повышения мощности этого двигателя при сохранении тех же фаз газораспределения впускное окно было расширено с 37 до 40 мм, что увеличило его «время-сечение». В результате мощность двигателя возросла до 16 л. с. при  $n = 4600$  об/мин (кривые 3). С целью дальнейшего улучшения характеристики опытного двигателя ИЖ-«Юпитер» (повышения его мощности при средних числах оборотов) и сохранения максимальной мощности не менее 18 л. с. впоследствии заводом был выполнен другой опытный двигатель, у которого продолжительность выпуска составляла 140°, продувки 114°, выпуска 129°. При этом ширина впускного окна была увеличена на 2 мм. Результаты сравнительных стендовых испытаний этого двигателя также приведены на рисунке (кривые 4 и 5).

Из анализа внешних характеристик серийного и опытного двигателей видно, что фазы газораспределения являются оптимальными, так как обеспечивают получение максимальной мощности двигателя в соответствии с ТУ, т. е. не менее 18 л. с., и повышают его мощность в диапазоне средних чисел оборотов (2200—3800 об/мин) до 2 л. с. Это заметно улучшает эксплуа-



тационные качества мотоцикла, причем максимальный крутящий момент двигателя смещается в область более низких чисел оборотов. Если на серийном двигателе максимальный крутящий момент наблюдался при  $n = 4400$  об/мин, то на данном опытном двигателе он находится в диапазоне  $n = 3500$  об/мин. При этом одновременно улучшается экономичность двигателя, так как удельный расход топлива снижается на 8,5—18%. Указанные фазы газораспределения рекомендованы к внедрению в производство. Таким образом, характеристику двигателя по крутящему моменту можно улучшить за счет изменения фаз газораспределения. Однако при этом может быть некоторое снижение максимальной мощности, но в то же время тяговая характеристика двигателя улучшается, так как максимальный крутящий момент будет находиться в области более низких чисел оборотов.

УДК 629.11.013.33.0015

## Исследование режимов работы гидромуфта

Канд. техн. наук Ю. И. ЧЕРЕДНИЧЕНКО

Московский автозавод имени Лихачева

**РЕЖИМЫ** работы гидромуфты на автомобиле характеризуются значением передаточного отношения  $i = \frac{n_2}{n_1}$  ( $n_1$  и  $n_2$  — числа оборотов в минуту входного и выходного валов гидромуфты). К.п.д. гидромуфты  $\eta$  равен передаточному отношению  $i$ , так как крутящие моменты на входном валу  $M_1$  и на выходном валу  $M_2$  равны.

Для определенного автомобиля и определенных дорожных условий величина  $i$  может быть легко вычислена. Если параметры автомобиля или условия его движения изменились, то можно определить новое значение передаточного отношения и сопоставить его с прежним. Однако такие сопоставления имеют относительную ценность, так как они всегда относятся к определенному автомобилю и к конкретным дорожным условиям.

Рассмотрим некоторые общие зависимости и диаграммы, позволяющие определять, как влияют на режимы работы гидромуфты на автомобиле следующие параметры: размер гидромуфты  $D$ , характеристика гидромуфты  $\lambda_1 = \lambda_1(i)$ , параметры автомобиля, коэффициент дорожного сопротивления  $\phi$ .

При исследовании используется тот факт, что характеристика большинства гидромуфт в рабочей зоне  $i = 0,9 \div 1,0$  может быть заменена прямой, проходящей через точку  $i = 1$ . На рис. 1 штриховой линией показана типичная характеристика гидромуфты. Заменяющая ее в зоне  $i = 0,9 \div 1,0$  прямая  $\lambda_1 = A(1-i)$  показана сплошной линией. Такого же вида

прямой может заменяться и характеристика комплексного гидротрансформатора на режиме гидромуфты.

Задача, подлежащая исследованию, формулируется так: пусть автомобиль (любой) движется по дороге (любой) с определенной скоростью и при этом гидромуфта (или комплексный гидротрансформатор) работает на режиме  $i = i_1$ . Требуется определить, на каком режиме  $i = i_2$  будет работать в этом случае гидромуфта, если ее размер изменится с  $D_1$  до  $D_2$  (или изменится любой другой параметр из тех, влияние которых рассматривается в настоящей статье).

Очевидно, что если величина  $i_2$  будет выражаться только

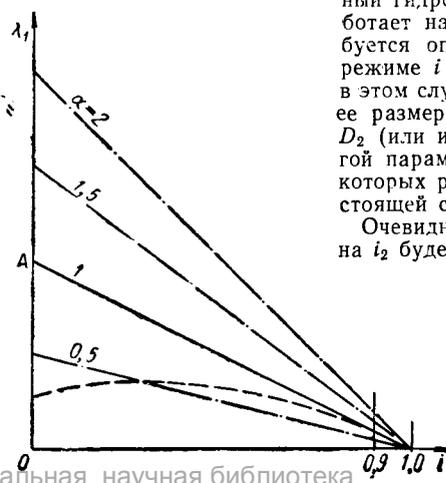


Рис. 1.

через  $i_1, D_1$  и  $D_2$ , то  $i_2$  не зависит от параметров автомобиля и дороги, а также от характеристики гидромукты. В этом случае найденное решение справедливо для любых автомобилей и гидромукт, а также для любых дорожных сопротивлений и обладает, следовательно, необходимой общностью.

Если параметры автомобиля и условия его движения таковы, что режим работы выходного вала гидромукты определяется какими-то значениями величин  $n_2$  и  $M_2$ , то для определения передаточного отношения  $i$  достаточно построить по характеристике гидромукты  $\lambda_1(i)$  кривую  $\lambda_T(i) = \frac{\lambda_1(i)}{i^2}$  и перенести на нее значения параметра

$$T = \frac{M_2}{\gamma n_2^2 D^5} \tag{1}$$

Для гидромукты с характеристикой  $\lambda_1 = A(1-i)$  указанный прием эквивалентен определению передаточного отношения из уравнения

$$\frac{A(1-i)}{i^2} = \frac{M_2}{\gamma n_2^2 D^5} \tag{2}$$

Определим, как изменится  $i$  при изменении размера гидромукты с  $D_1$  до  $D_2$ . Если подставить в уравнение (2) вместо  $D$  и  $i$  сначала  $D_1$  и  $i_1$ , а затем  $D_2$  и  $i_2$ , то совместное решение полученных уравнений даст

$$i_2 = \frac{\alpha i_1^2 \left( -1 + \sqrt{1 + 4 \frac{1-i_1}{\alpha i_1^2}} \right)}{2(1-i_1)} \tag{3}$$

где  $\alpha = \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^5$ .

Видим, что  $i_2$  зависит только от  $i_1, D_1$  и  $D_2$ . Следовательно, уравнение (3) справедливо для любых автомобилей и любых условий их движения. Оно применимо также и для стационарных установок с гидромуктами.

Уравнение (3) получено в предположении, что характеристика гидромукты представляется прямой  $\lambda_1 = A(1-i)$ . Так как величина  $A$  не вошла в выражение (3), то оно справедливо при любых углах наклона этой прямой к оси абсцисс, т. е. для любых гидромукт и комплексных гидротрансформаторов.

По уравнению (3) на рис. 2 построена для различных  $\alpha$  диаграмма, позволяющая находить величины  $i_2$  без проведения каких-либо вычислений.

Определим по рис. 2 для примера, как изменится передаточное отношение при увеличении размера гидромукты (или комплексного гидротрансформатора) на 4%. Если автомобиль (любой) движется в таких дорожных условиях, что, например,  $i_1 = 0,915$ , то в рассматриваемом примере  $\alpha = \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^5 = 1,045 \approx 1,2$  и из диаграммы рис. 2 непосредственно определяется новый режим  $i_2 = 0,927$ . Если уменьшить размер гидромукты на 4%, то  $\alpha = \left( \frac{1}{1,04} \right)^5 \approx 0,8$  и вместо  $i_1 = 0,915$  установится режим  $i_2 = 0,897$ .

Рассмотрим влияние характеристики  $\lambda_1 = \lambda_1(i)$ . Предположим, что вследствие изменения конструкции гидромукты или вследствие ее регулирования эта характеристика изменилась так, как это показано штрих-пунктирными линиями на рис. 1, т. е. как бы поворотом вокруг точки  $i=1,0$ . Измененные характеристики будут представляться прямыми  $\lambda_1 = \alpha A(1-i)$ , где  $\alpha \neq 1,0$ . Если до изменения режим гидромукты  $i_1$  определялся уравнением (2), в котором надо положить  $i=i_1$ , то после изменения характеристики  $\lambda_1 = A(1-i)$  в  $\alpha$  раз новый режим  $i_2$  будет определяться из уравнения

$$\frac{\alpha A(1-i_2)}{i_2^2} = \frac{M_2}{\gamma n_2^2 D^5} \tag{4}$$

Определение зависимости  $i_2 = i_2(i_1, \alpha)$  из выражений (2) и (4) дает уже полученную ранее формулу (3). Таким образом,

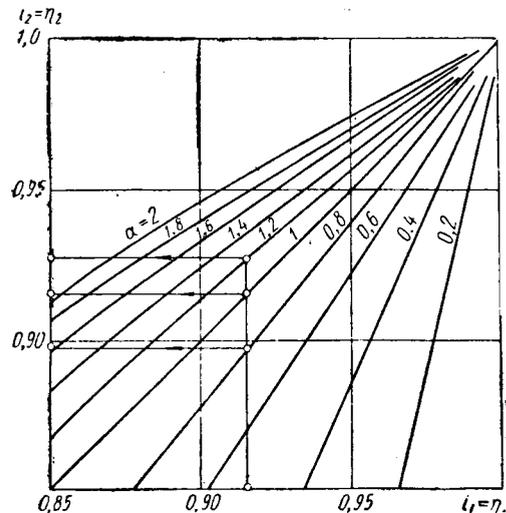


Рис. 2.

деформация характеристики  $\lambda_1 = \lambda_1(i)$  по рис. 1 в  $\alpha$  раз дает такой же эффект по изменению передаточного отношения, так и изменение размера гидромукты в отношении  $\left( \frac{D_2}{D_1} \right)^5 = \alpha$ . Это позволяет использовать для расчетов диаграмму рис. 2 без всяких изменений.

При внесении в конструкцию комплексного гидротрансформатора таких изменений, как, например, укорочение лопаток турбины, можно ожидать, что характеристика  $\lambda_1 = \lambda_1(i)$  на режиме гидромукты изменится так, как это показано на рис. 3, а, т. е. сдвинется параллельно самой себе. После сдвига характеристики на величину  $\alpha A$  ( $\alpha \neq 0$ ) новый режим работы  $i_2$  определяется из уравнения

$$\frac{A(1-i_2-\alpha)}{i_2^2} = \frac{M_2}{\gamma n_2^2 D^5} \tag{5}$$

Сопоставление этого равенства (5) с уравнением (2), определившим первоначальный режим  $i_1$ , дает

$$i_2 = \frac{i_1^2 \left( -1 + \sqrt{1 + 4(1-\alpha) \frac{1-i_1}{i_1^2}} \right)}{2(1-i_1)} \tag{6}$$

Так как величина  $A$  не вошла в уравнение (6), то оно справедливо, как и уравнение (3), для любых гидромукт и комплексных гидротрансформаторов.

Строить для анализируемого случая диаграмму, аналогичную рис. 2, целесообразно графически (рис. 3, б). Для этого строятся несколько кривых  $\lambda_T(i) = \frac{\lambda_1}{i^2}(i)$ , соответствующих различным значениям  $\alpha$ . Затем задаются некоторым значением параметра  $T = T_1$  и переносят его на построенные кривые. Если, например, при первоначальной характеристике, соответствующей в рассматриваемом случае  $\alpha=0$ , было передаточное отношение  $i_1 = i_{\alpha=0}$ , то при  $\alpha = -0,06$  установится значение

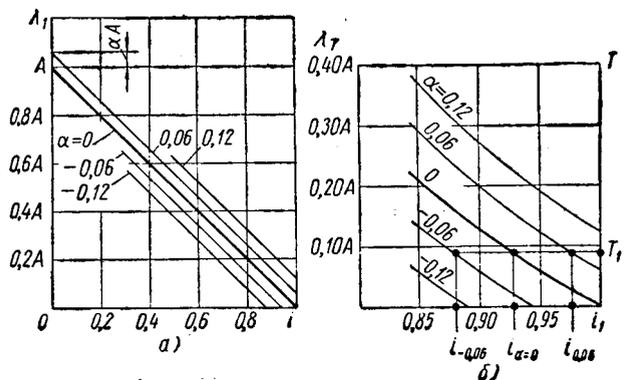


Рис. 3.

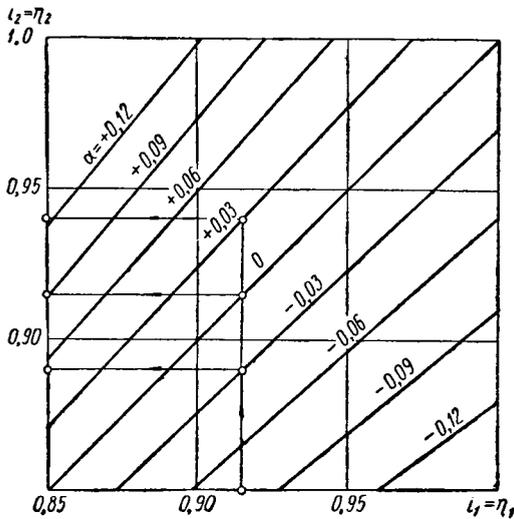


Рис. 4.

$i_2=i_{-0.06}$  и т. д. Аналогично устанавливается соответствие между  $i_1$  и  $i_2$  для ряда других значений параметра  $T$ . По полученным таким образом данным строится диаграмма (рис. 4), по которой легко проводятся непосредственные вычисления. Если, например, до изменения характеристики ( $\alpha=0$ ) гидромурфта работала на режиме  $i_1=0,915$ , то после такого ее изменения, когда  $\alpha=-0,03$ , установится новый режим  $i_2=0,89$ .

Из рис. 4 видно, что изменение коэффициента  $\lambda_1$  на 1% ( $\alpha=0,01$  по рис. 3) меняет величину передаточного отношения и, следовательно, к.п.д. на 0,8—1%. Можно считать приблизительно, что в рассматриваемом случае [сдвиг характеристики  $\lambda_1(i)$  параллельно самой себе] режим работы гидромурфты и ее к.п.д. изменяется так же, как и коэффициент  $\lambda_1$ .

Рассмотрим влияние параметров автомобиля.

При установившемся движении автомобиля число оборотов выходного вала гидромурфты пропорционально скорости автомобиля, а крутящий момент равен приведенному моменту сопротивления:

$$n_2 = \frac{i_0 i_{\kappa}}{0,377 r_{\kappa}} v, \quad (7)$$

$$M_2 = M_c = M_{\psi} + M_w = \frac{r_{\kappa}}{i_0 i_{\kappa} \eta_{\kappa}} \left( G\psi + \frac{kF}{13} v^2 \right). \quad (8)$$

Если изменится, например, передаточное число главной передачи  $i_0$ , то по уравнениям (7) и (8) изменятся величины  $n_2$  и  $M_2$ . Это изменит также по уравнению (1) параметр  $T$ . Если обозначить через  $i_0$  первоначальное значение передаточного числа главной передачи и через  $i'_0$  — его новое значение, то новый режим  $i_0$  определится, с учетом сказанного, из выражения

$$\frac{A(1-i_2)}{i_2^2} = \frac{\left(\frac{i'_0}{i_0}\right)^3 M^2}{\gamma n_2^2 D^5}. \quad (9)$$

Сопоставление выражений (2) и (9) приводит к формуле (3), если положить в ней  $\left(\frac{i'_0}{i_0}\right)^3 = \alpha$ . Поэтому влияние передаточного числа главной передачи также может оцениваться по диаграмме рис. 2. По этой же диаграмме аналогично может оцениваться и влияние параметров  $i_{\kappa}$ ,  $r_{\kappa}$ ,  $\eta_{\kappa}$ . Для этого надо

полагать соответственно  $\alpha = \left(\frac{i'_{\kappa}}{i_{\kappa}}\right)^3$ ,  $\alpha = \left(\frac{r_{\kappa}}{r'_{\kappa}}\right)^3$  и  $\alpha = \frac{\eta'_{\kappa}}{\eta_{\kappa}}$ .

Если при изменении в  $\alpha$  раз характеристики гидромурфты  $\lambda_1(i)$  (см. рис. 1) величина  $\alpha$  определяла степень ее изменения, то при анализе влияния параметров автомобиля она определяет степень изменения параметра  $T$ .

При движении автомобиля с такими скоростями, когда сопротивлением воздуха можно пренебречь, второй член правой части уравнения (8) предполагается равным нулю. Тогда изменение величин  $G$  и  $\psi$  скажется на параметре  $T$  только посредством  $M_2$ , и влияние этих величин может оцениваться также по формуле (3) или по диаграмме рис. 2, если полагать  $\alpha = \frac{G}{G'}$

или  $\alpha = \frac{\psi}{\psi'}$ . Из рис. 2 сразу видно, например, что при уменьшении веса автомобиля с  $G$  до  $G'$  вместо режима  $i_1=0,915$  в гидромурфте или комплексном гидротрансформаторе установится режим  $i_2=0,927$  при  $\alpha = \frac{G}{G'} = 1,2$ , режим  $i_2=0,936$  при

$\alpha = \frac{G}{G'} = 1,4$  и т. д. При увеличении веса автомобиля вместо  $i_1=0,915$  установится режим  $i_2=0,897$  при  $\alpha = \frac{G}{G'} = 0,8$ , режим  $i_2=0,87$  при  $\alpha = \frac{G}{G'} = 0,6$ , и т. д.

Анализ влияния величин  $G$  и  $\psi$  можно осуществлять и с учетом сопротивления воздуха. При изменении  $G$  и  $\psi$  изменится пропорционально только член  $M_w$  в уравнении (8). Член  $M_w$  сохранит свое значение. Если обозначить через  $M_2$  сопротивление движению автомобиля весом  $G$  и через  $M'_2$  — весом  $G'$ , то можно получить

$$\frac{M'_2}{M_2} = \frac{\frac{G'}{G} + \frac{M_w}{M_{\psi}}}{1 + \frac{M_w}{M_{\psi}}}. \quad (10)$$

По уравнению (10) можно оценивать влияние веса автомобиля на  $M_2=M_c$  для любых значений  $\frac{M_w}{M_{\psi}}$ . Параметр  $T$  в этом случае изменится пропорционально изменению  $M_2$  и поэтому левая часть уравнения (10) будет равна  $\frac{1}{\alpha}$ .

Для анализа влияния коэффициента дорожного сопротивления нужно в формуле (10) заменить  $G$  и  $G'$  на  $\psi$  и  $\psi'$ .

На рис. 5 представлена построенная по уравнению (10) серия кривых  $\frac{M'_2}{M_2}$  для ряда значений  $\frac{G'}{G} = 0,5 \div 2,0$ . Они в

равной степени относятся и к отношениям  $\frac{\psi'}{\psi}$ .

Кривые рис. 5 не являются специфическими для автомобилей с гидромурфтами. Они в равной степени относятся и к автомобилям с механическими коробками передач.

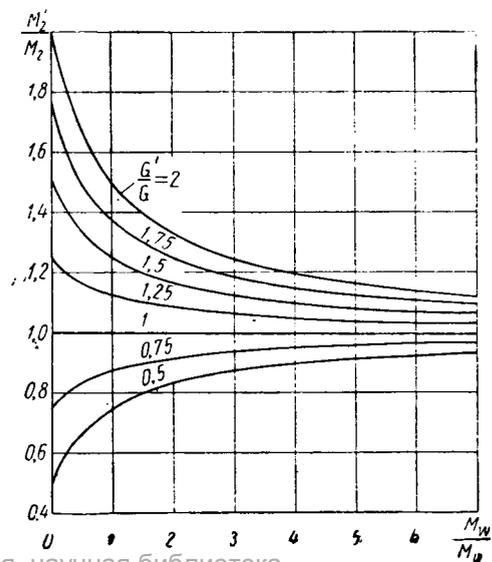


Рис. 5.

Из рис. 5 видно, например, что для анализа случая изменения веса автомобиля в отношении  $\frac{G'}{G} = 2$  при  $\frac{M_{xy}}{M_{\phi}} = 1$  нуж-

но для определения новых передаточных отношений  $i_2$  по диаграмме рис. 2 брать не  $\alpha = \frac{G}{G'} = \frac{1}{2} = 0,5$ , как это было

$$M_w = 0, \text{ а } \alpha = \frac{M_2}{M_2'} = \frac{1}{1,5} = 0,67.$$

Зона  $i=0,85 \div 1,0$  принималась выше для построения диаграмм рис. 2 и 4 в связи с тем, что она полностью охватывает работу комплексного гидротрансформатора на режиме гидромукты и рабочие режимы большинства гидромукт. Однако легко можно построить диаграммы, аналогичные диаграммам на рис. 2 и 4, для характеристик  $\lambda_1 = \lambda_1(i)$  любого вида и в любой зоне возможных передаточных отношений. Для этого достаточно способом, показанным на рис. 3, б, построить по характери-

стикам  $\lambda_1 = \lambda_1(i)$  серию характеристик  $\lambda_T = \lambda_T(i)$  для различных значений  $\alpha$ , найти новые значения режимов работы  $i_2$  через старые  $i_1$  для различных  $\alpha$  и по этим данным строить диаграмму.

Следует отметить, что такие диаграммы будут иметь меньшую общность. При характеристике  $\lambda_1 = A(1-i)$  полученные формулы и диаграммы справедливы для гидромукт и комплексных гидротрансформаторов любого типа и любого размера. При принятой постановке задачи они справедливы для любых автомобилей и любых дорожных условий. Однако они относятся лишь к той зоне передаточных отношений, в которой действительная характеристика совпадает с этой прямой (практически  $i=0,9 \div 1,0$ ). Если производится построение для более широкой зоны, в которой характеристика  $\lambda_1 = \lambda_1(i)$  имеет свой специфический вид, то полученная диаграмма в зоне  $i < 0,9$  будет относиться к гидромуктам любого размера, но определенного типа. Такая диаграмма будет также справедлива для любых автомобилей и любых дорожных условий, но при этом предполагается, что автомобили оборудованы гидромуктой того типа, по характеристикам которой строилась диаграмма.

УДК 629.1-42

## Автомобиль-буксировщик с гидроприводом на базе автомобиля УАЗ-450Д

И. П. УТКИН

Ульяновский автозавод

**БОЛЬШИНСТВО** автомобилей отправляются с заводов потребителям по железной дороге. Перед отгрузкой возникает необходимость перемещения автомобилей, предназначенных к погрузке.

Часто автомобили на погрузку направляются своим ходом, но такой способ не всегда пригоден и требует дополнительных неоправданных затрат. Зимой, чтобы пустить двигатель стоящего длительное время на морозе автомобиля, нужно его прогреть, а чтобы тронуть с места автомобиль, необходимо прогреть и мосты, так как находящееся в них масло на морозе густеет. Чтобы избежать затрат на операции прогрева в зимнее время, на Ульяновском автозаводе для доставки отгружаемых автомобилей с мест их стоянок к месту погрузки пользуются тягачом. В качестве тягача используют грузовой автомобиль высокой проходимости ГАЗ-63, на котором работает водитель с дублером-зацепщиком.

Такой метод транспортирования лучше, но также имеет ряд недостатков.

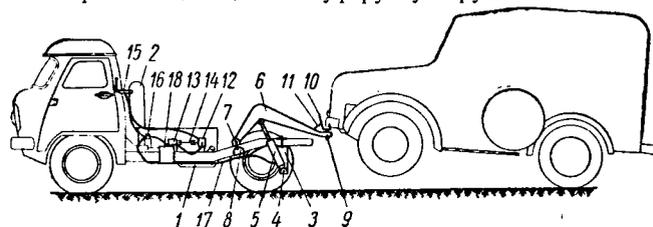
С целью ускорения и упрощения процесса доставки готовых автомобилей к месту погрузки экспериментальной мастерской проектного отдела Ульяновского автозавода был сконструирован и изготовлен специальный автомобиль-буксировщик с гидроприводом на базе грузового автомобиля высокой проходимости УАЗ-450Д.

В случае применения автомобиля-буксировщика с гидроприводом высвобождается водитель-зацепщик, сокращается время на зацепку и отцепку, расходуется почти вдвое меньше топлива, кроме того, появляется возможность производить окончательную проверку комплектации и опломбирование готовых автомобилей на местах их стоянок до буксировки к месту погрузки, чем сокращается время простоя вагонов под погрузкой.

Такой автомобиль-буксировщик может быть применен не только в условиях автозавода, но и на ремонтных базах в качестве быстродействующего домкрата при смене колес, для буксировки неисправных автомобилей и т. д. Испытания автомобиля-буксировщика на территории отдела сбыта завода показали хорошие результаты.

Базой автомобиля-буксировщика (см. рисунок) является грузовой автомобиль высокой проходимости УАЗ-450Д без кузова с коробкой отбора мощности. Осадка рессор ограничивается дополнительными упорами, установленными на руках полусеи заднего моста. Топливный бак 1 заменен и перемещен под центр рамы, как на фургонах УАЗ-450. Запасное колесо 2 перенесено вперед за кабину, а на место, где были топливный бак и запасное колесо, установлена и прикреплена к лонжеронам рамы скоба 3. На скобу установлен кронштейн 4

для шарнирного крепления пятки гидроцилиндра 5. Шток гидроцилиндра шарнирно соединен с верхним кронштейном, укрепленным на буксирной раме 6, передняя часть которой скреплена шарнирами с кронштейнами 7, соединенными скобами 8 с лонжеронами рамы. На заднем конце буксирной рамы установлен шкворень 9 с зацепом плавающего типа. Зацеп 10 имеет возможность поворачиваться вместе со шкворнем и качаться на шейке шкворня из стороны в сторону, что обеспечивает хорошее прилегание зацепа к буферу буксируемого автомобиля



на поворотах и неровностях дороги. От самопроизвольного поворота и качаний зацеп удерживается двумя пружинами 11.

В качестве силового цилиндра в автомобиле-буксировщике применен гидроцилиндр ЦС-75 от навесной системы трактора ДТ-54 и приводится в действие гидронасосом, в качестве которого применен шестеренчатый насос НШ-32 от сельскохозяйственного трактора «Беларусь». Гидронасос 12 приводится в действие от двигателя автомобиля через коробку 13 отбора мощности и кардан 14. Гидросистема управляется из кабины автомобиля гидрокраном 15, взятым от комбайна СК-3. Давление в гидросистеме поддерживается перепускным клапаном 16, который также взят готовым с комбайна СК-3. В качестве трубопроводов использованы гибкие шланги 17 высокого давления. В гидросистему введен бачок для масла. Емкость бачка 18 около 6 л.

Автомобиль-буксировщик работает следующим образом. С опущенным зацепом он подходит задним ходом вплотную к автомобилю, предназначенному к буксировке. Коснувшись высокими ориентирующими штырями, имеющимися на зацепе 10 буфера автомобиля, он останавливается. Водитель включает коробку отбора мощности, чем приводит в действие гидронасос. Затем водитель поворачивает рукоятку гидрокрана 15 в положение «Подъем». В этом положении поршень гидроцилиндра идет вверх и через шток поднимает буксирную раму с установленным на ней зацепом. Когда подушка зацепа коснется буфера, начинается подъем передней части автомобиля, затем отрыв колес от дороги до 150 мм. Водитель трогает с ме-

ста и ведет автомобиль-буксировщик на погрузочную площадку, а за ним на положении полуприцепа идет автомобиль, предназначенный к отгрузке.

Опыт показывает, что даже при условии застывания масла в заднем мосту буксируемого автомобиля, когда колеса последнего не вращаются, буксировщик по снежному покрову может без особых усилий тянуть застывший автомобиль.

Войдя в зону обслуживания крана, буксировщик останавливается. Рукояткой гидрокрана водитель перепускает масло из нижней полости гидроцилиндра в верхнюю, рама с зацепом опускается вниз и отцепляет буксируемый автомобиль от автомобиля-буксировщика. Последний едет за следующим предназначенным к погрузке автомобилем. Таким образом, один водитель подает с мест стоянки из любой точки заводского двора в зону действия погрузочных кранов автомобиля, предназначенные для отправки по железной дороге.

|   |                       |
|---|-----------------------|
| Базовый автомобиль . . . . .  | УАЗ-450Д (без кузова) |
| Грузоподъемность в кг . . . . .                                     | 1000                  |
| Вес в кг . . . . .  | 1500                  |
| Габаритные размеры в мм . . . . .                                   | 1500×2771×2000        |
| Привод буксирного прибора . . . . .                                 | Гидравлический        |
| Масло, применяемое в гидросистеме . . . . .                         | АУ (веретенное)       |
| Емкость всей гидросистемы в л . . . . .                             | 8,5                   |
| Емкость бачка в л . . . . .   | 6                     |
| Гидронасос . . . . .  | НЖ-32                 |
| Производительность гидронасоса в л/мин . . . . .                    | 32                    |
| Давление в гидросистеме в кг/см <sup>2</sup> . . . . .              | До 100                |
| Гидроцилиндр . . . . .  | ЦС-75                 |
| Диаметр поршня в мм . . . . .                                       | 75                    |
| Максимально-допустимая нагрузка на шток гидроцилиндра в т . . . . . | До 4                  |
| Ход поршня в мм . . . . .   | 200                   |
| Ход зацепа буксирного устройства в мм . . . . .                     | 450                   |

Предварительный расчет показал, что экономия от применения автомобиля-буксировщика составит на Ульяновском автозаводе 5754 руб. в год.

УДК 629.11.012.5:531.72

## О фактической площади касания протектора шины с шероховатыми поверхностями дорожных покрытий

Е. Ф. НЕПОМНЯЩИЙ  
Институт машиноведения

**В** НАСТОЯЩЕЕ время имеются экспериментальные и расчетные [1] методы определения площади фактического касания твердых тел. Применительно к контактированию высокоэластичных материалов (резины) с твердыми поверхностями экспериментальные [2] и расчетные [3] методы разрабатывались лишь в отношении касания резины с относительно гладкими поверхностями (стеклом, чисто обработанными металлическими поверхностями). Данных по определению площади фактического касания резины с твердыми грубошероховатыми поверхностями в литературе не имеется. Знать величину площади фактического касания для таких условий весьма важно при изучении, например, износа протектора, сцепления шины с дорогой и в ряде других случаев, когда осуществляется трение резины по шероховатой поверхности.

Площадь фактического контакта твердых тел зависит от шероховатости контактирующих поверхностей, от нагрузки и параметров, характеризующих деформируемость материалов, составляющих рассматриваемые поверхности. Для данного случая будем считать, что истирающая поверхность (дорога) шероховатая и абсолютно жесткая, поверхность резины — гладкая и идеально упругая.

Неровности дороги, протяженность которых соизмерима с размерами зоны контакта шины с дорогой, следует отнести к геометрической конфигурации дороги, их роль при качении шины должна быть примерно такой же, как и роль выпуклой, вогнутой или плоской поверхности, по которой катится шина. Неровности, размер которых лежит в интервале от нескольких миллиметров до нескольких сантиметров, т. е. размер их соответствует размеру элементов протектора, играют такую же примерно роль, как сами элементы протектора, и соответствуют волнистости на поверхности деталей автомобилей. Шероховатость составляют неровности более мелкого порядка, т. е. такие, размер которых составляет десятые доли миллиметра.

Согласно существующему стандарту на шероховатость поверхностей (ГОСТ 2789-59) профилограмма дорожной поверхности должна сниматься на базовой длине 8 мм. Профилограммы могут сниматься как непосредственно с исследуемой поверхности, так и со слепков, получаемых, например, с помощью термопластиков, пластилина или сплава Вуда. Профилограмма получалась оптическим методом с помощью двойного микроскопа МИС-11 или методом ощупывания иглой с помощью прибора Е. С. Берковича [4].

На рис. 1 приведены профилограммы некоторых дорожных поверхностей с асфальтовым и бетонным покрытием. Из приведенных профилограмм видно, что максимальная высота неровностей  $h_{max}$  на поверхности дорог с твердым покрытием для разных дорог колеблется от 0,24 до 0,44 мм. Если приведенные профилограммы перестроить так, чтобы масштаб по вертикали и по горизонтали был одинаковым, то можно определить также и средние значения радиусов закругления вер-

шин выступов на рассматриваемых поверхностях. Значения радиусов закругления выступов на рассмотренных поверхностях колеблются от 0,12 до 0,30 мм.

Статистически шероховатость дорожных поверхностей одинакова в любом направлении. Поэтому обрабатывать профилограммы можно лишь для одного направления. В результате обработки профилограммы получается опорная кривая. Опорная кривая — это интегральная кривая распределения точек данной поверхности по высоте. Обычно опорную кривую строят в относительных координатах: относительное сближение  $\epsilon = \frac{h}{h_{max}}$  ( $h$  — глубина внедрения) и относитель-

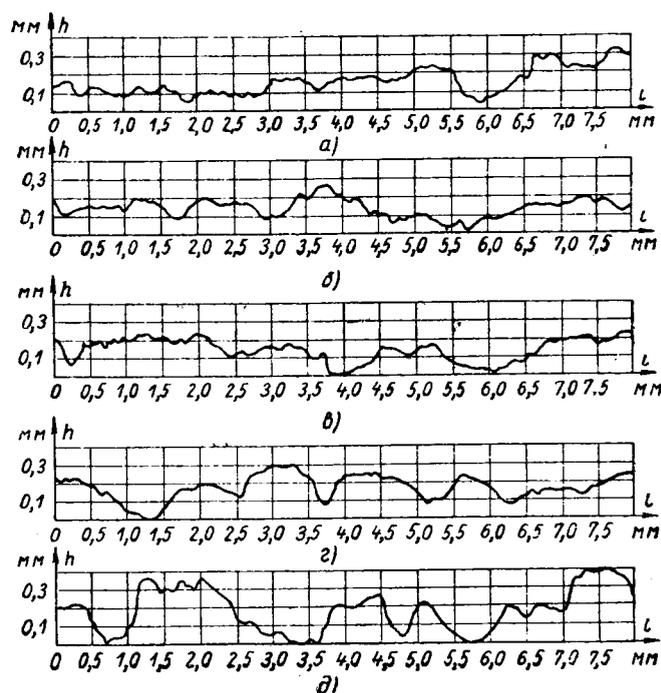


Рис. 1. Профилограммы шероховатостей поверхности автомобильных дорог с твердым покрытием:

а — бетонное покрытие барабана стэнда для испытания шин на износ протектора; б — асфальт; в — бетон после длительной эксплуатации; г — новый бетон; д — бетон после кратковременной эксплуатации.

ная площадь сечения  $\eta_1 = \frac{S}{A_c} (S - \text{площадь сечения выступов; } A_c - \text{контурная площадь})$ .

Практически обработка ведется следующим образом. Проводится ряд секущих линий, параллельных оси абсцисс, на расстояниях  $h_1, h_2, h_3$  и т. д. от вершины самого высокого выступа. Величина сечения оценивается суммой отрезков, заключенных в теле выступов. По методу П. Е. Дьяченко [5] полная опорная кривая есть произведение опорных кривых для продольной и поперечной шероховатости. Так как для данного случая продольная и поперечная шероховатости одинаковы, то достаточно полученную опорную кривую возвести в квадрат. Опорные кривые для профилеграмм, приведенных на рис. 1, показаны на рис. 2. Начальная часть опорной кривой вполне удовлетворительно может быть выражена степенной зависимостью вида [1]

$$\eta_1 = b\varepsilon^\nu, \quad (1)$$

где  $\eta_1$  — относительная площадь сечения выступов;  $b$  и  $\nu$  — константы.

На рис. 2 проведены штриховые линии, соответствующие соотношению (1); константы  $b$  и  $\nu$  можно определить графически, перестроив опорные кривые в логарифмических координатах, или рассчитать их по методу наименьших квадратов. В таблице приведены все четыре характеристики шероховатости дорожных поверхностей.

| Поверхность  | $h_{\max}$<br>в мм | $r$ в мм | $b$  | $\nu$ | $\frac{r}{h_{\max}}$ |
|--|--------------------|----------|------|-------|----------------------|
| Асфальт . . . . .  | 0,26               | 0,12     | 3,50 | 3,8   | 0,46                 |
| Бетон новый . . . . .  | 0,31               | 0,30     | 2,00 | 4,4   | 0,97                 |
| Бетон после кратковременной эксплуатации . . . . .                     | 0,43               | 0,20     | 5,00 | 3,9   | 0,47                 |
| Бетон после длительной эксплуатации . . . . .                          | 0,24               | 0,15     | 3,18 | 2,7   | 0,62                 |
| Бетонное покрытие барабана стелды для испытания шин на износ . . . . . | 0,29               | 0,17     | 2,00 | 2,3   | 0,59                 |

Из рис. 2 также видно, что опорные кривые для всех дорожных поверхностей, кроме поверхности нового бетонного покрытия, довольно близки между собой и поэтому практически можно пользоваться некоторой усредненной опорной кривой, для которой  $b=2,7$  и  $\nu=3$ .

Для величины площади фактического касания существенны не абсолютные значения  $h_{\max}$  и  $r$ , а их отношение, которое, как видно из таблицы, также практически одинаково для различных дорожных поверхностей ( $\frac{r}{h_{\max}} \approx 0,5$ ), кроме поверхности нового бетонного покрытия.

В работе [1] дается формула для расчета площади фактического касания при упругом контакте жесткой шероховатой поверхности с деформируемой гладкой поверхностью

$$\eta = \left[ \frac{2,35(1-\mu^2)p}{k_2 E} \right]^{\frac{2\nu}{2\nu+1}} \cdot \left( \frac{r}{h_{\max}} \right)^{\frac{\nu}{2\nu+1}} \cdot \left( \frac{b}{2} \right)^{\frac{1}{2\nu+1}}, \quad (2)$$

где  $p$  — контурное удельное давление;  $E$  — модуль упругости;  $\mu$  — коэффициент Пуассона;  $k_2$  — коэффициент, зависящий от величины  $\nu$  (при  $\nu=1$   $k_2=1$ ; при  $\nu=2$   $k_2=0,8$ ; при  $\nu=3$   $k_2=0,68$ ).

Эта формула была выведена на основании решения Герца [6] для упругого контакта криволинейных тел и при условии  $\varepsilon h_{\max} \ll r$ . Решение Герца удовлетворительно соблюдается и для больших деформаций [2], однако условие  $\varepsilon h_{\max} \ll r$  при контактировании протектора с шероховатой поверхностью дороги не выполняется, и величина внедрения  $\varepsilon h_{\max}$  часто соизмерима с радиусом закругления вершин неровностей.

Учитывая наличие больших деформаций и принимая во внимание, что контур подложки, деформированной жесткой сферой, идет выше [7] рассчитанного по Герцу, связь между площадью фактического контакта и площадью сечения выступов в общем виде будет выглядеть так:

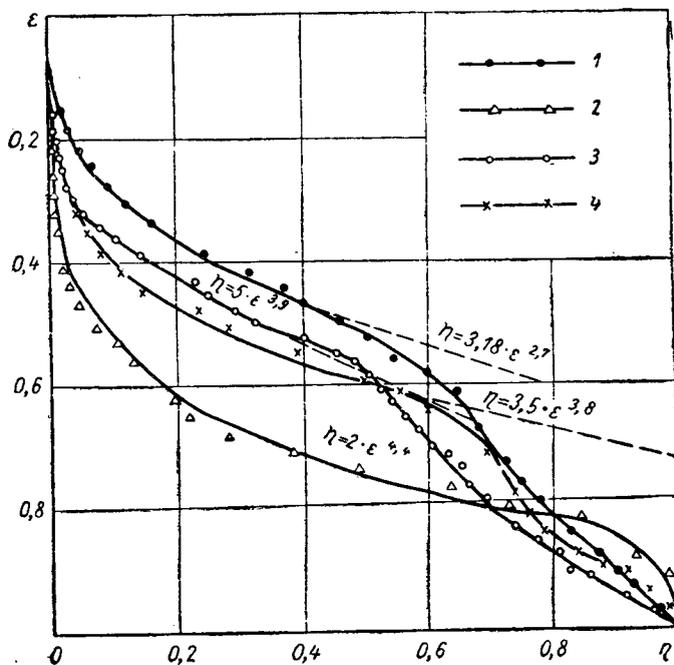


Рис. 2. Опорные кривые шероховатых поверхностей автомобильных дорог с твердым покрытием:

1 — бетон после длительной эксплуатации; 2 — новый бетон; 3 — бетон после кратковременной эксплуатации; 4 — асфальт.

$$\eta = \frac{\eta_1}{k} = \frac{b\varepsilon^\nu}{k}, \quad (3)$$

где  $1 < k \leq 2$ .

Значение  $k$  несколько уменьшается с увеличением  $\varepsilon$ . Например, только из геометрических соображений при  $\varepsilon=0$   $k=2$ ; при  $\varepsilon = \frac{r}{h_{\max}}$   $k=1,33$ . При выводе формулы (2) принималось, что  $k=2$ .

Был поставлен эксперимент с целью выяснения границ применимости формулы (2) при контактировании резины с шероховатыми поверхностями и выяснения фактического значения коэффициента  $k$ . Площадь фактического касания определялась экспериментально методом отпечатков. Для повышения точности поверхность бетонного покрытия, к которой прижимались образцы из резины разной жесткости, предварительно покрывалась тонкой пленкой сажевого резинового клея для прилипания клейкости. Поверхность образца резины перед прижатием к бетону слегка опудривалась тонкодисперсным белым порошком (например, можно применять белую сажу, мел и т. п.). После нагружения образец удалялся и отпечаток на бетоне фотографировался под увеличением. На фотографиях отпечатки планиметрировались и таким образом определялась площадь фактического касания. Зависимость площади фактического касания от нагрузки и жесткости резины показана на рис. 3. Из графика видно, что формула (2) с учетом оговоренных поправок применима, если  $\frac{P}{E} \leq 0,18$ . При этом коэффициент  $k=1,15$ .

Формула (2) с учетом поправок, а также того, что для резины  $\mu=0,5$ , примет вид

$$\eta = 0,87 \left[ 3,53 \frac{P}{k_2 E} \right]^{\frac{2\nu}{2\nu+1}} \cdot \left( \frac{r}{h_{\max}} \right)^{\frac{\nu}{2\nu+1}} \cdot b^{\frac{1}{2\nu+1}}. \quad (4)$$

Подставив в формулу (4) средние значения констант шероховатости, получим простое выражение

$$\eta = 3,21 \left( \frac{P}{E} \right)^{0,86}. \quad (4')$$

При высоких нагрузках происходит насыщение площади контакта, и площадь фактического касания приближается к контурной площади соприкосновения образца с опорной поверхностью ( $\eta \rightarrow 1$ ). Там, где начинается насыщение, формула (4) уже неприменима. В тех случаях, когда необходимо

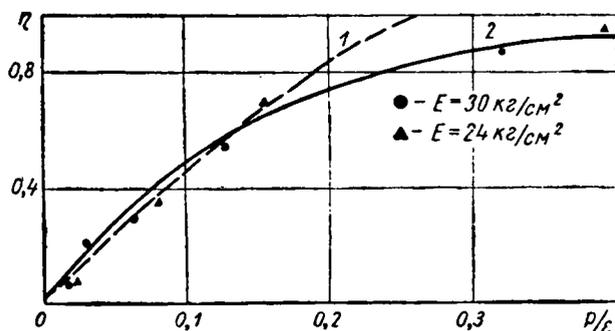


Рис. 3. Зависимость площади фактического касания от нагрузки и жесткости резины:

1 — ход зависимости по уравнению (4); 2 — ход зависимости по уравнению (5).

иметь в виду и область насыщения, можно пользоваться эмпирической зависимостью вида

$$\eta = 1 - e^{-c \cdot \frac{P}{E}}, \quad (5)$$

где  $e$  — основание натурального логарифма;

$c$  — константа, зависящая от шероховатости поверхности (для данного случая  $c=6,8$ ).

Таким образом, площадь фактического касания возрастает по мере увеличения нагрузки и уменьшается с увеличением жесткости протекторной резины. Эта зависимость близка к прямой пропорциональности, пока площадь фактического касания

не превысит 70% контурной ( $\frac{P}{E} \leq 0,18$ ), затем происходит насыщение.

Со стороны шероховатости дорожной поверхности на площадь фактического касания влияют только относительные характеристики: параметры кривой опорной поверхности  $b$  и  $v$  и острота выступов  $\frac{r}{h_{\max}}$  или  $\text{tg } \alpha$ . Это влияние таково, что чем острее выступы и чем неравномернее они распределены по высоте, тем меньше площадь фактического касания. Средние значения шероховатости покрытий таковы:  $v=3$ ;  $b=2,7$ ;  $\frac{r}{h_{\max}} = 0,5$ .

Величина площади фактического касания с достаточной для практики точностью может рассчитываться по формулам (4) и (5), а также определяться экспериментально методом отпечатков.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Демкин Н. Б. Фактическая площадь касания твердых поверхностей, Изд. АН СССР, 1962.
2. Schallmach A. «Wear», vol. 1, № 5, 1957/1958.
3. Лаврентьев В. В. Исследование фактической площади контакта полимеров, «Высокомолекулярные соединения», том IV, 1962, № 8.
4. Беркович Е. С. Профилограф, записывающий профиль в натуральную величину, «Трение и износ в машинах», сб. VI, Изд. АН СССР, 1950.
5. Дьяченко П. Е., Толкачева Н. Н., Горюнов К. П. Определение площади фактического контакта поверхностей. Сб. «Изучение износа деталей машин при помощи радиоактивных изотопов, Изд. АН СССР, 1957.
6. Тимошенко С. П. Теория упругости, ОНТИ, 1934.
7. Tabor D., Greenwood J. A. Proceedings of the Physical Society (London), vol. 71, 1958, 989—1001.

УДК 629.11.014.5:62-58

## Повышение тормозных свойств автомобилей

(В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук В. Г. РОЗАНОВ

НАМИ

ИЗВЕСТНО, что разные транспортные средства, в зависимости от их общего веса, конструкции тормозной системы и т. п., обладают различными тормозными свойствами; поэтому они способны останавливаться с тормозными путями различной величины, нарушая принятую ритмичность движения и снижая пропускную способность дорог.

Чтобы аналитически определяемые тормозные пути соответствовали фактическим, многие исследователи (Д. П. Великанов [1], Б. С. Фалькевич [2], Г. В. Зимелев [3] и др.) рекомендуют вводить в расчетные формулы тормозного пути всякого рода поправочные коэффициенты. Эти коэффициенты фактически учитывают эксплуатационные факторы и конструктивные несовершенства применяемых тормозных систем. В некоторых формулах вносится поправка на медленное срабатывание тормозного привода, в других учитывается замедленное время реакции водителя (в отдельных случаях оно может достигать значительных величин) и т. д.

Введение поправочных коэффициентов является безусловно целесообразным, так как они позволяют привести в соответ-

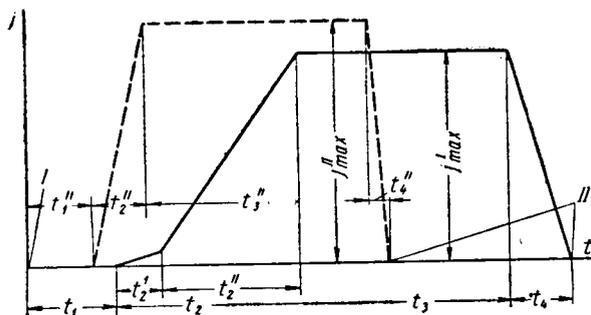
ствие расчетные формулы и фактически получаемые величины тормозных путей, а также задать приемлемые нормативы.

Однако отдельные конструкторы стремятся лишь к тому, чтобы тормозные системы удовлетворяли бы принятым нормативам, хотя было бы более правильным добиваться совершенствования конструкций тормозных систем. Это позволило бы повысить эффективность действия тормозов в различных условиях эксплуатации, обеспечить стабильность их действия, а также увеличить надежность и долговечность тормозов.

Возможные методы улучшения процесса торможения удобнее всего проследить путем рассмотрения предложенной Н. А. Бухариным [4] тормозной диаграммы (см. рисунок). На рисунке схематически изображены обычная (сплошная линия) и улучшенная (штриховая линия) тормозные диаграммы ( $I$  — момент обнаружения опасности;  $II$  — момент полной остановки автомобиля).

Работа тормозов в известной степени может быть охарактеризована площадью тормозной диаграммы. Поэтому можно с некоторым допущением сказать, что для улучшения процесса торможения следует стремиться к тому, чтобы площадь диаграммы имела наибольшую величину при наименьшем промежутке времени, в течение которого длится процесс торможения, т. е. промежутка времени с момента обнаружения опасности до момента полной остановки автомобиля.

Существенно влияет на величину площади диаграммы, т. е. максимальное замедление  $j_{\max}$ , полученное при торможении. Для получения наивысшего  $j_{\max}$  нужно, чтобы тормозные механизмы на каждой оси транспортного средства при всех условиях развивали тормозные моменты, достаточные для создания максимально возможных тормозных сил. Важно также, чтобы эффективность действия тормозов была стабильной, т. е. чтобы достигнутая в начале торможения величина тормозных моментов не снижалась с течением времени. Для этого тормозные механизмы должны обладать достаточной энерго-



емкостью, и поглощаемая ими (преобразуемая в тепло) энергия торможения не должна вызывать перегрева тормозов с последующим снижением эффективности их действия.

Очень важно, чтобы создаваемые на колесах тормозные моменты реализовывались в максимальные тормозные силы, что возможно только при рациональном использовании приходящегося на каждое колесо сцепного веса. Тогда тормозные силы будут вызывать наибольшее замедление автомобиля.

Важно также, чтобы тормоза не доводили колеса до полной остановки, так как заблокированные колеса начинают скользить по дороге, что приводит к снижению коэффициента сцепления шин с поверхностью дороги и уменьшению замедления автомобиля. Движение с заблокированными колесами одновременно нарушает устойчивость движения автомобиля и ухудшает его управляемость.

Процесс торможения можно значительно улучшить за счет сокращения времени срабатывания тормозного привода  $t_2$ . Это осуществляется как за счет исключения времени неплотного прилегания колодок  $t_2'$ , так и за счет сокращения времени нарастания замедления  $t_2''$ . Кривая нарастания замедления в этом случае пойдет более круто, что приведет к увеличению площади тормозной диаграммы.

Уменьшение времени срабатывания тормозного привода особенно важно при торможении автопоездов, так как получение большей крутизны кривых нарастания замедления тягового автомобиля и прицепов вызовет существенное увеличение суммарной площади тормозной диаграммы и повысит эффективность торможения автопоезда. Сближение кривых нарастания замедлений тягового автомобиля и прицепов одновременно будет способствовать повышению устойчивости движения автопоезда.

Для повышения динамических свойств транспортных средств немаловажным является сокращение времени отпущения тормозов  $t_4$ . Этот промежуток времени, хотя и не влияет на процесс экстренного торможения, но сильно сказывается на общей динамике движения автотранспорта, особенно при движении автомобилей, снабженных гидравлическим приводом, заполненным несоответствующей тормозной жидкостью, вязкость которой повышается в холодное время года.

Последним элементом, за счет которого можно улучшить динамику движения автотранспорта, является время реакции водителей  $t_1$ . Однако сокращение этого времени зависит от субъективных качеств и опыта того или иного водителя. Использовать промежуток времени  $t_1$  можно лишь косвенным путем при помощи введения эффективной внешней сигнализации торможения, мгновенно привлекающей внимание водителей движущихся сзади автомобилей, введения фонарей стоп-сигналов, информирующих об интенсивности торможения, а также путем выбора водителей, обладающих быстрой реакцией.

Указанные выше положения позволяют наметить конкретные проблемы, над которыми нужно работать, чтобы улучшить процесс торможения и повысить тормозные свойства автомобильного транспорта.

Торможение автомобиля не должно сводиться только к полной остановке колес, что сравнительно просто решается введением мощных тормозов и всякого рода усилителей.

Тормозная система должна стать одним из важнейших узлов современного автомобиля и при конструировании этого узла следует решать следующие проблемы:

1. Правильный подбор тормозных механизмов и повышение энергоемкости тормозных систем.

Тормозные механизмы для всех осей следует подбирать с таким расчетом, чтобы они были способны осуществить полную остановку колес во всех условиях движения.

Повышение общей энергоемкости тормозной системы способствует сохранению стабильности действия тормозов в различных условиях эксплуатации и повышению их износостойкости. Эта проблема решается введением соответствующего охлаждения тормозных механизмов, например, путем интенсивного обдува их направленным потоком воздуха, применением дисковых тормозов открытого типа, введением жидкостного охлаждения тормозных механизмов и т. п. Энергоемкость тормозных систем можно также увеличить применением дополнительных тормозов-замедлителей («энергопоглощителей»), преобразующих энергию движения в тепло без применения основных тормозов, сохраняя последние в холодном и работоспособном состоянии на случай экстренного аварийного торможения с максимальной эффективностью. Тормоза-замедлители следует устанавливать на тяжелые автомобили и автобусы перспективных моделей.

При изучении вопроса о повышении энергоемкости тормозных систем нельзя оставить без внимания вопрос об использовании бесполезно пропадающей энергии торможения для последующего разгона автомобиля и повышения его динамических качеств.

2. Рациональное использование сцепного веса автомобиля при торможении, т. е. создания такого положения, когда все колеса начинают скользить одновременно. Это дает возможность получать максимальные тормозные силы на дорогах с различным коэффициентом сцепления. Проще всего вопрос использования сцепного веса решается введением в систему привода автоматических регуляторов тормозных сил, которые автоматически (или вручную) меняют соотношение приводных усилий, а следовательно, и тормозных сил на колесах передней и задней оси автомобиля. Регулирование может вестись как в статических (с применением режимных кранов), так и в динамических условиях (когда учитывается динамическое перераспределение сцепного веса при торможении).

Другим решением этого вопроса является применение на автомобилях противоблокировочных приспособлений. Эти приспособления не допускают блокировки и скольжения по дороге заторможенных колес, автоматически снижая приводное усилие на тормозе того колеса, которое начинает скользить по поверхности дороги. Поддерживая все колеса автомобиля на границе блокировки на дорогах, имеющих различный коэффициент сцепления, подобные приспособления позволяют получать минимальный тормозный путь и обеспечивают устойчивое движение автомобиля при торможении даже на скользких дорогах.

3. Сокращение времени срабатывания тормозного привода. Этот фактор, кроме повышения эффективности действия тормозов, приобретает особенно важное значение при торможении длиннобазных автомобилей и автопоездов, где тормозные механизмы размещены на большом расстоянии от места управления, а ограниченная скорость распространения тормозной волны по трубопроводам пневматического привода неизбежно вызывает запаздывание с затормаживанием отдельных осей длиннобазного автомобиля или прицепов автопоезда.

Необходимая быстрота срабатывания привода может быть достигнута прежде всего применением для управления тормозами электрического тока. Например, в электропневматическом приводе силовые функции сохраняются за сжатым воздухом, а функции управления выполняются электрическим током от обычной аккумуляторной батареи тягового автомобиля. В этом случае на автомобиле и прицепах сохраняется несколько дополненная пневматическая установка, а расход тока оказывается незначительным.

Другим методом ускорения срабатывания привода является замена сжатого воздуха другим рабочим агентом (например, жидкостью), имеющим более высокую скорость распространения тормозной волны и позволяющим значительно повысить диапазон рабочих давлений.

Наибольшим эффектом с точки зрения быстроты срабатывания тормозов является применение тормозов с электромагнитным приводом. В этом случае для торможения можно использовать кинетическую энергию движущегося автомобиля или прицепа. Тормозные приводы с применением электрического тока очень просто позволяют осуществлять регулирование тормозных сил.

При торможении, например автопоезда, большое значение имеет устойчивость движения. Для повышения устойчивости движения автопоезда, отдельные звенья которого соединены шарнирными связями, весьма важным фактором является строгая синхронизация торможения всех составляющих автопоезд повозок, для предотвращения набегания их друг на друга и складывания автопоезда. Для этой цели в тягово-сцепное приспособление автопоезда встраивается электрический контактный датчик, который сигнализирует водителю о появлении в тягово-сцепном приспособлении усилий сжатия или растяжения (например, зажигая на шитке красную или зеленую лампочку). Тогда водитель, манипулируя регулятором силы торможения прицепа, сможет в данных конкретных условиях эксплуатации добиться отсутствия значительных усилий в сцепке и тем самым повысить устойчивость движения автопоезда. В дальнейшем этот процесс можно полностью автоматизировать.

4. Сокращение времени реакции водителя. В части реализации резерва за счет уменьшения времени реакции водителя большую роль играет внешняя сигнализация торможения, информирующая водителей о начале и интенсивности торможения движущегося впереди автомобиля. На автомобилях желатель-

но применять фонари стоп-сигналов достаточных размеров и яркости освещения. Желательно, чтобы они давали представление об интенсивности торможения путем изменения яркости или цвета фонаря стоп-сигнала.

Значительную роль играют субъективные особенности водителей, отдельные представители которых имеют замедленную реакцию. Исследования многих водителей, приведенные Н. А. Бухариным [4], показали, что время реакции у разных водителей составляет от 0,2 до 1,5 сек и выше. Это указывает на целесообразность введения психо-технических испытаний при выдаче водительских прав.

Естественно, что для оценки тормозных свойств транспортных средств, оборудованных усовершенствованными тормозными системами при исследовательских испытаниях, должны быть применены не только общепринятые методы определения тормозного пути или замедления, — а и другие методы. На наш взгляд тормозные свойства таких автомобилей целесообразно оценивать по предложенному Е. А. Чудаковым [5] показателю — удельной тормозной силе (некоторые исследователи называют его коэффициентом эффективности торможения)  $q = \frac{P_T}{G}$ , развиваемой на каждой оси автомобиля или автопоезда.

Зная величины удельных тормозных сил, можно будет правильно оценить качество действия тормозной системы, тормозные возможности данного транспортного средства, соответствие примененной тормозной системы, а также выявить, за

счет каких элементов тормозной системы можно улучшить ее действие. При правильно подобранной и действующей тормозной системе величина удельных тормозных сил на каждой оси транспортного средства должна быть одинаковой.

Учитывая, что тормозные силы на каждой оси и приходящийся на данную ось сцепной вес в процессе дорожных испытаний являются величинами переменными, этот метод оценки может быть использован лишь при исследовательских испытаниях с применением непрерывной записи параметров на шлейфном осциллографе.

Перечисленные в данной статье в качестве примеров мероприятия будут способствовать улучшению тормозных свойств, допускать движение с повышенными скоростями, а следовательно, повышать производительность автомобильного транспорта.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Великанов Д. П. Эксплуатационные качества автомобилей. Автогосиздат, 1962.
2. Гольд Б. В., Фалькевич Б. С. Теория, конструирование и расчет автомобилей. Машгиз, 1957.
3. Зимелев Г. В. Теория автомобиля. Машгиз, 1959.
4. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей. Машгиз, 1950.
5. Чудаков Е. А. Избранные труды. Изд-во АН СССР, 1961.

УДК 621.38:681.2

## Приборы для статистических исследований ускорений, усилий и деформаций

Канд. техн. наук М. Л. ДАЙЧИК, К. И. ВИЛЬПЕРТ, В. А. ВОРОНКОВ

НАМИ

**АГРЕГАТЫ** и детали автомобиля при его движении работают в условиях нестационарной нагруженности. Для изучения данных нагрузок, а также вызываемых ими напряжений и вибраций, должны применяться статистические методы. Изучение этих величин имеет не только существенное значение для непосредственной оценки прочности и комфортабельности автомобиля, но дает возможность определять и многие другие параметры.

Современное состояние электронной измерительной техники позволяет создать комплекс необходимых приборов, которые дают возможность автоматически обрабатывать результаты измерений и получать в зависимости от цели эксперимента те или иные статистические оценочные параметры.

Приборы для изучения мгновенных значений исследуемого процесса. При изучении нестационарных процессов часто бывают необходимы данные о мгновенных значениях измеряемой величины. Эту задачу можно выполнить, например, с помощью приборов, которые позволяют получить кривые распределения мгновенных значений и вычислить соответствующие обобщающие параметры — средние значения и дисперсии.

Такие приборы можно применять для изучения распределения мгновенных значений мощности и суммарной работы автомобиля, распределения мгновенных значений ускорений для оценки комфортабельности автомобиля и изучения сопротивления качению автомобиля.

Для статистического анализа мгновенных значений ускорений в отделе приборов НАМИ разработан прибор типа РМ-2 (рис. 1). Отличительной особенностью прибора является то, что он весь собран на полупроводниках и расходует всего 15 вт.

Датчик ускорений выполнен в виде дифференциального трансформатора, напряжения вторичных обмоток которого выпрямляются, разность выпрямленных напряжений дает выходное напряжение, пропорциональное ускорению. Это напряжение в модуляторе превращается в прямоугольные импульсы постоянной частоты 500 гц, поступающие на входы двух усилителей, усиливающих раздельно положительные и отрицательные импульсы. В анализаторе амплитуд пять каналов работают от положительных импульсов и пять — от отрицательных. Датчик и модулятор питаются от генератора прямоугольных импульсов.

Пересчетные схемы, снижающие частоту импульсов с 500 до 4 имп/сек, выполнены на двоичных триггерах. Используются электромеханические счетчики импульсов завода «Красная Заря». Питание всего прибора осуществляется от аккумулятора 12 в через преобразователь на полупроводниковых триодах, дающий стабилизированное напряжение 24 в. Диапазон частоты исследуемых ускорений 0—25 гц; по чувствительности прибор имеет три диапазона измеряемых ускорений — 1g, 2g и 3,5 g; температурный диапазон работы прибора от 0 до +40°.

На рис. 2 показан общий вид прибора с датчиком и преобразователем.

Методы оценки подвески разработаны в лаборатории ОГК УАЗ инженером Б. В. Юдиным и заключались в получении зависимости среднеквадратичного отклонения ускорения от скорости автомобиля на разных типах дорог. На рис. 3 приведе-

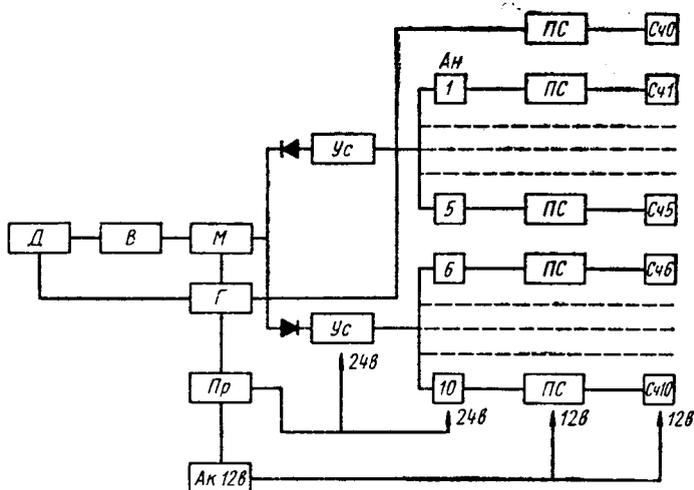


Рис. 1. Блок-схема режимомера РМ-2:

Д — датчик ускорений; В — выпрямитель; М — модулятор; Г — генератор; Пр — преобразователь питания; Ус — усилитель; Ан — анализатор; ПС — пересчетные схемы; Сч — счетчики; Ак — аккумулятор.

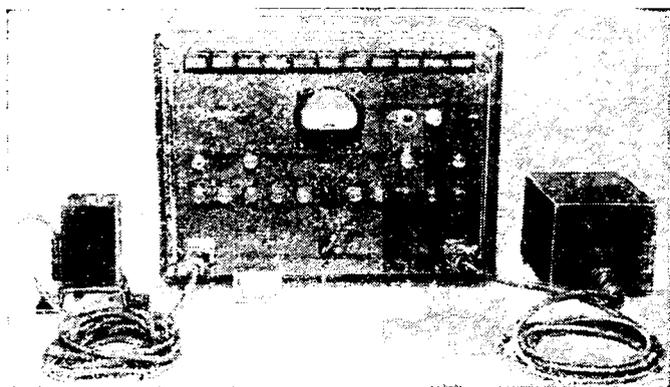


Рис. 2. Режиммер РМ-2 с датчиком и преобразователем питания.

ны графики, полученные этой лабораторией в результате применения прибора РМ-2.

Способ оценки качества подвески автомобиля по показаниям прибора РМ-2, является не единственным и дается лишь как пример одного из возможных применений прибора.

В настоящее время к прибору РМ-2 разработана приставка для работы с проволочными тензодатчиками, представляющая собой тензоусилитель на полупроводниковых приборах.

Приборы для изучения размахов колебаний и их асимметрии. Для оценки усталостной прочности деталей автомобилей недостаточно располагать только сведениями о мгновенных значениях и амплитудах, а необходимо также иметь данные о размахах колебаний и их положениях относительно условного нуля [1]. Для этого необходимы приборы, которые бы фиксировали уровни соседних экстремумов (например,  $a_8 - a_2$ ,  $a_2 - a_{10}$  и др.), как это показано на рис. 4, и позволяли бы заполнить корреляционную таблицу.

В клетках этой таблицы фиксируются числа  $n^i_k$ , показывающие сколько раз максимум исследуемой кривой на уровне  $i$  переходил в минимум на уровне  $k$ , или наоборот. Для упрощения схемы прибора допустимо суммировать случаи перехода максимума на уровне  $i$  в минимум на уровне  $k$  и, наоборот, — с минимума на уровне  $k$  к максимуму на уровне  $i$ . Располагая данными, сведенными в корреляционную таблицу, мы получаем возможность составить, например, программу усталостных испытаний деталей по данным о фактических напряжениях в натуральных условиях или выполнить соответствующие расчеты.

Для такой статистической обработки результатов измерений в отделе приборов НАМИ был разработан статистический анализатор АС-1 (рис. 5).

Интегральный амплитудный анализатор собран на схемах Шмитта. Применением диодных формирующих ячеек достигнуто появление на выходе коротких импульсов одной полярности при пересечении входным сигналом порога ограничения канала как при возрастании, так и при снижении напряжения сигнала. Эти импульсы направляются далее к схеме совпадения данного канала анализатора. Одновременно перепад напряжения с одного плеча схемы Шмитта каждого канала управляет работой схемы II выбора рабочих импульсов. Знак этого перепада зависит от того, возрастает или снижается напряжение входного сигнала при пересечении уровня срабатывания схемы Шмитта.

Схема II выбора рабочих импульсов представляет собой триггер с двумя устойчивыми состояниями, который управляется разнополярными импульсами, подаваемыми от анализатора I на одну из управляющих сеток. Таким образом, схема II перебрасывается только первым из серии импульсов одного направления, поступающих на нее от всех каналов анализатора, это происходит в моменты пересечения входным напряжением ближайшего уровня вслед за экстремальными значениями напряжения. На выходе схемы II также формируются короткие импульсы, которые поступают на диодные схемы совпадений. На выходе схемы III появляется сигнал только при условии одновременного получения входных импульсов от канала и от схемы II.

Таким образом, совместная работа первых трех узлов I, II, III прибора позволяет решить первую задачу, т. е. выделить рабочие импульсы, соответствующие началу и концу размаха

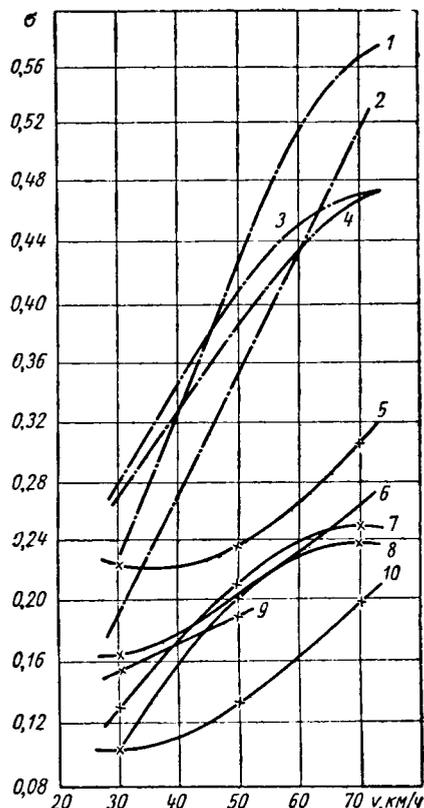


Рис. 3. Графики зависимости среднеквадратичного отклонения ускорения  $\sigma$  (в долях  $g$ ) в зависимости от скорости автомобиля и типа дороги:

- 1 — автомобиль ГАЗ-69, булыжник; 2 — автомобиль ГАЗ-69 с амортизатором УАЗ-450, булыжник; 3 — автомобиль УАЗ-450А, булыжник; 4 — автомобиль УАЗ-451Д, булыжник; 5 — автомобиль УАЗ-460Б, асфальт; 6 — автомобиль УАЗ-450А, асфальт; 7 — автомобиль УАЗ-451Д, асфальт; 8 — автомобиль ГАЗ-69 с амортизатором УАЗ-450, асфальт; 9 — автомобиль ГАЗ-69, асфальт; 10 — автомобиль УАЗ-450Д, асфальт.

входного напряжения, и направить эти импульсы по соответствующим каналам.

Далее рабочий импульс поступает на вход формирующей схемы IV, представляющий собой триггер с двумя устойчивыми состояниями и двойным управлением. По первой цепи управления поступает рабочий импульс от схемы III, переводящий эту схему во второе состояние, в котором она удерживается до тех пор, пока во второй цепи не появится импульс сброса, поступающий от схемы V при срабатывании любой другой формирующей схемы. Импульс сброса возвращает схему в исходное (первое) состояние. Схема сброса V обеспечивает избирательный сброс формирующих схем. Импульс сброса формируется от перепада напряжения на выходе формирующей схемы при ее переходе из первого состояния во второе и через схему сброса попадает на все другие формирующие схемы, кроме данной. Цепи задержки в схеме сброса позволяют получить выходной сигнал необходимой длительности.

Диодные схемы VI селекторов выхода предназначены для формирования выходных сигналов прибора, попадающих на

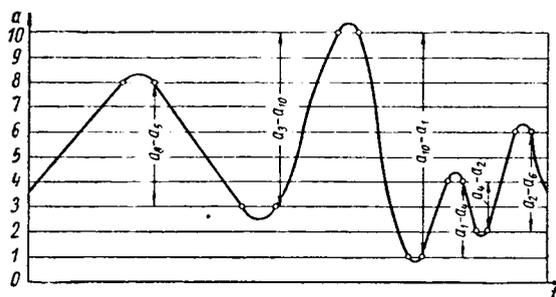


Рис. 4. Графический пример обработки кривой, осуществляемой в анализаторе размахов колебаний.

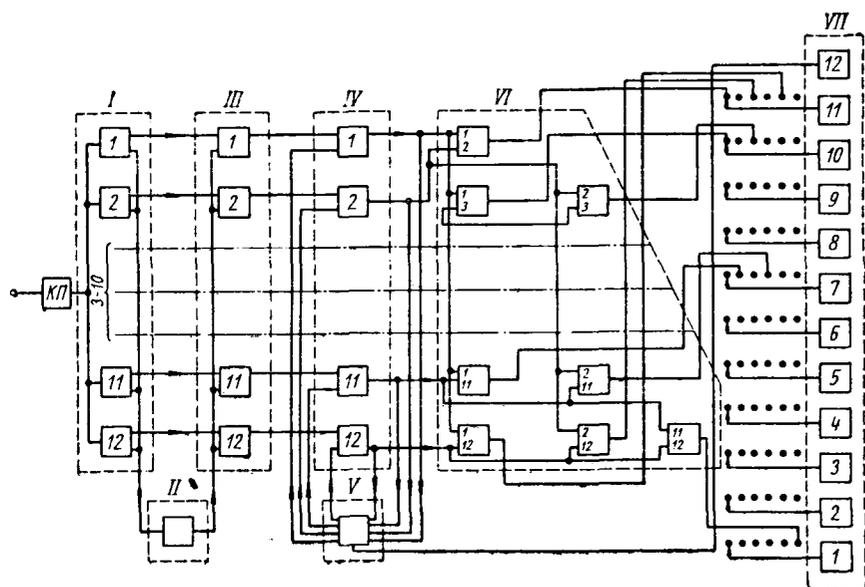


Рис. 5. Блок-схема анализатора АС-1:

I — интегральный амплитудный анализатор; II — схема выбора рабочих импульсов; III — диодные схемы совпадений; IV — формирующие схемы; V — схема сброса; VI — диодные схемы селекторов выхода; VII — пересчетные схемы и электромеханические счетчики 1—12.

пересчетные схемы и подсчитываемых счетчиками. Каждая диодная схема VI получает напряжение от двух формирующих схем.

Количество этих диодных схем определяется количеством сочетаний по два из числа формирующих схем. Для двенадцати уровней  $N_{12}=66$ .

Диодная схема селектора VI выдает выходной импульс только в том случае, если формирующие схемы, к которым она присоединена, срабатывают непосредственно друг за другом. Последовательное срабатывание двух формирующих схем вызывает появление одного выходного импульса, поступающего к счетчику, подсчитывающим размаху определенной величины и асимметрии.

Таким образом, совместная работа узлов IV, V и VI решает вторую часть задачи — формирование из двух рабочих импульсов, соответствующих началу и концу размаха, выходного импульса, поступающего к счетчику, двойной номер которого определяет как величину, так и асимметрию размаха.

Знак размаха, т. е. соответствие его возрастанию или падению напряжения, не учитывается, так как на одном и том же счетчике подсчитываются размахи обоих знаков. Пересчетные схемы собраны на триодах П15 и снижают частоту импульсов в 64 раза. Счетчики применяются телефонные.

Прибор АС-1 применяется совместно с устройством воспроизведения комплекса приборов магнитной записи (КМЗ). Это позволило значительно уменьшить (с 66 до 11) число пересчетных схем и счетчиков в приборе за счет введения переключателей на шесть положений и воспроизведения ленты шесть раз.

Технические данные прибора АС-1: число уровней — 12; межпороговое напряжение — 8 в; рабочие частоты анализируемых процессов — 0—200 гц; питание от сети 220 в 50 гц; потребляемая мощность 230 вт.

С применением прибора АС-1 были проведены исследования нагрузок на полуоси автомобиля УАЗ-450 в условиях езды по городу и проселочной дороге.

На рис. 6 приведены экспериментальные кривые распределения размахов колебаний, построенные по данным дорожных испытаний. Кривые отчетливо показывают возрастание удельного веса больших размахов при езде по проселочной дороге и соответствующее общее увеличение дисперсии кривой распределения.

По данным корреляционной таблицы можно получить кривые распределения экстремумов по уровням, а также программу для натурных испытаний исследуемых деталей и узлов.

Регистрация измеряемых величин с помощью магнитной записи. Автоматизация измерений и обработка их результатов без предварительной регистрации процесса могут осуществляться только в простейших

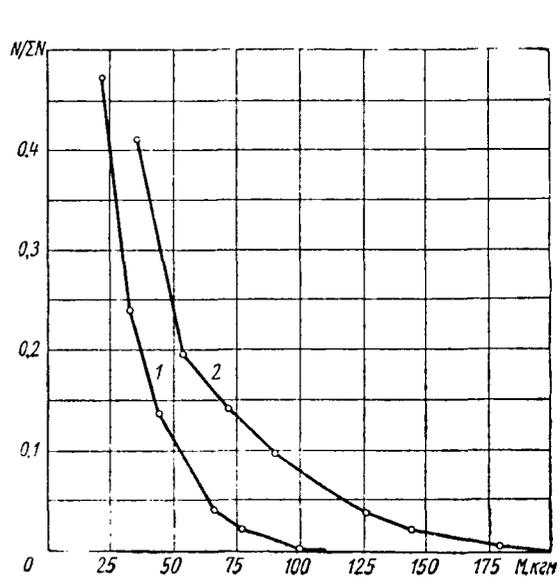


Рис. 6. Экспериментальные кривые распределения размахов колебаний:

1 — движение в городских условиях (асфальт); 2 — движение по плохой грунтовой дороге.

случаях. Более или менее сложная обработка результатов измерений влечет за собой применение громоздких неприемлемых для установки на исследуемых автомобилях приборов (например, АС-1). В этих случаях изучаемые процессы необходимо предварительно регистрировать с помощью устройств, позволяющих в лабораторных условиях воспроизводить исследуемый процесс в виде электрических сигналов, удобных для подачи на электронные вычислительные устройства.

Наиболее удобно применять магнитную запись, которая уже широко применяется для аналогичных целей [2]—[4]. Однако применение ее в условиях движущейся машины со значительными знакопеременными перегрузками, а также при необходимости регистрировать несколько процессов сразу и известных ограничениях в габаритах и источниках питания вынудило отдел приборов НАМИ разработать целый комплекс приборов магнитной записи и воспроизведения.

Современные приборы магнитной записи для точной регистрации непрерывных функций обычно выполняются с частотной модуляцией. Равномерность протяжки ленты обеспечивается в этом случае за счет качества лентопротяжных механизмов. Последнее, в условиях воздействия на прибор знакопеременных перегрузок при сохранении в то же время простоты конструкции, малогабаритности и экономичности по питанию, является трудно осуществимой задачей, поэтому в разработанном комплексе приборов неравномерность протяжки компенсируется путем записи на дополнительной дорожке точной частоты и автоматической электрической компенсации погрешности в процессе воспроизведения.

В современных магнитофонах многоканальность обычно достигается многодорожечной записью. При этом для получения более чем двух дорожек, как правило, используется широкая (35 мм) пленка. Применение такой пленки требует установки более мощных двигателей и, кроме того, в условиях воздействия знакопеременных перегрузок создает дополнительные трудности из-за большой массы вращающихся кассет. В связи с этим в НАМИ были разработаны специальные головки записи и воспроизведения, позволяющие на обычную пленку шириной 6,35 мм записывать по 5 дорожек. Такое решение создает существенные трудности в связи с большим уменьшением уровня сигнала при построении аппарата воспроизведения, но дает выигрыш при конструировании записывающего устройства, предназначенного для работы в условиях движущегося автомобиля.

Разработанный комплекс приборов записи — воспроизведения позволяет записывать процессы с частотами от 0 до 150 гц при динамическом диапазоне не менее 35 дб, что обеспечивает необходимую для применения в сочетании с соответствующими аналитическими приборами (например, АС-1) точность.

Для осуществления частотной модуляции применены тран-

зитронные генераторы, работающие на лампах 6Ж4 и преобразующие изменения напряжения на выходе тензоусилителя в изменения частоты. Средняя (несущая) частота равна 2000 гц и изменяется на +600 гц при изменении напряжения, действующего на датчик, на  $\pm 400 \text{ кг/см}^2$  (на первом диапазоне чувствительности тензоусилителя).

Выходные полупроводниковые усилители формируют сигнал записи и обеспечивают величину тока записи  $\sim \pm 100 \text{ ма}$ . Применен способ записи без промежутков (без возвращения к нулю).

Кварцевый генератор дает стабильную частоту для записи в канале компенсации. Для удобства контроля она выбрана равной средней частоте рабочих каналов (2000 гц).

Преобразователь питания обеспечивает блок записи напряжением 250 в для питания цепей тензоусилителя и транзитронных генераторов и переменное напряжение с частотой 50 гц для питания мотора лентопротяжки типа АД-2. Выходное напряжение стабилизировано. Преобразователь питается от аккумуляторной батареи 24 в. Скорость протяжки ленты 192 мм/сек.

Блоки головок записи и воспроизведения имеют одинаковую конструкцию. В головках записи ширина рабочей щели равна 30 мк, а в головках воспроизведения — 10 мк. У головок записи имеется также задний зазор шириной 0,3 мм.

Усилители воспроизведения имеют общий коэффициент усиления порядка  $10^6$ . Одновибраторы формируют импульсы постоянной амплитуды и ширины. Модуляторный каскад работает на лампе 6Н2п. Фильтры низкой частоты рассчитаны на пропускание полосы в диапазоне от 0 до 150 гц.

Усилители постоянного тока обеспечивают необходимые выходные токи и напряжения. Каждый канал имеет выход для шлейфного осциллографа, рассчитанный на ток  $\pm 20 \text{ ма}$ , и выход по напряжению для статистического анализатора АС-1 со средним напряжением +140 в и изменением его на  $\pm 45 \text{ в}$ . Выход речевого канала рассчитан на динамик 1-ГД-9.

Контрольный генератор обеспечивает частоту 2000 гц, и при нажатии контрольной кнопки изменяет ее на 10%. Он предназначен для контроля правильности установки компенсации в рабочих каналах.

Конструктивно блок воспроизведения представляет собой стационарное устройство, выполненное на базе магнитофона МЭЗ-28, у которого использован лентопротяжный механизм (с

заменой ведущего электродвигателя на электродвигатель АД-2). Усилительная часть выполнена заново.

Комплекс приборов магнитной записи успешно прошел эксплуатационные испытания, при исследовании напряжений в полусях автомобиля УАЗ-450.

Для сокращения времени обработки на счетных приборах в дополнение к рассмотренному комплексу разработан прибор ускоренного воспроизведения, протяжка ленты в котором осуществляется со скоростью в четыре раза большей, чем скорость записи. Ускоренное воспроизведение смещает спектр рабочих частот исследуемого процесса в сторону более высоких частот, что существенно облегчает задачу построения частотных анализаторов. Прибор ускоренного воспроизведения построен на базе лентопротяжного механизма МАГ-8. Следует отметить, что в силу ограниченности задач при разработке КМЗ была принята несущая частота 2000 гц, которая обеспечивает регистрацию процесса без искажений в требуемом диапазоне частот 0—150 гц. Однако, проведенные эксперименты показывают, что при скорости 192 мм/сек и ширине щели записывающей головки 30 мк возможно применение несущей частоты 5000 гц с девиацией  $\pm 1500 \text{ гц}$ . Это дает соответствующее повышение спектра регистрируемых частот до 350—400 гц.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Серенсен С. В., Глущинский Е. В., Корсакевич Н. И. Методика исследования усилий в трансмиссии самоходного комбайна применительно к условиям эксплуатации, Сб. Измерение напряжений и усилий в деталях машин, Машгиз, 1955.
2. Носов В. А. «Измерительная техника», 1959, № 11.
3. Мишин В. М. «Автомобильная промышленность», 1959, № 5.
4. «Instruments and Control Systems», 1959, № 3, стр. 380—395.
5. Думов П. Д. Счетчик числа повторений напряжений заданной величины. Сб. «Проволочная тензометрия», под ред. А. М. Туричина, НТО Машпром и приборпром, кн. 51, Машгиз, 1959.
6. Напряжения и деформации в деталях и узлах машин, под ред. Н. И. Пригоровского, Машгиз, 1961.
7. Филатов Э. Л. «Заводская лаборатория», 1961, № 2.

УДК 629.11.013:001.24

## Методика выбора ряда передаточных чисел трансмиссии автомобиля, обеспечивающих его разгон за минимальное время

Канд. техн. наук Л. Г. АНИСКИН, Х. Д. КВИТКО  
Челябинский политехнический институт

ОДНИМ из важных вопросов повышения скоростных качеств автомобиля является исследование методики выбора ряда передаточных чисел трансмиссии, обеспечивающих его разгон за минимальное время. Другим важным вопросом в этой области является исследование условий работы автомобиля, определяющих целесообразность повышения интенсивности разгона или конечной скорости разгона. В настоящей работе делается попытка теоретического решения общего случая выбора динамического ряда [1] передач трансмиссии автомобиля.

Имеющиеся в данной области некоторые частные решения выполнены различными авторами [1], [2], [3], [4] в разное время и не дают полного ответа на поставленный вопрос. Для решения задачи целесообразно найти методику комплексного анализа всех ее сторон с тем, чтобы одновременно рассматривались взаимосвязанные величины: ускорение при разгоне и скорость установившегося движения в зависимости от передаточного числа трансмиссии.

Для этих целей выбран графоаналитический метод с применением комплексного графика зависимости ускорения при разгоне от передаточного числа трансмиссии  $j_{ср} = f(i_{mp})$ , зависимости интервала скоростей разгона от передаточного числа трансмиссии  $\Delta v = f(i_{mp})$  и зависимости времени разгона автомобиля от интервала скоростей его разгона  $t = f(\Delta v)$ . Такой комплексный график приведен на рис. 1.

Разгон автомобиля на каждой передаче осуществляется от минимально устойчивых чисел оборотов коленчатого вала двигателя до чисел оборотов, соответствующих максимальной мощности (или близких к ним). При этом соответственно изменяется и величина ускорения при разгоне.

Методически удобней рассматривать разгон на каждой передаче как процесс, происходящий в диапазоне тех же чисел оборотов коленчатого вала, но при постоянной средней величине ускорения. Это позволяет рассматривать на одном графике зависимость ускорения при разгоне от любого передаточного числа трансмиссии с сохранением численного значения времени разгона автомобиля до конечной скорости данной передачи.

Передаточное число трансмиссии

$$i_{mp} = i_0 \cdot i_k,$$

где  $i_0$  — передаточное число главной передачи;

$i_k$  — передаточное число соответствующей передачи коробки передач.

Для нахождения математической зависимости среднего ускорения при разгоне автомобиля от передаточного числа его трансмиссии использовано общезвестное выражение тяговой динамики.

$$j = (D - \psi) \frac{g}{\delta}, \quad (1)$$

где  $j$  — ускорение при разгоне автомобиля;  
 $D$  — динамический фактор;  
 $\psi$  — коэффициент сопротивления дороги;  
 $g$  — ускорение силы тяжести;  
 $\delta$  — коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс автомобиля и тепловой инерции двигателя.

После преобразования выражение (1) примет вид

$$j_{cp} = \frac{\eta_m r_{\kappa} M_{cp \cdot \kappa p} i_{mp}^3 - \psi G r_{\kappa}^2 i_{mp}^2 - 0,01093 r_{\kappa}^4 n^2 \omega}{\tau_{\kappa} (\tau_{\kappa} J_m + \lambda) i_{mp}^4 + \left( \frac{G}{g} r_{\kappa}^2 + \tau_{\kappa} J_{\kappa_2} + J_{\kappa_1} \right) i_{mp}^2}, \quad (2)$$

где  $j_{cp}$  — среднее ускорение при разгоне автомобиля в м/сек<sup>2</sup>;

- $\eta_m$  — к.п.д. трансмиссии автомобиля;
- $M_{cp \cdot \kappa p}$  — среднее значение крутящего момента двигателя в кгм;
- $G$  — общий вес автомобиля в кг;
- $r_{\kappa}$  — статический радиус ведущих колес в м;
- $n$  — число оборотов коленчатого вала двигателя в об/мин;
- $\omega$  — фактор сопротивления воздуха в кг·сек<sup>2</sup>/м<sup>2</sup>;
- $\tau_{\kappa}$  — к.п.д. ведущих колес (в зависимости от степени буксования  $\tau_{\kappa} = (0,7 \div 0,9 [1])$ );
- $J_m$  — момент инерции вращающихся масс двигателя в кгм·сек<sup>2</sup>;
- $\lambda$  — коэффициент, учитывающий влияние тепловой инерции двигателя, в кгм·сек<sup>2</sup> [5];
- $J_{\kappa_1}$  — момент инерции ведомых колес в кгм·сек<sup>2</sup>;
- $J_{\kappa_2}$  — момент инерции ведущих колес в кгм·сек<sup>2</sup>.

Принимая передаточное число трансмиссии в качестве независимого переменного, а среднее ускорение при разгоне автомобиля в качестве зависимого переменного, выражение (2) примет вид

$$j_{cp} = \frac{A i_{mp}^3 - B i_{mp}^2 - C}{D i_{mp}^4 + K i_{mp}^2}, \quad (3)$$

где

$$\begin{aligned} A &= \eta_m r_{\kappa} M_{cp \cdot \kappa p}; & B &= \psi G r_{\kappa}^2; \\ C &= 0,01093 r_{\kappa}^4 n^2 \omega; & D &= \tau_{\kappa} (\tau_{\kappa} J_m + \lambda); \\ K &= \frac{G}{g} r_{\kappa}^2 + \tau_{\kappa} J_{\kappa_2} + J_{\kappa_1}. \end{aligned}$$

С помощью выражения (3) рассчитаны точки графика  $j_{cp} = f(i_{mp})$ , помещенного в первом квадранте рис. 1. Среднее значение величины крутящего момента двигателя определено по данным скоростной характеристики, как частное от деления суммы значений  $M_{\kappa p}$  через каждые 400 оборотов коленчатого вала (от  $n = 1000$  об/мин до  $n_{Nmax}$ ) на количество этих делений.

Для расчета точек графика  $\Delta v = f(i_{mp})$ , расположенного в четвертом квадранте рис. 1, характеризующего зависимость интервалов скоростей разгона автомобиля в устойчивом диапазоне чисел оборотов двигателя от передаточного числа трансмиссии, использовано выражение

$$v = \frac{0,377 r_{\kappa} n}{i_{mp}}, \quad (4)$$

где  $v$  — скорость движения автомобиля в км/ч.

С целью сохранения фактических скоростей начала и конца разгона, соответствующих каждому передаточному числу трансмиссии, нанесены на график кривые  $v_1 = f(i_{mp})$  для  $n = 1000$  об/мин и  $v_2 = f(i_{mp})$  для  $n_{Nmax}$ . Интервалы скоростей, соответствующие каждому передаточному числу трансмиссии, представляют собой отрезки прямой, проведенные от данного  $i_{mp}$  вниз и ограниченные нанесенными кривыми.

Для расчета времени разгона автомобиля использовано выражение

$$t = \frac{v_2 - v_1}{j_{cp}} = \frac{\Delta v}{j_{cp}}, \quad (5)$$

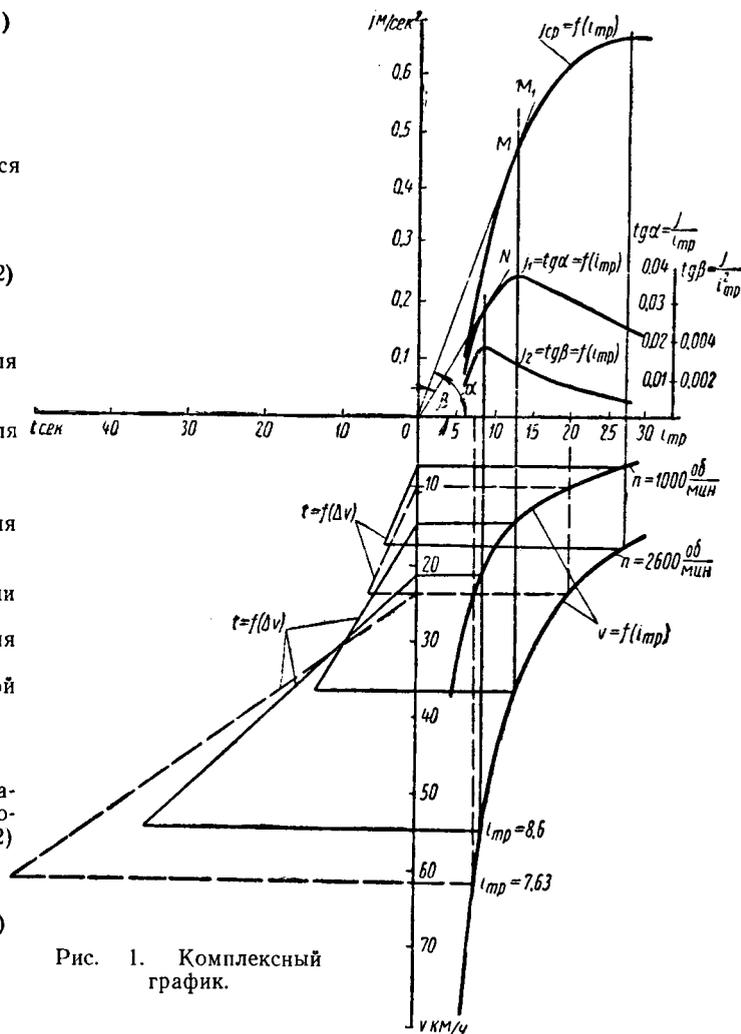


Рис. 1. Комплексный график.

Принято, что разгон автомобиля на каждой данной передаче коробки передач осуществляется равноускоренно. Следовательно, зависимость функции  $t = f(\Delta v)$  определяется прямой линией.

Исследовав функцию (3) на экстремум, найдем в общем случае значение  $i_{mp}$ , при котором автомобиль располагает максимальным значением среднего ускорения при разгоне.

Анализ второй производной от выражения (3) показал, что при любых значениях  $i_{mp} > 0$ , указанная производная численно меньше нуля.

Следовательно, корни приравненной к нулю первой производной от выражения (3) являются искомыми значениями передаточного числа трансмиссии, при включении которого в данных дорожных условиях автомобиль располагает максимальным средним ускорением при разгоне.

Искомым уравнением, следовательно, является такое:

$$i_{mp}^5 - 2 \frac{B}{A} i_{mp}^4 - \frac{K}{D} i_{mp}^3 - 4 \frac{C}{A} i_{mp}^2 - 2 \frac{C}{A} \frac{K}{D} = 0. \quad (6)$$

Это означает, что, решив уравнение (6), где значения всех индексов сохранены те же, что и в выражении (3), можно всегда рассчитать теоретически значение передаточного числа трансмиссии, при котором автомобиль с данными основными конструктивными параметрами при коэффициенте сопротивления дороги  $\psi$  будет располагать максимальным средним ускорением при разгоне  $j_{cp max}$ .

Уравнения пятой степени решаются проще графически или подбором. В нашем случае, поскольку общее математическое выражение функции известно, построив кривую, легко установить приближенное расположение максимума и, следовательно, подстановкой двух-трех значений  $i_{mp}$  в выражение (6) точно рассчитать искомую величину.

Из структуры уравнения (6), где коэффициент  $2 \frac{B}{A}$  чис-

ленно меньше 1%, а коэффициент  $\frac{C}{A}$  составляет примерно

2% от коэффициента  $\frac{K}{D}$ , а также из общеизвестных дан-

ных о незначительности колебания величины крутящего момента от минимального до максимального значения (у карбюраторных двигателей в пределах 15—20%, у двигателей с воспламенением от сжатия еще меньше), следует, что в каждом автомобиле, для любых чисел оборотов коленчатого вала двигателя максимальное ускорение при разгоне практически соответствует одному передаточному числу трансмиссии.

Проведенный анализ показал, что во всех моделях автомобилей  $j_{cp \max}$ , как правило, лежит в области высоких значений передаточных чисел трансмиссии, располагающих относительно низкой конечной скоростью разгона.

Оптимальное решение может быть найдено только при одновременном учете ускорения, и конечной скорости разгона. Рассмотрим с этой целью график функции  $j_{cp} = f(i_{mp})$  (первый квадрант на рис. 1).

Тангенс угла  $\alpha$ , образованного осью абсцисс и прямой  $OM$ , соединяющей начало координат с любой точкой графика указанной функции, представляет собой отношение величины среднего ускорения к данному передаточному числу трансмиссии, т. е.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{j_{cp}}{i_{mp}} = j_1. \quad (7)$$

Выражение (7) характеризует ускорение при разгоне автомобиля, приходящееся на единицу передаточного числа трансмиссии. Назовем его удельным ускорением автомобиля.

На основании выражения (4) имеем

$$i_{mp} = \frac{A_0}{v} n / \omega, \quad A_0 = 0,377 r_{\kappa n}.$$

Следовательно,

$$j_1 = \operatorname{tg} \alpha = \frac{v j_{cp}}{A_0}$$

или

$$A_0 j_1 = A_0 \operatorname{tg} \alpha = v j_{cp}. \quad (8)$$

Из выражения (8) следует, что удельное ускорение в определенном масштабе представляет собой произведение скорости и среднего ускорения при разгоне, т. е. тех результирующих показателей, которыми оцениваются скоростные качества автомобиля. Наилучшее сочетание этих показателей, видимо, будет соответствовать тому передаточному числу трансмиссии, при включении которого получается максимальное значение этого произведения.

Физический смысл явления может быть выяснен из следующего. Мощность, затрачиваемая на разгон автомобиля,

$$N_j = \frac{v G \delta j}{270 g}. \quad (9)$$

Из выражения (9) имеем

$$v j = \frac{270}{M} \cdot \frac{N_j}{\delta},$$

где  $M = \frac{G}{g}$  — масса автомобиля.

Таким образом, выражение (8) может быть переписано так:

$$\frac{A_0 M}{270} j_1 = \frac{A_0 M}{270} \operatorname{tg} \alpha = \frac{N_j}{\delta}. \quad (10)$$

Из выражения (10) следует, что в общем случае удельное ускорение в соответствующем масштабе характеризует отношение мощности, затрачиваемой на разгон к коэффициенту  $\delta \left( \frac{A_0 M}{270} \right)$  является неизменной величиной для данной модели автомобиля).

В частном же случае разгона на данной конкретной передаче, когда коэффициент  $\delta$  также является постоянной величиной, удельное ускорение в другом масштабе характеризует абсолютную мощность, затрачиваемую на разгон автомобиля.

Следовательно, при включении передаточного числа трансмиссии, соответствующего высшему удельному ускорению, автомобиль располагает высшим отношением  $N_j$  к  $\delta$  и до данной конечной скорости он будет разгоняться быстрее.

Графики, помещенные в третьем и четвертом квадрантах рис. 1, подтверждаются, что при включении передаточного числа

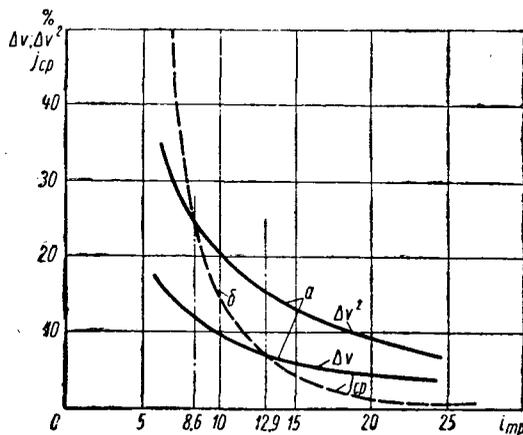


Рис. 2. Зависимость относительного роста величины  $\Delta v$  и  $\Delta v^2$  (a) и спада  $j_{cp}$  (б) от передаточного числа трансмиссии (автомобиль типа ЗИЛ-164).

трансмиссии, соответствующего максимальному удельному ускорению, разгон до данной конечной скорости осуществляется за наименьшее время.

Если конечную скорость  $v$  заменить интервалом скоростей разгона  $\Delta v$ , определяемого интервалом устойчивых чисел оборотов двигателя  $\Delta n^*$ , и учитывая, что ускорение при разгоне  $j = \frac{\Delta v}{t}$ , то выражение (8) примет вид

$$A_1 \frac{j_{cp}}{t_{cp}} = A_1 j_1 = A_1 \operatorname{tg} \alpha = j_{cp} \Delta v = \frac{\Delta v^2}{t}, \quad (11)$$

где

$$A_1 = 0,377 r_{\kappa} \Delta n.$$

Выражение (11) помогает понять физическую связь отдельных показателей разгона между собой. Так, до передаточного числа трансмиссии, соответствующего максимальному удельному ускорению в связи с возрастанием значения  $j_1 = f(i_{mp})$  при снижении среднего ускорения, рост произведения  $j_{cp} \Delta v$  возможен, когда относительный спад величины ускорения отстает от относительного роста интервала скоростей разгона.

Рост частного от деления  $\frac{\Delta v^2}{t}$  при повышении скорости возможен, когда нарастание времени разгона отстает от нарастания интервала скоростей в квадрате.

За границей передаточного числа трансмиссии, соответствующего максимальному удельному ускорению, начинается спад значения  $j_1 = f(i_{mp})$ . Применение любого меньшего  $i_{mp}$  приводит к опережению относительным спадом ускорения относительный рост  $\Delta v$ . Увеличение времени разгона начинает опережать рост интервала скоростей в квадрате (рис. 2).

В интервале скоростей от трогания до конечной скорости передачи, соответствующей  $j_{1 \max}$ , увеличение количества промежуточных передач целесообразно, поскольку все предыдущие передачи располагают меньшей конечной скоростью разгона и меньшим отношением  $N_j$  к коэффициенту  $\delta$ .

Однако поскольку по соображениям трогания и движения на особо тяжелых участках дорог нельзя отказаться от силовой передачи трансмиссии у грузовых и первой передачи у легковых автомобилей, то в тех моделях, где обеспечивается перекрытие скоростей, необходимо выбирать следующую за силовой (разгонной) передачу, соответствующую  $j_{1 \max}$ .

В тех моделях грузовых автомобилей, где силовая (первая) передача располагается в диапазоне крайне низких скоростей, в целях обеспечения соответствующего перекрытия их смежными передачами можно принять передаточное число трансмиссии, соответствующее высшему (или вблизи него) ускорению при разгоне, а затем — передаточное число, соответствующее максимальному удельному ускорению.

Угол  $\alpha$ , тангенс которого равен максимальному значению, образован осью абсцисс и касательной  $OM_1$ , проведенной от

\*  $\Delta n = n_{\mathcal{N} \max} - n_0$  ( $n_0$  — нижняя граница устойчивых чисел оборотов коленчатого вала двигателя;  $n_{\mathcal{N} \max}$  — число оборотов коленчатого вала, соответствующее максимальной эффективной мощности двигателя).

начала координат к кривой  $j_{cp} = f(i_{mp})$  (рис. 1). Перпендикуляр, опущенный от точки касания на ось абсцисс, определяет искомое значение  $i_{mp}$ , соответствующее высшему удельному ускорению.

Проведенное исследование функции  $j_1 = f(i_{mp})$  на экстремум показало, что корни ее первой производной, приравненной нулю, являются искомыми значениями передаточного числа трансмиссии, соответствующего  $j_{1max}$ . Для аналитического расчета указанного значения  $i_{mp}$  получено уравнение, идентичное уравнению (6),

$$i_{mp}^5 - 1,5 \frac{B}{A} i_{mp}^4 - \frac{BK + 5CD}{2AD} i_{mp}^2 - 1,5 \frac{CK}{AD} = 0. \quad (12)$$

Значения индексов сохранены здесь те же, что и в выражении (3).

Данное уравнение решается точно так, как и уравнение (6).

С помощью графика функции  $j_1 = f(i_{mp})$  (первый квадрант на рис. 1) проследим процесс дальнейшего разгона автомобиля после максимального значения  $j_1$ . Для этого нужно переключиться от высших передаточных чисел трансмиссии к низшим. После максимального удельного ускорения каждое последующее передаточное число трансмиссии обеспечивает разгон автомобиля до данной конечной скорости за большее время. Это подтверждается графиком  $t=f(\Delta v)$ , помещенным в третьем квадранте рис. 1.

С точки зрения обеспечения быстреего разгона автомобиля в данных дорожных условиях предел наименьшего значения его передаточного числа трансмиссии может быть ограничен максимальным значением тангенса угла  $\beta$ , образованного осью абсцисс и касательной  $ON$  от начала координат к графику  $j_1 = f(i_{mp})$ . Численно  $\text{tg } \beta$  определяется частным от деления удельного ускорения  $j_1$  на  $i_{mp}$  (первый квадрант на рис. 1), т. е.

$$\text{tg } \beta = j_2 = \frac{j_1}{i_{mp}} = \frac{\text{tg } \alpha}{i_{mp}} = \frac{j_{cp}}{i_{mp}^2}. \quad (13)$$

На основании выражений (10) и (13) имеем

$$\frac{MA_0^2}{270} \text{tg } \beta = \frac{MA_0^2}{270} j_1 = \frac{N_j}{\delta i_{mp}}. \quad (14)$$

Из выражения (14) следует, что в частном случае разгона автомобиля на данной передаче трансмиссии, когда коэффициент  $\delta$  является неизменной величиной ( $\frac{MA_0^2}{270}$  — постоянная величина для данной модели автомобиля),  $\text{tg } \beta = \frac{j_{cp}}{i_{mp}^2}$

в определенном масштабе характеризует мощность разгона, приходящуюся на единицу передаточного числа трансмиссии. Назовем ее удельной мощностью разгона.

В общем же случае разгона автомобиля величина  $j_2 = \text{tg } \beta = \frac{j_{cp}}{i_{mp}^2}$  в измененном масштабе характеризует отношение мощности, расходуемой на разгон, к коэффициенту  $\delta$ .

График функции  $j_2 = f(i_{mp})$  показывает, что при разгоне автомобиля с применением разных  $i_{mp}$  наблюдается нарастающее отношение удельной мощности разгона к коэффициенту  $\delta$  только до конечной скорости разгона, определяемой  $i_{mp}$ , соответствующей максимальному значению  $\text{tg } \beta$ . При дальнейшем разгоне автомобиля, т. е. включении нового, численно меньшего  $i_{mp}$ , указанное отношение начинает падать, несмотря на снижение абсолютного значения коэффициента  $\delta$  (коэффициент пропорционален квадрату передаточного числа трансмиссии).

На основании выражений (11) и (13) имеем

$$j_2 = \text{tg } \beta = \frac{j_{cp}}{i_{mp}^2} = \frac{j_{cp} \Delta v^2}{A_1^2}$$

или

$$A_1^2 j_2 = A_1^2 \text{tg } \beta = \frac{A_1^2 j_{cp}}{i_{mp}^2} = j_{cp} \Delta v^2 = \frac{\Delta v^3}{t}. \quad (15)$$

Из выражения (15) следует, что до передаточного числа трансмиссии, соответствующего высшей удельной мощности, в связи с возрастанием значения  $j_2 = f(i_{mp})$  увеличение произведения  $j_{cp} \Delta v^2$  при снижении  $j_{cp}$  возможно, когда относительный спад величины ускорения при разгоне отстает от относительного роста интервала скоростей в квадрате. Рост частного от деления  $\frac{\Delta v^3}{t}$  при увеличении и делимого, и делителя возможен, когда увеличение времени разгона отстает от нарастания интервала скоростей в кубе. Далее значение начинает уменьшаться. Применение любого меньшего передаточного числа трансмиссии приводит к опережению относительным спадом среднего ускорения при разгоне относительного роста интервала скоростей в квадрате (рис. 2).

Перпендикуляр, опущенный от точки касания (касательная  $ON$ ) на ось абсцисс, определяет искомое значение  $i_{mp}$ , соответствующее высшей удельной мощности.

Зависимость  $j_2 = f(i_{mp})$  определяется уравнением (13). В результате исследования этой зависимости на экстремум [после замены  $j_{cp}$  его значением (3)] получено для аналитического расчета значение  $i_{mp}$ , соответствующее максимуму функции,

$$i_{mp}^5 - \frac{4}{3} \cdot \frac{B}{A} i_{mp}^4 - \frac{K}{3D} i_{mp}^3 - \frac{2BK + 6CD}{3AD} - \frac{4}{3} \cdot \frac{CK}{AD} = 0. \quad (16)$$

Значения индексов здесь сохранены те же, что и в выражении (3).

Данное уравнение решается точно так, как и уравнения (6) и (12).

Расчет значений динамических рядов передаточных чисел трансмиссий для серийных автомобилей типа ЗИЛ-164 и М-21В при движении по дороге с коэффициентом сопротивления  $\psi_1=0,02$  (ЗИЛ-164) и  $\psi_2=0,015$  (М-21В) показал, что они отличаются от передач, принятых заводами (см. таблицу).

| Ряды передач               | Передаточные числа |                 |        |         |           |
|----------------------------|--------------------|-----------------|--------|---------|-----------|
|                            | главной передачи   | коробки передач |        |         |           |
|                            |                    | первой          | второй | третьей | четвертой |
| ЗИЛ-164                    |                    |                 |        |         |           |
| Принятый в серийной модели | 7,63               | 6,24            | 3,32   | 1,90    | 1,00      |
| Динамический ряд           | 8,60               | 5,54            | 2,95   | 1,50    | 1,00      |
| М-21 В                     |                    |                 |        |         |           |
| Принятый в серийной модели | 4,55               | 3,11            | 1,77   | 1,00    | —         |
| Динамический ряд           | 4,57               | 3,10            | 1,40   | 1,00    | —         |

Применение для указанных моделей динамических рядов передач с учетом времени одного переключения (1 сек) снижает время разгона в зависимости от интервала скоростей разгона у автомобиля ЗИЛ-164 на 12—18% и автомобиля М-21В на 10—14% (рис. 3).

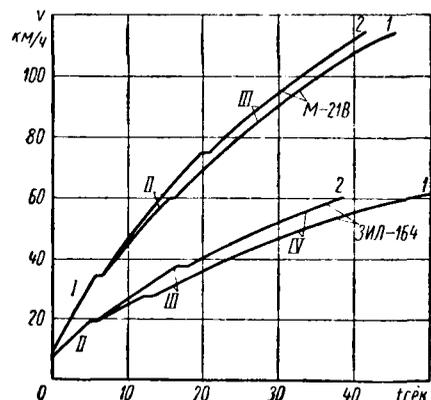


Рис. 3. Зависимость интенсивности разгона от принятого ряда передач трансмиссии: 1 — родовой ряд, принятый в серийной модели; 2 — динамический ряд; III — IV — соответствующие передачи трансмиссии.

В приведенном графике интенсивности разгона автомобиля М-21В в обоих случаях учтено значение передаточного числа главной передачи, равное 4,55. Важно отметить, что наибольшее снижение времени разгона от применения динамических рядов передач трансмиссии приходится на основные рабочие скорости рассматриваемых моделей автомобилей.

Расчет также показал, что при сохранении у автомобиля ЗИЛ-164 передаточного числа главной передачи, равного 7,63 (принятая в серийной модели), применение динамического ряда передач требует повышения мощности его двигателя до 116,2 л. с.

Использование динамического ряда передач трансмиссии применительно к общему весу автомобиля в процессе эксплуатации позволяет по сравнению с грузным осуществлением разгон негруженого автомобиля типа ЗИЛ-164 в 1,6—2 раза быстрее и двигаться с большей на 20% конечной скоростью.

Применение динамического ряда передач с учетом дорожных условий (при всех равных прочих условиях) позволяет осуществить разгон автомобиля типа ЗИЛ-164 по дороге с коэффициентом сопротивления  $\psi_1 = 0,01$  на 11—30% быстрее и двигаться с более высокой (на 38,0%) конечной скоростью по сравнению с дорогой, коэффициент сопротивления которой  $\psi_2 = 0,03$ .

Между тем, практически использовать повышенные скоростные возможности автомобилей, применительно к степени их грузности и дорожным условиям, не представляется возможным из-за принятой в отечественных моделях одноступенчатой главной передачи.

Следует отметить, что конечная скорость разгона, достигаемая автомобилем при включении передачи трансмиссии, соответствующей максимуму тангенса  $\beta$ , не является предельной, так как автомобиль при этом сохраняет коэффициент запаса мощности  $\gamma_1 = 2$ .

Для случаев работы в циклах большой протяженности (более 5—6 км) и хороших дорожных условиях, когда удельная значимость времени разгона существенно снижается и допустимо уменьшение коэффициента запаса мощности автомобиля до

$\gamma_1 = \frac{\tau_m N_m}{N_c}$ , где  $\tau_1$  — коэффициент запаса мощности;  $\tau_m N_m$  — мощность, подводенная к ведущим колесам;  $N_c$  — мощность, теряемая на преодоление сопротивления движению.

1,4—1,5, можно применить еще одну — понижающую передачу трансмиссии.

Излишне затраченное время на разгон автомобиля до высшей конечной скорости такой передачи компенсируется экономией времени при движении с высшей скоростью, которой она располагает. При этом средняя техническая скорость движения в цикле может быть не только сохранена, но и превышена (в зависимости от протяженности цикла).

Использование понижающей передачи после динамического ряда, однако, ограничивается практической невозможностью движения на максимальной скорости продолжительное время.

Учитывая, что отечественным автомобилям общего назначения, особенно грузовым и автобусам, приходится работать в широком диапазоне дорожных условий, степени грузности и протяженности цикла, было бы целесообразно для лучшего использования их скоростных качеств применить динамический ряд передач трансмиссии с двухскоростными задними мостами.

Понижающие передачи после динамического ряда можно практиковать в легковых автомобилях общего назначения.

Можно предположить, что расположение передачи трансмиссии, соответствующей максимальному удельному ускорению, в численно меньшей зоне по сравнению с передачами аналогичного назначения, принятыми в серийных моделях, будет способствовать снижению удельного расхода топлива, так как будет снижаться число оборотов коленчатого вала (рабочих тактов) двигателя на единицу пути. Эти вопросы подлежат отдельному исследованию.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Куликов Н. К. «Автомобильная промышленность», 1958, № 12.
2. Лурье М. И. «Автомобильная промышленность», 1959, № 7.
3. Даценко И. К. К вопросу определения величины передаточных чисел коробки передач грузового автомобиля. Труды Киевского автодорожного института, Сб. 2, Гос. изд-во технической литературы УССР, 1955.
4. Петров М. А. О выборе числа передач и ряда передаточных чисел трансмиссии автомобиля, Труды Сибирского автодорожного института, Сб. 6, 1957.
5. Чудаков Е. А. Теория автомобиля, Машгиз, 1950.



УДК 621.762:621.97

## Автоматическое прессование металлических порошков на гидравлическом прессе

Г. С. ПРОНЯКОВ, Н. Д. ВОРОНКОВ

НИИТАвтопром, Мичуринский завод имени Ленина

ПРИ изготовлении металлокерамических изделий для прессования порошков широко применяются гидравлические прессы, например, ПВ-474, ПВ-476 и др.

Эти прессы не автоматические, прессование на них обычно производится при ручном управлении прессом. Засыпка порошка и сьем прессовок на применяемых пресс-формах производятся также вручную.

На опытном участке металлокерамических поршневых колец Мичуринского завода имени Ленина операция прессования колец на прессе ПВ-474 автоматизирована. С этой целью на пресс установлена пресс-форма для автоматического прессования (конструкции и изготовления НИИТАавтопрома) и соответствующим образом модернизированы гидравлическая и электрическая схемы прессы.

Основание 1 пресс-формы (рис. 1) прикреплено к нижней плите 2 прессы. Шток выталкивателя с помощью двух переходников с Т-образным замком соединяется с нижней пластиной привода нижнего пуансона. К этой пластине прикреплены стержни 3 привода, проходящие через отверстия в основании 1. Верхними концами стержни 3 соединены с верхней пластиной привода, к которой прикреплен и нижний пуан-

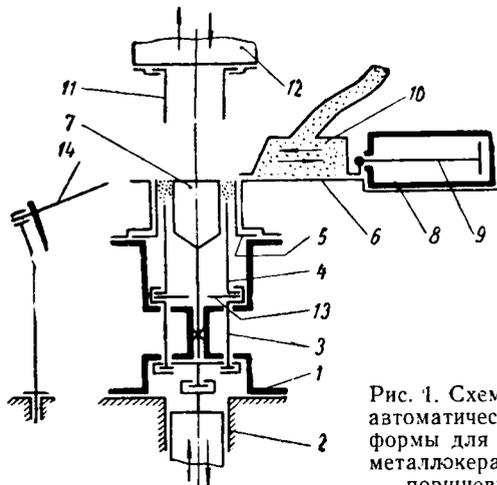


Рис. 1. Схема устройства автоматической пресс-формы для прессования металлических поршневых колец.

сон 4. Матрица 5 входит в верхнюю выточку основания 1 и закрепляется в ней с помощью верхней плиты 6, центральный стержень 7 прикреплен к основанию 1 болтом.

На плите 6 смонтирован загрузочный механизм, состоящий из цилиндра 8 гидропривода, штока 9 и питателя 10, соединенного шлангом с большим бункером, укрепленным сверху на прессе.

Верхний пуансон 11 прикреплен к переходной плите 12 на штоке главного цилиндра (ползун пресса снят); эта плита направляется колонками, запрессованными в основание 1.

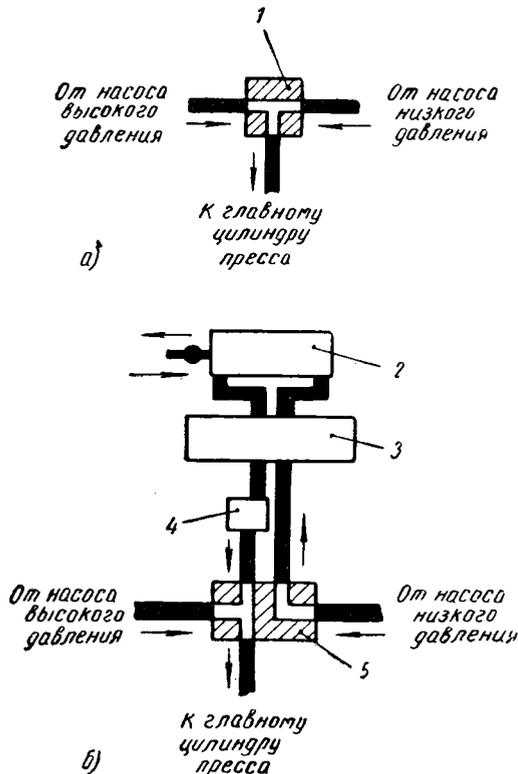


Рис. 2. Схема модернизации гидросистемы пресса ПВ-474 для работы с автоматической пресс-формой для прессования металлических порошков:

а — до модернизации; б — после модернизации; 1 — тройник; 2 — цилиндр привода загрузочной кассеты; 3 — золотник; 4 — обратный клапан; 5 — распределительная коробка.

Высота засыпки порошка задается с помощью соответствующей регулировочной шайбы 13. Прессовки, сталкиваемые с пресс-формы при ходе влево питателем, попадают на пику 14 или непосредственно на оправку для спекания, которая устанавливается вместо пика.

Модернизация гидросхемы пресса показана на рис. 2. Линия от насоса низкого давления к главному цилиндру прервана и в нее включен цилиндр привода питателя посредством реверсивного золотника 6Г57-14 с обратным клапаном Г51-24.

Для простоты подключения имеющийся на прессе тройник снят и вместо него установлена распределительная коробка с пятью подводами. Модернизация электросхемы заключается в добавлении двух конечных выключателей для питателя, реле времени, магнитных пускателей и соответствующего изменения проводки.

В исходное положение, показанное на рис. 1 (шток главного цилиндра в верхнем положении, выталкиватель — в нижнем, шток цилиндра привода питателя — в заднем), пресс приводится на наладочном режиме. Затем переключатель ставится в положение «Автомат», нажатием на кнопку «Ползун вниз» дается команда для работы по автоматическому циклу

(рис. 3). Расчетная производительность пресса — пять прессовок в минуту, фактическая — около четырех. При этом более 60% времени уходит на ход прессования. Пониженная (против расчетной) производительность объясняется изношенностью данного пресса и тем, что прессование производится до предельного давления 200 атм.

Добиться равномерного распределения порошка в камере засыпки представляло серьезные затруднения. Вначале (для уменьшения холостого хода верхнего пуансона) был применен механизм засыпки с неподвижным питателем.

Однако этот механизм не обеспечил хорошей равномерности засыпки порошка при прессовании поршневых колец. Полученная неравномерность высоты колец за счет неравномерности засыпки была в пределах 0,07—0,1 мм.

С целью повышения равномерности засыпки был применен механизм засыпки с подвижным питателем (рис. 1). При этом холостой ход верхнего пуансона увеличился на 60 мм, но равномерность засыпки повысилась. Колебание высоты колец за счет неравномерности засыпки сократилось до пределов 0,03—0,05 мм, нестабильность прессовок по весу менее 1%.

Внедрение автоматической пресс-формы, помимо повышения производительности, резко повысило стабильность прессовок по весу и равномерность по высоте.

Внедрение таких пресс-форм следует рекомендовать всюду, где производится прессование невысоких металлокерамических изделий (не требующих двухстороннего прессования) на гидравлических прессах с выталкивателем. При необходи-

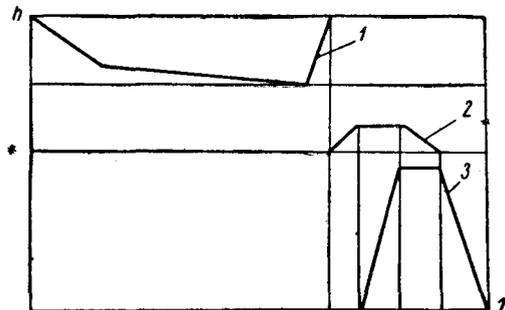


Рис. 3. Циклограмма работы по автоматическому циклу модернизированного пресса ПВ-474:

1 — шток главного цилиндра; 2 — выталкиватель; 3 — цилиндра гидропривода питателя.

мости двухстороннего прессования конструкция пресс-формы должна быть соответственно изменена. Пресс-форма описанной конструкции имеет и некоторые недостатки.

Закрепление цилиндра привода питателя к верхней плите пресс-формы усложняет ее сборку и отладку. На перестановку сменных деталей (матрицы, пуансонов, центрального стержня) и регулировку высоты засыпки порошка уходит много времени, поскольку это связано со снятием верхней плиты пресс-формы и цилиндра привода питателя.

В последних пресс-формах конструкции и изготовления НИИТАвтопрома для прессования поршневых колец на прессах-автоматах перестановка сменных деталей и регулировка высоты засыпки производится без разборки собственно блока пресс-формы. Матрица вместе с напрессованной на нее обоймой свободно вставляется в гнездо на блоке пресс-формы и прикрепляется к нему болтами. При перестановке сменных деталей эти болты отвертываются, матрица, заключенная в обойму, вынимается и освобождает доступ к болтам крепления нижнего пуансона. После отвертывания болтов крепления нижнего пуансона, а также болта крепления центрального стержня снимается центральный стержень на нижний пуансон.

Описанное крепление сменных деталей целесообразно применять и на пресс-формах к прессам типа ПВ-474 и т. п.

# Поверхностная закалка полуосей заднего моста автомобилей МАЗ-200 и МАЗ-205

Н. Ф. АНДРЮЩЕНКО, Л. С. ЛЯХОВИЧ, П. А. МИШИН, Я. Н. ФУНШТЕЙН

Минский автозавод, Белорусский политехнический институт

**В**ЫСОКАЯ трудоемкость технологического процесса закалки полуосей задних мостов с объемного нагрева, тяжелые условия труда рабочих и высокая себестоимость за счет применения качественной легированной стали поставили перед необходимостью изыскания технологического процесса, обеспечивающего повышение культурного уровня производства, технической рациональность и рентабельность.

Одним из наиболее рациональных методов поверхностного упрочнения полуосей следует считать упрочнение поверхностной закалкой с индукционным нагревом [1], [2]. Однако при осуществлении поверхностной закалки на полуосях больших диаметров с концевыми шлицами прямоугольного сечения встретились затруднения. Высокие характеристики предела прочности и упругости при скручивании получаются при условии интенсивной прокаливаемости стали, что также приводит к образованию закалочных трещин на шлицах полуосей. Полуоси после закалки с индукционного нагрева имели большое коробление и не поддавались правке.

В результате проведенных исследовательско-экспериментальных работ в период 1961—1962 гг. были изысканы методы получения оптимальных глубин закалки без трещин на шлицах, а также обеспечения нормальных условий деформирования при правке полуосей.

Полуоси автомобилей МАЗ-200, МАЗ-205 и других модификаций (рис. 1) изготавливаются из стали марки 38ХГС, подвергаются объемной закалке с последующим отпускком на  $HV\ 388-444$ . Полуоси нагреваются под закалку в шахтных электропечах Ш-70, отпуск производится в шахтных электропечах ПН-34.

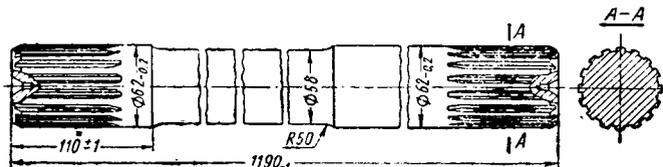


Рис. 1.

В результате одновременной закалки в веретенном масле 12 полуосей общим весом с приспособлением 450 кг воздух в цехе шасси перенасыщается газом и значительно нарушаются санитарные нормы.

При переходе на новый технологический процесс закалки с индукционного нагрева закалочные станки встраиваются в линию механической обработки, последовательная закалка водой исключает выделение газов и температурные воздействия на рабочих, обслуживающих участок.

В исследовательско-экспериментальных работах были использованы стали 50P и 45. Полуоси из стали 50P имели прокаливаемость на глубину 10—11 мм (здесь и далее глубина закаленного слоя принимается до твердости  $RC\ 40$ ) и высокие характеристики статической прочности. Однако использовать эту сталь для производства полуосей не представилось возможным вследствие появления мелких закалочных трещин в шлицах и снижения по этой причине характеристик усталостной прочности полуосей на скручивание.

Ввиду отсутствия стали 40P нужного профиля в сортаменте производства металлургических заводов во всех дальнейших исследованиях применялась сталь 45 с ориентацией на внедрение ее в производство.

При исследовании стали 45 была обнаружена значительная разница в прокаливаемости. Так, полуоси из стали плавки А и В имели глубину закаленного слоя 7—9 мм, тогда как полуоси из стали плавки Б, Г, Д при тех же режимах нагрева и охлаждения имели глубину закаленного слоя всего лишь 4—5 мм.

Разрушающий момент на кручение для полуосей из стали

плавки А и В составляет 3233 кгм (среднее значение), а для полуосей из стали плавки Б, Г, Д — 2700 кгм.

Таблица 1

| Номер плавки или условное обозначение | Марка стали | Глубина прокаливания до $HRC\ 40$ в мм | Химический анализ в % |      |      |      |      |
|---------------------------------------|-------------|--|-----------------------|------|------|------|------|
|                                       |             |  | C                     | Mn   | Si   | Cr   | Ni   |
| X                                     | 50P*        | 8,6                                    | 0,48                  | 0,58 | 0,23 | 0,17 | 0,2  |
| A                                     | 45          | 4,0                                    | 0,5                   | 0,55 | 0,24 | 0,15 | 0,2  |
| Б                                     | 45          | 2,0                                    | 0,45                  | 0,60 | 0,23 | 0,05 | 0,2  |
| В                                     | 45          | 4,9                                    | 0,48                  | 0,60 | 0,23 | 0,15 | 0,2  |
| Г                                     | 45          | 3,4                                    | 0,46                  | 0,61 | 0,24 | 0,08 | 0,09 |
| Д                                     | 45          | 3,4                                    | 0,50                  | 0,68 | 0,22 | 0,06 | 0,09 |
| 33348                                 | 45          | 4,0                                    | 0,49                  | 0,56 | 0,21 | 0,05 | 0,09 |
| 56545                                 | 40          | 4,8                                    | 0,38                  | 0,61 | 0,21 | 0,17 | 0,13 |
| 80748                                 | 40          | 3,5                                    | 0,42                  | 0,65 | 0,22 | 0,06 | 0,06 |
| 2786                                  | 40          | 5,2                                    | 0,42                  | 0,74 | 0,26 | 0,12 | 0,25 |
| 13844                                 | 45          | 5,6                                    | 0,49                  | 0,69 | 0,22 | 0,15 | 0,09 |
| 51882                                 | 40          | 3,4                                    | 0,39                  | 0,63 | 0,19 | 0,06 | 0,14 |
| 18545                                 | 45          | 6,0                                    | 0,46                  | 0,63 | 0,24 | 0,26 | 0,19 |

\* Содержание бора 0,001.

В табл. 1 приведены результаты определения прокаливаемости методом торцевой закалки (ГОСТ 5657-51) стали 45 различного химического состава. Величина наследственного зерна для всех опробованных плавки укладывается в пределах 6—8 баллов по шкале ГОСТ 5639-51.

Из таблицы видно, что решающим фактором в прокаливаемости является остаточный хром. Сталь плавки Б и В имеют одинаковое содержание углерода, марганца, кремния и никеля. Однако вследствие разницы содержания хрома на 0,1% сталь плавки В на 60% прокаливается глубже, чем сталь плавки Б. Полуоси из стали плавки В при закалке с индукционного нагрева прокаливаются на глубину 8,5 мм, тогда как полуоси из стали плавки Б на 5,5 мм.

Для обеспечения оптимальных свойств механической прочности требуется закалка 35—30% сечения полуоси.

При диаметре 62 мм глубина закаленного слоя должна быть 6—8 мм, что можно достигнуть в случае использования стали 45 при условии высокого содержания остаточных элементов, в частности содержание хрома должно быть не менее 0,15%. Хотя опытные автомобили с полуосями из стали 45 с низким содержанием хрома имеют удовлетворительные эксплуатационные свойства, тем не менее в дальнейшем для автомобилей будет применена сталь с высоким содержанием остаточных элементов. Так, не может использоваться сталь 45, выплавленная на передельных чугунах, полученных из железных руд, свободных от хрома и никеля (Магнитогорских, Криворожских, Азовских и Череповецких месторождений).

Коробление полуосей после закалки с индукционного нагрева достигает 10 мм. Предварительный отжиг и нормализация металла, а также высокий отпуск полуосей перед закалкой не устраняют коробления.

Правка полуосей после отпуска на температуры 200, 300, 350° затруднительна. Полуоси мало поддаются деформации и ломаются при правке. Правка полуосей после закалки без отпуска дала хорошие результаты.

Вероятно, за счет остаточных сжимающих напряжений в закаленном слое, а также частично за счет остаточного аустенита полуоси при правке хорошо деформируются и не ломаются.

Несмотря на то, что вопрос правки полуосей нашел положительное решение, в дальнейшем предусматривается применять бездеформационную закалку в горизонтальном закалочном станке, что полностью исключит правку полуосей после поверхностной закалки.

В настоящее время закалка полуосей производится в вертикальном закалочном станке (рис. 2).

В металлическом корпусе станка 1 размещены конденсаторные банки, контактор включения нагрева, закалочный трансформатор и панель управления. Механизм для непрерывно-последовательной закалки полуосей, изготовленный по

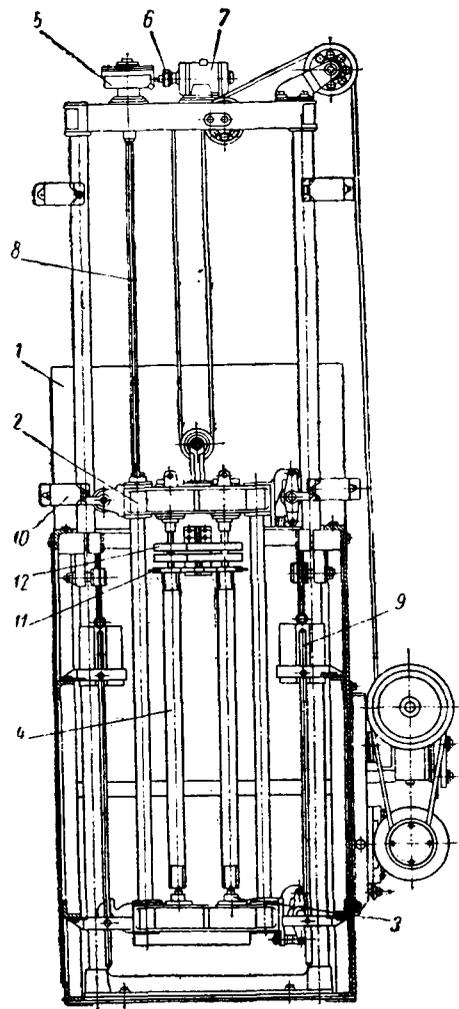


Рис. 2.

чертежам НИИ т. в. ч., состоит из подвижной каретки 2, на которой смонтированы центры 3 для загрузки двух полуосей 4, вращающиеся посредством электромеханического привода 5, 6, 7, 8. Многоскоростной редуктор 9 позволяет осуществлять подъем каретки (холостой ход) в 6 раз быстрее опускания (рабочий ход). Конечные выключатели 10 обеспечивают автоматическое включение и отключение нагрева, подачи охлаждающей воды, движение каретки, а также незакаленные участки по 5—10 мм с обоих концов полуоси (во избежание образования торцовых трещин и сколов). С целью выравнивания температуры и исключения закалочных трещин спрейер водяного охлаждения 11 удален от нижнего витка индуктора 12 на 30 мм, в результате чего закалочная температура полуоси снижается до 900—920°. Двухвитковый индуктор обеспечивает нагрев полуосей до 980—1000° при отборе мощности 120 кВт и скорости подачи 3,3 мм/сек. Питание осуществляется от преобразователя типа ВГО-250-2500 мощностью 250 кВт и частотой тока 2500 гц.

Режим закалки принят следующий:

|   |          |
|---|----------|
| Напряжение в в:                                     |          |
| холостого хода . . . . .                            | 650      |
| нагрузки . . . . .                                  | 700      |
| Ток нагрузки в а . . . . .                          | 180      |
| Мощность, отбираемая от генератора, в кВт . . . . . | 120      |
| Коэффициент мощности . . . . .                      | 0,95     |
| Мощность конденсаторной батареи в кВа . . . . .     | 360      |
| Коэффициент трансформации . . . . .                 | 15:1     |
| Скорость подачи полуоси в мм/сек . . . . .          | 3,3      |
| Температура в °С:                                   |          |
| нагрева . . . . .                                   | 980—1000 |
| закалки . . . . .                                   | 900—920  |

При указанном режиме закалки обеспечивается глубина закаленного слоя 6—8 мм твердостью на поверхности RC 56—60. Производительность при данном режиме 16 полуосей в час. Для полной загрузки генератора предусмотрена работа двух закалочных станков одновременно.

Непосредственно после закалки полуоси подвергаются правке на гидравлическом прессе мощностью 60 т, затем отпуску при температуре 200±10° в течение 2 ч.

Полуоси нагружены крутящими моментами от сцепного веса и крутящего момента двигателя. Напряжение кручения при передаче момента от сцепного веса определяется по формуле

$$\tau = \frac{Gfr_k}{2 \cdot 0,2 d^3},$$

где  $\tau$  — напряжение кручения в кг/см<sup>2</sup>;

$G$  — вес, приходящийся на заднюю ось при полной нагрузке автомобиля, в кг;

$r_k$  — радиус качения шин колеса в см;

$d$  — диаметр тела полуоси в см;

$f$  — коэффициент сцепления шин с грунтом.

При максимальной нагрузке автомобилей МАЗ-200 и МАЗ-205 напряжения кручения составляют при  $G = 9970$  кг;  $r_k = 52,9$  см (для шин 12—20);  $d = 5,8$  см

$$\tau = \frac{9970 \cdot 0,7 \cdot 52,9}{2 \cdot 0,2 \cdot 5,8^3} = 4750 \text{ кг/см}^2,$$

что соответствует крутящему моменту на полуоси 1850 кгм.

Таблица 2

| Клеймо полуоси         | Предел упругости |                             | Предел прочности |                             |
|------------------------|------------------|-----------------------------|------------------|-----------------------------|
|                        | $M_{кр}$ в кгм   | $\tau$ в кг/см <sup>2</sup> | $M_{кр}$ в кгм   | $\tau$ в кг/см <sup>2</sup> |
| Сталь 45, плавки А и В |                  |                             |                  |                             |
| 1                      | 2260             | 5770                        | 3060             | 7 800                       |
| 4                      | 2260             | 5770                        | 3060             | 7 800                       |
| 12                     | 2260             | 5770                        | 3240             | 8 280                       |
| 14                     | 2480             | 6330                        | 4050             | 10 320                      |
| 16                     | 2000             | 5100                        | 3150             | 8 040                       |
| 35                     | 2480             | 6330                        | 4050             | 10 320                      |
| 39                     | 2260             | 5770                        | 3060             | 7 810                       |
| 17                     | 2000             | 5750                        | 2920             | 7 520                       |
| 18                     | 2040             | 5250                        | 3150             | 8 120                       |
| 4                      | 2200             | 5770                        | 3204             | 8 350                       |
| 2                      | 2440             | 6170                        | 3060             | 7 900                       |
| 4                      | 2400             | 6170                        | 2920             | 7 520                       |
| 5                      | 2400             | 6170                        | 3195             | 8 230                       |
| 6                      | 2400             | 6170                        | 3150             | 8 120                       |
|                        | 2277*            | 5835*                       | 3233*            | 8 290*                      |
| Сталь 38ХГС            |                  |                             |                  |                             |
| 1                      | 2700             | 6900                        | 4590             | 11 700                      |
| 4                      | 2200             | 5600                        | 4500             | 11 500                      |
| 5                      | 2100             | 5350                        | 4500             | 11 700                      |
| 7                      | 2700             | 6900                        | 4590             | 11 700                      |
| 70                     | 2100             | 5350                        | 3330             | 8 430                       |
|                        | 2350*            | 6020*                       | 4302*            | 10 966*                     |

\* Средние значения.

В табл. 2 приведены результаты испытания полуосей на статическое кручение с определением предела упругости и предела прочности.

Таблица 3

| Клеймо полуоси | Количество циклов до разрушения | Результаты испытаний | Клеймо полуоси | Количество циклов до разрушения | Результаты испытаний |
|----------------|---------------------------------|----------------------|----------------|---------------------------------|----------------------|
| Сталь 38ХГС    |                                 |                      |                |                                 |                      |
| 58             | 458 700                         | Разрушилась          | 7              | 996 500                         | Разрушилась          |
| 27             | 902 500                         |                      | 22             | 999 000                         |                      |
| 83             | 535 800                         |                      | Сталь 45       |                                 |                      |
| 4538           | 574 000                         |                      | 20             | 5 425 000                       | Не разрушилась       |
| 4              | 838 800                         |                      | 25             | 5 084 000                       |                      |
| 28             | 1 113 000                       | 27                   | 3 825 000      | Разрушилась                     |                      |
| 1833           | 713 600                         | Сталь 50Р            |                |                                 |                      |
| 18             | 312 800                         | 29                   | 2 167 000      |                                 |                      |
| 55             | 490 000                         | 36                   | 2 835 000      | Разрушилась                     |                      |
|                |                                 | 37                   | 3 750 000      |                                 |                      |

В табл. 3 приведены результаты испытаний полуосей на усталостное скручивание. Испытания производились на стенде циклического скручивания конструкции и изготовления лаборатории агрегатных испытаний ОГК Минского автозавода.

Режим испытания полуосей на усталость приведен на рис. 3. Асимметричность нагружения составляет разницу 110 кгм за счет веса рычага и вибратора. Указанный режим испытания соответствует примерно условиям работы полуоси при движении автомобиля на второй и пятой передачах.

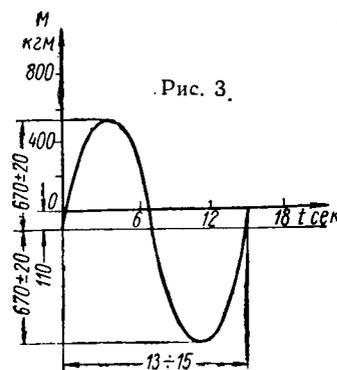


Рис. 3.

Полуоси заднего моста из стали 38ХГС и стали 45 по результатам испытания на статическое скручивание имеют близкие характеристики. Так, принимая максимально возможные напряжения кручения при передаче момента от сцепного веса равным  $4750 \text{ кг/см}^2$ , получим запас прочности для полуосей из стали 45, равный 1,07—1,23, для полуосей из стали 38ХГС — 1,12—1,26.

При незначительно пониженных характеристиках статической прочности полуоси из стали 45, закаленные с индукционного нагрева более чем

в 5 раз, превосходят полуоси из стали 38ХГС по долговечности при циклических испытаниях на кручение.

Если при заданном режиме испытаний полуоси из стали 38ХГС разрушились после 312 800—1 113 000 циклов нагружений, то полуоси из стали 45 не разрушились при достижении 5 000 000 циклов нагружений.

Касательные напряжения для режима испытаний, приведенного на рис. 5, определяются по формуле

$$\tau = \frac{M_{кр}}{0,2d^3} = \frac{67\,000}{0,2 \cdot 5,8^3} = 1720 \text{ кг/см}^2.$$

Учитывая, что по ГОСТ 2860-45 при определении предела выносливости принимается база 5 000 000 циклов нагружений, тогда для полуосей из стали 45 с поверхностной закалкой напряжения  $\tau_{-1} = 17,2 \text{ кг/мм}^2$  будут пределом выносливости, в то время как материал полуоси — сталь 38ХГС, закаленная с объемного нагрева при тех же напряжениях кручения, работает в области ограниченной выносливости.

В результате устранения затруднений в отладке технологического процесса и положительных результатов стендовых испытаний завод выпустил промышленную опытную партию 1300 автомобилей МАЗ-200, МАЗ-205 с полуосями из стали 45, закаленными с индукционного нагрева.

37 автомобилей работают в автохозяйствах с октября 1961 г., замечаний по их эксплуатации завод не имеет, 263 автомобиля эксплуатируются в автохозяйствах с июня—сентября 1962 г., состояние полуосей удовлетворительное.

В начале 1963 г. выпущено 1000 автомобилей с полуосями из стали 45, закаленными т.в.ч.

С III квартала 1963 г. завод намечает полностью перевести изготовление полуосей на сталь 45 с поверхностным упрочнением закалкой с индукционного нагрева.

При переходе на новый технологический процесс производства полуосей из стали 45 обеспечивается экономический эффект в сумме 190 000 руб. в год.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Беляев Н. В., Фридман В. Б., Шульга В. А. «Автомобильная промышленность», 1959, № 11.
2. Натанзон Е. И., Тельнов Г. М. «Автомобильная промышленность», 1960, № 2.

УДК 620.178.154:658.56.1

## Метод вдавливания для контроля твердости в автоматизированных и поточных линиях

Канд. техн. наук В. Г. УЛЕГИН

Всесоюзный заочный политехнический институт

В СВЯЗИ с созданием автоматизированных и поточных линий возникла необходимость автоматизировать испытания на твердость. Поэтому в приборах, основанных на механических принципах, возникла необходимость автоматизировать две самые важные части испытания: приложение нагрузки и измерение полученного отпечатка.

В СССР и за рубежом контроль твердости на автоматизированных и поточных линиях в большинстве случаев осуществляется на автоматах и полуавтоматах, в основу которых положены схемы лабораторных приборов типа ТШ и ТК, работающих по методу вдавливания индентора в металл.

По принципиальной схеме прибора ТШ (вдавливание закаленного шарика) изготавливаются: полуавтомат для контроля твердости головок болтов; приборы ТШК-3Т и ТШК-3Б, предназначенные для контроля твердости бандажей и других крупных изделий, по схеме прибора ТК (вдавливание алмазного конуса); приборы типа ТКТ, предназначенные для определения твердости тонкостенных труб на внутренней поверхности; приборы АТК, предназначенные для автоматического контроля твердости; дистанционные приборы типа ТКС-2, по схемам ТШ и ТК; приборы типа ТШК-3, предназначенные для контроля и разбраковки труб, заготовок и других крупных изделий; приборы типа ТШР, предназначенные для автоматической разбраковки рельс; автоматы КЛД-2 для контроля твердости болтов.

Способ измерения твердости, а также и сами приборы ТШ, ТК и ТУ имеют существенные недостатки, обуславливающие неточность измерения. Эту неточность почти невозможно уменьшить за счет введения определенной методики, даже в лабораторных условиях испытаний.

К недостаткам способа измерения прибором ТШ и конструкции последнего следует отнести следующие основные факторы:

- 1) число твердости, выраженное формулой

$$HB = \frac{P}{F} = \frac{2P}{\pi D(D - \sqrt{D^2 - d^2})} \text{ кг/мм}.$$

где  $D$  — диаметр шарика;

$d$  — диаметр отпечатка,

не отражает физической сущности явлений, происходящих при внедрении индентора в металл [1];

2) твердость  $HB$  изменяется в зависимости от нагрузки  $P$  нелинейно;

3) изменение нагрузки в зависимости от изменения размера  $D$  шарика по соотношению  $\frac{P}{D^2} = \text{const}$  не может быть достоверным, так как оно выведено на основании геометрического подобия и условной формулы

$$\frac{P_1}{D_1^2} = \frac{P_2}{D_2^2} = \frac{P_3}{D_3^2} = \text{const}$$

без соблюдения структурного подобия;

4) наличие переменного коэффициента трения между рабочими поверхностями, способствующее значительному разбросу показаний при измерении твердости как по диаметру, так и глубине лунки;

- 5) отсутствие постоянной скорости внедрения индентора в металл;

6) наличие погрешности, обусловленной инерцией рычагов и грузов, а также величиной и характером приложения нагрузки;

7) необходимость наличия определенного времени для достижения равновесия между приложенной нагрузкой и сопротивлением металла вдавлению;

8) податливость стального шарика;

9) измерение восстановленного отпечатка, а не получаемого в процессе приложения нагрузки;

10) влияние чистоты поверхности;

11) разделение операции вдавливания и измерения отпечатка.

К недостаткам способа измерения прибором ТК и конструкции последнего можно отнести следующие факторы:

1) число твердости, выраженное формулой

$$HB = \frac{K - (h_1 - h)}{C},$$

где  $h$  — глубина вдавливания наконечника под действием предварительной нагрузки 10 кг;

$h_1$  — глубина вдавливания наконечника под действием общей нагрузки 60, 100 или 150 кг;

$K$  — постоянная величина, равная для шарика 0,21 и для конуса 0,2;

$c$  — постоянная прибора,

не отражает физической сущности явлений, происходящих при внедрении индентора в металл [1];

2) влияние чистоты поверхности отпечатка и основания исследуемого образца;

3) измерение восстановленного отпечатка, а не получаемого в процессе приложения нагрузки;

4) наличие повышенной жесткости образца индентора и прибора;

5) погрешность за счет пуска, скорости нагружения и характера ее уменьшения.

Еще в начале века Г. Дильнер предложил определять твердость по нагрузке при постоянной глубине лунки. Для подтверждения этого метода он измерил твердость очень большого количества сталей и сопоставил ее с твердостью этих же сталей по Бринелю, однако не обнаружил существенной разницы по показаниям твердости.

Ц. Бенедикс опубликовал математическое обоснование результатов испытаний по способу Бринеля и предложил использовать для определения твердости лучше способ Бринеля, чем способ Дильнера. Р. Деврис подтвердил существование прямолинейной зависимости между  $P$  и  $h$  при испытании шариком с нагрузкой до 3000 кгс и при числовой величине  $h$ , равной 1 мм.

Мартенсом было установлено, что для металлов, начиная от алюминия и кончая высокоуглеродистыми сталями, кривые, характеризующие зависимость между  $P$  и  $h$ , проходят через начало координат.

Позднее Г. Батсон, производя испытания на приборе Мартенса-Гейна [2], снабженном 10-мм шариком, отметил, что его кривые для зависимости  $h = f(P)$  были прямолинейными. В более поздней статье Батсон опубликовал данные, подтверждающие выводы работы Девриса. Далее Б. В. Мотт в своем труде писал, что при испытании вдавливания сопротивление проникновению индентора в материал постепенно возрастает, поэтому лучше всего определять сопротивление материала вдавлению при определенной глубине проникновения индентора.

На этом принципе за рубежом сконструирован ряд промышленных приборов, а именно приборы Мартенса [3], монотрон Шора [3], Воксена [3] и др.

На основании опубликованных работ и литературных данных, этот метод в настоящее время считается наиболее перспективным: он не обладает всеми теми недостатками, какими обладает способ Бринеля и Роквелла (следовательно, и приборы ТШ и ТК), позволяет полностью автоматизировать процесс измерения твердости; фиксация нагрузки и деформации (глубины) позволяет снабжать приборы твердости приспособлениями для диаграммной записи в координатах нагрузка—деформация.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Фридман Я. Б. Механические свойства металлов. Оборонгиз, 1952.
2. Batson G. G., NPL Reports for, 1931.
3. О'Нейль Г. Твердость металлов и ее измерение. Металлургиздат, 1940.
4. Fertigungs technik und Betrieb, 1959.

УДК 621.383.4

## Фотоэлектрическая насадка к спектрографу ИСП-22 (ИСП-28)

Н. В. АРЦИШЕВСКАЯ, И. И. ЕРИНА, И. Г. СТРЕЛЬЦОВ

НИИТАвтопром

Для количественного спектрального анализа сталей, чугунов и цветных сплавов широкое применение в спектральных лабораториях получили кварцевые спектрографы средней дисперсии типа ИСП-22 (ИСП-28).

Длительность анализа одного элемента на таком приборе составляет 15—20 мин и вызвана тем, что необходимо производить фотографирование спектров и обработку фотопластинок.

Для ускорения анализа в последнее время получил распространение фотоэлектрический метод спектрального анализа, при котором регистрация линий спектра осуществляется не с помощью фотопластинок, а с помощью фотоэлемента. Фотоэлектрический метод спектрального анализа сокращает время анализа до 3—5 мин, что дает возможность проводить анализ по ходу плавки.

НИИТАавтопромом спроектированы и изготовлены фотоэлектрические насадки к спектрографам ИСП-22 и ИСП-28. Эти насадки монтируются на спектрографы взамен кассеты. Насадки к спектрографам ИСП-22 и ИСП-28 отличаются друг от друга в связи с конструктивным отличием кассетной части спектрографов ИСП-22 и ИСП-28.

Насадка к спектрографу ИСП-22 (ИСП-28) предназначена для экспрессного количественного анализа кремния в чугунах и сталях фотоэлектрическим способом.

Для анализа кремния используются две линии кремния 2514,3А—2516,1А, которые выделяются вместе одной выходной щелью. Линией сравнения служит линия железа 3075,7А.

Продолжительность анализа 3—5 мин. Насадка обеспечивает анализ кремния в чугунах и сталях в интервале концентраций 0,1—2,6%, средняя относительная ошибка 3—5%.

Насадка дает возможность выделить из спектра одновременно три линии и тем самым проводить анализ одного или двух элементов при одной линии сравнения.

Насадка может быть применена для анализа любых элементов, имеющих характерные линии в рабочем диапазоне спектра 2200—3300А.

В качестве элемента, преобразующего измеримый световой поток в электрический сигнал, в насадке использованы фотоэлементы типа СЦВ-6. Насадка работает в комплекте с электронным усилителем и релейной схемой управления. В качестве источника возбуждения спектра используется генератор дуги ДГ-1 или ДГ-2.

Принцип действия. Выходные щели насадки монтируются в фокальной плоскости спектрографа и выделяют из спектра аналитические линии, свет от которых направляется на фотоэлементы. К каждому фотоэлементу присоединен конденсатор постоянной емкости  $C$ .

За время экспозиции ток от фотоэлемента подается на конденсатор, где происходит накопление заряда.

Напряжение на конденсаторе  $C$  определяется интегралом в виде

$$U_c = \frac{1}{C} \int_0^t idt,$$

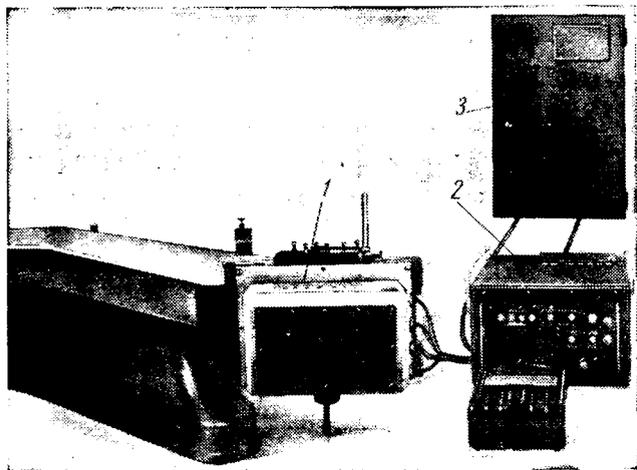


Рис. 1.

где  $i$  — ток, протекающий через фотозлемент  $\Phi Z$ ;  
 $t$  — время заряда конденсатора  $C$ .

После выключения дуги величина заряда конденсатора или напряжения на нем измеряется ламповым вольтметром, который подключается поочередно к каждому из конденсаторов. Показания шкалы микроамперметра, соответствующие интенсивности линии анализируемого элемента, делят на показания, соответствующие интенсивности линии сравнения.

По полученному отношению определяют концентрацию с помощью градуировочного графика, построенного заранее по эталонам.

Конструкция. На рис. 1 показан внешний вид фотоэлектрической насадки 1 к спектрографу ИСП-22 с электронной частью 2 и аппаратным шкафом 3.

Насадка к спектрографу ИСП-28 (рис. 2) состоит из основания 1, выполненного в виде плиты, на которой монтируются каретки с выходными щелями, корпуса 2 с кронштейнами для фотозлементов, крышки 3 и кассеты 4.

Герметичность корпуса и крышки достигается специальным резиновым уплотнением, выполненным в канавке по периметру плоскости крепления. Основание насадки устанавливается взамен кассеты спектрографа и закрепляется винтами крепления кассеты.

Щели монтируются на каретках. Каретки соединены друг с другом гармошками из черной плотной бумаги. Гармошки являются заслонками, перекрывающими свет от спектра в промежутках между каретками. Каретки перемещаются вдоль спектра винтами. Перемещением кареток достигается установка аналитических линий на выходные щели.

Щели образуются между двумя ножами, один из которых имеет возможность перемещаться при освобождении крепежных винтов. Перемещением ножа регулируется ширина щели.

Контроль за правильностью вывода аналитических линий на выходные щели производится фотографическим методом. Для фотографирования спектра и линий, выделенных выходными щелями, используется специальная кассета. Кассета устанавливается по направляющим вплотную к выходным щелям. Для фотографирования используется фотолампочка размером  $9 \times 12$ .

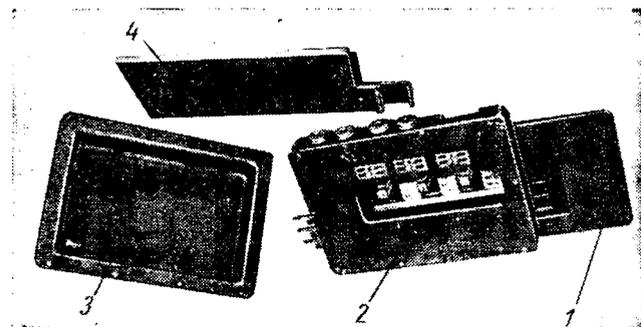


Рис. 2.

После установки линий кассета вынимается и отверстие закрывается заслонкой. Свет от выделенных аналитических линий направляется на фотозлементы, которые укрепляются на пластинах из полистирола. Пластины установлены на кронштейнах. Кронштейны имеют возможность перемещаться при освобождении крепежных винтов. Перемещением кронштейнов достигается правильное расположение фотозлементов относительно выходных щелей.

Для уменьшения утечек фотозлементы расколотированы. Ток подводы подпаиваются непосредственно к фотозэлементу. Токпроводы выполнены из экранированного телевизионного кабеля, выводы которого при прохождении через корпус уплотняются от проникновения света специальным сальником. Доступ к фотозэлементам и щелям осуществляется при снятии крышки.

Электронная часть фотоэлектрической насадки выделена в отдельный блок. Внутри блока размещены электронный усилитель с реле и конденсаторами и узел питания. Ручки управления усилителя вынесены на переднюю панель.

На рис. 3 дана принципиальная электрическая схема усилителя (величины, обозначенные звездочками, подбираются при наладке), представляющего собой трехкаскадный усилитель постоянного напряжения. Величина измеряемого напряжения определяется по изменению анодного тока лампы третьего каскада  $L_4$ . Для этого в катодную цепь этой лампы включен электроизмерительный прибор. Схема выполнена на четырех однотипных пентодах 12Ж1Л.

Лампа входного каскада  $L_1$  работает в электрометрическом режиме. Входной каскад дает усиление, близкое к единице, и включен в схему только с целью получения большого входного сопротивления. Входное сопротивление определяется почти целиком сеточным током лампы, величина которого должна быть около  $10^{12}$  а. Большое входное сопротивление лампы необходимо для того, чтобы иметь большую постоянную времени разряда конденсатора  $C$ .

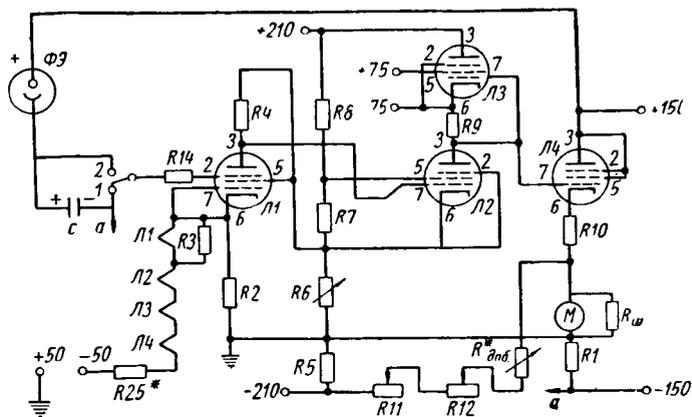


Рис. 3.

Большим входным сопротивлением и малым сеточным током обладают специальные электрометрические лампы. Такими же свойствами обладают и некоторые обычные усилительные лампы, в том числе и лампы 12Ж1Л при соответствующем включении их в схему и подборе напряжений на электродах. Входной каскад работает при малом анодном напряжении (9—15в) и при пониженном напряжении накала. В данной схеме в качестве управляющей сетки используется третья сетка. Второй каскад состоит из двух последовательно включенных ламп  $L_2$  и  $L_3$ . Сигнал на второй каскад снимается с анодной нагрузки  $L_1$  (сопротивление  $R_4$ ).

Второй каскад обеспечивает основное усиление исследуемого сигнала. Схема второго каскада несколько отлична от обычного усилителя на сопротивлениях. Известно, что коэффициент усилителя на пентоде определяется формулой

$$K = SR_a,$$

где  $S$  — крутизна лампы;  
 $R_a$  — сопротивление анодной нагрузки.

Для увеличения коэффициента усиления необходимо повысить  $R_a$ , но чрезмерное увеличение  $R_a$  приводит к тому, что напряжение на аноде резко уменьшается и усиление каскада падает. В данной схеме анодной нагрузкой является однотипная лампа  $L_3$  в пентодном включении с отдельным источником питания экранной сетки, что позволяет получить большой

коэффициент усиления. Теоретический коэффициент усиления второго каскада

$$K = \mu \frac{R_a}{R_i + R_a}$$

При  $R_i = R_a$

$$K = \mu \frac{R_a}{2R_a} = \frac{\mu}{2}$$

Выходной каскад  $L_4$  включен триодом и является катодным повторителем, который имеет коэффициент усиления по напряжению меньше единицы, а коэффициент усиления по току больше единицы. Каскад характеризуется тем, что имеет большое входное и малое выходное сопротивление. Каскад позволяет включить делитель напряжений на низкоомных сопротивлениях и тем самым дает возможность измерять анодный ток менее чувствительным прибором, чем в случае измерения анодного тока включением такого прибора во втором каскаде.

Питание накала ламп усилителя и питание анодных и сеточных цепей второго каскада осуществляется через выпрямитель тока с электронной стабилизацией, остальные цепи — с газоразрядными стабилизаторами. Выпрямители обычные, двухполупериодные, питаются от сети переменного тока с напряжением 220 в и частотой 50 гц через феррорезонансный стабилизатор напряжения.

Электрическая схема управления выполнена в отдельном аппаратном шкафу. В нем находятся моторное реле времени для установки времени обжига и экспозиции, феррорезонансный стабилизатор и магнитный пускатель. На левой стенке расположены два пакетных выключателя. На передней дверце имеется откидная крышка, открывающая доступ к регулировочным винтам реле времени. Аппаратный шкаф монтируется на стене.

Фотоэлектрическая насадка может работать на автоматическом или наладочном режиме. В случае автоматического режима при включении кнопки «пуск» автоматически включается генератор дуги и выдерживаются установленное время обжига

и экспозиции, после чего генератор дуги отключается. Снятие измерений осуществляется попеременным подключением конденсаторов к катодному вольтметру. Показания снимаются по шкале микроамперметра.

Проведение анализа. Предварительно зачищенная проба и постоянный электрод устанавливаются в штатив. При нажатии кнопки «пуск» зажигается дуга. По окончании экспозиции дуга выключается.

Последовательным включением тумблеров «измерения» производится снятие показаний по шкале микроамперметра.

Процентное содержание кремния определяется по градуировочному графику, построенному заранее по трем-четырем эта-

лонам в координатах  $Si = \frac{U_{Si}}{U_{Fe}} \%$ , где Si — процентное

содержание кремния в эталоне;  $U_{Si}$ ;  $U_{Fe}$  — показания микроамперметра, пропорциональные интенсивностям соответственно линии кремния и линии железа.

Каждая точка графика является средним трехкратного измерения. График проверяется в течение дня 1—2 раза по двум-трем эталонам. Для получения более точных результатов анализ пробы производится 2—3 раза.

Условия анализа следующие: режим генератора дуговой, сила тока 4—5 а, промежутков разрядника 0,8 мм, аналитический промежуток 2 мм, ширина входной щели 0,016 мм, ширина выходной щели для кремния 0,45 мм, для железа 0,25 мм, постоянный электрод — медный пруток диаметром 8 мм, заточенный на острие под углом 60° с площадкой 1,5—2 мм, экспозиция обжига 10 сек, экспозиция накопления 40—60 сек, спектральные линии: кремний 2514,3—2516,1А, железо 3075,7А.

Фотоэлектрическая насадка к спектрографу ИСП-22 изготовлена и внедрена на Горьковском автозаводе.

Анализ кремния в ковком чугуне производится по ходу плавки. Продолжительность анализа 5—7 мин. Точность количественного фотоэлектрического анализа кремния не ниже точности химического анализа.

В настоящее время Горьковский автозавод по заказу других заводов изготавливает партию насадок к спектрографу ИСП-28.

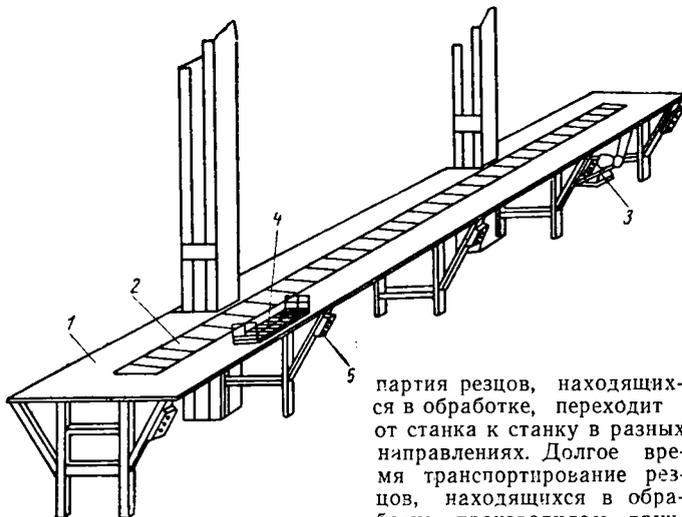
УДК 621.86:621.96

## Стол с реверсивным пластинчатым транспортером

И. П. УТКИН

Ульяновский автозавод

В ПРОЛЕТЕ режущего инструмента в инструментально-штамповом корпусе Ульяновского автозавода изготавливается большое количество резцов. В зависимости от конфигурации резцы проходят механическую обработку партиями по несколько сотен штук в каждой партии. Последовательность операций для каждой партии своя, поэтому каждая



партия резцов, находящихся в обработке, переходит от станка к станку в разных направлениях. Долгое время транспортирование резцов, находящихся в обработке, производилось вручную, что снижало производительность труда.

В настоящее время на участке установлен стол 1 (см. рисунок) с реверсивным пластинчатым транспортером 2, имеющим электрический привод 3, размещенный под столом. Тран-

портирование изделий производится в мерных нормальных корзинах 4.

Станки для механической обработки резцов расположены по обеим сторонам стола. На столе против каждого станка помещаются две корзины, одна из них по мере прохождения обработки опорожняется, вторая пополняется. Полную корзину с обработанными на данном станке полуфабрикатами достаточно подвинуть на середину стола (на транспортер) и нажать соответствующую кнопку на любом пульте 5 управления транспортером (пульта размещены на обеих сторонах стола), как корзина на транспортере начнет передвигаться в нужном направлении. Когда корзина дойдет до пункта назначения, нажимают кнопку «Стоп», а корзину сдвигают на ту сторону стола, где стоит станок, для производства очередной операции. Перемещение происходит как в прямом, так и в обратном направлении в зависимости от партии резцов согласно их обработке. Техническая характеристика стола с реверсивным пластинчатым транспортером приведена ниже.

|  |  |
|--|--|
| Длина стола в м . . . . .                          | 12   |
| Ширина стола в мм . . . . .                        | 950  |
| Высота стола в мм . . . . .                        | 800  |
| Ширина транспортера в мм . . . . .                 | 230  |
| Длина транспортера в м . . . . .                   | 11   |
| Шаг цепей в мм . . . . .                           | 100  |
| Скорость движения транспортера в м/мин . . . . .   | 20   |
| Мощность электродвигателя в квт . . . . .          | 0,6  |
| Число оборотов электродвигателя в минуту . . . . . | 1500   |
| Наибольший вес груза в кг . . . . .                | До 100   |
| Управление транспортером . . . . .                 | С любого пульта можно включить и выключить транспортер |

В результате внедрения стола с реверсивным пластинчатым транспортером и мерных корзин на участке механической обработки резцов облегчен труд рабочих, изжита захламленность, получен экономический эффект около 1000 руб. в год.

## Герметичные электроконтактные датчики

В. В. ГОРЛОВ

Московский автозавод имени Лихачева

**СУЩЕСТВЕННЫМ** недостатком большинства имеющихся в эксплуатации электроконтактных датчиков является недостаточная или совершенно отсутствующая в их конструкции герметизация как электрических контактов, так и движущихся элементов датчика. Это приводит к быстрому выходу из строя механизма датчика.

Отличительной особенностью датчиков, созданных на Московском автозаводе имени Лихачева, является их достаточно надежная герметизация, позволяющая им устойчиво работать в исключительно неблагоприятных условиях: в струе охлаждающей жидкости, в масляных и керосиновых парах, в среде, засоренной абразивной пылью, т. е. в тех условиях, которые особенно характерны для активного контроля — контроля во время обработки изделий на станке.

Герметичность в конструкции этих датчиков обеспечивается не специальными пастами, смазками или клеем, а маслостойкими резиновыми кольцами. Это позволяет надежно обеспечить герметичность не только при изготовлении, но и при сборке датчиков после профилактического ремонта и периодической чистки контактов от окислов.

Существенным преимуществом данных датчиков является также их незначительный вес и малые размеры, что особенно важно при размещении их на подвижных рычагах, скобах, а также при компоновке контрольной оснастки на станках, где нет достаточно свободного места для их монтажа.

**Назначение датчиков.** Электроконтактные датчики, спроектированные и изготовленные на Московском автозаводе имени Лихачева, могут быть применены для следующих целей.

Датчик 20У-737 предназначен для контроля линейных размеров, имеющих одностороннее отклонение, например, при

Датчик 20У-735 предназначен для предельного контроля размеров, например:

а) в контрольных автоматах для сортировки изделий на группы: «Брак исправимый», «Годные изделия» и «Брак окончательный»;

б) при активном контроле для управления рабочими органами станка и подачи сигналов: «Переход на чистовую подачу», «Переход на выхаживание» и «Отвод режущего инструмента»;

в) при ручной разбраковке на светосигнальном (светофорном) контрольном приспособлении, а также при работе на неавтоматизированном станке датчик может выдавать световые или звуковые сигналы: «Брак +» и «Брак —».

Являясь двухпредельным, датчик имеет два регулируемых контакта, настраиваемых, как правило, на две границы допуска контролируемого изделия.

Датчик 20У-736 предназначен для контроля амплитуды колебаний непрерывно изменяющегося размера, т. е. для контроля разности между наибольшим и наименьшим значениями проверяемого размера. В частности, датчик может быть применен для контроля погрешностей геометрических форм и взаимного расположения поверхностей: овальности, огранки, биения, колебания мерительного межцентрового расстояния при двухпрофильной проверке зубчатых колес и т. д.

Этот датчик выполнен на базе двухпредельного датчика и имеет два регулируемых контакта и один плавающий контакт.

**Конструкция датчиков.** Конструкции всех трех датчиков идентичны. На рис. 1 показано устройство двухпредельного датчика 20У-735. Измерительный шток 1 датчика (рис. 1), помещающийся во втулке-корпусе 2, имеет цент-

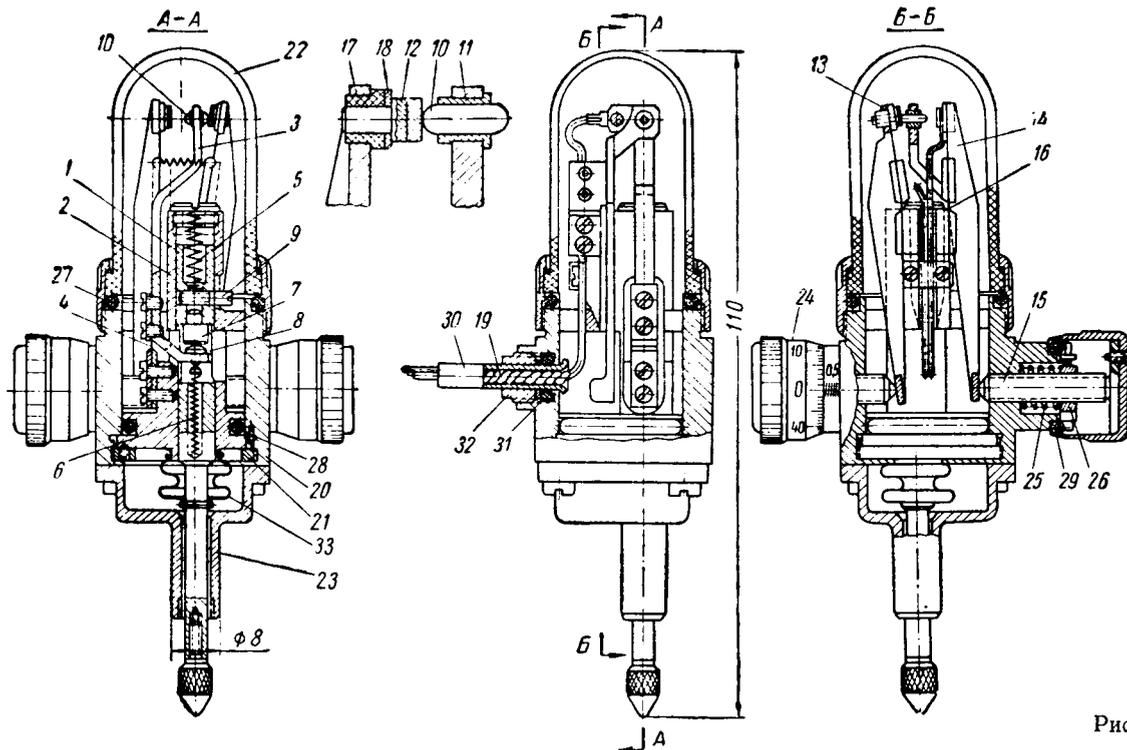


Рис. 1.

контроле отклонения от плоскостности, контроле во время обработки до установленного размера при плоском шлифовании, при обработке валов и т. д. Являясь однопредельным, датчик имеет один регулируемый контакт, настраиваемый микровинтом, и может выдать только одну команду на прекращение обработки или сигнал (световой, звуковой) при замыкании или размыкании этого контакта.

ральный паз, в который входит короткое плечо мерительного рычага 3. Рычаг прикреплен к корпусу плоской пружиной 4, под действием которой рычаг отклоняется влево.

Вправо рычаг отклоняется под действием пружины 5 при перемещении штока вниз. Пружина 6 обеспечивает надежный контакт рычага со штоком через упоры 7 и 8. Шток от проворота удерживается шпонкой 9. Длинное плечо мерительно-

го рычага 3 оканчивается сферическими контактами 10, запрессованными в рычаг через втулку 11. Мерительный рычаг при перемещении замыкает попеременно контакты 12, оснащенные твердым сплавом.

Контакты 12 находятся на настроечных рычагах 13 и 14 и имеют возможность перемещаться (раздвигаться) под действием двух микровинтов 15, которые сферическими торцами упираются в настроечные рычаги. Прижим настроечных рычагов к микровинтам обеспечивается плоскими пружинами 16, на которых рычаги подвешены к корпусу 2. Контакты 12 изолированы от рычагов эбонитовыми втулками 17 и через лепестковые клеммы 18 соединяются с проводниками 19.

Весь механизм датчика, смонтированный на втулке-корпусе 2, вставляется снизу в основной корпус 20 и укрепляется резьбовым кольцом 21. Верхняя часть механизма закрыта прозрачным колпачком 22, что дает возможность наблюдать за перемещением рычагов и контактов во время настройки. К нижней плоскости корпуса прикрепляется крышка 23, имеющая втулку диаметром 8 мм для крепления датчика. Микровинты датчика снабжены барабанами-лимбами 24 с ценой деления 0,001 мм. Осевой зазор микровинтов устраняется пружиной 25 через гайку 26.

Герметизация механизма датчика обеспечивается кольцами 27 и 28. Проникновение влаги и пыли через микровинты ограждается резиновыми кольцами 29, плотно скользящими по внутренней поверхности барабанов. Электропровода заделаны в хлорвиниловую трубочку 30, и их ввод в датчик герметизирован резиновым кольцом 31, обжимаемым резьбовой втулкой 32. Защита от влаги на границе вхождения штока в корпус осуществляется специальной резиновой втулкой 33. Таким образом, все внутренние элементы датчика надежно герметизированы.

Конструкция однопредельного датчика 20У-737 такая же, как у датчика 20У-735, однако в ней исключены один настроечный рычаг и один микровинт. Поэтому его размеры несколько меньше.

Амплитудный датчик 20У-736, выполненный на базе двухпредельного датчика, отличается от него только тем, что контакт 10 в мерительном рычаге 3 сделан в виде подвижного штифта, скользящего во втулке 11 и придерживаемого пружиной, укрепленной на рычаге.

Техническая характеристика рычажных датчиков приведена ниже.

|  |         |
|--|---------|
| Передаточное отношение мерительного рычага     | 5:1     |
| Передаточное отношение настроечных рычагов     | 2:1     |
| Цена деления настроечного барабана в мм        | 0,001   |
| Предельная вариация срабатывания в мм          | 0,001   |
| Смещение настройки после 25 000 измерений в мм | 0,001   |
| Измерительное усилие в г                       | 200—250 |
| Предел измерения предельных датчиков в мм      | 1       |
| Предел измерения амплитудного датчика в мм     | 0,5     |
| Наибольший ход измерительного шпинделя в мм    | 4       |

Все рассмотренные выше датчики имеют в своей конструкции рычаги (мерительный и настроечные) и являются датчиками рычажного типа.

Особый интерес из созданных на Московском автозаводе имени Лихачева герметичных датчиков представляют датчики безрычажного типа. В силу того, что конструкция безрычажных датчиков чрезвычайно проста, они могут быть изготовлены на любом заводе собственными средствами.

Датчик 20У-738 является однопредельным, безрычажным герметичным датчиком. Измерительный шток 1 (рис. 2) перемещается во втулке 2 и от поворота удерживается шпонкой 3, которая перемещается в пазу втулки 2. Для обеспечения свободного хода в верхней части измерительного штока 1 под действием пружины 4 перемещается стержень 5, оканчивающийся вольфрамовым контактом 6.

Верхний неподвижный контакт 7 запрессован в каретку 8 и при настройке перемещается с помощью дифференциального винта 9, имеющего разность шагов двух резьб 0,05 мм (M5×0,5 и M2,6×0,45).

Дифференциальный настроечный винт оканчивается барабаном 10 с лимбом, который имеет 50 делений, расположенных на одинаковом расстоянии. Таким образом, при повороте винта на один оборот произойдет перемещение каретки на 0,05 мм, при повороте винта на 1/50 часть оборота, каретка с контактом 7 перемещается на 0,001 мм. Следовательно, цена деления на настроечном лимбе равна 1 мк. Для устранения зазоров в обеих резьбах дифференциального винта служит одна и та же пружина 11. Каретка 8 от поворота удерживается шпонкой 12. Корпус 13, где размещены дифференциальный винт с кареткой и контактом 7, соединяется с втулкой

2 измерительного штока через прозрачную плексигласовую гильзу 14. Гильза 14 является изолятором между верхним и нижним контактами и одновременно позволяет вести наблюдение за положением контактов при настройке. Пружина 15 возвращает измерительный шток в исходное положение, упираясь в него через эбонитовую шайбу 16.

Герметичность датчика обеспечивается резиновыми кольцами 17, 18 и 19, а также резиновой втулкой 20, которая с успехом может быть заменена гофрированной резиновой трубочкой от авторучки.

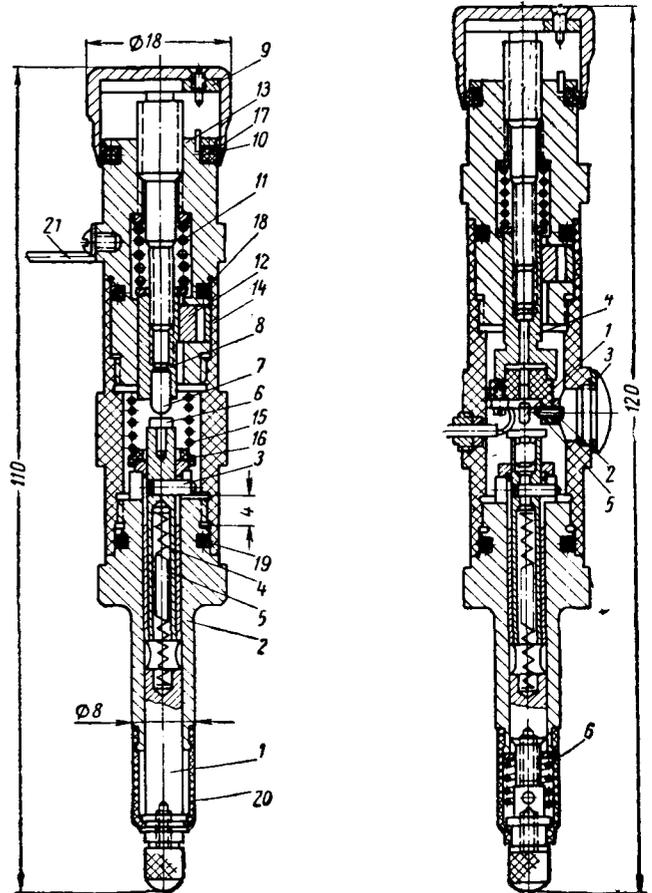


Рис. 2.

Рис. 3.

Датчик включается в электронный блок следующим образом: находясь в корпусе приспособления, втулка 2, а следовательно, и нижний контакт 6, включаются на массу. Верхний контакт через провод 21 включается в цепь сетки электронной лампы. Таким образом, провод не требует герметизации при выводе из корпуса датчика. Датчик закрепляется с помощью втулки диаметром 8 мм.

Датчик 20У-739 (рис. 3) выполнен на базе датчика 20У-738, но является двухпредельным с предварительной настройкой одного из контактов 1 конусом винта 2 через открываемую пробку 3. Оба контакта закрепляются на каретке 4 через изоляционный сухарь 5. Регулируемый контакт подвешен к сухарю 5 на гибкой пластине и при регулировке должен быть ниже неподвижного контакта на величину измеряемого допуска.

Перемещение обоих контактов осуществляется также дифференциальным винтом, как и у одноконтakтного датчика, а измерительный шток возвращается в исходное положение под действием пружины 6. Вывод проводов герметизирован втулкой. Техническая характеристика безрычажных датчиков приведена ниже.

|  |         |
|--|---------|
| Предел измерения в мм                          | 1       |
| Наибольший ход шпинделя в мм                   | 5       |
| Цена деления настроечного барабана в мм        | 0,001   |
| Предельная вариация срабатывания в мм          | ±0,001  |
| Смещение настройки после 25 000 измерений в мм | ±0,001  |
| Измерительное усилие в г                       | 150—200 |

Уход за датчиками. Благодаря надежной герметизации механизма датчиков трущиеся поверхности подвижных элементов подлежат периодической чистке и смазке значительно реже, чем в датчиках негерметичной конструкции.

Покрывающиеся окислом контакты необходимо время от времени зачищать наждачной шкуркой 230 с последующей промывкой их спиртом.

Произведенная проверка погрешности датчиков согласно инструкции Комитета Стандартов мер и измерительных приборов № 281-59, а также длительная эксплуатация датчиков в цехе показала их достаточно высокую точность и надежность в работе.

В настоящее время все перечисленные датчики приняты в серийное производство на Московском автозаводе имени Лихачева.

УДК 621.743.3

## Пескострельно-пескодудная машина для изготовления крупногабаритных стержней

К. Т. ИВАНОВА, О. С. ЛЕМПЕРТ

Уральский автозавод

В ЛИТЕЙНЫХ цехах автозаводов изготавливается много сложных крупногабаритных стержней с отношением длины к ширине больше 2. К этой категории можно отнести почти все стержни блока цилиндров, картера заднего моста, головки блока цилиндров, впускной и выпускной труб, картера коробки передач и др. Эти стержни изготовлялись на ручных станках типа Осборн 40.

На Уральском автозаводе спроектирована, изготовлена и внедрена в производство пескострельно-пескодудная машина модели 310 для изготовления перечисленных стержней. Фактическая производительность машины до 120 съемов в час. Цикл работы машины 30 сек. Наибольший вес выдуваемого стержня 40 кг.

Стержневой ящик имеет следующие размеры в мм:

|        |        |
|--------|--------|
| Длина  | 60—950 |
| Ширина | До 450 |
| Высота | До 200 |

Управление машиной полуавтоматическое. Машина работает при помощи сжатого воздуха. Давление сжатого воздуха 5—7 атм. Вес машины 3000 кг.

Размеры машины в мм следующие:

|        |      |
|--------|------|
| Длина  | 1300 |
| Ширина | 2000 |
| Высота | 2300 |

Машина механизмирует следующие операции: наполнение стержневого ящика смесью, уплотнение смеси в ящике, кантовку стержневого ящика с последующей протяжкой стержня. Съем стержня с машины, установка сушильной плиты, а также каркасов, если они нужны, производится вручную рабочим, который одновременно управляет машиной. При соответствующей организации производства в принципе возможно на данной машине механизировать операции накладки сушильных плит и установки стержней на сушилку. Одна пескострельная машина может быть встроена в автоматическую или поточную линию.

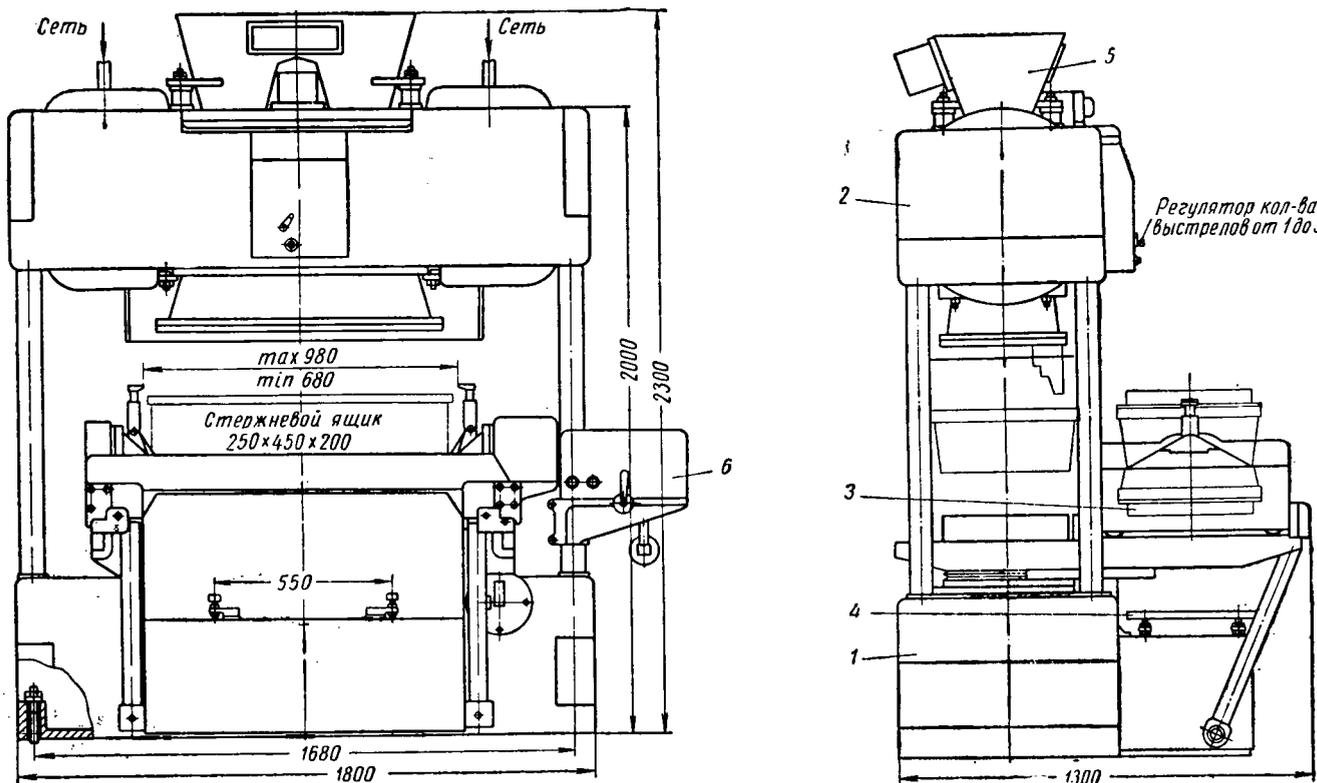


Рис. 1.

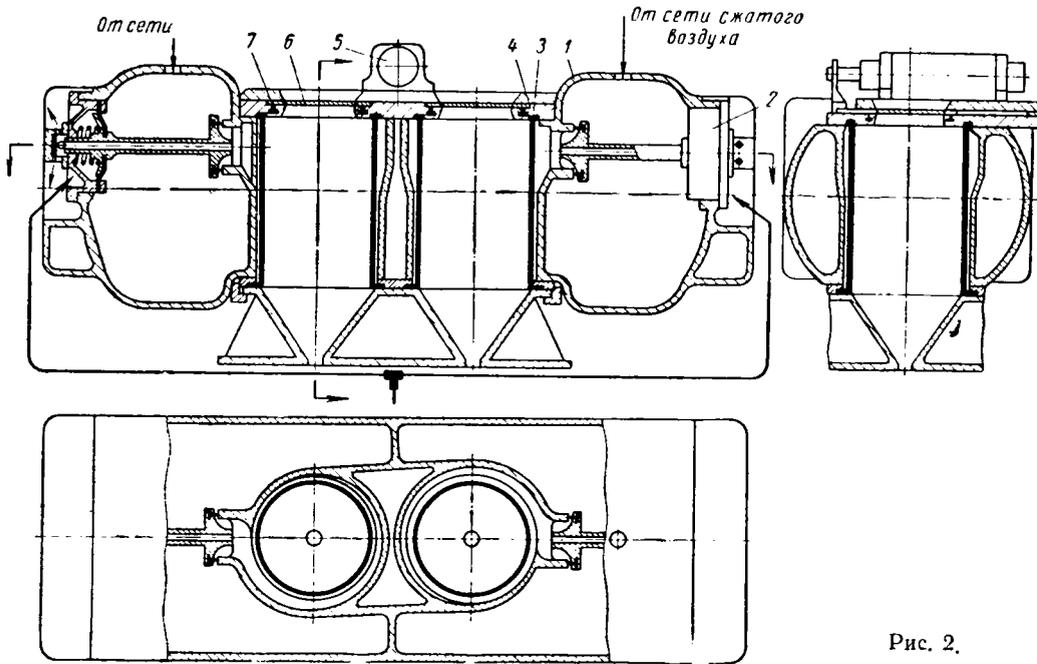


Рис. 2.

Машина (рис. 1) представляет собой однопозиционный полуавтомат, включает в себя пескострельную машину с встроенным в нее поворотньо-вытяжным механизмом, а также механизмы транспортирования стержневого ящика с позиции надува на позицию протяжки, и состоит из следующих основных узлов: станины 1 с механизмом поджима; надувной головки 2; тележки 3 с поворотным столом; механизма протяжки 4; питателя 5; системы управления 6.

Станина машины отливается из серого чугуна, имеет коробчатое сечение и включает в себя четыре колонны, на которые устанавливается надувная головка, а также механизм поджима стержневого ящика.

Надувная головка (рис. 2) состоит из стального резервуара 1, который одновременно является ресивером для воздуха; в нем же размещена рабочая полость. В резервуаре смонтированы два надувных быстродействующих комбинированных клапана выстрела-выпуска 2, а в рабочей полости устанавливаются две надувные трубы 3. Система клапанов выстрела-выпуска такая, что она обеспечивает одновременно открывание и подачу воздуха к надувным трубам. Воздух к трубам поступает по касательной по специальным сужающимся каналам, что обеспечивает равномерное давление на трубу, а, следовательно, на стержневую смесь. В результате этого в трубе не наблюдается воздушных кратеров, а набивка стержней получается стабильная и хорошего качества. Сверху на резервуаре размещены шибберные плиты 4, в которых с помощью пневматического цилиндра 5 перемещаются два шиббера 6. Уплотнение между шибберами и шибберной плитой осуществляется с помощью специальной резиновой манжеты 7, в которую во время выстрела подается воздух. Надувная головка снабжается сменными насадками. Насадки применяются двух видов: щелевые (для открытых ящиков) и с отверстиями (для закрытых ящиков).

Тележка машины представляет собой четырехугольную жесткую раму на четырех колесах, которые имеют бочкообразную форму и вращаются на подшипниках качения. На раме на двух опорах смонтированы поворотный стол и механизм поворота. Поворотный стол сварной, на нем помещены два пневматических зажима сушильной плиты. Механизм поворота пневматический реечного типа. Рейка перемещается двумя поршнями поочередно. Конструкцией предусмотрено регулирование скорости поворота стола и торможение в конце хода с помощью регуляторов скорости и специальных регулировочных скалок. Перемещение тележки с поворотным столом производится пневматическим цилиндром с помощью рычагов и уравнительного вала.

Протяжной механизм работает с помощью сжатого воздуха и состоит из протяжного стола с регулировочными планками, перемещающегося по двум цилиндрическим направляющим; пневматического цилиндра, шток которого поднимает и

опускает протяжной стол; двух пружин, позволяющих работать на сушильных плитах с отклонением в размере по высоте  $\pm 5$  мм, и регулятора скорости, который нажимается движущимся вместе со столом копиром, в результате чего регулируется выпуск воздуха из цилиндра и создается необходимая скорость движения протяжного стола.

Питатель служит для подачи стержневой смеси в надувную головку. Он состоит из обечайки с двумя рукавами, на которой закреплен вертикально электровибратор мощностью 0,27 квт. Обечайка с вибратором устанавливается на четырех резиновых амортизаторах на верхнюю часть машины.

Машина управляется с помощью специального командоаппарата и пневматической схемы. Командоаппарат состоит из крана последовательного включения, который в определенной последовательности распределяет воздух по цилиндрам, и вспомогательных пневматических цилиндров, которые с помощью простого махитийского механизма поворачивают кран при работе на автоматическом цикле.

Пневматическая схема собрана из стандартной пневмоаппаратуры, разработанной на заводе, и включает в себя две кнопки, дистанционные и путевые переключатели, стандартную аппаратуру для подготовки воздуха и устройство для регулирования скорости механизма. Для регулирования выдержки времени выстрела-выпуска машина снабжена специальным реле времени, которое позволяет при необходимости производить два или три выстрела подряд. На пескострельных машинах завода применяются реле двух конструкций — пневмогидравлической и электронной. При использовании электронного реле увеличивается диапазон регулирования, можно отдельно регулировать выдержку выстрела-выпуска, чего нельзя делать на пневматическом реле. Однако электронное реле требует более квалифицированного обслуживания.

На описанной машине изготавливают стержни первого-третьего классов сложности в разъемных и неразъемных стержневых ящиках. При изготовлении стержней в разъемных ящиках верхняя половина стержневого ящика прикрепляется к нижней плите сменной насадки машины. Верхняя половина ящика имеет свой вибратор, который включается в работу после вдува смеси в ящик. Верхняя половина ящика относительно нижней центрируется при помощи съёмных штырей.

Для стержней, которые имеют обжатие от столбика оставшейся смеси, втулки вдувных отверстий углубляются в стержень на 2—3 мм. Это применимо в основном для стержней, изготавливаемых в разъемных стержневых ящиках, но также можно рекомендовать и для стержней, изготавливаемых в неразъемных ящиках. Отношение площади поперечного сечения вдувных отверстий к площади поперечного сечения вент для закрытых ящиков берется 1:1, а для открытых 2,5:1.

Если на машине изготавливают стержни в неразъемных и разъемных стержневых ящиках, то перестановка ящиков требует сложной и длительной перестройки регулировочных планок механизма протяжки по высоте. Чтобы не производить перестройки, регулировочные планки настраивают на высоту неразъемного ящика, а при установке разъемного ящика на регулировочные планки ставят дополнительные планки, высота которых равна высоте верхней половины разъемного ящика.

Вентиляционные каналы по разьему стержней выполняются вентиляционными плитами, которые прикрепляются как единое целое с нижней плитой сменной насадки. Для внутренних воздушных шпилек, а также и для каркасов применяются поддерживающие комбинированные шпильки.

Для стержней, изготавливаемых на машине 310, применяют стержневые смеси, состав которых приведен в табл. 1, а физико-механические свойства — в табл. 2.

Таблица 1

| Составляющие смеси   | Содержание составляющих в % по весу в смесях |     |
|--|--|-----|
|  | № 1  | № 2 |
| Кичигинский песок 2КО315Б . . . . .                              | 50   | 64  |
| Нижне-увельский песок ЗКО1А или ТО1А . . . . .                   | 50   | 36  |
| Сульфит-спиртовая барда КБЖ с удельным весом 1,26—1,30 . . . . . | 2  | 2   |
| Крепитель СПТ с удельным весом 0,89 . . . . .                    | 2  | 3   |

Примечания: 1. Связыватели даются сверх 100%.  
2. Состав № 1 рекомендуется для стержней, изготавливаемых в неразъемных стержневых ящиках, а состав № 2 — для стержней, изготавливаемых в разъемных стержневых ящиках.

Таблица 2

| Физико-механические свойства смесей                | Смесь № 1 | Смесь № 2 |
|--|-----------|-----------|
| Содержание влаги в % . . . . .                     | 2—3       | 2—3       |
| Газопроницаемость в см <sup>3</sup> /мин . . . . . | 80        | 100       |
| Прочность в кг см <sup>2</sup>                     |           |           |
| сырая . . . . .                                    | 0,06—0,08 | 0,03—0,05 |
| сухая . . . . .                                    | 7—11      | 9—13      |

На заводе было изготовлено пять машин данной конструкции, которые в течение 1,5 лет успешно работают в литейных

цехах завода. В настоящее время заводом изготавливаются еще пять таких машин.

Внедрение пескострельных машин марки 310 для производства крупногабаритных стержней позволило увеличить производительность труда на 40—50%, а при изготовлении более простых стержней — в 2 раза, снизить расход каркасной проволоки на 1 т годного литья, унифицировать стержневые плиты, улучшить организацию рабочего места, организацию труда, использовать стерженщиков более низкой квалификации.

# ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629.114.9(420+73)

## НОВЫЕ МАЛОЛИТРАЖНЫЕ АВТОМОБИЛИ<sup>1</sup>

**СТРЕМЛЕНИЕ** ведущих европейских и особенно американских автомобильных фирм создать автомобиль, который мог бы успешно конкурировать с автомобилем Фольксваген-1200 (ФРГ), привело к появлению в 1963 г. ряда моделей автомобиля такого класса.

Наиболее интересными из них являются: английский автомобиль Моррис-1100 (рис. 1), а также американские Форд-«Таунус»-12М (рис. 2) и Опель-«Кадет» (рис. 3).

Автомобиль Форд-«Таунус»-12М выпускается на заводе фирмы Форд в г. Кельне, а автомобиль Опель-«Кадет» на заводе фирмы Опель в г. Бохум.

Как видно из таблицы, все три автомобиля при сравнительно небольших литраже (1000—1200 см<sup>3</sup>) и мощности двигателя (40—50 л. с.) обладают достаточно высокой максимальной скоростью (120—130 км/ч) и в то же время достаточно экономичны — расход топлива составляет 6,5—8,5 л/100 км.

Все автомобили имеют жесткие стальные несущие кузова. Наружные панели кузовов изготавливаются из стального

листа толщиной 0,8 мм. Автомобиль Опель-«Кадет» имеет двухдверный кузов, выполненный из 12 отдельных панелей. Передние сиденья отдельные, их спинки откидываются вперед при посадке пассажиров на задние сиденья. Автомобиль Моррис выпускается в виде двух модификаций с двух- и четырехдверным кузовом. Лонжероны кузова связаны двумя коробчатыми поперечинами. Передняя поперечина расположена под передними сиденьями, а задняя составляет одно целое со стенкой ба-

гажника. Жесткость кузова значительно увеличена за счет продольного тоннеля в центральной части пола. В этом тоннеле расположены выпускная труба и соединительные магистрали гидравлической подвески. Автомобили обеих модификаций имеют откидные передние сиденья. Каждая из модификаций имеет вариант «де люкс», отличающийся, в частности, наличием облицовки радиатора из анодированного алюминия и ободков дверных стекол из нержавеющей стали.

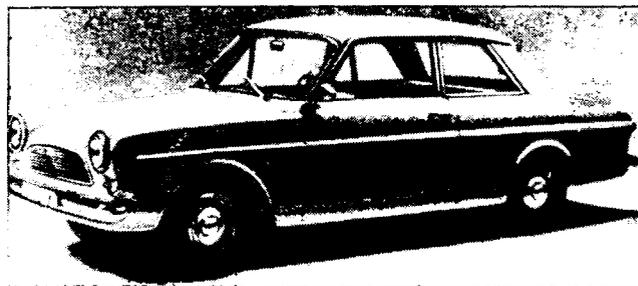


Рис. 2.



Рис. 1.



Рис. 3.

| Параметры  | Марка автомобиля   |   |   |
|--|--|---|---|
|  | Опель-«Кадет»  | Форд-«Таунус» 12М   | Моррис-1100   |
| <b>Размеры в мм:</b>                                   |  |   |   |
| длина  | 3920   | 4250  | 3711  |
| ширина   | 1470   | 1590  | 1340  |
| высота   | 1410   | 1460  | 1535  |
| База в мм  | 2325   | 2527  | 2372  |
| <b>Колея колес в мм:</b>                               |  |   |   |
| передних   | 1200   | 1245  | 1309  |
| задних   | 1205   | 1245  | 1293  |
| Дорожный просвет в мм                                  | —  | 155   | 152   |
| Радиус поворота в м                                    | 4,9  | 5,35  | 5,2   |
| Собственный вес в кг                                   | 670  | 845   | 825   |
| Максимальная скорость в км/ч                           | 120  | 128   | 125   |
| Расход топлива в л/100 км                              | —  | 6,4   | 8,6   |
| <b>Двигатель</b>                                       |  |   |   |
| Тип  |  | Четырехтактный карбюраторный  |   |
| Число цилиндров  | 4  | 4   | 4   |
| Расположение цилиндров                                 | Вертикальное в один ряд  | V-образное в два ряда с углом развала 60°   | Вертикальное в один ряд   |
| Диаметр цилиндра в мм                                  | 72   | 80  | 64,6  |
| Ход поршня в мм  | 61   | 58,9  | 83,7  |
| Рабочий объем в см³                                    | 993  | 1183  | 1098  |
| Степень сжатия   | 7,8  | 7,8   | 8,5   |
| Расположение клапанов                                  |  | Верхнее   |   |
| Привод клапанов  |  | Толкающими штангами и коромыслами   |   |
| Карбюратор   | Опель с падающим потоком   | «Солекс»-28DPSJ с падающим потоком  | HS2   |
| Система охлаждения                                     | Водяная, герметизированная   | Водяная с герметическим радиатором, не имеющая вентилятора, приводимого от двигателя  | Водяная   |
| Максимальная мощность в л. с. при числе об/мин         | 40/5000  | 50/5000   | 48/5100   |
| Максимальный крутящий момент в кгм при числе об/мин    | 7,05/2200—3000   | 8,5/2700  | 8,3/2500  |
| <b>Трансмиссия</b>                                     |  |   |   |
| Сцепление  | Ододисковое, сухое, с тросовым приводом  | Ододисковое, сухое, с тросовым приводом   | Ододисковое, сухое, с гидрприводом  |
| Коробка передач  | Четырехступенчатая, полностью синхронизированная   | Четырехступенчатая, полностью синхронизированная  | Четырехступенчатая синхронизированная на трех высших ступенях   |
| Расположение рычага переключения передач               | На полу кузова   | На рулевой колонке  | На полу кузова  |
| Общие передаточные отношения трансмиссии на передачах: |  |   |   |
| первой   | 14,65  | 15,25   | 14,99   |
| второй   | 8,39   | 8,81  | 8,98  |
| третьей  | 5,47   | 5,60  | 5,83  |
| четвертой  | 3,89   | 3,78  | 4,13  |
| заднем ходу  | 14,65  | 14,97   | 14,99   |
| Главная передача                                       | Пара гипонидных шестерен   |   | Пара цилиндрических шестерен со спиральными зубьями   |
| Передаточное отношение главной передачи                | 3,89   | 3,78  | 4,13  |
| <b>Шасси</b>   |  |   |   |
| Тормоза  | Колодочные с гидравлическим приводом на всех колесах   |   | Дисковые на передних колесах и колодочные на задних; имеется клапан, ограничивающий при давлении в задних тормозных цилиндрах |
| Передняя подвеска                                      | Независимая на поперечных неравноплечих рычагах и поперечной трехрычковой рессо-ре с телескопическими амортизаторами | Независимая на поперечной рессо-ре, выполняющей роль верхних рычагов, и нижних поперечных рычагах с телескопическими амортизаторами | Независимая на поперечных неравноплечих рычагах и резино-гидравлических упругих элементах, объединенных с амортизаторами      |
| Задняя подвеска  | Зависимая на полуэллиптических двухрычковых рессо-рах с телескопическими амортизаторами                              | Зависимая на полуэллиптических четырехрычковых рессо-рах с телескопическими амортизаторами и стабилизатором                         | Независимая, на продольных рычагах и резино-гидравлических упругих элементах, объединенных с амортизаторами                   |
| Шины   | 5,50-12 бескамерные  | 5,60-13 бескамерные   | 5,50-12 бескамерные   |
| Рулевой механизм                                       | Зубчатая рейка с шестерней   | Винт с шариковой гайкой   | Зубчатая рейка с шестерней  |
| Напряжение в системе электрооборудования в в           | 6  | 6   | 12  |

Автомобиль Форд-«Таунус» снабжен двухдверным кузовом. Лонжероны кузова связаны поперечиной, расположенной под передними сиденьями. Жесткость кузова значительно повышена спереди за счет щита отсека для двигателя и сзади за счет стенки багажника и выштамповок в днище кузова.

Силовой агрегат и трансмиссия. Двигатель автомобиля Опель-«Кадет» имеет трехопорный коленчатый вал и цепной привод распределительного вала с гидравлическим натяжным устройством. При такой схеме привода распределительный вал смещен немного выше, чем обычно, благодаря чему уменьшилась длина толкающих штанг.

Верхние клапаны двигателя, расположенные под углом 25° к вертикали, приводятся от толкающих штанг с помощью штампованных коромысел. Система смазки снабжена полнопоточным фильтром. Водяной насос и вентилятор системы охлаждения приводятся в действие клиновым ремнем. Карданная передача состоит из двух закрытых валов и одного шарнира. Передний вал проходит в развитах удлинителе коробки передач, задний конец которого прикреплен к днищу кузова. Задний вал расположен в трубчатом кожухе, прикрепленном к картеру редуктора заднего моста. Благодаря такой конструкции карданного

вала значительно уменьшен тоннель в полу кузова.

Автомобиль Форд-«Таунус»-12М имеет компактный V-образный четырехцилиндровый двигатель с углом развала цилиндров 60°. Трехопорный коленчатый вал двигателя имеет сложную форму и обладает высокой жесткостью. Его длина составляет всего 340 мм. Блок цилиндров отлит из чугуна в оболочковую форму, толщина стенок 4 мм. Головки цилиндров чугунные, взаимозаменяемые. Для уравнивания сил инерции, возникающих при работе двигателя такого типа, введен специальный уравнивающий вал с противовесами. Он приводится в действие от коленчатого вала

с помощью пластмассовой шестерни. Такой же привод имеет распределительный вал. Водяной насос и генератор приводятся в действие клиновым ремнем от шкива уравнивающего вала.

Быстрый прогрев двигателя при низких температурах обеспечивается вследствие водяного подогрева впускного трубопровода и с помощью специальной заслонки, которая направляет поток воздуха, нагревающегося от выпускной трубы, в воздухоочиститель.

Система охлаждения двигателя (рис. 4) значительно отличается от общепринятых систем. Она герметичная и имеет два радиатора, один из которых расположен перед двигателем, а другой входит в систему отопления. Вентилятор, приводимый обычно от двигателя, отсутствует. Радиаторы соединены между собой и с двигателем, образуя единую систему. Радиатор отопителя снабжен электрическим вентилятором. На этом радиаторе располагается заливная горловина системы. При температуре охлаждающей жидкости  $80^{\circ}$  в систему включен только радиатор отопителя, от которого воздух также поступает в кузов автомобиля. При повышении температуры системы выше  $80^{\circ}$  специальный клапан, снабженный термостатом, направляет охлаждающую жидкость в другой радиатор, и температура доводится до нормальной. При тяжелых условиях работы двигателя автоматически включается вентилятор отопителя. Воздух, подаваемый этим вентилятором, через радиатор с помощью специального рычага можно направлять в салон кузова или выпускать в атмосферу. Система охлаждения заполняется антифризом.

Двигатель вместе со сцеплением, коробкой передач и главной передачей об-

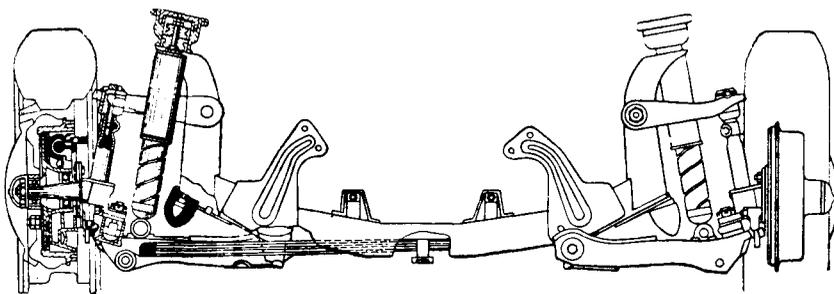


Рис. 6.

разует компактный силовой агрегат, установленный в передней части автомобиля.

Привод от сцепления к коробке передач (рис. 5) представляет собой длинный тонкий вал, который проходит внутри полого вала ведущей шестерни главной передачи и служит своеобразным гасителем колебаний трансмиссии. От ведущей шестерни коробки передач, расположенной на конце этого вала, вращение передается промежуточному валу и затем вторичному валу, который при помощи шлицев соединен с ведущей шестерней гипоидной главной передачи. Сцепление имеет тросовый привод.

От дифференциала главной передачи привод к передним ведущим колесам осуществляется открытыми полуосями с двумя карданными шарнирами. На внутреннем конце полуоси установлен один шарнир, а наружный конец полуоси снабжен шарниром равной угловой скорости. Карданные шарниры не требуют ухода в эксплуатации.

Такую же блочную конструкцию силового агрегата имеет автомобиль Моррис-1100. Однако поперечное расположение двигателя в передней части автомобиля оказывает влияние на конструк-

цию силового агрегата, который вместе с передней подвеской и рулевым управлением устанавливается на отдельном подрамнике.

Двигатель установлен в общем картере с коробкой передач и главной передачей, причем сам двигатель располагается в верхней части картера, а трансмиссия — в нижней. Коренные и шатунные подшипники двигателя сделаны из свинцовистой бронзы.

Радиатор установлен с левой стороны автомобиля и охлаждается мощным 16-лопастным вентилятором. Сцепление, имеющее гидропривод от педали, расположено в картере, отделенном от картера двигателя и трансмиссии. Такое «вынесенное» расположение сцепления значительно облегчает его обслуживание. Привод от коленчатого вала двигателя к коробке передач осуществляется с помощью трех цилиндрических шестерен с косыми зубьями. Ведущая шестерня этой пары установлена снаружи картера двигателя между задним коренным подшипником и сцеплением. От вторичного вала коробки передач движение передается главной передаче, состоящей из пары шестерен с косыми зубьями. Дифференциал главной передачи двухсателлитный.

Вращение от дифференциала к передним ведущим колесам передается при помощи полуосей с карданными шарнирами. Внутренние шарниры полуосей имеют резино-металлические втулки с предохранительным натягом. На внешних концах полуосей применены карданы равной угловой скорости.

Автомобиль Опель-«Кадет» имеет независимую переднюю подвеску на неразномплечных поперечных рычагах и поперечной греблистой рессоре (рис. 6).

Рессора соединена с наружными концами нижних рычагов и в центре стянута хомутом. Между листами рессоры установлены резиновые проставки, так что листы не касаются друг друга. Такая подвеска обладает значительной боковой жесткостью и не требует применения стабилизатора.

Задняя подвеска выполнена на двухлистных полуэллиптических рессорах. В передней и задней подвесках применены телескопические амортизаторы.

Передняя подвеска автомобиля Форд-«Таунус»-12М независимая на восьмилыстовой поперечной рессоре и поперечных рычагах, причем рессора выполняет роль верхних рычагов. Рессора в средней части прикреплена к балке основания кузова. Нижние штампованные стальные рычаги подвески установлены на картере силового агрегата. Подвеска снабже-

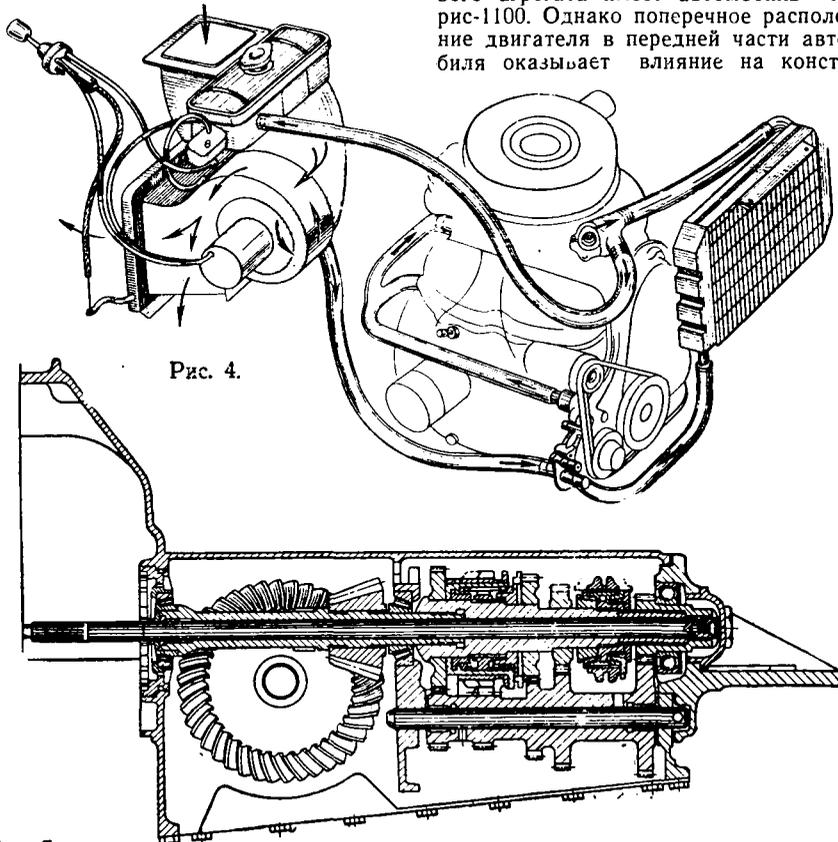


Рис. 4.

Рис. 5.

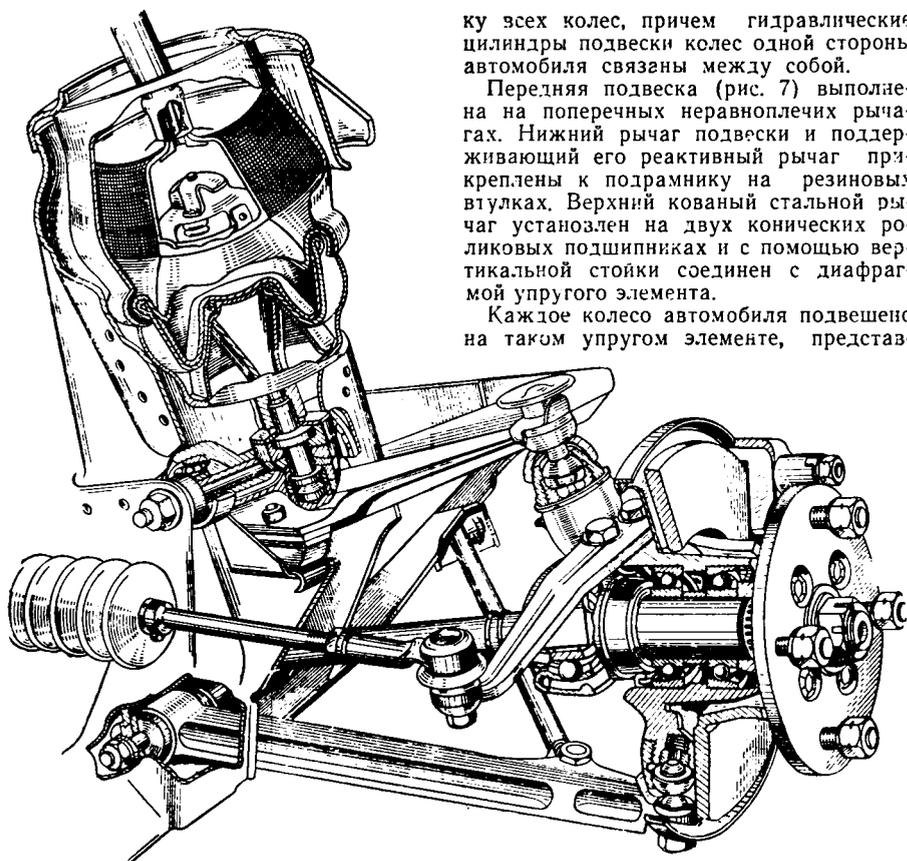


Рис. 7.

на телескопическими амортизаторами, установленными наклонно между рессорой и кронштейнами кузова. Шарниры подвески не требуют ухода в эксплуатации.

Подвеска неведущей задней оси выполнена на четырехлистных продольных полуэллиптических рессорах. Подвеска снабжена телескопическими амортизаторами, установленными вертикально над балкой задней оси и стабилизатором поперечной устойчивости.

Автомобиль Моррис-1100 имеет независимую резино-гидравлическую подвес-

ку всех колес, причем гидравлические цилиндры подвески колес одной стороны автомобиля связаны между собой.

Передняя подвеска (рис. 7) выполнена на поперечных неравноплечных рычагах. Нижний рычаг подвески и поддерживающий его реактивный рычаг прикреплены к подрамнику на резиновых втулках. Верхний кованый стальной рычаг установлен на двух конических роликовых подшипниках и с помощью вертикальной стойки соединен с диафрагмой упругого элемента.

Каждое колесо автомобиля подвешено на таком упругом элементе, представ-

ляющем собой цилиндр, в верхней части которого установлена резиновая рессора.

Под днищем цилиндра, имеющим коническую форму, расположена такой же формы эластичная диафрагма, край которой завальцован в стенки цилиндра. В верхней части днища цилиндра расположен демпфирующий клапан двойного действия. Цилиндр, состоящий, таким образом, из двух полостей, заполнен рабочей жидкостью, состоящей из воды и метилового спирта с добавлением антикоррозийных присадок. Использование воды в качестве компонента рабочей

жидкости позволяет получить постоянную вязкость и демпфирующие свойства жидкости независимо от температуры. При наезде колеса автомобиля на препятствие диафрагма, имеющая механическую связь с колесом, перемещается вверх, вытесняя жидкость через клапан в верхнюю камеру и сжимая резиновую рессору. После возвращения колеса в нормальное положение жидкость перетекает через клапан обратно в нижнюю камеру. Благодаря прогрессивной характеристике резиновой рессоры жесткость подвески практически не меняется с изменением нагрузки автомобиля. При медленных вертикальных перемещениях колеса жидкость может перетекать в верхнюю полость через отверстие в днище цилиндра.

Верхние камеры гидроцилиндров подвески одной стороны автомобиля связаны между собой трубопроводами. Такая система подвески значительно уменьшает склонность автомобиля к продольным колебаниям («галопированию»), так как в случае наезда одного из колес на препятствие жидкость, вытесненная из этого цилиндра, поступает в другой цилиндр этой же стороны автомобиля, поднимая при этом кузов и гася начинающиеся продольные колебания.

При такой системе подвески значительно улучшается стабилизация автомобиля при движении на поворотах. В этом случае оба гидроцилиндра одной стороны автомобиля нагружаются центробежной силой и благодаря возникающему противодавлению жидкости в трубопроводах значительно уменьшается крен кузова.

Задняя подвеска выполнена на продольных рычагах с применением таких же упругих элементов. В заднюю подвеску введено два стабилизатора. Один из них соединяет вместе оба рычага подвески и противодействует боковому крену автомобиля. Другой стабилизатор, соединяющий каждый из рычагов задней подвески с подрамником автомобиля, увеличивает жесткость задней подвески и способствует уменьшению продольных колебаний автомобиля («галопирование»).

Ю. В. НАУМОВ

УДК 621.43.045

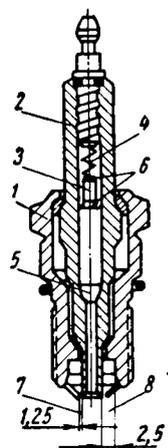
## Новая свеча зажигания<sup>1</sup>

Ф ИРМА Голден Лодж начала производство новой свечи зажигания.

Эта свеча зажигания с золотым гальванопокрытием почти не требует ухода и имеет отличительные конструктивные особенности: для устранения вредного влияния нагара в сердечник свечи вмонтирован малогабаритный конденсатор, поддерживающий высокоэффективное ис-

крообразование, улучшающее работу и повышающее экономичность двигателя на всех режимах. Срок службы ее в 2—3 раза превышает срок службы обычной свечи.

Свеча состоит из корпуса 1 (см. рисунок), низковольтного электрода 2 специальной конструкции с высокочастотным преобразователем. Последний представляет собой керамический стержень с высоким калильным числом и серию зазоров, выполненных внутри сердечника. Даже при большом нагаре это позволяет накапливать заряд высокого напряжения и разряжать его на электрод свечи с частотой более чем в 1000 раз превышающей нормальную.



Разрез новой свечи зажигания:

1 — корпус свечи; 2 — низковольтный электрод; 3 — конденсатор; 4 — возвратная пружина; 5 — токопроводящее стеклянное уплотнение; 6 — искровые зазоры, образованные концевыми пластинами; 7 — искровой промежуток; 8 — воздушный зазор; 9 — место чеканки на корпус (в четырех точках).

<sup>1</sup> «Standard Triumph Review», Coventry England, II, 1963.

В. И. ТЕРЕХИН

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКИ АВТОБУСА ДЖИЭМСИ 4517 НА РУКАВНЫХ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТАХ

**ГОФОДСКОЙ** автобус средней вместимости Джизмси 4517 (США) оборудован двухтактным шестицилиндровым дизелем мощностью 180 л. с. и гидромеханической коробкой передач, расположенными сзади.

Подвеска управляемых и ведомых колес пневматическая зависимая, на рукавных упругих элементах. На рис. 1 показана подвеска управляемых колес автобуса. Мост фиксируется четырьмя тягами 1, 2, подсоединенными шарнирно с одной стороны к кронштейнам основания, с другой — к кронштейнам моста, на привулканизированных к металлу резиновых втулках. Три продольные тяги 1, 2, одна из которых установлена над мостом и регулируется по длине, воспринимают продольные нагрузки, возникающие при трогании, движении и торможении автобуса. Боковые нагрузки воспринимаются поперечной тягой.

Телескопические гидравлические амортизаторы 3 установлены по обе стороны моста на резиновых шарнирах. Для уменьшения поперечных колебаний нижние их концы разнесены. Наряду с гашением колебаний, амортизаторы ограничивают отбой моста, но не предотвращают порчи упругих элементов при полном относительно длительном его провисании.

Четыре упругих рукавных элемента 4 установлены нижними частями на балках 5, расположенных поперечно оси моста, а верхними закреплены к основанию автобуса с помощью фланцев.

Кулиса регулятора уровня пола через рычаг соединена с кронштейном 6 балки, расположенным посередине моста.

Стабилизатор поперечной устойчивости, торсион и рычаги которого изготов-

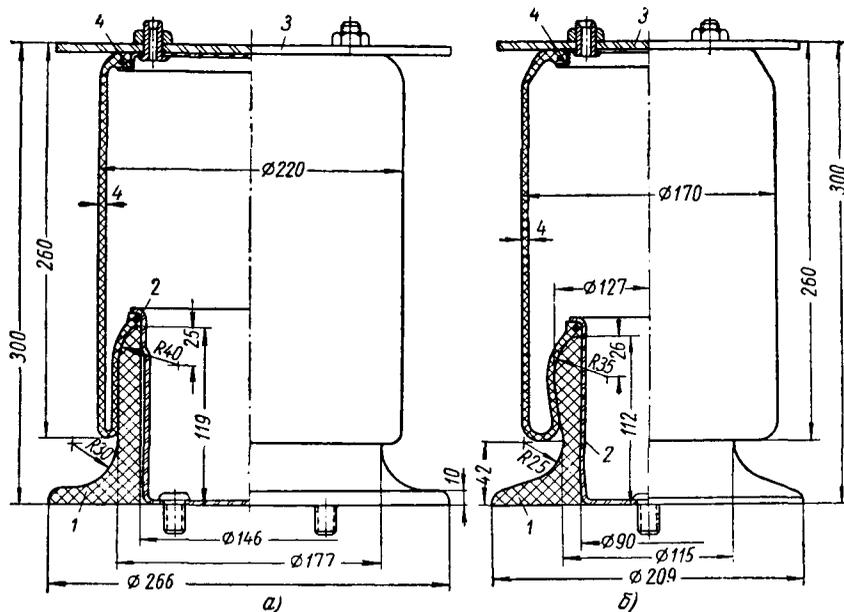


Рис. 2. Рукавные упругие элементы передней (а) и задней (б) подвесок автобуса Джизмси 4517.

лены из одного стержня, установлен в средней части в резиновых втулках на кронштейнах основания автобуса; концы рычагов подсоединены к балкам 5 упругих элементов.

Фиксация заднего моста аналогична фиксации переднего моста. Однако здесь верхняя продольная тяга не регулируется. Амортизаторы той же конструкции, что и передние, но с другой регулиров-

кой; закреплены шарнирно на балках упругих элементов. Задняя подвеска также имеет стабилизатор поперечной устойчивости. В отличие от передней подвески, в задней подвеске используются два регулятора уровня пола, установленные по обе стороны моста. Четыре рукавных упругих элемента большей грузоподъемности, чем передние, закреплены на балках и кронштейнах основания.

В подвеске использована конструкция регулятора положения кузова передней подвески фирмы Делько Продактс.

Пневматическая система подвески отделена от пневматической системы тормозов клапаном регулирования давления, который установлен у ресивера. Этот клапан обеспечивает подачу воздуха в ресивер только после того, как давление в тормозной системе достигнет величины 4—5 кг/см<sup>2</sup>. Кроме этого, клапан регулирования давления предотвращает падение давления в тормозной системе при каких-либо повреждениях в воздухопроводе подвески.

Обратный клапан пружинного типа с шариком установлен между клапаном регулирования давления и ресивером пневматической системы. Воздух, поступающий через клапан регулирования давления, очищается в воздушном фильтре.

Наиболее оригинальным узлом пневматической подвески автобуса Джизмси является рукавный упругий элемент фирмы Гудийр Тайр энд Рабе, показанный на рис. 2. Рукавный упругий элемент отличается от диафрагменного элемента отсутствием жестких направляющих оболочки и значительно меньшим весом (см. таблицу). Отсутствие жестких направляющих допускает большую поперечную податливость и значительные углы перекоса поршня при относительно малой

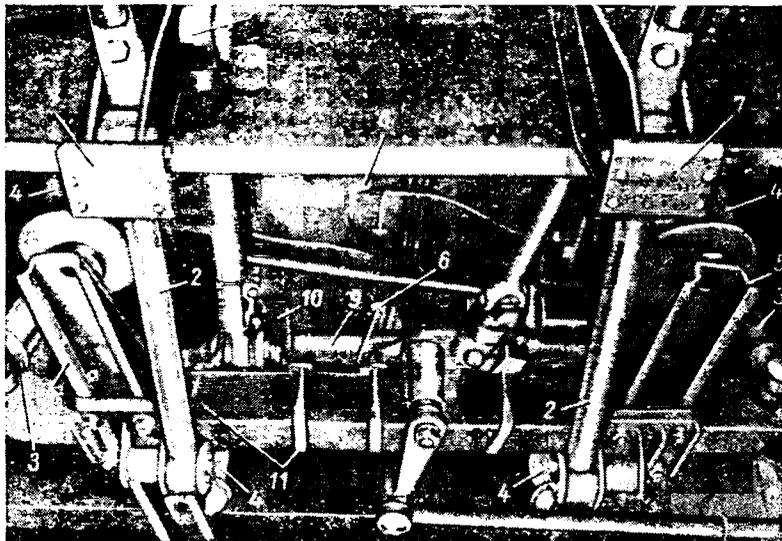


Рис. 1. Передняя подвеска автобуса Джизмси 4517 (вид снизу):

1 — верхняя продольная тяга; 2 — нижние продольные тяги; 3 — амортизаторы; 4 — рукавные упругие элементы; 5 — балки упругих элементов; 6 — кронштейн регулятора; 7 — кронштейны для домкратов; 8 — регулятор положения кузова; 9 — поперечная тяга; 10 — кронштейн верхней тяги; 11 — стремлянки крепления кронштейна.

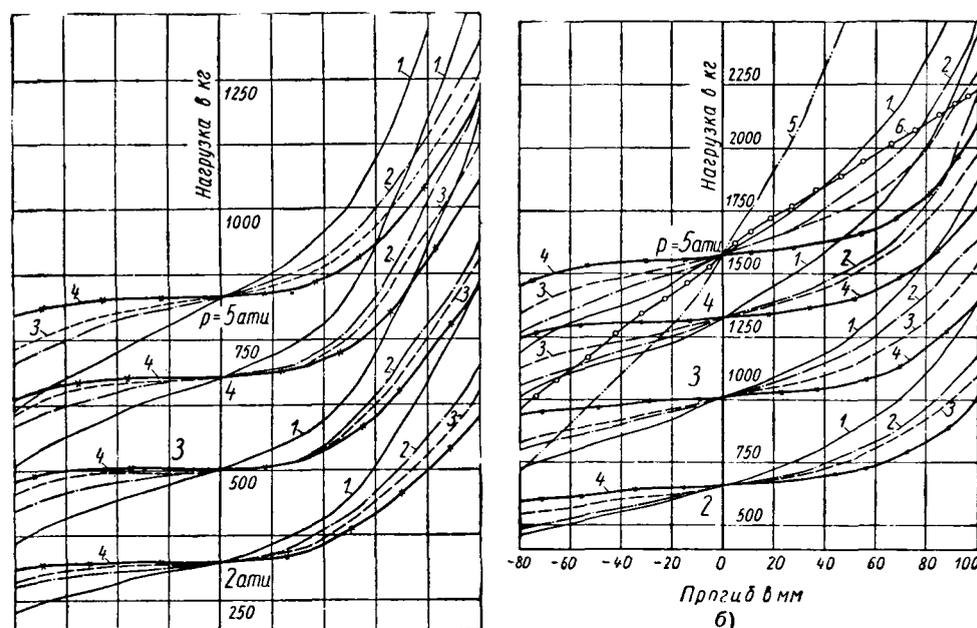


Рис. 3 Характеристики переднего (а) и заднего (б) упругих элементов автобуса Джизмси 4517:

1 —  $V_p = 0$  л; 2 —  $V_p = 7$  л; 3 —  $V_p = 14$  л; 4 —  $V_p = 90$  л; 5 —  $V_p = 0$  л, диаметр 250 × 200; 6 —  $V_p = 90$  л.

| Тип упругого элемента | Вес в кг |                    |  |   |  |
|-----------------------|----------|--------------------|--|---|--|
|                       | оболочки | арматуры элементов | общий вес собственно упругого элемента | детали крепления упругих элементов (орнентировочно) | резервуаров соответствующих объёму 10—14 л |
| Двойные баллоны       |          |                    |  |   |  |
| Континенталь 250×200  | 1,180    | 3,450              | 4,630                                  | 2,0   | 17,0                                       |
| НИИШП 250×200         | 1,460    | 5,0                | 6,460                                  | 2,0   | 17,0                                       |
| НИИШП 300×200         | 1,630    | 5,55               | 7,180                                  | 2,0   | 17,0                                       |
| Денлоп 91/4×2×6       | 1,130    | 1,665              | 2,795                                  | 1,0   | 17,0                                       |
| Рукавные элементы     |          |                    |  |   |  |
| Гудийр 6''            | 2,000    | 1,330              | 3,330                                  | 3,140   | —  |
| Гудийр 8''            | 3,300    | 1,930              | 5,230                                  | 2,100   | —  |

высоте самого рукавного упругого элемента. В качестве дополнительного резервуара использован объем поршня 1, в который вмонтирован кожух 2 с прижимными буртами. Верхний буртик оболочки прижимается к фланцу 3 прижимным кольцом 4.

Практически малая разница между площадью поперечного сечения оболочки и эффективной площадью позволяет иметь значительно большую несущую нагрузку рукавных элементов при относительно малых размерах. В передней подвеске использован рукавный элемент типоразмера 6'', в задней — 8'' (фактические размеры наружного диаметра

оболочки в свободном состоянии равны соответственно 170 и 220 мм).

В качестве материала оболочки использована прорезиненная кордная ткань. Крестообразное расположение нитей корда обеспечивает натяжение оболочки при раздувании. Поршень изготовлен из пластмассы, прижимные кольца и кожух — из алюминиевого листа толщиной 0,8 мм.

На рис. 3 представлены характеристики (величина деформации оболочки в зависимости от прогиба) для исследуемых рукавных элементов; штриховыми линиями нанесены характеристики двойного баллона размером 250×200

(НИИШП) с объемом резервуара 0 и 90 л.

Анализ кривых показывает, что на среднеэксплуатационном диапазоне деформаций характеристики рукавных элементов мягче, чем характеристики двойных баллонов с объемом резервуаров 90 л. При этом в случае больших прогибов жесткость рукавных элементов возрастает более интенсивно, а при отбое — значительно медленнее по сравнению с жесткостью двойного баллона. Жесткость рукавных упругих элементов под статической нагрузкой равна или приближается к нулю. Срок службы рукавных элементов в значительной мере зависит от условий эксплуатации. Пробег 20 тыс. км в различных дорожных условиях не сказался на долговечности элементов.

Одним из основных параметров, характеризующих качество подвески, является плавность хода автомобиля. Для оценки плавности хода автобуса Джизмси были сняты акселерограммы при движении груженого автобуса в соответствии с грузоподъемностью с различной скоростью по дорогам с разным покрытием.

Для испытаний были выбраны участки дорог протяженностью 100 м с бетонным и асфальтовым (удовлетворительного качества) покрытиями, измерения проводились при движении автобуса в прямом и обратном направлениях. Ускорения записывались одновременно в трех точках на сиденьях, расположенных над передним и задним мостами и в середине базовой части автобуса. Это дало возможность сравнить переднюю и заднюю подвески, а также получить некоторое представление о зоне комфорта автобуса.

Анализ распределения ускорений показал, что плавность хода автобуса Джизмси на пневматической подвеске довольно высока, особенно при движении по дорогам с удовлетворительным покрытием. Относительно резко ухудшается плавность хода при движении по дорогам, имеющим неровное покрытие. Последнее объясняется значительным возрастанием динамической жесткости при быстрых колебаниях подрессоренной массы с большими амплитудами. Зона комфорта автобуса расположена в базовой части. Повышенные ускорения подрессоренной массы над передней подвеской в сравнении с задней объясняются тем, что во избежание возникновения явления «шимми» в зависимой подвеске управляемых колес автобуса жесткость упругих элементов искусственно завышена в ущерб плавности хода.

Канд. техн. наук Р. А. АКОПЯН, Б. И. ГЕРШМАН

Шукин М. М. Сцепные устройства автомобилей и тягачей. Конструкция, теория и расчет, Машгиз, 1961.

**РЕЦЕНЗИРУЕМАЯ** книга обобщает материал по одному из важных элементов автопоездов — сцепному устройству.

В первом разделе приводится обширный материал по конструкции тягово-сцепных, опорно-сцепных устройств как обычных автопоездов, так и автопоездов с активными прицепами. Во втором разделе излагаются основы теории взаимодействия звеньев автопоезда. В третьем разделе рекомендуется расчет основных конструктивных схем и деталей сцепных устройств.

В заключении излагается методика и аппаратура лабораторных и ходовых испытаний сцепок.

Глава I содержит общие сведения по сцепным устройствам, их классификацию и предъявляемые требования. Существенным недостатком главы является отсутствие материала по сцепкам автопоездов с активными прицепами.

В главе II рассматриваются конструкции тягово-сцепных устройств автопоездов и деталей сцепок. По опытным (предлагаемым) конструкциям даны ограниченные сведения. Тягово-сцепные устройства гусеничных тягачей описаны скупо и § 5 («Поворотно-выдвижной механизм») содержит ограниченный материал.

Глава III посвящена конструкции спорно-сцепных устройств автопоездов (с полуприцепами), дан анализ типовых конструкций опорно-сцепных устройств отечественного и зарубежного производства.

Приводимый (на стр. 52—53) анализ поперечной устойчивости полуприцепа не учитывает ряда факторов и поэтому не может считаться достаточным. Не дано рекомендаций по конструкции стабилизирующих пружин, а также обоснование размещения опорно-сцепного устройства на тягаче. Установка двух опорно-сцепных устройств на одном тягаче (стр. 58) не может быть рекомендована.

Важный, но ограниченный материал содержат § 8 и 9 этой главы. К сожалению, приведена только одна конструкция стабилизатора поперечной устойчивости (гидравлического).

В § 9 («Особые типы сцепных устройств») представлены сцепки, используемые при механическом приводе колес прицепов и полуприцепов. Содержание § 9 требует существенной переработки.

В главе IV излагается теория динамического взаимодействия звеньев автопоезда, разработанная автором с учетом ранее опубликованных работ. Выведенные теоретические зависимости позволяют определить необходимые динамические и кинематические параметры и раскрыть картину взаимодействия звеньев автопоезда.

Вместе с тем автор допустил ошибку в схеме сил (стр. 100), приняв, что крутящий момент подводится к колесам тягача и колесам полуприцепа независимо, хотя эти элементы связаны трансмиссией.

Совершенно недопустимо пренебрежение величинами  $B$  и  $F$  (стр. 104), что предлагает автор. Расчеты показывают, что значение указанных величин может изменяться до 30%. Вследствие этой ошибки нельзя считать правильными фиг. 65 и формулы (64)—(72).

Глава V содержит теоретическое и экспериментальное исследование влияния конструкции сцепки на свойства автопоезда. Здесь также излагается влияние месторасположения сцепки на маневренные свойства автопоезда. При этом допущена неточность в обозначении  $l_k$  (фиг. 71 и табл. 13) применительно к автопоезду в составе седельного тягача и полуприцепа. Вынос центра опорно-сцепного устройства осуществляется вперед

по ходу тягача, а не назад, как указано на схеме. § 18 «Влияние конструкции сцепки на поперечную устойчивость автопоезда» написан поверхностно, что не соответствует значению рассматриваемого вопроса.

Глава VI включает анализ влияния различных конструктивных и эксплуатационных факторов на нагрузки в сцепном устройстве автопоезда. Здесь отдельные параметры, такие как жесткость упругой связи, зазоры в сцепке, соотношение масс звеньев автопоезда, рассмотрены достаточно подробно и подкреплены примерами.

В табл. 15 (стр. 147) приведены данные по необходимой средней жесткости автопоездов, но комплектация тягача и прицепа выбрана неправильно. Так, по заводским данным, тягач ГАЗ-63 может буксировать прицеп весом 2 т, а в таблице приводится прицеп 2-П-2, имеющий полный вес (вес с грузом) 3,5 т. То же самое относится и к другим типам автопоездов, рассматриваемых в табл. 15.

Рекомендации автора по выбору жесткости упругой связи в тягово-сцепном устройстве (стр. 146—147) требуют уточнения и дополнения с учетом работ И. К. Пчелина, А. А. Хачатурова, А. Л. Шефа, Б. И. Морозова («Автомобильная промышленность» № 4, 1962 и Труды НАМИ № 39, 1961 г.).

Влияние дорожных условий и скорости движения проанализировано совершенно недостаточно. Отсутствуют фактические данные по темпу нарастания усилий в сцепке (стр. 139—140).

Весьма важным для практики является изложение методики определения расчетных режимов нагрузки в сцепном устройстве и выбор параметров демпфирования.

К табл. 17 можно предпослать те же замечания, что и к табл. 15.

Материал, помещенный на стр. 157—159, не имеет отношения к расчету опорно-сцепных устройств на прочность. В то же время определение усилий в сцепках многозвеньевого автопоезда является актуальной инженерной задачей. К сожалению, эта задача автором решена весьма ориентировочно, без учета ряда важных факторов (например, кинематического несоответствия привода активных прицепов и др.).

В главе VII излагается методика расчета типовых упругих элементов сцепных устройств. Приводимые примеры расчетов хорошо иллюстрируют практическое использование аналитических зависимостей. В ряде случаев расчеты излишне загромождены вычислениями.

Глава VIII дает методику расчета основных деталей сцепных устройств.

Существенным пробелом приводимого расчета сцепных устройств является то, что не учтен знакопеременный характер приложения усилий, который является преобладающим режимом работы тягово-сцепных и опорно-сцепных устройств автопоездов.

В главе IX приводятся некоторые данные по методике и аппаратуре испытания сцепок. Содержание главы охватывает далеко не полный материал по экспериментальным исследованиям автопоездов, который накоплен к настоящему времени.

Рассмотренные недостатки и высказанные замечания отнюдь не умаляют научной и практической ценности рецензируемого труда. Книга является первым источником, так глубоко рассматривающим вопросы теории и расчета сцепных устройств тягачей, представляющим широко их конструкции и увязывающим все вопросы с эксплуатацией автопоездов.

Книга «Сцепные устройства автомобилей и тягачей» полезна для инженеров проектно-конструкторских организаций, работников, связанных с эксплуатацией поездов, и студентов вузов.

Канд. техн. наук Б. П. ФЕДОРОВ



Гродзневский В. И. Реактивные центрифуги для очистки масла в двигателях внутреннего сгорания. Конструкция и расчет. Киев, Машгиз, 1963. 88 с., т. 4000, ц. 29 коп.

Конструкции реактивных центрифуг, их роль в снижении износа основных трущихся деталей двигателя и увеличении срока службы машин. Расчет центрифуг на эффективность очистки масла. Основы энергетического расчета и расчета элементов конструкций центрифуг.

Для инженерно-технических работников конструкторских бюро.

Карпов Р. Г. Электроника в испытании тепловых двигателей. М., Машгиз, 1963. 168 с., т. 5000, ц. 64 коп. в пер.

Электронные схемы для получения индикаторной диаграммы, ее калибровки и измерения основных параметров двигателя (индикаторного давления, максимального давления цикла, крутящего момента, индикаторной и эффективной мощности). Принципы построения схем для измерения медленно меняющихся величин.

Для инженерно-технических работников автомобильной, тракторной и авиационной промышленности.

Королев В. А. Автоматизация в механосборочных цехах. (Из опыта работы Минского тракторного завода). Минск, Госиздат БССР, 1963. 64 с., т. 2000, ц. 11 коп.

Обобщение опыта Минского тракторного завода в области механизации и автоматизации производственных процессов в механических и сборочных цехах.

Для инженерно-технических работников.

Коротков А. И. и Полевая А. М. Литье в оболочковые формы. М., Машгиз, 1963. 300 с. (Инженерные монографии по литейному производству), т. 4300, ц. 1 р. 40 к. в пер.

Подробное изложение технологии литья в оболочковые формы. Особенности изготовления оболочковых форм с применением термореактивных смол в качестве связующих материалов. Механизация и автоматизация технологических процессов, организация цехов литья в оболочковые формы, экономика производства и техника безопасности.

Для инженерно-технических работников.

Мирлин Г. А. Сварка в автостроении. М., Машгиз, 1963. 268 с., т. 3000, ц. 1 р. 13 к. в пер.

Способы сварки и металлы, применяемые в автомобилестроении. Оборудование и инструмент для сварки и транспортирующие устройства. Технологичность сварных конструкций. Технология сварки кузовов, кабины, узлов двигателя и ходовой части автомобиля. Основные виды брака и способы контроля.

Для технологов и конструкторов.

Портнов Д. А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. Теория, рабочий процесс и

характеристики. М., Машгиз, 1963. 640 с., т. 4500, ц. 2 р. 36 к. в пер.

Принципиальные схемы и теоретические циклы турбопоршневых двигателей. Рабочий процесс дизелей с наддувом, продувкой, противодавлением на выхлопе и лопаточных машин. Расчет режима нормальной мощности двигателя. Характеристики транспортных турбопоршневых двигателей.

Для инженеров-конструкторов и экспериментаторов.

Справочник инженера автомобильной промышленности. Т. 2. Пер. с англ. М., Машгиз, 1963. 759 с., т. 11000, ц. 3 р. 74 к. в пер.

Данные о применяемых в автомобилестроении подшипниках качения, шестернях, сцеплениях, коробках передач, карданных валах, рулевом управлении, тормозах, колесах и шинах, подвеске, кузовах. Системы освещения, вентиляции и отопления. Автомобильные радиоприемники. Производство и испытания серийных и опытных автомобилей.

Для инженерно-технических работников.

Справочник технолога-машиностроителя в двух томах. Под общей ред. В. М. Кована. Т. 2. Ред. А. Н. Малов. Изд. 2-е, испр. и доп. М., Машгиз, 1963. 912 с., т. 35000, ц. 3 р. 35 к. в пер.

Данные по металлорежущим станкам, приспособлениям, режущему инструменту, по режимам резания, допускам и посадкам, измерительным приборам и инструментам и машиностроительным материалам.

Типизация технологических процессов в машиностроении. М., Машгиз, 1963. 116 с. (Мос. Дом научно-технической пропаганды), т. 8000, ц. 44 коп. в пер.

Систематизация и обобщение опыта машиностроительных предприятий и научно-исследовательских институтов в области разработки методов типизации технологических процессов и внедрения групповой обработки. Экономическая эффективность типизации и нормализации.

Для инженерно-технических работников.

Энглиш К. Поршневые кольца. Т. 2. Эксплуатация и испытание. Пер. с нем. В. Г. Гончаренко и Н. Н. Черноземова. Под ред. В. К. Житомирского. М., Машгиз, 1963. 368 с., т. 5600, ц. 1 р. 92 к. в пер.

Конструкция поршневых уплотнений. Смазка цилиндров, поршней и поршневых колец; расход смазочных материалов. Износ колец и цилиндров. Затруднения, возникающие при эксплуатации поршневых колец (поломка, заклинивание в канавках). Монтаж, демонтаж и смена колец. Испытание и исследование характеристик поршневых колец.

Для инженеров-конструкторов и работников автотранспорта.

**ПОСТУПИЛА В ПРОДАЖУ  
НОВАЯ КНИГА**

Литвинов А. С., Ротенберг Р. В., Фрумкин А. К.

**Шасси автомобиля  
Конструкция и элементы расчета**

М., Машгиз, 1963. 504 стр. Цена 2 р. 28 коп.

Книга содержит анализ большого числа конструкций основных механизмов и узлов отечественных и зарубежных автомобилей. Для более глубокого понимания некоторых конструктивных особенностей и направлений развития конструкций приводятся сведения по теории и расчету из отечественных и зарубежных исследований.

Предназначена для инженеров, работающих в области автомобилестроения, и научных работников автомобильных институтов.

**КНИГУ МОЖНО ПРИОБРЕСТИ**

В МОСКВЕ в магазине № 8 Москниги (Москва, ул. Петровка, 15),  
В ЛЕНИНГРАДЕ в магазине № 5 Ленкниги (Ленинград, Литейный пр., 64) или выписать по почте наложенным платежом через отделы «Книга—почтой» указанных магазинов.

**Производится подписка  
на ежемесячный научно-технический  
и производственный журнал**

**«СТРОИТЕЛЬНЫЕ И ДОРОЖНЫЕ МАШИНЫ»**

Журнал рассчитан на широкий круг читателей от инженерно-технических работников до квалифицированных рабочих.

В журнале систематически освещаются данные о конструкциях новых экскаваторов, строительных и дорожных машин, нового оборудования для заводов промышленности строительных материалов и предприятий стройиндустрии, а также механизированного строительного инструмента.

Публикуются материалы по вопросам автоматизации управления и контроля работы строительных машин и оборудования, освещается

передовой опыт их эксплуатации, ремонта и модернизации на заводах, стройках и предприятиях промышленности строительных материалов и стройиндустрии.

Освещаются недостатки конструкций машин, налажен обмен мнениями между производственниками и потребителями.

В журнале публикуются также статьи о проводимых выставках, критические статьи о новой литературе по строительным и дорожным машинам, аннотации из советских и иностранных журналов, заметки из истории строительных машин.

Подписка на журнал принимается без ограничения в пунктах подписки «Союзпечати», в почтамтах, городских, районных узлах и отделениях связи, а также у общественных распространителей печати.

**УВАЖАЕМЫЙ ТОВАРИЩ!**

Не забудь своевременно оформить подписку на журнал

**«АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»**

на 1964 год

Подписка на журнал «Автомобильная промышленность» принимается без ограничения в пунктах подписки «Союзпечати», в почтамтах, городских, районных узлах и отделениях связи, а также у общественных распространителей печати.

*Редакция журнала*

**ИНЖЕНЕРЫ И ТЕХНИКИ,**

*приобретайте словари для ваших личных библиотек!*

**Англо-русский словарь по машиностроению и металлообработке.** Составил С. И. Кречетников. М., Физматгиз, 1961, 678 с., 2 р. 23 к.

Словарь содержит около 35 000 терминов, главным образом, по машиностроению (обработка металлов, детали машин и механизмов, обработка давлением, сварка, допуски и посадки, контрольно-измерительные приборы, литейное дело и др.). Кроме того, в словарь включены важнейшие термины из общетехнических дисциплин (сопротивление материалов и их испытание, металлография, термообработка и т. д.).

**Англо-русский автобронетанковый словарь.** Составили А. П. Чочиа и А. С. Щеглов. М., Воениздат, 1961, 440., 1 р. 85 к.

**Немецко-русский автотракторный словарь.** Составил Я. Э. Малаховский. Физматгиз, 1961, 412 с., 1 р. 35 к.

Словарь содержит более 20 000 терминов, охватывающих современную терминологию по автомобильной и тракторной технике, и включает в себя следующие разделы: типы, конструкции, агрегаты и детали автомобилей и тракторов, лабораторные и дорожные испытания, эксплуатацию и ремонт, материалы и инструменты, дороги и их устройства, электрооборудование.

Словари можно купить во всех книжных магазинах.

В случае отказа просим сообщить по адресу: Москва, В-71, Ленинский проспект, 15, Союзкнига, отдел технической литературы.

*Союзкнига.*