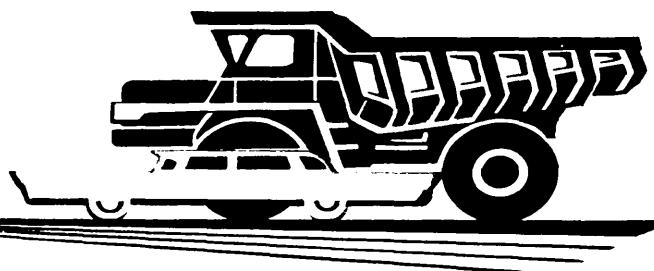


Л

АВТОМОБИЛЬНАЯ  
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1974

3



# СОДЕРЖАНИЕ

<b>Б. С. Фомичев — Социалистическое соревнование и эффективность технического творчества автомобилестроителей . . . . .</b>	<b>1</b>
<b>КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ</b>	
<b>Г. И. Хинчук — К вопросу определения фактора торможения топливоподающей аппаратуры дизелей ЯМЗ . . . . .</b>	<b>3</b>
<b>Ю. А. Коган — О предполагаемых и действительных эпюрах давлений поршневых колец . . . . .</b>	<b>4</b>
<b>М. А. Хайлов — Диаметр впускного трубопровода и коэффициент наполнения двигателя . . . . .</b>	<b>5</b>
<b>В. Ф. Кутенев, А. А. Чарыков, В. Н. Топунов — Сравнительная оценка токсичности отработавших газов автомобилей с дизелями и с бензиновыми двигателями . . . . .</b>	<b>9</b>
<b>С. П. Скрипкин, В. И. Воробьев, П. Г. Романчиков — Влияние распределения паровой и жидкостной составляющих потока горючей смеси на неравномерность ее состава в цилиндрах двигателя . . . . .</b>	<b>12</b>
<b>Е. А. Индикт — К вопросу использования ресурса агрегатов автомобиля . . . . .</b>	<b>14</b>
<b>Л. В. Гуревич — Количественная оценка эффективности тормозных систем . . . . .</b>	<b>15</b>
<b>Н. А. Забавников — Простейший механический аккумулятор энергии транспортной машины . . . . .</b>	<b>18</b>
<b>Б. Б. Генбом, В. А. Демьянюк, Т. Г. Мыськив — Об устойчивости движения заторможенного автомобиля . . . . .</b>	<b>22</b>
<b>В. Я. Иванин, Д. В. Гриценко, И. В. Аксенов — К вопросу оценки плавности хода многоосных автомобилей . . . . .</b>	<b>25</b>
<b>Ю. А. Еченистов, А. М. Киреев, Д. С. Семов — Экспериментальное исследование отпечатков шин неподвижного колеса . . . . .</b>	<b>27</b>
<b>В. В. Редчиц — О явлении относительного поворота контактного отпечатка движущегося колеса . . . . .</b>	<b>28</b>
<b>С. Я. Марголис — Определение нагрузок на детали задней зависимой рычажно-пружинной подвески . . . . .</b>	<b>30</b>
<b>В. В. Лазарев, С. А. Шуклин, В. В. Москвитин, В. И. Быков — К вопросу повышения эксплуатационных показателей автомобилей высокой проходимости . . . . .</b>	<b>32</b>
<b>ТЕХНОЛОГИЯ</b>	
<b>Ф. М. Кивман, Л. П. Духанина — Состояние и основные направления производства поковок цилиндрических шестерен . . . . .</b>	<b>35</b>
<b>Н. А. Моисеев, В. В. Михайлов, Р. М. Мясникова — Низкотемпературное жидкостное цианирование режущего инструмента . . . . .</b>	<b>37</b>
<b>М. Л. Фингер, Ц. З. Кринзберг, В. П. Шонин, А. А. Симонов — О выборе точности червячных фрез под шевер . . . . .</b>	<b>38</b>
<b>ИНФОРМАЦИЯ</b>	
<b>Н. А. Матвеев, А. А. Волкомич, И. Д. Чудновский, С. Н. Сухомдинов, Г. Ф. Баландин, А. С. Евсеев, Ю. Т. Тисленко, А. М. Голосовкер, В. М. Трубкин — Современные центробежные смесители периодического действия . . . . .</b>	<b>40</b>
<b>В. А. Саутенкова, Н. Г. Морозова, И. А. Садилек — Новые автомобильные обивочные ткани . . . . .</b>	<b>43</b>
<b>М. П. Иванов — XL Международный конгресс литераторов . . . . .</b>	<b>44</b>
<b>Новости в технологии машиностроения за рубежом . . . . .</b>	<b>46</b>
<b>КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ</b>	
<b>А. С. Литвинов — Рецензия на книгу Я. С. Агейкина «Вездеходные и комбинированные двигатели». «Машиностроение», М., 1972 . . . . .</b>	<b>47</b>
<b>Рефераты статей . . . . .</b>	<b>3-я стр. обл.</b>

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

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

Адрес редакции:

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

Издательство «Машиностроение»

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор О. Е. Мишина

Сдано в набор 7/1 1974 г.

Подписано к печати 15/11 1974 г.

Т-02849

Печ. л. 6,0

Уч.-изд. л. 10,25

Формат 60×90/8

Тираж 11,746 экз.

Зак. 66

Издательство «Машиностроение». 107885. Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3.

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

3  
МАРТ

1974

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА  
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Год издания XL

УДК 658.387:629.113

## Социалистическое соревнование и эффективность технического творчества автомобилестроителей

Б. С. ФОМИЧЕВ

**В**АЖНЫМ фактором ускорения научно-технического прогресса в условиях развитого социализма является социалистическое соревнование трудящихся. Оно оказывает огромное влияние на все стороны общественного развития, но прежде всего на экономику — основу построения нового общества. В постановлении ЦК КПСС «О дальнейшем улучшении организации социалистического соревнования» отмечается, что в условиях научно-технической революции социалистическое соревнование призвано сыграть качественно новую роль в развитии народного хозяйства и воспитании трудящихся.

Вступая в социалистическое соревнование, коллективы предприятий автомобильной промышленности направляют свои усилия на увеличение производства автомобильной техники, повышение ее качества, надежности и долговечности. В их обязательствах находят отражение комплексные планы повышения экономической эффективности производства и производительности труда, включающие мероприятия по осуществлению комплексной механизации и автоматизации производственных процессов, сокращению сроков разработки, внедрения и освоения новой техники и прогрессивной технологии.

Например, коллектив Автозавода имени Ленинского комсомола поставил перед собой задачу выполнить пятилетний план к 7 ноября 1975 г. Основным средством решения этой задачи коллектива считает осуществление комплексной механизации и автоматизации производства, завершение технической реконструкции завода, обеспечение 89%, а на некоторых участках 100% механизации трудоемких процессов.

Коллектив Московского завода АТЭ-1 разработал мероприятие по комплексному совершенствованию трудовых процессов в целях увеличения выпуска продукции и роста производительности труда при уменьшении численности работников. С 1 января 1972 г. завод перешел на работу по примеру Щекинского химического комбината. Коллектив обязался повысить сверх пятилетнего плана производительность труда на 8,5% и увеличить среднюю заработную плату на 5,4% при одновременном снижении расхода фонда заработной платы на рубль реализованной продукции на 13,2%. Коллектив Московского завода АТЭ-2, выполняя свои социалистические обязательства, добился повышения производительности труда в 1972 г. на 8,3%, против 7,5%, взятых по обязательству, и 9,2% за девять месяцев 1973 г.

Примером высокой творческой активности автомобилестроителей может служить их борьба за выполнение личных социалистических обязательств по выполнению Директив XXIV съезда КПСС по пятилетнему (1971—1975 гг.) плану развития автомобильной промышленности.

По почину бригады кузнецов Горьковского автозавода, возглавляемой Героем Социалистического Труда А. И. Огневым, и примеру передовых рабочих Алтайского завода тракторного электрооборудования все больший размах получает социалистическое соревнование на основе личных годовых и пятилетних производственных заданий. С ценной инициативой выступили бригады формовщиков литейных цехов Московского имени И. А. Лихачева и Горьковского автозаводов (бригадиры М. К. Зиминский и Ю. М. Кондалов), заключившие двусторонний договор о социалистическом соревновании за досрочное выполнение производственных заданий 1973 г. и пятилетки. Успешно соревнуются между собой бригады слесарей Львовского автобусного завода имени 50-летия СССР и Липецкого автобусного завода (бригадиры — Герой Социалистического Труда Н. И. Милян и В. К. Федоров), бригады кузнецов Первого и Седьмого государственных подшипниковых заводов (бригадиры А. А. Соколов и В. А. Галустян); на Восьмом государственном подшипниковом заводе 4 тыс. рабочих-сдельщиков соревновались под девизом: «Сделать 1973 г. решающим годом девятой пятилетки, превратить наивысшую выработку в повседневную трудовую норму». Наладчики и стекольники мастера В. И. Чекулаева механосборочного цеха Запорожского автозавода «Коммунар» приняли коллективные обязательства достигнуть роста производительности труда, запланированного на конец пятилетки, в декабре 1974 г., добиться присвоения звания «Отличник качества» или «Мастер — золотые руки», а деталям, изготовленным сменой в 1973 г., присвоения заводского Знамени качества.

Социалистическое соревнование по осуществлению технического прогресса принимает разнообразные формы. Наиболее перспективно творческое содружество работников промышленных предприятий с учеными и научно-техническими работниками научно-исследовательских и проектно-конструкторских организаций отрасли. В условиях производственных отношений развитого социализма это содружество осуществляется преимущественно в форме договорных хозрасчетных отношений о научно-техническом сотрудничестве, которые особенно следует поддерживать, ибо оно является наиболее эффективным фактором связи науки с производством, превращения науки в непосредственную производительную силу социалистического общества. Примером такого творческого сотрудничества является инициатива коллективов Московского автозавода имени И. А. Лихачева, НАМИ и Главного управления автомобильного транспорта Мосгорисполкома.

В июне 1972 г. в ходе социалистического соревнования за досрочную встречу 50-летия СССР эти коллективы заключили

© «Автомобильная промышленность», 1974 г.

ВОЛГОГДА  
областная научная  
библиотека  
им. И. В. Дубашкина

Вологодская областная научная библиотека им. И. В. Дубашкина

Между собой договор о научно-техническом сотрудничестве по разработке и внедрению мероприятий, повышающих технико-экономические показатели работы автомобилей семейства ЗИЛ-130, их качества, надежности и долговечности. Обязались совместными усилиями обеспечить увеличение пробега автомобилей ЗИЛ-130 без капитального ремонта до 300 тыс. км.

Ярким примером творческого сотрудничества является также договор, принятый в честь 50-летия автомобильной промышленности коллективами НИИАвтоПрома, Заволжского моторного завода имени 50-летия СССР (Министерство автомобильной промышленности) и Тираспольского завода «Литмаш» имени Кирова (Министерство станкостроения), о повышении технического уровня производства литых заготовок на Заволжском моторном заводе. Намеченные в договоре мероприятия направлены на осуществление в будущем реконструкции литейных цехов завода с обеспечением 100%-ного выпуска основной номенклатуры литых заготовок на основе полной автоматизации, на обеспечение выхода завода на проектную мощность, достижения проектной трудоемкости.

В результате осуществления принятых обязательств будет установлено 94 единицы нового литейного оборудования, разработанного НИИАвтоПромом и изготовленного опытными заводами института и Тираспольским заводом «Литмаш». Научно-техническое сотрудничество расширяется. Теперь вопрос должен стоять о технико-экономическом углублении тематики договоров.

Социалистическое соревнование по осуществлению технического прогресса привело к тому, что техническое творчество приобрело массовый характер. Особенно это наглядно показывает развитие рационализаторства и изобретательства в отрасли. Практически каждый десятый автомобилестроитель — это новатор производства.

Рационализаторы отрасли взяли обязательства дать за 1971—1975 гг. 274 513 рационализаторских предложений и 2922 изобретения с экономическим эффектом 172 831,6 тыс. руб. с условным высвобождением 17 574 человека. Эти обязательства успешно выполняются. Как отмечалось на IV съезде ВОИР министром автомобильной промышленности СССР А. М. Тарасовым, в отрасли ежегодно в техническом творчестве участвуют более 80 тыс. человек. За два года (1971—1972 г.) от внедрения рационализаторских предложений получена экономия 90 млн. руб. Особым трудовым подъемом отмечен 1972 г. — год 50-летия образования СССР. В этом году рационализаторы дали 46,9 млн. руб. экономии.

В печати [1 и 2] уже отмечалась необходимость создания материально-технической базы для новаторов производства в виде экспериментальных участков, вспомогательных производств и лабораторий. Целесообразно использовать имеющиеся, как правило, на всех предприятиях учебные пункты технических кружков и вузов и их материально-техническую базу, в которых заняты инженерно-технические работники и преподавательские кадры высокой квалификации, способные обеспечить повышение научно-технического и технико-экономического уровня рационализаторских предложений и изобретений, что повысит уровень внедрения принятых предложений в материальное производство.

Традиционной становится такая форма соревнования, как смотры и выставки научно-технического творчества по изысканию резервов производства и режима экономии. Во Всесоюзном общественном смотре использования резервов производства и режима экономии 1972 г. приняли участие свыше 174 тыс. человек. Внесено 55,8 тыс. предложений. Реализация 31,2 тыс. предложений позволила сэкономить 26,2 млн. руб. Лучших результатов смотра добились коллективы предприятий Главного управления по производству грузовых автомобилей, внедрившие 4890 предложений с экономическим эффектом на 5,3 млн. руб. Коллективом Московского автозавода имени И. А. Лихачева внедрено 5600 предложений с экономией 2,8 млн. руб., коллективом Горьковского автозавода — 5780 предложений с экономией 3,6 млн. руб.

Большой вклад в осуществление технического прогресса вносят молодые автомобилестроители. Усилия молодых направляются на выполнение и перевыполнение плановых заданий, на достижение высшей среди молодежи производительности труда, на активное участие в техническом творчестве.

Как показывает практика, наиболее эффективной формой привлечения молодежи к социалистическому соревнованию по осуществлению технического прогресса является создание комсомольско-молодежных бригад. Многие комсомольско-молодежные бригады являются инициаторами ценных начинаний. Так, на Павловском автобусном заводе имени А. В. Жданова возникла новая форма соревнования среди комсомольцев и молодежи — ударные отряды 9-й пятилетки. Весьма ценной является инициатива комсомольско-молодежной бригады цеха шасси Минского автозавода — добиться высокой производи-

тельности труда в 1974 г., а также почин комсомольцев термического цеха под девизом: «Комсомолец — значит рационализатор или новатор производства».

Росту творческой активности молодежи в ускорении научно-технического прогресса в отрасли способствует проведение Всесоюзного смотра научно-технического творчества молодежи (НТТМ) «Пятилетке ударный труд, мастерство и поиск молодых». На первом этапе смотра приняло участие 25 тыс. молодых рабочих, инженеров и техников, ими разработано и внедрено 13 446 рационализаторских предложений с экономическим эффектом свыше 5 млн. руб. Свыше 120 работ молодежи экспонировалось на Центральной выставке НТТМ-72 [3].

Положительно оценивается такая форма социалистического соревнования по осуществлению технического прогресса и вовлечению молодежи в техническое творчество, как шефство различных творческих объединений над внедрением новой техники, прогрессивных технологических процессов, научной организации труда.

Так, 120 комсомольско-молодежных бригад Горьковского автозавода взяли обязательства в 1972 г. модернизировать 100 единиц кузнечно-прессового и металлорежущего оборудования, шефство над внедрением 15 автоматических линий и комплексно-механизированных участков. От внедрения их предложений в первом полугодии 1972 г. получено более 200 тыс. руб. экономии. Комсомолцы Первого государственного подшипникового завода шефствуют над внедрением автоматической системы управления; молодежь НИИАвтоПрома шефствует над модернизацией и пуско-наладочными работами автоматической формовочной линии среднего литья на Саранском литьевом заводе имени 50-летия ВЛКСМ [3].

Молодые специалисты и ученые института НИИАвтоПриборов в ходе первого этапа Всесоюзного смотра научно-технического творчества молодых выполнили 10 конструкторских работ на уровне изобретений, среди которых — создание полуавтоматической линии изготовления обмоток якорей стартеров СТ-351 для Херсонского электромашиностроительного завода с экономическим эффектом 66,7 тыс. руб. Перевыполнив свои обязательства, этот коллектив вызвал на соревнование молодых специалистов ГСКБ по автопогрузчикам (г. Львов), которые на первом этапе смотра дали девять конструкторских работ на уровне изобретений, и ГСКБ по автобусам (г. Львов).

В своих дополнительных обязательствах молодые специалисты НИИАвтоПриборов взяли шефство над разработками электрооборудования для автомобилей Камского автозавода, обязались показать на выставках второго этапа Всесоюзного смотра НТТМ не менее шести работ, провести научно-техническую конференцию молодых ученых и специалистов НИИАвтоПриборов, организовать цикл лекций для молодежи института по изобретательской работе.

Все большее признание получают научно-технические конференции, семинары и слеты молодых рабочих, специалистов и ученых. Они становятся школой технического творчества, способствуют развитию творческой мысли, расширяют кругозор и эрудицию молодежи. Как правило, они способствуют росту движения среди молодежи за коммунистическое отношение к труду и участию в общественной жизни коллектива.

Социалистическое соревнование чрезвычайно способствует росту экономической эффективности технического творчества. Коллективами предприятий, например, только одного главка отрасли — Глававтоэлектроприбор за 1970—1972 гг. дано более 17 млн. руб. экономии с высвобождением более 7,7 тыс. человек. И это без учета результатов работы рационализаторов и изобретателей. Что касается последних, то трудно найти другой вид производительного труда, который давал бы больший экономический эффект.

Экономическая эффективность технического творчества выражается в ряде показателей. Но самое концентрированное выражение его экономической роли проявляется в росте производительности труда. Коллективы Алтайского завода тракторного электрооборудования, Калужского завода автомотоэлектрооборудования, Куйбышевского завода автотракторного электрооборудования и др. добились в 1972 г. того, что примерно 50% роста производительности труда достигнуто за счет осуществления технического прогресса.

Решение задач, поставленных XXIV съездом КПСС, возможно лишь при условии, если весь прирост выпускаемой продукции будет обеспечен за счет роста производительности труда. Резервы для этого есть на каждом предприятии. Одним из главных является вовлечение всех работников в осуществление технического прогресса.

Разворнувшееся социалистическое соревнование и подъем на его основе творческой активности автомобилестроителей по осуществлению технического прогресса в отрасли является основным фактором успешного выполнения заданий первых двух лет пятилетки. За два года выпуск реализуемой продукции

возврат почти на одну треть, план производительности труда перевыполнен на 4% и прибыли на 4,2%. Коллективами предприятий, научно-исследовательских и проекто-конструкторских учреждений отрасли за 1972 г. был освоен выпуск 41 вида новой автомобильной техники, а в первом квартале 1973 г. выпущены первые промышленные серии еще 24 видов новых изделий (в том числе автомобиль УАЗ-469), смонтировано и освоено 19 автоматических и семь поточно-механизированных линий, а совсем недавно освоено производство автопоездов ЗИЛ-ММЗ-554В-819. Успешное решение задач девятой пятилетки настоятельно требует, чтобы на каждом предприятии

были разработаны перспективные планы технического прогресса, широко учитывались и использовались в них творческая инициатива новаторов производства.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Золотко С. К. Научно-технический прогресс и техническое творчество масс. М., Профиздат, 1973.
2. Сергеев Н. С. Тактика эксперимента. Газ. «Социалистическая индустрия», 14 сентября 1973.
3. Паутова В. Б. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 8.

# Конструирование Исследование Испытания

УДК 621.436.038

## К вопросу определения фактора торможения топливоподающей аппаратуры дизелей ЯМЗ

Канд. техн. наук Г. И. ХИНЧУК  
ЦНИИА

ДЛЯ КОЛИЧЕСТВЕННОЙ оценки сил вязкого трения в механизме регулятора и топливного насоса дизеля необходимо знать численное значение фактора торможения  $v$ . Его правильная оценка является необходимой предпосылкой достоверного анализа всей системы автоматического регулирования скорости дизеля. Существует ряд методик, с помощью которых можно оценить величину  $v$ . Однако ввиду их достаточной сложности вопрос определения  $v$  до настоящего времени не получил удовлетворительного решения.

Рассмотрим сравнительно простой способ определения  $v$ , который может быть использован при анализе систем автоматического регулирования скорости дизелей ЯМЗ. Сущность предлагаемого способа заключается в следующем.

В работе [1] проведено исследование динамики систем автоматического регулирования скорости дизеля ЯМЗ-238 и установлено, что в этой системе при расчете переходных процессов можно пренебречь величиной приведенной массы регулятора и воспользоваться упрощенным уравнением регулятора,

$$T_k \frac{d\eta}{dt} + \delta\eta = \varphi, \quad (1)$$

где  $\eta$  — относительное отклонение муфты измерителя скорости регулятора;

$T_k$  — время катаракта;

$\delta$  — степень неравномерности регулятора;

$\varphi$  — относительное изменение угловой скорости вала двигателя.

В этом случае совместное решение уравнения (1) и уравнения двигателя как объекта регулирования, определяющее время двигателя

$$T_a \frac{d\varphi}{dt} + K_c \varphi = -\eta,$$

( $K_c$  и  $T_a$  — соответственно коэффициент самовыравнивания и время двигателя) дает уравнение движения системы автоматического регулирования скорости

$$T_a T_k \frac{d^2\varphi}{dt^2} + (\delta T_a + K_c T_k) \frac{d\varphi}{dt} + (\delta K_c + 1) \varphi = 0. \quad (2)$$

Соответствующее характеристическое уравнение

$$T_a T_k p^2 + (\delta T_a + K_c T_k) p + \delta K_c + 1 = 0$$

имеет два комплексных сопряженных корня, поэтому его решение имеет вид

$$\varphi = C e^{\alpha t} \sin(\beta t + \gamma),$$

где  $C$  и  $\gamma$  — постоянные интегрирования;

$$\alpha = -\frac{\delta T_a + K_c T_k}{2 T_k T_a};$$

$$\beta = \frac{\sqrt{4 T_a T_k (\delta K_c + 1) - (\delta T_a + K_c T_k)^2}}{2 T_a T_k}.$$

Следовательно, период свободных колебаний системы, определяемый зависимостью

$$T = \frac{2\pi}{\beta},$$

может быть представлен в виде

$$T = \frac{4\pi T_a T_k}{\sqrt{4 T_a T_k (\delta K_c + 1) - (\delta T_a + K_c T_k)^2}}.$$

Если теперь эту зависимость решить относительно  $T_k$ , то получим выражение для времени катаракта:

$$T_k = \frac{T^2 (2 + \delta K_c) + T \sqrt{T^2 (2 + \delta K_c)^2 - \delta^2 (16\pi^2 T_a^2 + K_c^2 T^2)}}{16\pi^2 T_a + \frac{T^2 K_c^2}{T_a}}. \quad (3)$$

Таким образом, чтобы определить  $T_k$ , надо располагать величинами  $T_a$ ,  $K_c$ ,  $\delta$  и  $T$ . Нахождение первых трех параметров обычно не вызывает затруднений. Величина периода свободных колебаний  $T$  может быть определена по осциллограмме переходного процесса. Зная величину  $T_k$ , можно легко вычислить значение фактора торможения  $v$  по известной зависимости

$$v = \frac{2E T_k}{Z_0}, \quad (4)$$

где  $E$  — восстанавливающая сила регулятора;  
 $Z$  — координаты муфты регулятора.

В соответствии с изложенной методикой определена величина фактора торможения топливоподающей аппаратуры дизеля ЯМЗ-238. Для этого использовали кривые переходных процессов дизеля ЯМЗ-238 при полном сбросе нагрузки на режиме  $n=750$  об/мин и  $n=1700$  об/мин, приведенные в работе [1]. Значения параметров систем автоматического регулирования

скорости, при которых были получены эти переходные процессы, следующие:

$n$ в об/мин . . . . .	750	1500
$T_a$ в с . . . . .	0,373	0,62
$K_c$ . . . . .	-0,3	-0,124
$\delta$ . . . . .	0,273	0,095
$Z_0$ в мм . . . . .	4,8	5,2
$E$ в кг . . . . .	3,95	20,5
$\theta$ в $\text{кг} \cdot \text{м}^{-1}$ :		
исходный . . . . .	170	210
расчетный . . . . .	175	214

По кривым переходных процессов были определены периоды свободных колебаний системы, которые для режимов работы двигателя  $n=750$  и  $n=1700$  об/мин соответственно составили  $T_1=1,33$  и  $T_2=0,84$  с. Затем по формулам (3) и (4) вычислили значения  $T_k$  и  $v$ . Итоги расчета величины  $v$  для двух скоростных режимов работы двигателя ЯМЗ-238 приведены выше. Сопоставляя найденные значения фактора торможения со значениями, которые были приняты за исходные при проведении расчета переходного процесса, видим, что они отличаются не более чем на 3%. Следовательно, предлагаемый

способ определения величины фактора торможения топливоподающей аппаратурой по переходной характеристике системы обеспечивает достаточно высокую точность.

Рассмотренный метод определения коэффициента  $v$  может быть плодотворно использован не только для дизелей ЯМЗ, но и во всех тех случаях, когда при динамических расчетах систем автоматического регулирования скорости представляется возможным пренебречь величиной приведенной массы регулятора [2]. Если при этом переходные процессы в рассматриваемой системе будут иметь малые амплитуды колебаний, то для повышения точности определения  $T$  можно прибегнуть к искусственному увеличению амплитуды колебаний, например, уменьшением степени неравномерности регулятора.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Блаженнов Е. И. и др. Влияние приведенной массы регулятора на решение уравнений движения регулятора и двигателя ЯМЗ-238. В сб. «Вопросы двигателестроения», т. XXIII, вып. 5, Ярославль, 1972.

2. Настенко Н. Н., Борошок Л. А., Грунауэр А. А. Регуляторы тракторных и комбайновых двигателей. М., «Машиностроение», 1965.

УДК 621.43-242.3

## О предполагаемых и действительных эпюрах давлений поршневых колец

Канд. техн. наук Ю. А. КОГАН

НАМИ

**О**БЫЧНОЕ расхождение между расчетными эпюрами и действительными обнаруживается контролем эпюр давлений поршневых колец. Причины этих расхождений часто усматривают в нарушении технологии производства колец. Покажем, что при существующих методах расчета формы поршневых колец, базирующихся на функциях распределения давлений, которые при гармоническом анализе дают ряды с большим числом составляющих гармоник, расхождение между расчетной и действительной эпюрами давлений не является признаком несоблюдения технологии производства. Кроме того, попытки устранить указанные расхождения путем повышения точности расчета формы колец в свободном состоянии без изменения существующей методики расчета не могут дать ожидаемого результата.

Рассмотрим перемещения точек средней линии кольца при переходе его из свободного состояния в рабочее. Эти перемещения можно представить как сумму отклонений точек от их первоначального положения под действием равномерно распределенной нагрузки  $p_0$  и дополнительных отклонений  $v$ , которые претерпевают эти точки при введении равномерно нагруженного кольца в цилиндр двигателя. При этом согласно работе [1]

$$v = \frac{S}{3\pi} \sum_{n=2}^{\infty} \frac{P_n}{(n^2 - 1)^2} \cos n\varphi, \quad (1)$$

где  $S$  — раствор замка в свободном состоянии;  
 $n$  — порядковый номер гармоники ряда, на который разлагается эпюра давлений;

$P_n$  — коэффициент при гармонике  $n$ -го порядка.

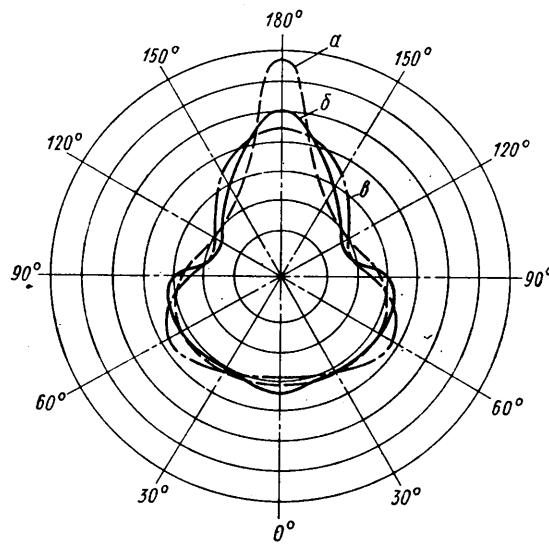
Уравнение (1) отличается от полученных ранее более сложных уравнений [2] на дополнительный член в правой части, величина которого не превышает 4—6 мк. Это отличие объясняется особенностями двух разных методов расчета.

Амплитуды гармоник, находящихся под знаком суммы в правой части уравнения (1), резко убывают с возрастанием их порядкового номера. Поэтому разница в величинах  $v$ , рассчитанных, например, по одиннадцати гармоникам и по двум начальным гармоникам, составляет (для кольца автотракторных двигателей) в зоне замка 1,5—3 мк, а в зоне 90° от замка и напротив замка — 1—2 мк, что меньше возможной точности изготовления копиров для обработки поршневых колец<sup>1</sup>. Вследствие этого при производстве поршневых колец расчетная форма их искажается за счет выпадения из ряда, аппроксимирующего эту форму, гармоник выше третьей. Отклонения действительной формы колец от заданной невелики, но они вызывают значительные искажения эпюры распределения давлений. Все это подтверждается данными таблицы, в которой приведены

величины отношений давлений в разных точках периметра кольца к среднему давлению  $p_0$ , вычисленные по одиннадцати и двум начальным гармоникам традиционных эпюр давлений.

Характеристика эпюры	Число учтенных гармоник	Расчетные зоны кольца						
		0°	30°	60°	90°	120°	150°	180°
Составлена с учетом износа кольца [2] $i=2,86$	11 2	1,05 0,88	1,05 1,15	1,14 1,28	0,90 0,69	0,45 0,41	0,67 1,15	2,66 1,74
Предложена А. Таубом [2] $i=2,84$	11 2	1,24 1,06	1,08 1,12	0,94 1,07	0,91 0,75	0,72 0,69	0,72 1,13	2,84 1,45
Составлена из линейных участков [3] $i=1,5$	11 2	1,14 1,07	1,05 1,07	1,00 1,00	1,26 0,86	1,26 0,86	1,26 1,07	1,50 1,25
Предложена Х. Арнольдом [4] $i=1,62$	11 2	1,38 1,35	1,22 1,21	0,84 0,87	0,64 0,57	0,71 0,71	1,14 1,21	1,62 1,51

Примечание.  $i = \frac{p_{\max}}{p_0}$ ,



4 <sup>1</sup> Поле допуска на размер вала диаметром 76—130 мм по 1-му классу точности составляет 13—18 мк.

Из таблицы и рисунка видно, что эпюры распределения давлений, составленные по одиннадцати (а), трем (б) и двум (в) составляющим гармоникам одного и того же тригонометрического ряда, значительно отличаются друг от друга, особенно по наиболее важному параметру — величине относительных давлений у замка. Указанные различия тем больше, чем выше относительное давление у замка и чем медленнее сходится ряд, на который разлагается эпюра давлений.

Следовательно, реальное кольцо, рассчитанное традиционными методами, в результате ограниченной точности механической обработки неизбежно приобретает эпюру давлений, существенно отличающуюся от заданной. В работе [3] указывалось на качественные трудности практической реализации некоторых видов эпюр распределения давлений поршневых колец. Рассматриваемые в статье материалы дают количественные оценки, справедливые для всех функций распределения давлений, образующих при гармоническом анализе ряды с числом гармоник больше двух.

Таким образом, воспроизвести расчетные эпюры давлений на практике без существенных искажений можно лишь применительно к эпюрам, аппроксимирующимся гармониками второго или второго и третьего порядка [1]. Для таких эпюр уравнение (1) принимает вид

$$v = \frac{S}{3\pi} (Q_2 \cos 2\varphi + Q_3 \cos 3\varphi). \quad (2)$$

Если в уравнении (2) ограничиться одной гармоникой второго порядка, то получится форма кольца, обеспечивающая «эллиптическую» эпюру давлений, добавление гармоники третьего порядка придает эпюре грушевидную форму.

Учет этого факта позволяет рассмотреть вопрос об эффективности косвенного контроля действительных эпюр давлений поршневых колец путем измерения их овальности  $O$  в гибкой ленте. Овальность можно выразить следующим образом:

$$O = D_0 - D_{\pi/2} = D + v_0 + v_{\pi} - (D + 2v_{\pi/2}), \quad (3)$$

где  $D$  — номинальный диаметр кольца;

$D_0$  — диаметр, проходящий через замок у кольца, стянутого гибкой лентой;

$D_{\pi/2}$  — диаметр, перпендикулярный к  $D_0$ .

Подставив значения  $v$  из уравнения (2) в уравнение (3), получим

$$O = \frac{S}{3\pi} 4Q_2. \quad (4)$$

Как видим, гармоника третьего порядка не влияет на величину овальности кольца. Между тем именно эта гармоника и определяет грушевидную форму эпюры давлений. Уравнение (4) с ошибкой, не превышающей 1%, справедливо и для эпюр, выраженных рядами из любого количества гармоник. Следовательно, при измерении овальности кольца в гибкой ленте, мы как бы отбрасываем параметры, формирующие грушевидную эпюру. Поэтому при косвенном контроле эпюры давлений поршневого кольца, рассчитанного, например, по уравнению (2) или, в общем случае, по уравнению (1) путем измерения его овальности в гибкой ленте, результат измерений необходимо дополнить оценочным параметром, функционально зависящим от коэффициента  $Q_3$ . Без такого дополнения овальность не может характеризовать действительное распределение давлений у колец с грушевидной эпюрой.

Таким образом, принимавшиеся ранее в качестве исходных эпюры давлений, дающие при гармоническом анализе более двух-трех составляющих, невозможно без значительных искажений воспроизвести при изготовлении. Эти искажения не могут быть устранены или существенно уменьшены за счет повышения точности расчетов, в частности путем расчетной компенсации систематических погрешностей изготавления, но без изменения характера исходной эпюры распределения давлений.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Коган Ю. А. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 12.
2. Гинцбург Б. Я. Теория и расчет поршневых колец. М., Машгиз, 1945.
3. Адамович А. В. Повышение износостойчивости деталей ДВС. М., «Машиностроение», 1972.
4. Энглиш К. «Поршневые кольца», т. 1. М., Машгиз, 1962.

УДК 621.43.01

## Диаметр впускного трубопровода и коэффициент наполнения двигателя

Д-р техн. наук М. А. ХАЙЛОВ

Московский авиационный технологический институт

$$\Delta p = -10^{-4} \omega r \frac{a \gamma_0}{g} S_{\text{полн}}^{\frac{1}{2}} \left\{ \left[ A_0 + \sum_{i=1}^{i=m} A_i \sin(\varphi_i + \delta_i) \right] - \left[ 2 \frac{e^{-Q_0}}{1 - e^{-Q_0}} A_0 + \sum_{i=1}^{i=m} A_i \sqrt{\frac{2e^{-Q_i}}{\sinh Q_i + \cos \left( i \frac{\Delta \varphi}{2} \right)}} \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \sin \left( \varphi_i + \delta_i + \vartheta_i - i \frac{\Delta \varphi}{2} \right) \right] \right\} \text{ кгс/см}^2, \quad (1)$$

где  $a$  — скорость распространения волны давления в среде в трубопроводе в м/с;

$S_{\text{полн}}$  — коэффициент, определяющий интенсивность импульса впуска в трубопроводе в зависимости от отношения величин площади поршня  $f_p$  и площади поперечного сечения трубопровода  $f_{tr}$  с учетом потерь энергии;

$A_0, A_i$  — амплитуды основной и  $i$ -й гармоник ряда Фурье от функции, определяющей скорость поршня в такте впуска;

ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ хорошего наполнения двигателя в некоторых случаях применяют впускной трубопровод с большим поперечным сечением. Если гидравлическое сопротивление трубопровода составляет значительную долю общего сопротивления всей системы впуска, увеличение сечения впускного трубопровода может действительно заметно улучшить наполнение. Однако следует дополнительно учитывать влияние на наполнение и так называемого инерционного наддува, а также колебаний давления во впусканом трубопроводе.

Как показывают исследования, возникающее к моменту прихода поршня к н.м.т. в такте впуска повышение давления перед впускным клапаном улучшает наполнение.

Изменение диаметра  $d_{tr}$  впускного трубопровода и соответственно скорости течения свежего заряда в нем влияет как на инерционный наддув, так и на режим колебаний давления. Общей тенденцией является увеличение инерционного наддува и интенсивности колебаний в пределах достаточно ограниченного возрастания гидравлического сопротивления системы впуска при уменьшении  $d_{tr}$ .

Считая инерционный наддув частным случаем проявления колебаний давления, рассмотрим вопрос, в какой мере изменение диаметра впускного трубопровода, влияя на колебания давления, может изменить наполнение двигателя.

Колебания давления во впусканом трубопроводе можно рассматривать как результат наложения волны разрежения, образующейся в трубопроводе вблизи впускного клапана в период впуска с бесконечно большим числом ее затухающих отражений от обоих концов трубопровода [1]. Соответственно этому отклонение давления  $\Delta p$  в трубопроводе от среднего за цикл, вызываемое колебаниями давления в трубопроводе у впусканого клапана четырехтактного двигателя, может быть представлено в виде [2]

$Q_0, Q_i$  — декременты затухания основной и  $i$ -й гармоник свободных колебаний;

$\varphi_i = i \frac{\varphi}{2}$  — текущее значение фазы  $i$ -й гармоники колебаний в градусах п.к.в.;

$\varphi$  — текущее значение угла поворота коленчатого вала двигателя от в.м.т. в такте впуска в градусах;

$\delta_i$  — сдвиг фазы  $i$ -й гармоники вынужденных колебаний в градусах п.к.в.

$$\vartheta_i = \arctan \frac{\sin \left( i \frac{\Delta \varphi}{2} \right)}{e^{Q_i} + \cos \left( i \frac{\Delta \varphi}{2} \right)} \quad \text{— сдвиг фазы } i\text{-й гармоники свободных колебаний, обусловленный суммированием бесконечного числа ее затухающих отражений у открытого и закрытого концов трубопровода, в градусах п.к.в.}$$

$i = \frac{\Delta \varphi}{2}$  — сдвиг фазы  $i$ -й гармоники свободных колебаний, обусловленный двукратным перемещением волны давления от закрытого конца трубопровода к открытому и обратно, в градусах п.к.в.

Первая часть выражения (1) в фигурных скобках определяет вынужденные колебания давления в трубопроводе  $\Delta p_0 =$

$$S_{\text{полн}}^{\Delta} = \frac{\Delta p_{\text{полн}}^{\Delta}}{\Delta p_1} = \frac{\frac{4\mu^2}{(\alpha_I + 1)(\alpha_{II} + 1) + \mu^2(\alpha_I - 1)(\alpha_{II} - 1)}}{1 + \mu \frac{\frac{\alpha_I - 1}{\alpha_I + 1}}{(\alpha_I + 1)(\alpha_{II} + 1) + \mu^2(\alpha_I - 1)(\alpha_{II} - 1)}} + \frac{\frac{4\mu^3 \cdot \frac{\alpha_I}{\alpha_I + 1}}{(\alpha_I - 1)}}{(\alpha_I + 1)(\alpha_{II} + 1) + \mu^2(\alpha_I - 1)(\alpha_{II} - 1)}, \quad (2)$$

$= f_1(\varphi)$ ; вторая часть — свободные затухающие колебания  $\Delta p_{\text{св}} = f_2(\varphi)$ .

Оценивая влияние колебаний давления на наполнение, следует отметить, что характеристика этого влияния зависит от амплитуды и фазового состояния гармоник свободных колебаний к моменту прихода поршня в такте впуска к н.м.т. Отмечаемое обуславливается тем, что к этому моменту вынужденные колебания никакого эффективного воздействия оказывать не будут, поскольку скорость поршня, вызывающая их, в этот момент равна нулю. Влияние колебаний давления в трубопроводе определяется результатирующим действием всех затухающих гармоник свободных колебаний. Интенсивность и характер влияния гармоник определяются их амплитудой

$$\Delta p_{i0} = \omega r \frac{a \gamma_0}{g} S_{\text{полн}}^{\Delta} A_i \sqrt{\frac{2e^{-Q_i}}{\cosh Q_i + \sin \left( i \frac{\Delta \varphi}{2} \right)}}$$

и фазовым состоянием к моменту прихода поршня в н.м.т.

$$\varphi_i + \delta_i + \vartheta_i - i \frac{\Delta \varphi}{2} = i \frac{180^\circ}{2} + \delta_i + \vartheta_i - i \frac{\Delta \varphi}{2}.$$

Амплитуда гармоник свободных колебаний зависит от величин:  $\omega, r, a, \gamma_0, S_{\text{полн}}^{\Delta}, A_i$ .

Значение коэффициента интенсивности импульса  $S_{\text{полн}}^{\Delta}$  может быть определено на основании следующих соображений. После того как импульс впуска  $\Delta p_1$ , вызываемый перемещением поршня от в.м.т. к н.м.т., дойдет от поршня до открытого впускного клапана, он начнет проникать во впускной трубопровод. Предположим, что этот процесс подобен прохождению волнового импульса из цилиндра 1 в трубопровод 2 через канал 3 (рис. 1, а), площадь поперечного сечения которого изменяется, следуя изменению площади проходного сечения

впускного клапана двигателя. В остальной части рабочего цикла площадь поперечного сечения канала равна нулю.

Вызванный перемещением поршня импульс  $\Delta p_1$ , дойдя до сечения I—I канала, пройдет в него частично в виде импульса разрежения  $\Delta p_2$  и одновременно частично отразится в том же сечении I—I в виде импульса  $\Delta p_3$ , который будет перемещаться обратно в сторону поршня. Проникший в канал 3 импульс  $\Delta p_2$  распространяется до сечения II—II, где с ним происходит то же, что перед тем происходило с импульсом  $\Delta p_1$  в сечении I—I, т. е. часть импульса  $\Delta p_2$  пройдет в трубопровод 2, а другая — отразится назад к сечению I—I. В сечении I—I с этой частью импульса вновь повторится все, что ранее происходило с импульсом  $\Delta p_2$  в сечении II—II. Отраженная в сечении I—I часть импульса вновь переместится к сечению II—II, а другая — пройдет в полость цилиндра. «Застрявшая» в канале часть импульса, блуждая от сечения I—I к сечению II—II и обратно, будет, постепенно убывая, посыпать то в сторону трубопровода 2, то в сторону цилиндра 1 последовательно затухающие импульсивные воздействия. Проникшие в полость цилиндра импульсы накладываются при отражении у поршня на продолжающуюся волну впуска и далее направляются к сечению I—I, где вновь повторяются все явления по описанной схеме. Проникшие в трубопровод 2 итоговые импульсы образуют в нем суммарную основную волну впуска.

Образующуюся волну впуска можно определить по Ламбу [2] и теории прохождения волновых импульсов по трубопроводу переменного сечения, изложенной в работе [3], с учетом потерь энергии при отражениях и допущений единовременного, в случае  $\Delta l$  стремящегося к нулю (рис. 1, б), наложения на проходящий импульс всех проникающих вслед за ним отражений.

Поскольку итоговый импульс выражает суммарный эффект всех прошедших в трубопровод импульсов, назовем его полным действительным импульсом впуска  $\Delta p_{\text{полн}}^{\Delta}$ . Отношение полного действительного импульса впуска к исходному импульсу разрежения  $\Delta p_1$  определят коэффициент полной действительной проходимости импульса

$$S_{\text{полн}}^{\Delta} = \frac{\Delta p_{\text{полн}}^{\Delta}}{\Delta p_1} = \frac{\frac{4\mu^2}{(\alpha_I + 1)(\alpha_{II} + 1) + \mu^2(\alpha_I - 1)(\alpha_{II} - 1)}}{1 + \mu \frac{\frac{\alpha_I - 1}{\alpha_I + 1}}{(\alpha_I + 1)(\alpha_{II} + 1) + \mu^2(\alpha_I - 1)(\alpha_{II} - 1)}} + \frac{\frac{4\mu^3 \cdot \frac{\alpha_I}{\alpha_I + 1}}{(\alpha_I - 1)}}{(\alpha_I + 1)(\alpha_{II} + 1) + \mu^2(\alpha_I - 1)(\alpha_{II} - 1)}, \quad (2)$$

где  $\mu$  — коэффициент ослабления импульса вследствие потерь энергии при прохождении и отражениях его в сечениях I—I и II—II;

$\alpha_I = \frac{f_k}{f_{\text{п}}}$  — отношение площадей  $f_k$  поперечного сечения канала 3 и поршня  $f_{\text{п}}$ ;

$\alpha_{II} = \frac{f_{\text{тр}}}{f_k}$  — отношение площадей поперечных сечений  $f_{\text{тр}}$  трубопровода 2 и  $f_k$  канала 3 (см. рис. 1, а).

Величина  $f_k$  для каждого момента времени принималась равной соответствующей величине переменной площади проходного сечения впускного клапана. Значения коэффициента  $\mu$  определялись по зависимости, полученной из опытов по исследованию отражений волн у открытого конца трубопровода [1]:

$$\mu = 0,986 - 10^{-11} \cdot 1,148 \text{ Re}^{1,922}. \quad (3)$$

Входящая в выражение (3) величина критерия Рейнольдса вычислялась по максимальной скорости течения, найден-

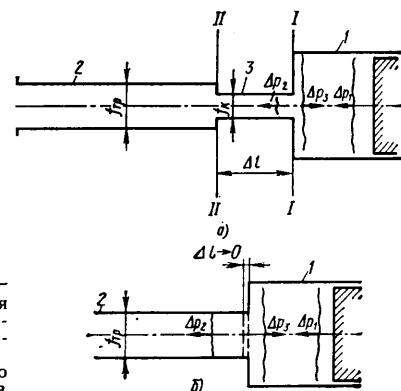


Рис. 1. Схемы прохождения волнового импульса из цилиндра в впускной трубопровод: а — с заменой впускного клапана каналом; б — без учета впускного клапана

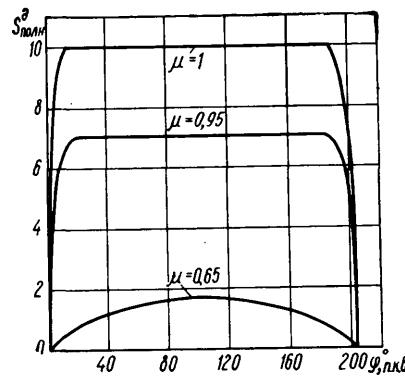


Рис. 2. Изменение величины коэффициента  $S_{\text{полн}}^A$  полн. клапана за период его открытия

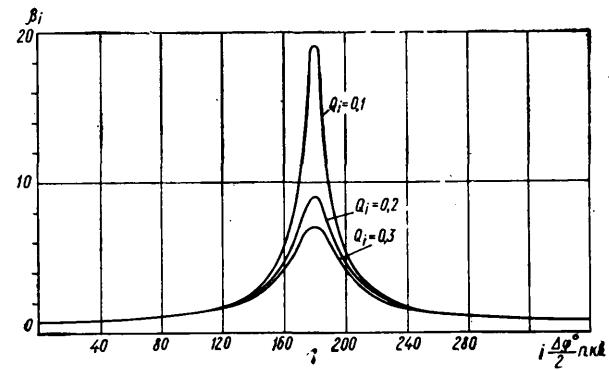


Рис. 3. Изменение величины коэффициента резонансного возрастания  $\beta_i$  в зависимости от угла  $t \frac{\Delta\varphi}{2}$

ной по амплитуде колебания давления в трубопроводе для данной гармоники волны впуска.

Расчеты показывают, что величина коэффициента  $S_{\text{полн}}^A$  изменяется в соответствии с открытием впускного клапана (рис. 2). При достаточно большом значении  $\mu$  коэффициент полной проходимости импульса на протяжении большого интервала открытия впускного клапана изменяется мало. При значениях  $\mu$ , приближающихся к единице, величина  $S_{\text{полн}}^A$  близка к величине отношения площадей  $\frac{f_{\text{п}}}{f_{\text{тр}}}$  (для условий расчетов равная 10). При исследовании зависимости величины  $S_{\text{полн}}^A$  от диаметра впускного трубопровода можно, упрощая схему рис. 1, а, допустить равенство площадей проходных сечений клапана и трубопровода (см. рис. 1, б). Тогда

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{f_{\text{тр}}}{f_{\text{п}}} = 1.$$

На этом основании получаем из формулы (2)

$$S_{\text{полн}}^A = 2 \frac{\mu^2}{\frac{f_{\text{тр}}}{f_{\text{п}}} + 1 - \mu}. \quad (4)$$

Вычисления величины  $S_{\text{полн}}^A$  по уравнению (4), с учетом изменения  $\mu$  в зависимости от диаметра трубопровода, показывают, что коэффициент полной проходимости импульса при уменьшении диаметра вначале возрастает, а затем по достижении определенного максимума резко убывает. Отмечаемая особенность изменения  $S_{\text{полн}}^A$  объясняется тем, что при больших величинах  $\mu$ , свойственных большим значениям  $d_{\text{тр}}$ , наибольшее влияние на  $S_{\text{полн}}^A$  оказывает отношение  $\frac{f_{\text{тр}}}{f_{\text{п}}}$ . Поэтому уменьшение диаметра трубопровода от больших значений  $d_{\text{тр}}$  вначале увеличивает  $S_{\text{полн}}^A$ , а затем по мере снижения  $\mu$  при последующем уменьшении  $d_{\text{тр}}$  величина коэффициента  $S_{\text{полн}}^A$  начинает уменьшаться. Следовательно, в зависимости от взятого начального значения  $d_{\text{тр}}$  изменение диаметра впускного трубопровода может приводить как к увеличению, так и к уменьшению амплитуд колебаний давления в нем.

Влияние гармоник колебания давления во впускном трубопроводе на наполнение двигателя определяется в зависимости

от значений величин  $A_i$ ,  $\sqrt{\frac{2e^{-Q_i}}{\text{ch } Q_i + \cos\left(i \frac{\Delta\varphi}{2}\right)}}$  и фазовых

состояний гармоник к моменту прихода поршня к н.м.т. Суммарная характеристика этого влияния указывается выражением

$$A_i \sqrt{\frac{2e^{-Q_i}}{\text{ch } Q_i + \cos\left(i \frac{\Delta\varphi}{2}\right)}} \sin\left(\varphi_i + \delta_i + \vartheta_i - i \frac{\Delta\varphi}{2}\right) = A_i \beta_i \sin\left(i \frac{180^\circ}{2} + \delta_i + \vartheta_i - i \frac{\Delta\varphi}{2}\right),$$

где

$$\beta_i = \sqrt{\frac{2e^{-Q_i}}{\text{ch } Q_i + \cos\left(i \frac{\Delta\varphi}{2}\right)}} \text{ — коэффициент резонансного}$$

возрастания амплитуды  $i$ -й гармоники.

Численные значения  $A_i$  зависят от вида основной волны впуска. Для одноцилиндрового четырехтактного двигателя соответствующие значения величин  $A_i$  для гармоник от  $i=1$  до  $i=9$ , а также величины сдвигов фаз  $\delta_i$  этих гармоник указаны в табл. 1.

Величина коэффициента  $\beta_i$  резонансного возрастания амплитуды  $i$ -й гармоники колебаний зависит от режима колебаний. С приближением значения  $i \frac{\Delta\varphi}{2}$  к  $180^\circ$  [что приводит к

$\cos\left(i \frac{\Delta\varphi}{2}\right) = -1$ ] коэффициент  $\beta_i$  растет. При  $i \frac{\Delta\varphi}{2} = 180^\circ$  величина  $\beta_i$  достигает максимального значения (рис. 3)

$$\beta_{i \text{ max}} = \frac{2}{e^{Q_i} - 1},$$

что характеризует наступление резонансного режима колебаний.

Каждой гармонике ряда Фурье соответствует свой резонансный режим. Амплитуда резонирующей гармоники получает превалирующее в сравнении с другими значение. Это позволяет вести исследование колебаний, ориентируясь в порядке первого приближения только на резонирующие гармоники.

При резонансе вынужденные и свободные затухающие колебания протекают синхронно. В связи с этим оценку влияния резонирующей гармоники на давление в трубопроводе перед впускным клапаном к моменту прихода поршня в н.м.т. возможно выполнять ориентировочно непосредственно по величине выражения

$$-A_i \sin(\varphi_i + \delta_i) = -A_i \sin\left(i \frac{180^\circ}{2} + \delta_i\right),$$

не учитывая резонансного возрастания амплитуды. Численные значения этой величины даны в табл. 2.

Из приведенных данных следует, что наиболее влияющими при резонансе гармониками будут: первая ( $i=1$ ), третья ( $i=3$ ) и четвертая ( $i=4$ ).

Таблица 1

$i$	$A_i$	$\delta_i$
1	0,3	45
2	0,25	0
3	0,18	-45
4	0,106	-90
5	0,048	-135
6	0,0	-180
7	-0,02	-225
8	-0,021	-270
9	-0,012	-315

Таблица 2

$i$	$i \frac{180^\circ}{2} + \delta_i$	$-A_i \sin\left(i \frac{180^\circ}{2} + \delta_i\right)$
1	135	-0,212
2	180	0,0
3	225	0,127
4	270	0,106
5	315	0,03
6	0	0,0
7	45	0,014
8	90	0,021
9	135	0,008

Первая гармоника оказывает на наполнение двигателя отрицательное влияние [что отмечается в таблице знаком минус

у произведения  $-A_i \sin\left(i \frac{180^\circ}{2} + \delta_i\right)$  для этой гармоники].

Третья и четвертая гармоники влияют положительно. Влияние остальных гармоник либо мало ( $i=5, 7, 8$  и  $9$ ), либо полностью отсутствует ( $i=2, 6$ ).

По указанной схеме был выполнен также расчет индивидуального влияния каждой из гармоник на величину давления перед впускным клапаном ( $\Delta p_{n.m.t.}$ )<sub>i</sub>, дополненный учетом коэффициента резонансного возрастания амплитуд. Расчеты выполнялись применительно к предкамерному четырехтактному дизелю, диаметр цилиндра  $D=100$  мм; ход поршня  $S=120$  мм; степень сжатия  $\epsilon=18,5$ ; диаметр впускного трубопровода  $d_{tr}=50$  мм; число оборотов  $n=750 \div 2000$  об/мин. В качестве расчетного варианта впускной системы была принята система индивидуальных впускных трубопроводов ( $d_{tr}=50$  мм) для каждого цилиндра двигателя. Величины ( $\Delta p_{n.m.t.}$ )<sub>i</sub> вычислялись по уравнению

$$(\Delta p_{n.m.t.})_i = - \frac{760}{1,033 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{\pi n}{30} r \cdot \frac{a \gamma_0}{g} S_{\text{полн}}^{\text{д}} A_i \frac{2}{e^{-Q_i} - 1} \times \times \sin\left(i \frac{180^\circ}{2} + \delta_i\right) \text{ мм рт. ст.}$$

при  $n=1500$  об/мин.

Результаты расчетов следующие:

$i$	$(\Delta p_{n.m.t.})_i$
1	-118
2	0
3	109
4	129
5	56,5
6	0
7	36,8
8	40
9	26

Из приведенных данных видно, что в условиях, индивидуальных для каждого цилиндра впускных трубопроводов (вариант одноцилиндрового двигателя), наибольшее влияющими резонирующими гармониками являются: первая, третья и четвертая. Из них наибольшее влияние оказывает четвертая гармоника. Следующей по степени влияния является первая и за ней третья гармоники. Первая гармоника влияет на наполнение отрицательно, третья и четвертая положительно. Причиной большего влияния четвертой гармоники, несмотря на меньшее значение амплитуды  $A_{i=4}$  в сравнении с  $A_{i=1}$  и  $A_{i=3}$ , служит более выгодное для этого значение фазового угла  $(i \frac{180^\circ}{2} + \delta_i)$  (табл. 2) и менее интенсивное затухание колебаний в связи с меньшей величиной амплитуды  $A_{i=4}$  (что обусловливается соответственно меньшей величиной скорости природного движения среды в трубопроводе под действием этой гармоники).

Вызываемое уменьшением диаметра трубопровода возрастание коэффициента полной действительной проходимости импульса впуска  $S_{\text{полн}}^{\text{д}}$ , сопровождающееся соответствующим ростом амплитуд гармоник, не всегда указывает на увеличение  $(\Delta p_{n.m.t.})_i$ , а следовательно, и коэффициента наполнения  $\gamma_v$ . Конкретный результат определяется комплексной зависимостью  $(\Delta p_{n.m.t.})_i$  от величины амплитуды гармоники  $A_i$ , от коэффициента полной проходимости импульса, от фазы  $(i \frac{180^\circ}{2} + \delta_i)$  и интенсивности затухания. Если изменение диаметра трубопровода приводит к возрастанию амплитуды гармоники колебания, фаза которой к моменту прихода поршня в н.м.т. дает произведению  $-A_i \sin\left(i \frac{180^\circ}{2} + \delta_i\right)$  положительный знак, коэффициент наполнения растет, в противном случае эффект получается обратный.

С указанной точки зрения конкретное влияние на наполнение имеет и длина трубопровода, поскольку она определяет не только номер резонирующей гармоники, но и ее фазу к интересующему моменту периода впуска рабочего цикла. Если при данной длине трубопровода резонирует первая гармоника или она близка к резонансу, увеличение диаметра трубопровода, даже приводящее к росту коэффициента полной действительности проходимости импульса, вызывает снижение наполнения. При резонансе второй гармоники эффект от изменения

диаметра  $d_{tr}$  нулевой, а при резонансе четвертой или третьей гармоник эффект положительный.

Резонансный режим гармоник, помимо зависимости от длины трубопровода, имеет также зависимость и от величины его диаметра. Это обуславливается зависимостью периода свободных колебаний давления от отношения объемов полостей цилиндра  $V_u$  и присоединенного к нему трубопровода  $V_{tr}$ . Действительный период свободных колебаний  $\tau$  связан с расчетной величиной периода  $\tau'$  соотношением

$$\frac{\operatorname{ctg}\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{\tau'}{\tau}\right)}{\frac{\pi}{2} \cdot \frac{\tau'}{\tau}} = \frac{V_u}{V_{tr}},$$

где  $\tau' = 4 \frac{l}{a}$ .

Таким образом, изменение площади поперечного сечения трубопровода, вызываемое изменением его диаметра, приводит к изменению величины отношения периодов  $\frac{\tau'}{\tau}$ . А так как

$$\frac{\tau'}{\tau} = \frac{l}{l_{\text{пр}}},$$

где  $l_{\text{пр}}$  — приведенная длина трубопровода, соответствующая действительному периоду колебаний  $\tau = 4 \frac{l_{\text{пр}}}{a}$ , то в итоге получается, что изменение  $d_{tr}$  неизбежно вызывает изменение режима колебаний.

На рис. 4 приведены результаты расчетов влияния диаметра впускного трубопровода на величину давлений  $p_3$  и  $p_4$  перед впускным клапаном к моменту прихода поршня в н.м.т. в условиях раздельной настройки соответственно на резонанс третьей и четвертой гармоник при изолированном их действии и на величину требующейся для этого длины  $l$  трубопровода при  $n=2000$  об/мин (рис. 4, а) и  $n=1500$  об/мин (рис. 4, б). На рис. 5 даны характеристики влияния  $d_{tr}$  при совместном действии третьей (кривая а) и четвертой (кривая б) гармоник в тех же условиях раздельной настройки на их резонансные режимы.

Как видно из рис. 4 и 5, уменьшение диаметра впускного трубопровода от исходного для рассматриваемого двигателя значения  $d_{tr}=50$  мм вызывает вначале увеличение давления к моменту прихода поршня к н.м.т. Затем, после достижения некоторого максимума, величина этого давления резко снижается. Длины трубопровода, соответствующие резонансным режимам третьей и четвертой гармоник, при уменьшении диаметра трубопровода сокращаются. Судя по представленным зависимостям, наибольшего наполнения одноцилиндрового двигателя можно ожидать при настройке трубопровода на резонанс

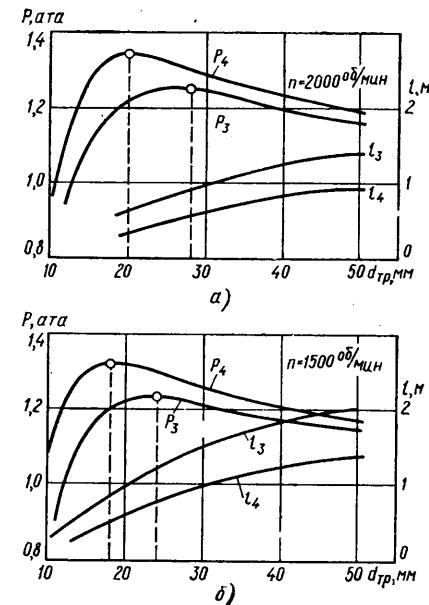


Рис. 4. Влияние диаметра впускного трубопровода на величину давлений  $p_3$  и  $p_4$  и на длину (расчетные кривые) трубопровода

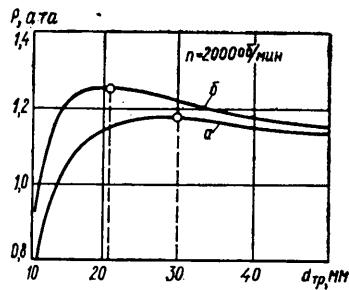
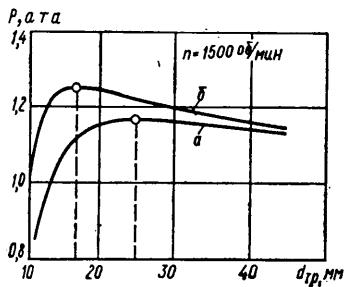


Рис. 5. Влияние диаметра впускного трубопровода на величину давления перед впускным клапаном в условиях одновременного действия третьей и четвертой гармоник при раздельной настройке трубопровода на их резонанс: а — настройка на резонанс третьей гармоники; б — настройка на резонанс четвертой гармоники



время возникающими изменениями амплитуд и фазовых состояний гармоник колебаний давления перед клапаном впуска к моменту прихода поршня в н.м.т. Чтобы улучшить наполнение при изменении  $d_{tr}$ , полезно изменять и длину впускного трубопровода с целью настройки на резонанс наиболее благоприятной влияющей гармоники.

Изложенные теоретические предположения и полученные результаты достаточно достоверны при принятых упрощающих предположениях и допущениях соответствующих:

1) данной схеме прохождения волнового импульса из цилиндра во впускной трубопровод;

2) принятой оценке ослабления импульса по характеристике (3), полученной из опытов по исследованию потерь энергии при отражении волн у открытого конца трубопровода, к тому же только при одном значении диаметра  $d_{tr}=50$  мм;

3) принятой оценке влияния различных факторов на основе учета изолированного действия отдельных гармоник;

4) условиям окончания впуска в момент прихода поршня в н.м.т. и др.

В действительности явления, сопровождающие развитие процесса впуска, сложнее.

Например, окончание процесса впуска в связи с фактическим моментом закрытия впускного клапана может быть не в н.м.т. а после нее. Реальные колебания давления в трубопроводе обусловлены действием не одной какой-либо гармоники, а комплексом их.

Смещение контрольного момента действия гармоник в связи с фактическим моментом закрытия впускного клапана в сторону более поздних углов поворота коленчатого вала от н.м.т. приводит неизбежно к необходимости оценки роли гармоник в условиях, более близких к действительным. В частности, в связи с запаздыванием закрытия впускного клапана относительно н.м.т. должно, согласно данным табл. 2, ослабляться положительное влияние четвертой гармоники и возможно ожидать усиления положительного влияния второй и первой гар-

моник. Усиление роли более низких гармоник приведет к смещению оптимальных длин и диаметров трубопровода в сторону больших их значений.

В качестве примера возможностей повышения наполнения двигателя при изменении диаметра впускного трубопровода при соответствующем изменении его длины приводим сводку максимальных, достигнутых при опытах величин  $\eta_f$  в зависимости от  $d_{tr}$  в мм

$d_{tr}$	$\eta_f$
39	0,94
50	0,915
62	0,905

Указанные экспериментальные данные были получены для двигателя с трубопроводом, общим на каждые два смежных цилиндра, при прокручивании на режиме 750 об/мин. Величина коэффициента наполнения определялась по расходу воздуха на выходе из успокоительного бака, последовательно присоединяемого к системе выпуска каждого из цилиндров.

Результаты опытов при более высоких числах оборотов и индивидуальном для рассматриваемого цилиндра впусканого трубопроводе приведены на рис. 6. Как видно из рис. 6, полученные данные в целом подтверждают изложенные соображения. Большему диаметру впускного трубопровода соответствует большая оптимальная его длина. Возрастание при этом оптимальной (с точки зрения наполнения цилиндра двигателя) длины впускного трубопровода отмечается также в работе [4].

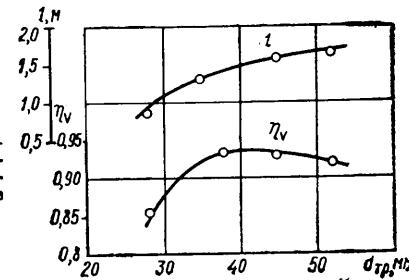


Рис. 6. Максимальные значения коэффициента наполнения в зависимости от оптимальных длин и диаметров впускного трубопровода

Вид оптимальной связи между длиной трубопровода и его диаметром зависит от влияния факторов, как учитывающихся в данном исследовании, так и оставшихся неучтеными. На этом основании конкретные числовые результаты, приведенные в статье, следует рассматривать как первое приближение. В порядке дальнейшего развития темы заслуживает внимания исследование влияния диаметра впускного трубопровода при сложной его конфигурации, свойственной многоцилиндровым двигателям, а также исследование влияния фаз газораспределения и профиля впускных кулачков.

## ЛИТЕРАТУРА

- Хайлов М. А. — «Дизелестроение», 1940, № 8, 9.
- Ламб Г. Гидродинамика. М., Гостехиздат, 1947.
- Löwy R. — Druckchwankungen im Druckrohrleitungen J. Springer, Wien, 1928, стр. 56.
- Brandstetter W. — «MTZ», 1967, 9.

УДК 621.43.068:543.27

# Сравнительная оценка токсичности отработавших газов автомобилей с дизелями и с бензиновыми двигателями

В. Ф. КУТЕНЕВ, А. А. ЧАРЫКОВ, В. Н. ТОПУНОВ

Автополигон НАМИ

ПРОВЕДЕННЫЕ исследования в ряде развитых стран по оценке загрязнения атмосферы городов показывают, что 60% от общего количества вредных веществ в атмосфере города выбрасывает автомобильный транспорт. Принято считать, что основным источником загрязнения атмосферы являются автомобили с бензиновыми двигателями. Поэтому в большинстве стран мира приняты или разрабатываются нормы, ограничивающие выброс вредных веществ с отработавшими газами этих автомобилей. Так, в странах Западной Европы введены правила № 15 ЕЭК ООН, нормирующие весовой выброс токсичных

веществ с отработавшими газами при испытании автомобиля по специальному ездовому циклу. Подобные циклы и нормы разработаны и принятые в США и Японии. В СССР принят ГОСТ 16533—70, ограничивающий содержание окиси углерода в отработавших газах автомобилей с бензиновыми двигателями.

Для автомобилей с дизелями, несмотря на неуклонное возрастание их удельного веса в мировом автомобильном парке, отсутствует единая методика по оценке и нормированию выброса токсичных веществ с отработавшими газами. В ряде стран Западной Европы введены правила № 24 ЕЭК ООН,

ограничивающие дымность отработавших газов дизелей. На их основе у нас в стране разработан ГОСТ, который устанавливает нормируемый параметр, методы измерения и предельно допустимые нормы дымности отработавших газов, а также объем испытаний дизелей на дымность. В США с 1973 г. введены нормы и методика оценки токсичности отработавших газов дизелей, предназначенных для автомобилей грузоподъемностью более 2725 кг. Методика предусматривает разбивку дизелей на классы в соответствии с тактностью, типом камеры сгорания и методом подачи воздуха на впуске (без наддува и с наддувом). Испытания двигателей ведутся в стендовых условиях на специальном топливе по тринадцатиступенчатому циклу [1].

По концентрациям токсичных веществ, окиси углерода, углеводородам и окислам азота, производится расчет их часовых весовых выбросов, а также определяется величина эффективной мощности на режимах испытаний. Расчет ведется с учетом коэффициентов приведения. Полученные значения выбросов токсичных веществ суммируются за весь цикл по каждому компоненту отдельно. Полученную сумму относят к общим эффективным показателям двигателя за цикл. Средняя величина, полученная за два цикла испытаний, сравнивается со следующими нормами [1]:

1973 г. 1975 г.

СО в г/л.с.ч	40	25
NO <sub>2</sub> +CH в г/л.с.ч	16	5

Величины удельных выбросов токсичных веществ, полученные по результатам испытаний различных двигателей ЯМЗ-236, ЯМЗ-238, Лейланд-800А, Фиат-213А и Камминс V-6-140В при их оценке по данной методике приведены в табл. 1.

Таблица 1

Двигатель	Удельный выброс токсичных веществ в г/л.с.ч	
	СО	NO <sub>2</sub> +CH
ЯМЗ-236	2,5	15,2
ЯМЗ-238	3,1	14,9
Лейланд-800А	4,5	18,7
Фиат-213А	3,2	20,6
Камминс V-6-140В	4,0	12,0

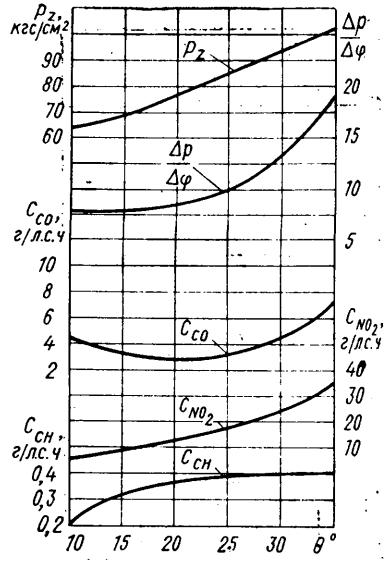
Полученные результаты указывают на необходимость снижения выброса окислов азота с отработавшими газами дизелей для того, чтобы суммарный выброс окислов азота и углеводородов (NO<sub>2</sub>+CH) соответствовал требованиям норм 1973—1975 гг.

На рис. 1 приведены зависимости удельных выбросов токсичных веществ ( $C_{CO}$ ,  $C_{NO_2}$ ,  $C_{CH}$ ), максимального давления сгорания  $p_z$  и максимальной скорости нарастания давления сгорания ( $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ ) двигателя ЯМЗ-236 от установочного угла опережения впрыска топлива  $\theta^\circ$  на режиме:  $n=2100$  об/мин и  $N_e=75\% N_{e\max}$ . Приведенные результаты испытаний указывают на необходимость оптимизации регулировок систем двигателей по удельным выбросам токсичных веществ, что является одним из резервов снижения токсичности отработавших газов. Так, уменьшение установочного угла опережения впрыска топлива на  $5^\circ$  увеличивает удельный выброс окиси углерода на 15% и уменьшает удельные выбросы окислов азота на 30% и углеводородов на 20%.

Увеличение парка автомобилей с дизелями, кроме того, обуславливает необходимость сравнительной оценки токсичности отработавших газов автомобилей с бензиновыми двигателями и дизелями.

В зарубежной технической литературе приводятся некоторые данные сравнительной оценки загрязнения атмосферы городом отработавшими газами автомобилей с бензиновыми двигателями и с дизелями. Так, в работе [2], проведенной в Англии, показано, что выброс токсичных веществ в атмосферу всем автомобильным парком страны (по состоянию на 1969 г.) при условии полного перевода его на дизели снизился бы по окиси углерода в 21 раз, по альдегидам в 1,3 раза.

Рис. 1. Зависимости удельных выбросов токсичных веществ и параметров рабочего процесса двигателя ЯМЗ-236 от установочного угла опережения впрыска топлива



за и по окислам азота в 1,5 раза, но возраст по углеводородам в 1,15 раза.

С целью изучения рассматриваемого вопроса применительно к отечественным автомобилям и двигателям на автополигоне НАМИ были проведены сравнительные испытания по определению выброса токсичных веществ с отработавшими газами дизелей и бензиновых двигателей, а также автомобилей отечественного и зарубежного производства с этими двигателями.

Для удобства сравнения выброса токсичных веществ с отработавшими газами автомобили испытывались по европейскому ездовому циклу (испытания типа I), рекомендованному правилами № 15 ЕЭК ООН для испытаний автомобилей с бензиновыми двигателями. Сравнение велось по выбросу токсичных веществ за испытание (в грамма на испытание) без учета дымности отработавших газов дизелей.

В табл. 2 приведены результаты испытаний.

Результаты испытаний легковых автомобилей показали, что дизели при несколько меньшем выбросе углеводородов и окислов азота имеют значительное преимущество перед бензиновыми двигателями за счет меньшего выброса окиси углерода: в 10—20 раз по сравнению с карбюраторными двигателями, в 3,5—7 раз по сравнению с форкамерно-факельными двигателями и в 3,5 раза по сравнению с двигателями с непосредственным впрыском бензина.

По результатам испытаний грузовых автомобилей выявлена разница между дизельным и карбюраторным двигателем по выбросу окиси углерода в 7—8 раз; выбросы углеводородов и окислов азота примерно равнозначны. Полученное различие по выбросу токсичных веществ по легковым и грузовым автомобилям объясняется различной степенью доводки и совершенства, а также технического состояния подвергнутых испытаниям двигателей.

Приведенные результаты характеризуют выброс токсичных веществ на переменных режимах работы автомобилей в условиях интенсивного городского движения. С целью проведения дальнейшей объективной оценки в стендовых условиях были испытаны двигатели моделей: ЗИЛ-130, ЗИЛ-130Ф, ЗМЗ-53, Фиат-213А, Лейланд-800А и ЯМЗ-236. У всех двигателей регулировка систем соответствовала ТУ. Сравнительные стендовые испытания на токсичность отработавших газов дизелей и бензиновых двигателей проводились во всем диапазоне режимов работы двигателя по нагрузочным характеристикам. Выброс токсичных веществ сравнивался по удельному выбросу (в г/л.с.ч).

При проведении всех видов испытаний автомобилей с дизелями и бензиновыми двигателями, а также при стендовых испытаниях двигателей сравнение велось по выбросу окиси углерода, углеводородов и окислов азота, являющихся основными токсичными компонентами отработавших газов бензиновых двигателей и веществами, которые в настоящее время нормируются.

Таблица 2

Количество испытанных автомобилей	Тип двигателя	Испытание типа II СО в %	Испытание типа I		
			СО	CH	NO <sub>2</sub>
Легковой автомобиль					
15	Карбюраторный	3,0	75—220	4—12	10—14
5	С форкамерно-факельным зажиганием	0,5	30—60	10—22	8—13
1	С непосредственным впрыском	0,2	30,4	3,8	10,8
2	Дизель	0,1	8—9	3—4	7,5—9,5
Грузовой автомобиль					
8	Карбюраторный	3,0	370—490	41—46	42—47
1	С форкамерно-факельным зажиганием	0,2	144	81	35,0
2	Дизель	0,1	51—63	26—40	36—41

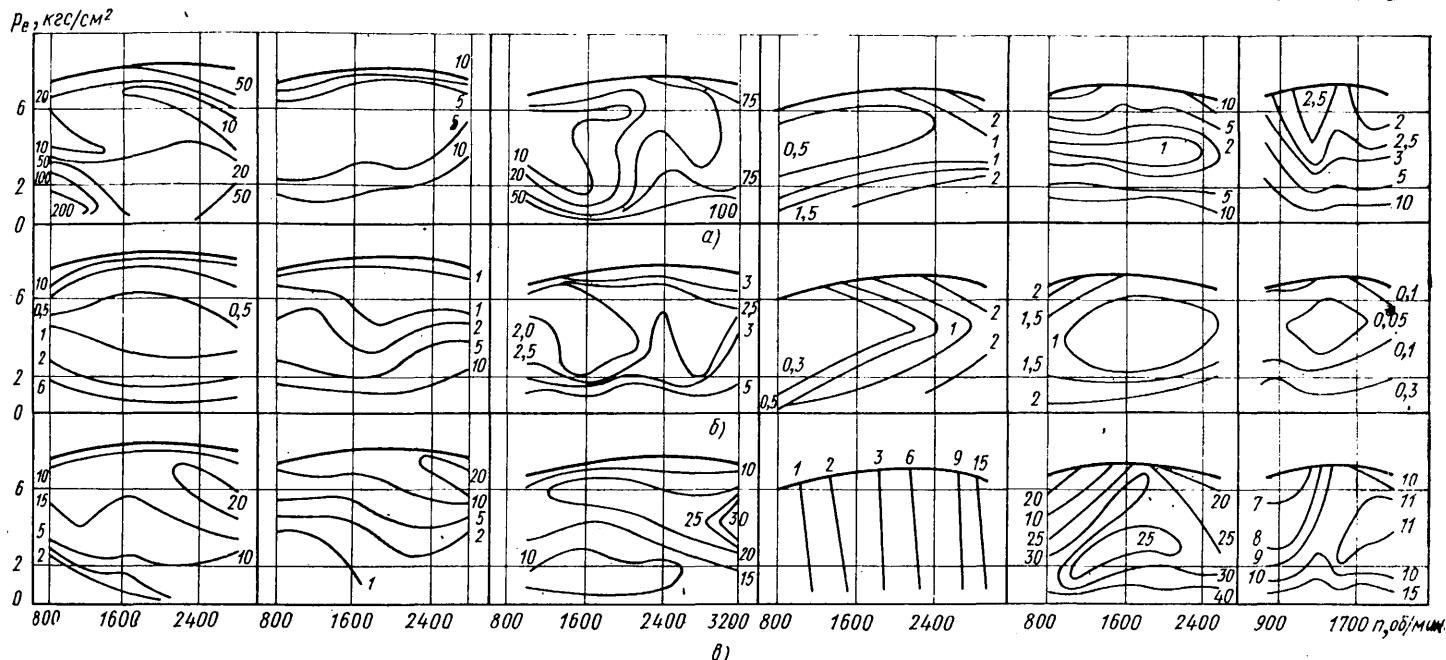


Рис. 2. Универсальные характеристики по удельному выбросу токсичных веществ с отработавшими газами бензиновых двигателей и дизелей:  
а — содержание СО в г/л.с.ч.; б — содержание СН в г/л.с.ч.; в — содержание NO<sub>2</sub> в г/л.с.ч.

ются или будут нормироваться международными стандартами, ограничивающими выброс этих веществ. Наиболее объективно можно сравнивать различные двигатели по выбросу токсичных веществ на постоянных режимах работы по универсальным характеристикам, включающим сведения о всех возможных нагрузочных режимах.

На рис. 2 приведены универсальные характеристики испытанных трех бензиновых двигателей и трех дизелей по удельному выбросу токсичных веществ с отработавшими газами (г/л.с.ч.). Для сравнения использовался метод обработки универсальных характеристик по определению их площадей, ограниченных постоянными значениями удельных выбросов токсичных веществ [3]. Если площадь универсальной характеристики  $F$ , ограниченная абсциссой  $p_e=0$ , кривой  $p_e$  max и ординатами  $n=n_{\min}$ ,  $n=n_{\max}$ , и  $\Delta F$  — площадь, ограниченная линией равной концентрации или удельного выброса токсичного вещества, то отношение  $\frac{\Delta F}{F}$  показывает, какая доля режимов работы

двигателя реализуется при концентрации или удельном выбросе токсичного вещества в отработавших газах, равной или меньше выбранной. Определяя планиметрированием площади  $\Delta F$ , соответствующие фиксированным значениям токсичных веществ, и откладывая отношение  $\frac{\Delta F}{F} \cdot 100$  по оси ординат, по-

лучим закон распределения доли режимов работы двигателя при определенных выбросах токсичных веществ. Обработанные таким методом универсальные характеристики по удельным выбросам токсичных веществ дают возможность сравнить в целом выбросы токсичных веществ различными двигателями.

Анализ универсальных характеристик по кривым распределения, приведенным на рис. 3 отдельно по СО, СН, NO<sub>2</sub>, показывает, что удельный выброс токсичных веществ дизелями по сравнению с карбюраторными в среднем в 10 раз меньше по окиси углерода и в 4 раза меньше по углеводородам при приблизительно равном выбросе окислов азота. Применение форкамерно-факельного зажигания позволяет приблизить величину выброса окиси углерода к уровню выброса этого вещества с отработавшими газами дизелей, выброс углеводородов и окислов азота остается приблизительно на том же уровне, что и у карбюраторных двигателей.

Чтобы сравнить в целом токсичность бензиновых двигателей и дизелей, рассмотрим сумму удельных выбросов токсичных

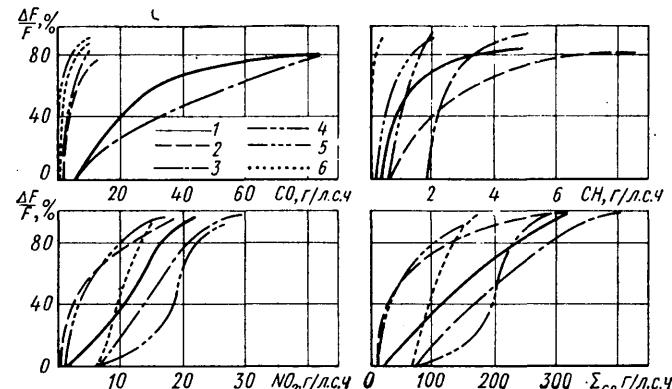


Рис. 3. Кривые распределения доли режимов работы двигателя по удельным выбросам токсичных веществ с отработавшими газами бензиновых двигателей и дизелей:

1 — ЗИЛ-130; 2 — ЗИЛ-130Ф; 3 — ГАЗ-53; 4 — Лейланд-800А;  
5 — Фиат-213А; 6 — ЯМЗ-236

веществ, приведенных к окиси углерода  $\Sigma_{CO}$ , с учетом их предельно допустимых концентраций в атмосфере населенных мест. На рис. 3 приведены кривые распределения суммы удельных выбросов токсичных веществ, приведенных к окиси углерода.

Анализ полученных результатов показывает, что сумма удельных выбросов токсичных веществ у бензинового двигателя ЗИЛ-130Ф с форкамерно-факельным зажиганием, примерно равнозначна выбросам дизелей ЯМЗ-236 и Фиат-213А, что в среднем в 2—3 раза меньше выбросов карбюраторными двигателями ЗИЛ-130, ЗМЗ-53 и дизелем Лейланд-800А..

## ЛИТЕРАТУРА

1. Bascom R. C., Hase G. C. A. «SAE Preprints», S. A. № 700671. 14 pp.
2. Hind C. I. — «Motor transport», 1970, 105, № 3997.3.
3. Курев Б. А., Кутенев С. Ф., Игнатович И. В. Оценка содержания токсичных веществ в отработавших газах автомобильных карбюраторных двигателей. В сб. докладов «Снижение загрязнения воздуха в городах выхлопными газами автомобилей». М., НИИНавтопром, 1971.

# Влияние распределения паровой и жидкостной составляющих потока горючей смеси на неравномерность ее состава в цилиндрах двигателя

Канд. техн. наук С. П. СКРИПКИН, В. И. ВОРОБЬЕВ, П. Г. РОМАНЧИКОВ  
Костромской сельскохозяйственный институт,  
Автозавод имени Ленинского комсомола

**РАВНОМЕРНОСТЬ** распределения смеси по цилиндрам зависит от многих факторов, в том числе от интенсивности перемешивания топлива с воздухом на входе во впускную трубу.

При центральном размещении диффузора топливо оказывается сконцентрированным в средней части воздушного столба и к моменту подхода к дроссельной заслонке успевает частично испариться. По данным А. С. Ирисова [1], количество испарившегося в диффузоре топлива зависит от температуры и скорости воздуха и составляет 40—68% общего его расхода.

Паровая и жидкостная составляющие потока горючей смеси находятся в различных условиях по характеру воздействия на них сечения дроссельной заслонки и конструктивных особенностей впускной трубы. Пары топлива, находясь в одинаковом агрегатном состоянии с воздухом, движутся с равной с ним скоростью, их влияние на равномерность состава смеси в цилиндрах должно проявляться только через неравномерность распределения по сечению потока. Для жидкой фракции, кроме этого явления, действует также фактор выпадения капель в пленку, что, в свою очередь, вызывает появление неравномерности распределения пленки по отдельным патрубкам впускной трубы.

Мелкие взвешенные капли, которые в процессе движения до зоны разделения впускной трубы не попадают на стенки, по характеру воздействия на неравномерность состава смеси могут быть отнесены к паровой фракции топлива.

В настоящее время явление неравномерности распределения жидкой фракции топлива изучено достаточно подробно, тогда как неравномерность распределения паровой фракции обычно вообще не исследуется, очевидно, из-за трудностей методического характера.

Изучение неравномерности распределения паровой составляющей потока горючей смеси может быть выполнено путем избирательного исключения топливной пленки. Для этого нужна аппаратура, допускающая применение топлива в различном агрегатном состоянии с возможностью смены места его введения по сечению воздушной камеры карбюратора. Такая аппаратура была получена на базе системы дискретного впрыска топлива [2]. Использованная система впрыска топлива относится к разряду систем питания с электрическим управлением. Чтобы

исключить влияние на смесеобразование пульсации топливного потока, дискретная струя топлива направлялась в демпфирующий аккумулятор с воздушной подушкой. После этого истечение топлива происходило непрерывной и равномерной струей.

В ходе эксперимента топливо могло вводиться в различные точки воздушной камеры карбюратора как в жидком, так и в предварительно испаренном состоянии. В последнем случае система питания дополнялась испарителем с электрическим обогревом. Кроме бензина АИ-93, в исследовании применялась пропановая фракция сжиженного газа с использованием обычной газовой аппаратуры.

Состав смеси в цилиндрах определялся методом газового анализа с помощью оптико-акустического газоанализатора ОА-2209.

На рис. 1 приведены кривые, характеризующие неравномерность состава смеси на различных нагрузках при подаче топлива через карбюратор К-126Н (сплошная линия) и при питании двигателя ожигенным газом с вводом газа в центр малого диффузора первичной камеры (штрих-пунктирная линия). Исследование с подачей газа проводилось с отключенным приводом заслонки второй камеры при  $n=2000$  об/мин.

В результате анализа кривых выявлено, что:

а) при отсутствии пленки топлива несколько уменьшается, но не устраняется неравномерность в составе смеси отдельных цилиндров;

б) на большинстве режимов характер неравномерности одинаков как для жидкого, так и для газообразного топлива.

На рис. 2 приведены кривые неравномерности состава смеси на одном из нагрузочных режимов (давление во впусканной трубопроводе  $p_a=560$  мм рт. ст.,  $n=2000$  об/мин) при различных положениях топливной форсунки. Топливо в виде жидкого бензина, испаренного бензина и газа согласно представленной схеме вводилось в различные зоны воздушной камеры карбюратора на уровне верхнего обреза малого диффузора. При положениях форсунки I, III и IV, как и в предыдущем случае, ха-

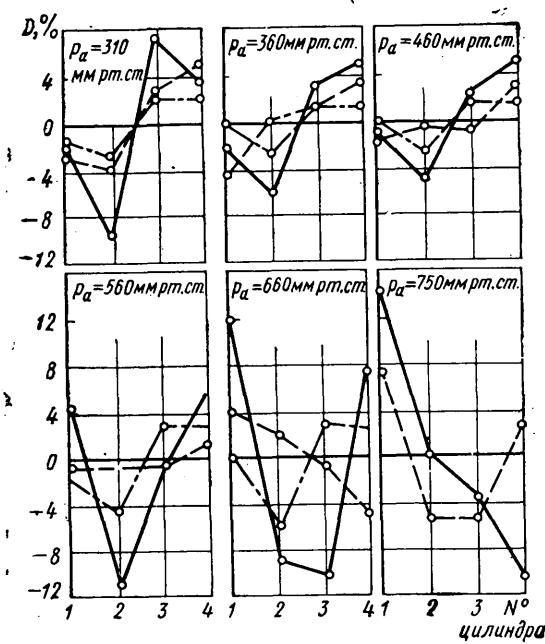


Рис. 1. Неравномерность распределения смеси по цилиндрам двигателя модели 412 при различных условиях смесеобразования

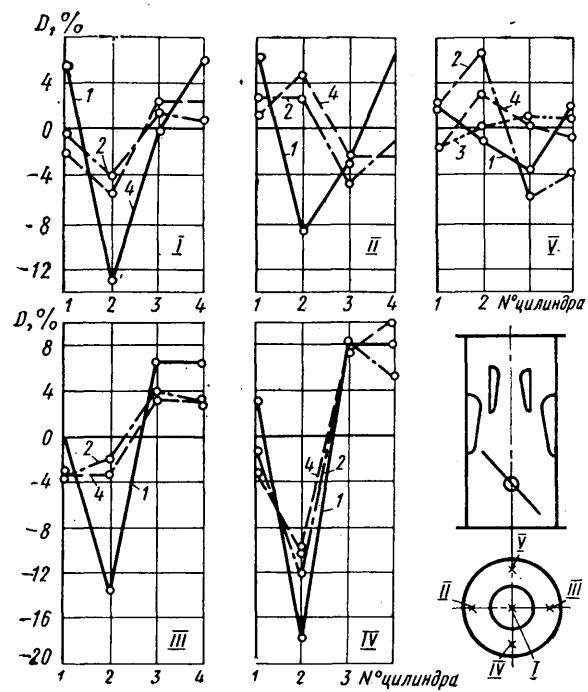


Рис. 2. Влияние места подвода топлива на неравномерность распределения топлива по цилиндрам:  
1 — жидкое топливо; 2 — испаренное топливо без конденсации; 3 — испаренное топливо с частичной конденсацией; 4 — газ

рактер неравномерности при питании двигателя различными способами примерно одинаков. Различие наблюдается только в абсолютной величине неравномерности. При подаче топлива форсунками, установленными в положения *IV* и *V*, характер неравномерности для жидкого бензина сохранился, а для испаренного и газообразного топлива сменился на противоположный, т. е. более богатая смесь, поступавшая ранее в передние цилиндры, стала поступать в задние. Обращает на себя внимание величина неравномерности при положении форсунки *IV* и *V*. В положении *IV* наблюдается наибольшая, а в положении *V* — наименьшая неравномерность для жидкого топлива. Положению *IV* соответствуют кривые неравномерности для газового топлива и предварительно испаренного бензина, направленные одинаково с кривой жидкого бензина, а при положении *V* — в противоположные стороны. То же можно отметить для положения форсунки *II*, при котором величина неравномерности для случая питания двигателя жидким бензином несколько уменьшена.

Поскольку для жидкого бензина неравномерность, рассчитанная по составу продуктов горения, отражает величину суммарной неравномерности от распределения как паровой составляющей потока горючей смеси, так и пленки жидкого топлива, то можно предположить, что ее снижение для положений форсунки *II* и *V* связано с разнозначным отклонением состава смеси в отдельных цилиндрах от действия этих двух составляющих. Так, если пленка дает обогащение в каком-то цилиндре (отрицательная неравномерность), а паровая составляющая — обеднение (положительная неравномерность), то общая неравномерность, полученная сложением обеих составляющих, будет меньше каждой из них в отдельности.

Подтверждение этого явления было получено путем частичной конденсации струи предварительно испаренного топлива на холодной стенке. Форсунка в положении *V* устанавливалась на двух разных уровнях. Первый уровень — обычное расположение в плоскости обреза верхней части малого диффузора, второй уровень — обрез большого диффузора. На втором уровне у стенки диффузора происходила визуально наблюдаемая частичная конденсация топлива (штрих-пунктирная линия с двумя точками). При верхнем расположении форсунки конденсации не было (штриховая линия). Сопоставление указанных кривых показывает, что появление пленки жидкого топлива не только не увеличило неравномерности, но значительно снизило ее.

Общий анализ данных, приведенных на рис. 1 и 2, позволяет оценить дефлектирующее действие дроссельной заслонки и представить масштабы турбулентности потока горючей смеси во впускной системе двигателя. Многочисленными исследованиями установлено, что наклонное положение дроссельной заслонки вызывает отклонение в сторону нижней щели значительной части жидкой фракции, вызывая ее перераспределение по сечению потока горючей смеси [3]. Влияние этого явления на паровую составляющую пока не установлено. Вместе с тем одинаковый характер неравномерности распределения смеси при питании двигателя жидким топливом и газом (рис. 1) позволяют предположить, что явление перераспределения по потоку жидкой и паровой фракции имеют одинаковую природу.

Объяснить ее можно следующим образом. У нижнего дросселирующего сечения дроссельной заслонки создается дополнительный динамический напор от встречи потока горючей смеси с наклонной поверхностью, что увеличивает перепад давления у этого отверстия. Кроме того, траектория движения центральной части потока горючей смеси в верхнее дросселирующее отверстие более крутая, чем в нижнее, а аэродинамические переходы для входа смеси в верхнее отверстие менее благоприятны, чем в нижнее. Все это приводит к некоторой асимметрии в разделении потока горючей смеси перед заслонкой с отклонением центральной его части в сторону нижнего отверстия. В центральной части концентрируется наибольшее количество не только жидкостной, но и паровой составляющей горючей смеси, что и приводит к ее перераспределению по сечению потока.

Высказанное положение подтверждается данными рис. 2. Картинка неравномерности при положениях форсунки *I* и *III* не меняется несмотря на то, что в одном случае газ или испаренный бензин вводятся по центру воздушного потока, а в другом — над нижней дросселирующей щелью.

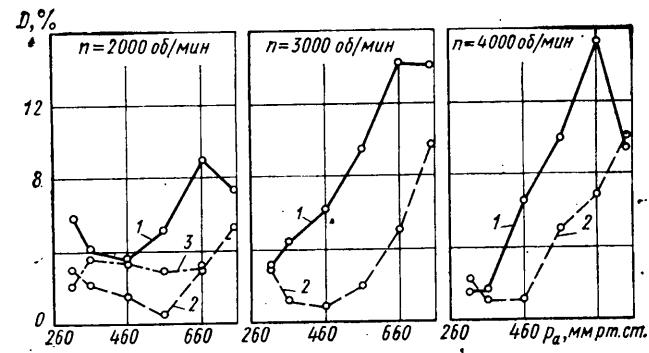


Рис. 3. Средняя неравномерность распределения смеси по цилиндром:

1 — карбюратор К-126Н; 2 — карбюратор К-126II с завихрителем; 3 — подача газа по оси малого диффузора

Сопоставление кривых, приведенных на рис. 1 и 2, позволяет заключить, что при всех положениях дроссельной заслонки во впускной системе двигателя отсутствует макротурбулентное перемешивание смеси. Увеличенная концентрация топлива в какой-то части потока, полученная в результате дефлектирующего действия дроссельной заслонки или соответствующего расположения топливной форсунки, сохраняется и в приемном патрубке впускной трубы.

Этот вывод послужил основанием к проверке влияния на неравномерность распределения смеси по цилиндром искусственно созданной макротурбулентности в потоке горючей смеси. С этой целью на входе во впускную трубу, под первичной и вторичной камерами карбюратора, ставились завихрители смеси. Радиально расположенные пластины, отогнутые под углом 45° по направлению движения потока горючей смеси, придавали потоку интенсивное вращательное движение. Пульсирующий характер движения потока обеспечивал в вихре макротурбулентное перемешивание паровой составляющей, а центробежные силы, действующие на жидкое топливо, способствовали быстрому рассасыванию сгущения капель в центральной части потока. Дополнительно осуществлялась сепарация жидкого топлива на стенах впускного трубопровода, непосредственно примыкающих к карбюратору. В обычных условиях этот участок впускного трубопровода остается сухим и не участвует в процессе испарения топливной пленки.

Применение завихрителей примерно в 2 раза снизило суммарную неравномерность в распределении смеси по цилиндром (рис. 1 и 3), что подтверждает положение о большом влиянии гетерогенности паровой составляющей потока горючей смеси на суммарную неравномерность ее распределения по цилиндром. Использование завихрителей сказалось и на улучшении самого процесса смесеобразования, что выразилось в снижении на 2°C температуры смеси на входе в цилиндр. Это явление указывает на увеличение полноты испарения топлива в смеси. Отмечено также увеличение предела эффективного обеднения смеси на 0,03 единицы коэффициента избытка воздуха.

Установка завихрителей увеличивает сопротивление впускной системы (на режиме 5800 об/мин на 10 мм рт. ст.), что уменьшает величину максимальной мощности двигателя на 1,3 л. с. Указанного понижения мощности можно избежать при установке завихрителя только под первичную камеру карбюратора. При этом эффективность от вихревого перемешивания смеси уменьшится незначительно, так как большую часть времени автомобиль работает на частичных нагрузках с закрытой вторичной камерой.

## ЛИТЕРАТУРА

- Ирисов А. С. Испаряемость топлив для поршневых двигателей и методы ее исследования. Гостоптехиздат, 1955.
- Скрипкин С. П. «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1966, № 7 (авторское свидетельство № 180432).
- Андреев В. И. и др. Распределение смеси в карбюраторном двигателе. М., «Машиностроение», 1966.

# К вопросу использования ресурса агрегатов автомобиля

Канд. техн. наук Е. А. ИНДИКТ  
НАМИ

**Р**ЕМОНТ и замена изношенных автомобилей ежегодно поглощают десятки миллиардов рублей и миллионы тонн материалов. Восстановлением автомобилей и изготовлением новых, взамен сданных в лом, занято много рабочих и специалистов. Наибольшие затраты требуются для изделий крупносерийного и массового производства, к которым относятся автомобильные изделия. Поэтому полное использование в эксплуатации ресурса, заложенного в агрегаты автомобиля при их проектировании и производстве, приобретает особое значение.

Отсутствие в автотранспортных предприятиях помашинного учета расхода запасных частей предопределяет отправку грузовых автомобилей в капитальный ремонт без учета экономических критериев [1—4], а только по техническому критерию, в основном заключающемуся в необходимости замены или ремонта рамы. В этот период определяется также необходимость одновременного ремонта двух или трех агрегатов автомобиля. Такое состояние вопроса с проведением капитального ремонта автомобилей узаконено и «Положением о техническом обслуживании и текущем ремонте подвижного состава автомобильного транспорта», утвержденным в 1971 г.

Наличие в автотранспортных предприятиях агрегатного метода ремонта, при котором агрегат снимается с автомобиля в момент проведения текущего ремонта для замены одной или нескольких деталей, приводит к тому, что перед решением об отправке автомобиля в капитальный ремонт на этом автомобиле нет практически ни одного агрегата, который был установлен на автомобиль при заводской сборке.

В грузовом экспериментально-производственном автохозяйстве г. Москвы [5] на эксплуатационных испытаниях находились две контрольные партии автомобилей. Всем автомобилям первой партии, состоящей из 40 автомобилей большой грузоподъемности, был проведен капитальный ремонт при среднем сроке службы 4,2 года (3,3—5,4 года) или при 256 тыс. км (180—339 тыс. км), что с приведением к первой категории эксплуатации составило 400 тыс. км.

Всем автомобилям второй партии, состоящей из 40 автомобилей особо большой грузоподъемности, был проведен капитальный ремонт при среднем сроке службы 4,9 года (от 2,6—6,2 года) или при 185 тыс. км, что при приведении к первой категории условий эксплуатации составило 270 тыс. км.

Необходимость отправки этих автомобилей в капитальный ремонт определялась в основном поломкой рамы и большим объемом ремонта кабин.

В связи с агрегатным методом ремонта, принятым в экспериментально-производственном автохозяйстве, текущий ремонт того или иного агрегата или узла осуществлялся при снятии его с автомобиля.

Во время текущего ремонта агрегата или узла заменялась, как правило, одна или несколько отказавших деталей данного агрегата или узла, который поступал в оборотный фонд. Например, при снятии с автомобиля карданного вала в основном заменялись крестовины с подшипниками, при снятии коробки передач заменялись одна или несколько шестерен или синхронизатор, при снятии редуктора заднего моста — ведущая и ведомая шестерни и т. д.

Таким образом, было установлено, что за весь период с начала эксплуатации до капитального ремонта автомобиля все

агрегаты или узлы снимались с автомобиля для проведения текущего ремонта несколько раз.

В таблице приведено среднее количество замен основных агрегатов автомобилей для проведения текущего ремонта за период эксплуатации до капитального ремонта, а также средние наработки между снятием этих агрегатов и средние наработки от последнего снятия до капитального ремонта автомобиля. В этой же таблице приведена недоиспользованная наработка (ресурс) для каждого агрегата автомобиля на момент отправки его в капитальный ремонт.

Как видно из данных таблицы, недоиспользованная наработка, например, только по двигателям, составила соответственно 36 и 72% от средней наработки до его замены.

До настоящего времени вопросу недоиспользованного ресурса агрегатов при существующей практике отправки автомобилей в капитальный ремонт не уделялось достаточного внимания.

В связи с этим целесообразно проанализировать методы оценки недоиспользованного (остаточного) ресурса (наработки) агрегатов для того, чтобы даже при сложившейся системе отправки полнокомплектных автомобилей в капитальный ремонт найти более оптимальный вариант. Например, отправлять автомобили в капитальный ремонт при использовании ресурса основными агрегатами (по пробегу или по стоимостным показателям).

Понятие остаточного ресурса удобно формулировать в терминах и постановке теории восстановления [6], когда имеется  $m$  агрегатов, последовательно (в смысле надежности) соединенных в автомобиле, и после отказа каждого из них они заменяются отремонтированными (новыми). Функционирование этой системы во времени  $n$ -процессов восстановления — замен, протекающих параллельно, показано на рисунке.

Пробеги  $l_i$  являются величинами случайными и распределеными по произвольным законам  $F_i(l)$ . Остаточный (недоиспользованный) ресурс  $i$ -го агрегата определяется по формуле

$$r_i(l) = [H_i(l) + 1] l_i - l, \quad (1)$$

а его среднее значение так:

$$\bar{r}_i(l) = [H_i(l) + 1] \bar{l}_i - l, \quad (2)$$

где  $H_i(l)$  — целая часть ведущей функции  $i$ -го потока восстановления (среднее число замен  $i$ -го агрегата) к пробегу  $l$ .

$\bar{l}_i$  — средний пробег бессменной работы  $i$ -го агрегата.

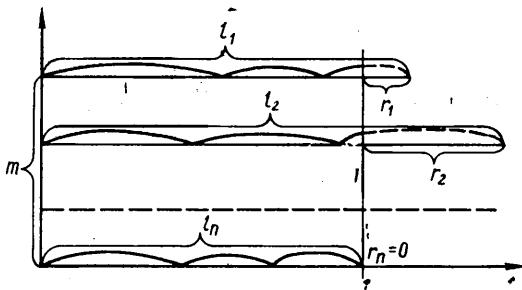
Недоиспользованный ресурс автомобиля  $R_l$  определяется путем суммы недоиспользованных ресурсов агрегатов:

$$R_l = \sum_{i=1}^m r_i(l). \quad (3)$$

В случае произвольного закона  $F_i(l)$  распределения пробега между заменами  $l_i$  справедлива следующая формула:

$$\bar{R}_l = \sum_{i=1}^m [H_i(l) + 1] \bar{l}_i - nl. \quad (4)$$

Агрегат	Автомобили большой грузоподъемности (5,0—8,0 т)					Автомобили особо большой грузоподъемности (от 8,0 т и более)				
	Среднее количество замен агрегатов для проведения текущего ремонта	Средняя наработка агрегата на снятие для проведения текущего ремонта в тыс. км	Средняя наработка от последнего снятия агрегата до капитального ремонта автомобиля в тыс. км	Недоиспользованная наработка агрегата на момент от отправки автомобиля в капитальный ремонт в тыс. км	Процент недоиспользованной наработки	Среднее количество замен агрегатов для проведения текущего ремонта	Средняя наработка агрегата на снятие для проведения текущего ремонта в тыс. км	Средняя наработка агрегата от последнего снятия агрегата до капитального ремонта автомобиля в тыс. км	Недоиспользованная наработка агрегата на момент от отправки автомобиля в капитальный ремонт в тыс. км	Процент недоиспользованной наработки
Двигатель . . . . .	2,6	97,2	62,4	34,8	35,8	1,52	121,0	34,0	87,0	72,0
Сцепление . . . . .	20,3	12,6	13,6	0	—	9,3	19,9	22,0	0	—
Коробка передач . . . . .	10,5	24,3	25,6	0	—	11,9	15,5	11,9	3,6	23,2
Карданный вал . . . . .	25,3	11,1	9,7	1,4	12,6	10,5	11,1	15,0	0	—
Редуктор заднего моста . . . . .	15,0	17,1	15,0	2,1	12,3	1,4	134,4	58,2	76,2	56,6
Задний мост . . . . .	1,8	141,8	132,0	9,8	6,9	0,4	253,4	43,0	210,4	83,0
Рулевой механизм . . . . .	2,7	96,0	98,3	0	—	25	7,4	8,4	0	—
Гидроподъемник . . . . .	4,3	58,7	41,0	17,7	31,0	6,4	28,8	23,0	5,8	20,0



Приближенной оценкой недоиспользованного ресурса является в общем случае результат Л. Такача, справедливый для того пробега  $l$  агрегата, который во много раз превышает наибольший средний пробег  $L_i$  агрегатов, т. е.  $l \gg L_i$ , тогда

$$R_l = \frac{1}{2} \left[ \sum_{i=1}^m \left( L_i + \frac{\sigma_i^2}{L_i} \right) \right], \quad (5)$$

где  $\sigma_i^2$  — дисперсия пробега  $l_i$ .

Несложно обобщение изложенной теории на случай, когда закон распределения первого интервала между заменами отличен от одного и того же закона распределения всех интервалов, следующих за первым (так называемый обобщенный поток восстановления).

Помимо оценки недоиспользованного ресурса агрегата или автомобиля по пробегу, необходимо с экономической точки зрения иметь аналогичную оценку по стоимости.

По стоимостному подходу к оценке недоиспользованного ресурса агрегат с наименьшим остаточным ресурсом по пробегу может иметь среди других агрегатов автомобиля наибольший недоиспользованный ресурс в стоимостном выражении. Поэтому целесообразно пересчитывать недоиспользованный пробег агрегата  $r$  в недоиспользованную стоимость работы  $r_C$ , где  $C$  — стоимость единицы недоиспользованного пробега в руб. Фактически в эксплуатации недоиспользуется не просто стоимость производства и эксплуатации агрегата в пересчете на единицу пробега, а еще и прибыль, которую изделие (агрегат) приносит автотранспортному предприятию. Однако в наших расчетах в первую очередь будет учитываться стоимость недоиспользованной наработки агрегата в части расходов на его приобретение и эксплуатацию.

В этом случае формула (3) примет вид

$$\bar{R}_C = \sum_{i=1}^m C_i r_i, \quad (6)$$

где  $C_i$  — стоимость приобретения нового или капитально отремонтированного агрегата в руб.

Как показали расчеты, стоимость недоиспользованной наработки агрегатов также велика и находится в пределах 5—15% первоначальной стоимости автомобиля (в зависимости от постановок новых или капитально отремонтированных агрегатов).

Опыт работы грузового экспериментально-производственного автохозяйства НАМИ показал, что в случае помашинного учета расхода запасных частей, которые идут на устранение отказов автомобиля и его агрегатов в период их эксплуатации, есть полная возможность использовать экономический критерий при отправке автомобилей в капитальный ремонт, т. е. вне зависимости от технического состояния автомобиля по достижении им определенного пробега (например, для автомобиля семейства ЗИЛ-130 — 300 тыс. км) и при соблюдении установленного норматива расхода запасных частей он должен быть отправлен в капитальный ремонт.

Автотранспортное предприятие при этом не будет нести убытки по увеличенному расходу запасных частей после указанного нормативом пробега, а авторемонтные заводы будут получать значительно лучший ремонтный фонд, который позволит им обеспечить ресурс «вторичного производства» автомобиля не менее 80% от первоначального.

Приведенный метод отправки автомобилей в капитальный ремонт в настоящее время начинают осуществлять автотранспортные предприятия Главмосавтотранса по автомобилям семейства ЗИЛ-130.

Кроме того, в настоящее время некоторые заводы-изготовители грузовых автомобилей (например, Минский автозавод) разрабатывают мероприятия по повышению долговечности рам, внедрение которых должно увеличить срок службы рамы на весь период амортизации автомобиля. При такой долговечности рамы отпадает основной технический критерий отправки автомобилей в капитальный ремонт. В этом случае необходимо будет пользоваться только экономическими критериями, а возможно, и вообще отказаться от полнокомплектного капитального ремонта автомобилей, соответственно увеличив мощность авторемонтных заводов по капитальному ремонту их агрегатов.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Афанасьев Л. Л., Шейнин А. М. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 11.
2. Индикт Е. А., Шейнин А. М. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 2.
3. Индикт Е. А., Любимова В. В. — «Автомобильный транспорт», 1972, № 3.
4. Корогодский М. В., Поперем Н. И. — «Автомобильный транспорт», 1966, № 1.
5. Индикт Е. А., Кривенко Е. И., Черняйкин В. А. Испытания автомобилей на надежность в экспериментально-производственных автохозяйствах. М., НИИ Навтпром, 1971.
6. Кокс Д. Р., Смит В. Л. Теория восстановления. М., «Советское радио», 1967.

УДК 629.113—59.001.4

## Количественная оценка эффективности тормозных систем

Канд. техн. наук Л. В. ГУРЕВИЧ

НАМИ

ЭФФЕКТИВНОСТЬ тормозных систем обычно определяется с помощью экстренных [1] торможений при постоянном усилии на органе управления. Наиболее полно такой процесс характеризуется зависимостью замедления  $j$  автомобиля от времени  $\tau$ . График этой функции называется тормозной диаграммой [2].

Тормозная диаграмма (рис. 1) показывает, что торможение в той или иной мере количественно определяется временем торможения  $T$ , временем запаздывания  $\tau_c$ , временем нарастания замедления  $\tau_n$ , установившимся замедлением  $j_{уст}$  и временем его действия  $\tau_{уст}$ , средними по времени  $j_{\tau}$  и по пути  $j_S$  замедлениями. Вместе с начальной  $v_0$  и конечной  $v_n$  скоростями торможения и тормозным путем  $S_T$  эти факторы образуют систему параметров торможения.

Анализ отечественных и зарубежных исследований, методических и нормативных документов показывает, что эффективность тормозных систем количественно определяется факторами  $S_T$ ,  $T$ ,  $j_{уст}$ ,  $j_{\tau}$ ,  $j_S$ , а в некоторых случаях (обычно стендовых испытаниях) величиной суммарной тормозной силы  $P_T$ , пропорциональной замедлению автомобиля.

Естественным следствием такого многообразия критериев эффективности является несравненность результатов испытаний, проведенных по разным методикам. Поэтому при разработке отечественного регламента тормозных свойств [1] важнейшими задачами были: выбор критериев оценки эффективности тормозных систем и установление количественной взаимосвязи параметров торможения, позволяющей расчетным путем получать значения критериев, исходя из экспериментально полученных данных.

Выбор критериев эффектив-

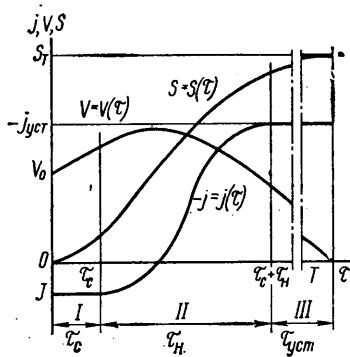


Рис. 1. Схема тормозной диаграммы и зависимости скорости и пути от времени (I—III — фазы)

Таблица 1

Критерий	Соответствие критерии эффективности предъявляемым требованиям									
	Возможность характеризовать эффективность		Зависимость от начальной и конечной скоростей торможения	Возможность сравнения эффективностей различных торможений		Возможность экспериментального определения	Необходимость сложной аппаратуры для экспериментального определения	Возможность определения из тормозной диаграммы		Возможность применения для нормализации тормозных свойств
	тормозной системы в целом	тормозных механизмов		непосредственная	с помощью расчета			непосредственная	с помощью расчета	
$T$	Да	Нет	Да	Нет	Да	Да	Нет	Да	Нет	Да
$I_{\tau}$	Да	Нет	Да	Нет	Да	Нет	Да	Нет	Да	Да
$I_S$	Да	Нет	Да	Нет	Да	Да	Нет	Нет	Да	Да
$S_T$	Да	Нет	Да	Нет	Да	Да	Нет	Нет	Да	Да
$I_{\text{уст}}$	Нет	Да	Нет	Да	Нет	Да	Нет	Да	Нет	Да
$I = I(\tau)$	Да	Да	Нет	Да	Нет	Да	Нет	Да	Нет	Нет

тивности тормозных систем при дорожных испытаниях был сделан с помощью качественного анализа, результаты которого приведены в табл. 1. Здесь сформулированы требования к критериям и показано, как упомянутые параметры торможения отвечают этим требованиям.

На основе анализа можно сделать вывод, что в качестве критериев эффективности следует выбрать тормозной путь, позволяющий судить о тормозной системе в целом, и установленное замедление, характеризующее тормозные механизмы — наиболее нестабильные элементы тормозной системы автомобиля.

Количественную взаимосвязь параметров торможения можно установить исходя из тормозной диаграммы, которая сравнительно легко определяется при испытаниях. Тормозная ди-

аграмма экстренного торможения с постоянным усилием на органе управления отчетливо разделяется на три фазы [2—4]. I — запаздывание тормозной системы; II — нарастание замедления; III — установленное замедление (четвертой фазой — раствормаживанием — допускается пренебречь, так как эффективность тормозов обычно определяют с помощью полных торможений).

Тормозная диаграмма позволяет непосредственно или расчетным путем определить любой параметр торможения. Если силы естественных сопротивлений движению, торможения двигателем и замедлителем выразить средними значениями в заданном интервале скорости, а уклон, на котором осуществляется торможение, принять постоянным, то зависимость замедления от времени в общем случае торможения [произвольный

Таблица 2

Зависимости ускорения (замедления), скорости и тормозного пути от времени при общем случае торможения

Фаза	Интервалы и фиксированные значения времени	Ускорение (замедление)	Скорость	Тормозной путь
I	$\tau = 0$	$j = J$	$v = v_0$	$S = S_0$
	$0 < \tau < \tau_c$	$j = J$	$v = v_0 + J \tau$	$S = S_0 + v_0 \tau + \frac{J \tau^2}{2}$
	$\tau = \tau_c$	$j = J$	$v = v_0 + J \tau_c$	$S = S_0 + v_0 \tau_c + \frac{J \tau_c^2}{2}$
II	$\tau_c < \tau < \tau_c + \tau_H$	$j = j(\tau)$	$v = v_0 + \int j(\tau) d\tau + J \tau_c - \left[ \int j(\tau) d\tau \right]_{\tau_c}$	$S = S_0 + v_0 \tau + J \tau_c \tau + \int \int j(\tau) d\tau^2 - \frac{J \tau_c^2}{2} - \left[ \int j(\tau) d\tau \right]_{\tau_c} (\tau - \tau_c) - \left[ \int \int j(\tau) d\tau^2 \right]_{\tau_c}$
	$\tau = \tau_c + \tau_H$	$j = j_{\text{уст}} = [j(\tau)]_{\tau_c + \tau_H}$	$v = v_0 + J \tau_c - \left[ \int j(\tau) d\tau \right]_{\tau_c} + \left[ \int j(\tau) d\tau \right]_{\tau_c + \tau_H}$	$S = S_0 + v_0 (\tau_c + \tau_H) + J \tau_c (\tau_c + \tau_H) + \left[ \int \int j(\tau) d\tau^2 \right]_{\tau_c + \tau_H} - \frac{J \tau_c^2}{2} - \left[ \int j(\tau) d\tau \right]_{\tau_c} \tau_H - \left[ \int \int j(\tau) d\tau^2 \right]_{\tau_c}$
III	$\tau_c + \tau_H < \tau < T$	$j = j_{\text{уст}} = [j(\tau)]_{\tau_c + \tau_H}$	$v = v_0 + J \tau + [j(\tau)]_{\tau_c + \tau_H} \times \times (\tau - \tau_c - \tau_H) - \left[ \int j(\tau) d\tau \right]_{\tau_c} + \left[ \int j(\tau) d\tau \right]_{\tau_c + \tau_H}$	$S = S_0 + v_0 \tau + J \tau_c \tau - \frac{J \tau_c^2}{2} + \frac{[j(\tau)]_{\tau_c + \tau_H}}{2} \times \times (\tau - \tau_c - \tau_H)^2 - \left[ \int j(\tau) d\tau \right]_{\tau_c} (\tau - \tau_c) + \left[ \int j(\tau) d\tau \right]_{\tau_c + \tau_H} (\tau - \tau_c - \tau_H) - \left[ \int \int j(\tau) d\tau^2 \right]_{\tau_c} + \left[ \int \int j(\tau) d\tau^2 \right]_{\tau_c + \tau_H}$
	$\tau = T$	$j = j_{\text{уст}} = [j(\tau)]_{\tau_c + \tau_H}$	$v = 0$	$S = S_0 + v_0 (\tau_c + \tau_H) + \frac{J \tau_c}{2} (\tau_c + 2\tau_H) - \frac{\{v_0 + J \tau_c - \left[ \int j(\tau) d\tau \right]_{\tau_c} + \left[ \int j(\tau) d\tau \right]_{\tau_c + \tau_H}\}^2}{2 [j(\tau)]_{\tau_c + \tau_H}} - \left[ \int j(\tau) d\tau \right]_{\tau_c} \tau_H - \left[ \int \int j(\tau) d\tau^2 \right]_{\tau_c} + \left[ \int \int j(\tau) d\tau^2 \right]_{\tau_c + \tau_H}$

Зависимости ускорения (замедления), скорости и тормозного пути от времени при частном случае торможения

Фаза	Интервалы и фиксированные значения времени	Ускорение (замедление)	Скорость	Тормозной путь
I	$\tau = 0$	$j = J$	$v = v_0$	$S = S_0$
	$0 < \tau < \tau_c$	$j = J$	$v = v_0 + J\tau$	$S = S_0 + v_0\tau + \frac{J\tau^2}{2}$
	$\tau = \tau_c$	$j = J$	$v = v_0 + J\tau_c$	$S = S_0 + v_0\tau_c + \frac{J\tau_c^2}{2}$
II	$\tau_c < \tau < \tau_c + \tau_h$	$j = \frac{j_{уст} - J}{\tau_h} (\tau - \tau_c) + J$	$v = v_0 + \frac{j_{уст} - J}{2\tau_h} (\tau - \tau_c)^2 + J\tau$	$S = S_0 + v_0\tau + \frac{J\tau^2}{2} + \frac{j_{уст} - J}{6\tau_h} (\tau - \tau_c)^3$
	$\tau = \tau_c + \tau_h$	$j = j_{уст}$	$v = v_0 + \frac{j_{уст} - J}{2} \tau_h + J(\tau_c + \tau_h)$	$S = S_0 + v_0(\tau_c + \tau_h) + \frac{J}{2}(\tau_c + \tau_h)^2 + \frac{j_{уст} - J}{6} \tau_h^2$
III	$\tau_c + \tau_h < \tau < T$	$j = j_{уст}$	$v = v_0 + j_{уст} \tau - (j_{уст} - J) \left( \tau_c + \frac{\tau_h}{2} \right)$	$S = S_0 + v_0\tau + \frac{J}{2}\tau^2 + \frac{j_{уст} - J}{6} \tau_h^2 + \frac{j_{уст} - J}{2}(\tau - \tau_c)(\tau - \tau_c - \tau_h)$
	$\tau = T$	$j = j_{уст}$	$v = 0$	$S = S_0 + v_0 \left( \tau_c + \frac{\tau_h}{2} \right) - \frac{1}{2j_{уст}} \left[ v_0 + J \left( \tau_c + \frac{\tau_h}{2} \right) \right]^2 + \frac{\tau_h^2 (j_{уст} + 2J)}{24} + \frac{J\tau_c(\tau_c + \tau_h)}{2}$

закон  $j(\tau)$  нарастания замедления в фазе II] выражается следующей неэлементарной функцией времени:

$$j = \begin{cases} J & \text{при } 0 < \tau < \tau_c, \\ j(\tau) & \text{при } \tau_c < \tau < \tau_c + \tau_h, \\ [j(\tau)]_{\tau_c + \tau_h} & \text{при } \tau_c + \tau_h < \tau < T. \end{cases} \quad (1)$$

Если принять дополнительное допущение о линейном нарастании замедления в фазе II (практика показывает, что это справедливо для автомобилей с быстрыми тормозными приводами), то выражение (1) запишется следующим образом:

$$j = \begin{cases} J & \text{при } 0 < \tau < \tau_c, \\ \frac{j_{уст} - J}{\tau_h} (\tau - \tau_c) + J & \text{при } \tau_c < \tau < \tau_c + \tau_h, \\ j_{уст} & \text{при } \tau_c + \tau_h < \tau < T, \end{cases} \quad (2)$$

где  $J$  — среднее в данном интервале скоростей значение суммарного замедления (ускорения), создаваемого естественными сопротивлениями движению, торможением двигателем, уклоном дороги и т. п.

В выражениях (1), (2) и ниже ускорения автомобиля должны подставляться со знаком «плюс», а замедления — со знаком «минус».

Задавая начальные условия и проводя интегрирование функций (1) и (2), можно получить выражения, определяющие зависимость замедления, скорости и тормозного пути автомобиля от времени для любого его момента (табл. 2 и 3).

Эти зависимости позволяют определить и другие параметры торможения. Например, время полного торможения: для общего случая

$$T = \tau_c + \tau_h - \frac{v_0 + J\tau_c - [\int j(\tau) d\tau]_{\tau_c} + [\int j(\tau) d\tau]_{\tau_c + \tau_h}}{[j(\tau)]_{\tau_c + \tau_h}}, \quad (3)$$

где  $[j(\tau)]_i$  — значение замедления в  $i$ -й момент времени; для частного случая

$$T = \left(1 - \frac{J}{j_{уст}}\right) \left(\tau_c + \frac{\tau_h}{2}\right) - \frac{v_0}{j_{уст}}. \quad (4)$$

Многие зарубежные методики в качестве критерия эффективности применяют среднее замедление.

Следует различать два таких параметра:

1) среднее во времени замедление  $j_\tau$ , которым можно назвать замедление такого равнозамедленного движения, которое происходит с той же начальной до той же конечной скорости и за тот же отрезок времени, что и движение при данном торможении

$$j_\tau = \frac{1}{\tau} \int_0^\tau j(\tau) d\tau; \quad (5)$$

2) среднее по пути замедление  $j_S$ , которым можно назвать замедление такого равнозамедленного движения, которое происходит с той же начальной до той же конечной скорости и на том же пути, что и движение при данном торможении:

$$j_S = \frac{1}{S - S_0} \int_{S_0}^S j(S) dS, \quad (6)$$

где  $S_0$  — путь, пройденный автомобилем до начала торможения (обычно  $S_0 = 0$ ).

Вообще для торможения автомобиля всегда

$$j_\tau = \frac{v_0 - v_k}{T} > j_S = \frac{v_0^2 - v_k^2}{2S_T}.$$

Это объясняется тем, что, как показано на рис. 2, отношение тормозного пути, пройденного автомобилем за фазы I и II торможения, ко всему тормозному пути больше отношения соответствующих отрезков времени.

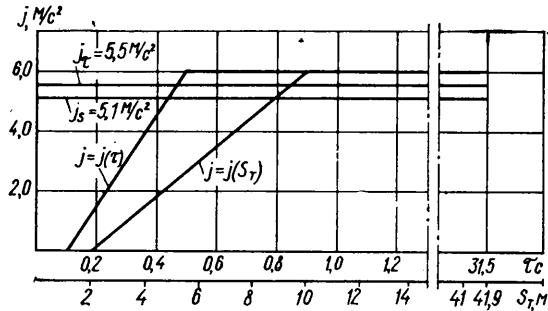


Рис. 2. Средние по времени и пути замедления (частный случай торможения при  $v_0 = 20,7$  м/с,  $j_{уст} = 6$  м/с<sup>2</sup>,  $\tau_c = 0,1$  с,  $\tau_h = 0,4$  с,  $J = 0$ )

Среднее по времени замедление  $j_{\tau}$  легко определяется из экспериментальной тормозной диаграммы планиметрированием или расчетом по формуле

$$j_{\tau} = \frac{j_{\text{уст}} v_0}{(j_{\text{уст}} - J) \left( \tau_c + \frac{\tau_h}{2} \right) - v_0}. \quad (7)$$

Формула (7) соответствует полному торможению.

С помощью среднего по пути замедления  $j_s$  удобно определять мощность и энергию торможений, так как площадь тормозной диаграммы, в которой аргументом является тормозной путь, функцией — замедление, а средним  $j_s$ , пропорциональна работе торможения [5]. Однако экспериментальное определение такой диаграммы с помощью обычной аппаратуры невозможно, и поэтому необходимо определить  $j_s$  из обычной тормозной диаграммы  $j=j(\tau)$ .

Соответствующее выражение запишется так:

$$j_s = \frac{j_{\text{уст}} v_0}{2(j_{\text{уст}} - J) \left( \tau_c + \frac{\tau_h}{2} \right) - v_0}. \quad (8)$$

Таким образом, установленные выше выражения позволяют, зная тормозную диаграмму, достаточно точно определить для данного момента торможения величины тех параметров, по которым можно сравнить эффективности данного торможения с нормативами или результатами других испытаний. При этом с определенными допущениями учитываются характер изменения замедления при его нарастании, естественные сопротивления движению, уклон дороги и т. п.

Изложенный материал использован при разработке ОСТ 37.001.016—70 и методики дорожных испытаний.

## ЛИТЕРАТУРА

- ОСТ 37.001.016—70. Тормозные свойства автомобильного подвижного состава. Технические требования и условия проведения испытаний.
- Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей. М., Машгиз, 1950.
- Клинковштейн Г. И. Исследование тормозных качеств автомобилей в эксплуатации. М., Автотрансиздат, 1961.
- Bode O., Merz H. — «Deutsche Kraftfahrtforschung», № 87, 1955.
- Гуревич Л. В., Гапоян Д. Т. — «Автомобильная промышленность», № 8, 1970.

УДК 629.113.01

## Простейший механический аккумулятор энергии транспортной машины

Д-р техн. наук Н. А. ЗАБАВНИКОВ

МВТУ имени Н. Э. Баумана

ИЗМЕНЯЮЩИЕСЯ условия движения автомобилей и других машин (в особенности повышенной проходимости) при ограниченной мощности энергетической установки, определяемой, как правило, не по самым трудным режимам, приводят к потребности иметь некоторый запас энергии. Эта энергия могла бы использоваться дополнительно в случае нехватки мощности двигателя для сохранения прежней скорости движения или уменьшения ее падения. Так возникла идея применения на транспортных машинах аккумулятора энергии.

Наиболее известным и получившим практическое распространение в технике является принцип аккумулирования кинетической энергии врачающимся маховиком.

Принципиальная простейшая схема аккумулятора (условно схема А) с прямой механической связью для автомобиля или иной транспортной машины приведена на рис. 1, а. Примем, что машина снабжена ступенчатой коробкой передач, на выходном валу 1 которой установлен редуктор 2, со свободно вращающимся маховиком 3, предназначенным для аккумулирования кинетической энергии. В общем случае вал 1 может принадлежать другому агрегату трансмиссии, например, раздаточной коробке автомобиля, но при этом между маховиком 3 и ведущими колесами должно всегда сохраняться постоянное передаточное число. Чтобы при поворотах устранить или уменьшить воздействие на машину гироскопического момента от маховика, можно пользоваться схемой с противоположным вращением маховиков 3 и 4, приведенной на рис. 1, б. Замедленное вращение маховика вызывает дополнительную отдачу кинетической энергии на вал 1.

На рис. 2 показан вариант принципиальной схемы простейшего аккумулятора с двумя маховиками по бортам гусеничной машины. Выходной вал 1 коробки передач передает мощность на ведущие колеса 2 через механизмы поворота 3 и бортовые

передачи 4. С валом 1 через одинаковые планетарные редукторы 5, размещенные внутри коробки или в отдельных корпусах, связаны два одинаковых, свободно вращающихся маховика 6. При такой компоновке трансмиссии маховики могут быть увеличенного диаметра и работать одновременно в режиме прямолинейного движения или поворота машины. В последнем случае при выключении одного из механизмов поворота 3 и замедленном движении машины кинетическая энергия обоих маховиков будет передаваться на гусеницу. Передаточное число от маховиков до ведущих колес сохраняется постоянным и зависит от передаточного числа планетарного редуктора 5.

Разгон машины будет всегда сопровождаться ускорением маховика 6. При этом часть мощности двигателя будет расходоваться на разгон маховика и накапливаться в аккумуляторе, а разгон маховика окажет на машину тормозящее действие, уменьшая ускорение.

Если машина движется равномерно, то затраты энергии на работу аккумулятора определяются только потерями в редукторе 5 и сопротивлением воздуха вращению маховика 6. При замедленном движении машины аккумулированная маховиком энергия будет расходоваться дополнительно к энергии двигателя внутреннего сгорания машины (разрядка аккумулятора). Вся мощность двигателя поступит на ведущие колеса.

Эффективность действия аккумулятора можно оценить дополнительным крутящим моментом, действующим на ведущем колесе, или на валу маховика при определенном угловом замедлении. Это угловое замедление связано простой кинематической зависимостью с линейным замедлением машины.

Величина крутящего момента на валу маховика будет зависеть от времени действия аккумулятора, одинакового с временем протекания процесса замедленного движения машины. Особенно наглядно это для случая действия на валу маховика постоянного момента сопротивления.

Уравнение вращательного движения маховика в общем виде

$$J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = M, \quad (1)$$

где  $J$  — момент инерции маховика относительно оси вращения;

$\frac{d^2 \varphi}{dt^2}$  — угловое ускорение (замедление);

$M$  — момент, действующий на валу маховика.

При постоянном моменте сопротивления  $M$  угловое замедление вращения  $\epsilon = \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \frac{M}{J} = \text{const.}$

Если движение имеет равнозамедленный характер, то

$$\epsilon = \frac{\omega_2 - \omega_1}{t_i}, \quad (2)$$

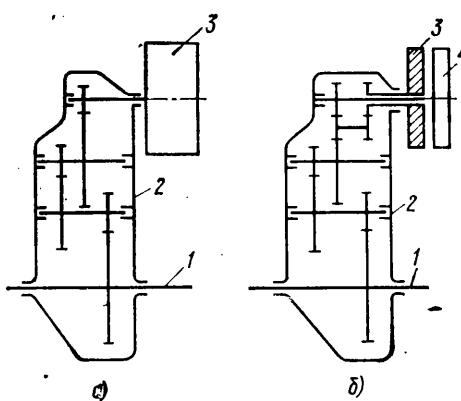


Рис. 1. Принципиальная схема простейшего механического аккумулятора энергии

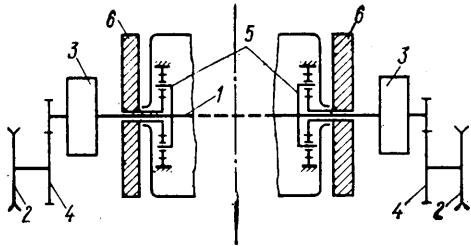


Рис. 2. Вариант принципиальной схемы механического аккумулятора энергии для гусеничной машины

где  $\omega_2$  — угловая скорость вращения маховика, соответствующая концу зарядки или началу действия аккумулятора;

$\omega_1$  — то же, в начале зарядки или в конце действия аккумулятора;

$t_i$  — время действия (разрядки) аккумулятора.

Тогда постоянный крутящий момент, который аккумулятор может развить на валу маховика,

$$M = J \frac{\omega_2 - \omega_1}{t_i}. \quad (3)$$

При одном и том же интервале изменения  $\omega$  момент, развиваемый на валу маховика, обратно пропорционален времени разрядки. Следовательно, эффективность действия аккумулятора заданных размеров зависит только от времени его действия. Аналогичное происходит при зарядке аккумулятора, поэтому некоторые оценочные параметры его следует базировать на отношении величин времен.

Формула (3) справедлива и при разгоне маховика (зарядка аккумулятора). Следовательно, чем больше будет время зарядки  $t_i$ , тем меньший момент или мощность (при прочих равных условиях) потребуется отбирать, например, от основного двигателя машины для накопления определенной энергии маховика. Величину этой энергии целесообразно определять относительно, в долях кинетической энергии движущейся машины при помощи известного в теории коэффициента условного приращения массы машины, выражение которого в случае применения аккумулятора имеет вид

$$\delta_0 = \delta + \delta_A, \quad (4)$$

где  $\delta$  и  $\delta_A$  — соответственно коэффициент условного приращения массы машины без аккумулятора и зависящий только от аккумулятора.

Формула для определения последнего коэффициента имеет вид:

$$\delta_A = \frac{J_0^2}{mR_{v,k}^2} \eta_0, \quad (5)$$

где  $J$  — момент инерции маховика и деталей редуктора, приведенный к валу маховика;

$i_0$  — общее передаточное число от вала маховика до ведущего колеса;

$m$  — масса машины;

$R_{v,k}$  — радиус ведущего колеса;

$\eta_0$  — общий к. п. д. механизмов от вала маховика до ведущего колеса включительно.

Бесспорным преимуществом простейшей схемы аккумулятора (рис. 1) является простота конструкции и надежность действия. Однако она обладает и существенным недостатком, который заключается в заметном уменьшении мощности, передаваемой от двигателя к ведущим колесам при ускоренном движении машины, и ухудшении приемистости ее при разгоне. Для сохранения разгонных качеств машины, определенных при установленной расчетом свободной мощности двигателя  $N_{cb}$  и коэффициенте условного приращения массы  $\delta$ , в случае применения аккумулятора (коэффициент  $\delta_0$ ) потребуется увеличение свободной мощности до  $N'_{cb}$ . Чтобы приближенно оценить требуемое увеличение  $N'_{cb}$ , воспользуемся формулой ускорения машины

$$j = (D - f_0) \frac{g}{\delta}, \quad (6)$$

где  $D$  — динамический фактор или удельная сила тяги по двигателю;

$f_0$  — суммарный коэффициент сопротивления при прямолинейном движении;

$g$  — ускорение земного притяжения.

Сохранение времени и пути разгона машины с аккумулятором простейшей схемы будет обеспечено, если при любой скорости движения ее ускорение останется прежним. Тогда

$$D' = D \frac{\delta_0}{\delta} - f_0 \left( \frac{\delta_0}{\delta} - 1 \right). \quad (7)$$

Применяя известное соотношение между  $D$  и  $N_{cb}$ , получим для тех же условий

$$\frac{N'_{cb}}{N_{cb}} = \frac{D'}{D}. \quad (8)$$

Приближенность такого решения определяется тем, что отношение  $\frac{D'}{D}$  при различных передачах изменяется. Для получения степени форсирования мощности двигателя необходимо также учитывать влияние различных грунтов. С ростом  $f_0$  степень форсирования уменьшается. Более точно необходимое увеличение мощности двигателя для сохранения разгонных качеств машины следует определять по равенству, например, времени разгона.

Оценку эффективности действия аккумулятора при замедленном прямолинейном движении машины следует рассмотреть

особо. Она сводится к выявлению влияния отношения  $\frac{\delta_0}{\delta}$ , поскольку время и путь замедленного движения машины при ухудшении условий и недостатке мощности двигателя ( $D < f_0$ ) прямо пропорциональны коэффициенту условного приращения массы  $\delta$  или  $\delta_0$ , подобно тому как это наблюдается в известных формулах, предназначенных для определения указанных параметров при разгоне. Тогда при сохранении расчетной  $N_{cb}$  постоянной, применение аккумулятора, обеспечивающего, например,  $\frac{\delta_0}{\delta} = 1,5$ , вызовет такое же увеличение времени и пути замедленного движения машины на затяжном подъеме без переключения передачи. Число переключений у такой машины с аккумулятором естественно уменьшится. Увеличение мощности до  $N'_{cb}$  приведет к еще большему возрастанию указанных величин.

Более ощутимо влияние отношения  $\frac{\delta_0}{\delta}$  на угол замедленного поворота гусеничной машины, совершаемого в трудных грунтовых условиях, но оценка этого влияния значительно сложнее, чем при прямолинейном движении [1].

Однако при сохранении  $N_{cb} = \text{const}$  в указанном соотношении  $\frac{\delta_0}{\delta}$  увеличиваются время и путь разгона любой машины. Если это обстоятельство не имеет существенного значения для некоторой проектируемой машины по условиям ее работы, то простейшая схема аккумулятора может оказаться эффективной и простой для использования даже без форсирования мощности двигателя.

Компактность аккумулятора достигается путем использования высокооборотного маховика (рис. 1), или трансмиссии соответствующей компоновки (рис. 2). Диаметр маховика  $D_m$ , определяющий габариты аккумулятора (при постоянной ширине), в значительной степени зависит от общего передаточного числа  $i_0$ . При изменении расчетной угловой скорости от  $\omega_1$  до  $\omega_2$  эквивалентный момент инерции маховика, обеспечивающий постоянство величины  $\delta_A$ , будет

$$J_2 = J_1 \left( \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2, \quad (9)$$

что следует из уравнения кинетической энергии вращающегося маховика.

Используя формулу динамического момента инерции цилиндра при постоянной ширине его и выражение (9), нетрудно получить для тех же случаев

$$D_{m2} = D_{m1} \sqrt{\frac{\omega_1}{\omega_2}}. \quad (10)$$

Например, если передаточное число  $i_0$  во втором случае уменьшить в 9 раз, то  $\frac{\omega_1}{\omega_2} = 9$  и диаметр маховика возрастает в 3 раза. При некоторых компоновках машины (рис. 2) это решение может оказаться целесообразным для снижения обоих маховика.

Параметры маховика	V передача; $\delta=1,06$ ; $\eta_{0 \min}=0,73$			IV передача; $\delta=1,10$ ; $\eta_{0 \min}=0,73$			III передача; $\delta=1,2$ ; $\eta_{0 \min}=0,792$			II передача; $\delta=1,5$ ; $\eta_{0 \min}=0,82$		
	$\delta_A$	$\delta_0$	$\frac{\delta_0}{\delta}$	$\delta_A$	$\delta_0$	$\frac{\delta_0}{\delta}$	$\delta_A$	$\delta_0$	$\frac{\delta_0}{\delta}$	$\delta_A$	$\delta_0$	$\frac{\delta_0}{\delta}$
$D_M=100 \text{ мм}; J_M=0,00548 \text{ кгс} \cdot \text{м}/\text{с}^2; i=100$												
$D_M=283 \text{ мм}; J_M=0,0351 \text{ кгс} \cdot \text{м}/\text{с}^2; i=12,5$	0,103	1,07	1,01	0,0116	1,11	1,01	0,0126	1,21	1,01	0,013	1,513	1,01
$D_M=200 \text{ мм}; J_M=0,00875 \text{ кгс} \cdot \text{м}/\text{с}^2; i=100$												
$D_M=566 \text{ мм}; J_M=0,56 \text{ кгс} \cdot \text{м}/\text{с}^2; i=12,5$	0,165	1,22	1,15	0,185	1,285	1,17	0,201	1,40	1,17	0,208	1,71	1,14
$D_M=250 \text{ мм}; J_M=0,0214 \text{ кгс} \cdot \text{м}/\text{с}^2; i=100$												
$D_M=767 \text{ мм}; J_M=1,37 \text{ кгс} \cdot \text{м}/\text{с}^2; i=12,5$	0,403	1,46	1,38	0,453	1,55	1,41	0,492	1,69	1,41	0,510	2,01	1,34
$D_M=300 \text{ мм}; J_M=0,0444 \text{ кгс} \cdot \text{м}/\text{с}^2; i=100$												
$D_M=849 \text{ мм}; J_M=2,84 \text{ кгс} \cdot \text{м}/\text{с}^2; i=12,5$	0,837	1,90	1,79	0,940	2,04	1,85	1,02	2,22	1,85	1,06	2,56	1,71
$D_M=350 \text{ мм}; J_M=0,0822 \text{ кгс} \cdot \text{м}/\text{с}^2; i=100$												
$D_M=980 \text{ мм}; J_M=5,25 \text{ кгс} \cdot \text{м}/\text{с}^2; i=12,5$	1,55	2,61	2,46	1,74	2,84	2,58	1,89	3,09	2,58	1,95	3,45	2,30
$D_M=400 \text{ мм}; J_M=0,140 \text{ кгс} \cdot \text{м}/\text{с}^2; i=100$												
$D_M=1130 \text{ мм}; J_M=8,95 \text{ кгс} \cdot \text{м}/\text{с}^2; i=12,5$	2,64	3,70	3,49	2,96	4,06	3,69	3,22	4,42	3,68	3,33	4,83	3,22
$D_M=500 \text{ мм}; J_M=0,342 \text{ кгс} \cdot \text{м}/\text{с}^2; i=100$												
$D_M=1415 \text{ мм}; J_M=21,9 \text{ кгс} \cdot \text{м}/\text{с}^2; i=12,5$	6,45	7,51	7,08	7,25	8,35	7,60	7,86	9,06	7,55	8,14	9,64	6,42

Рассмотрим влияние размеров маховика аккумулятора на примере автомобиля большой грузоподъемности или гусеничной машины общим весом 31 т, с дизелем номинальной мощностью 500 л. с. при 1800 об/мин. Максимальная скорость движения достигается при 420 оборотах ведущих колес в минуту (V передача).

В табл. 1 дана зависимость коэффициента условного приращения массы машины  $\delta_0$  и отношения  $\frac{\delta_0}{\delta}$  от диаметра стального маховика аккумулятора шириной 70 мм для различных передач в коробке при  $i_0=100$  (рис. 1) и  $i_0=12,5$  (рис. 2). Приведены минимальные значения  $\eta_{0 \min}$  с учетом увеличенных потерей в гусеничном движителе. Поэтому  $\frac{\delta_0}{\delta}$  для автомобиля будут больше полученных, особенно на высших передачах.

Из табл. 1 следует, что увеличение в 1,5 раза пути и времени замедленного движения машины на высших передачах (соответствует отношение  $\frac{\delta_0}{\delta}$ ) достигается при диаметре маховика аккумулятора 250 мм (схема рис. 1) или 700 мм (схема рис. 2) и их суммарной ширине около 80 мм. Соответственно диаметры 300—350 и 850—980 мм приводят к существенному росту указанных пути и времени. Конструктивно это выглядит вполне реально. Для схемы, приведенной на рис. 1, максимально возможные обороты маховика 42 000 об/мин соответствуют наивысшей скорости движения машины на хорошей дороге и имеют небольшой удельный вес в общем балансе времени ее работы. Предельные обороты на IV передаче составляют уже 26 000 об/мин.

Использование аккумулятора с большим запасом кинетической энергии внушило опасение возможности превышения суммарной силы тяги над предельной тягой по сцеплению, так как возбуждаемая на движителе маховиком аккумулятора и вращающимися деталями трансмиссии и двигателя машины сила инерции  $I'$  проявляется как дополнительная реакция грунта, направленная по движению машины.

Для случая прямолинейного замедленного движения автомобиля сила тяги по движителю на данной скорости

$$P_d = (D + f_w) G, \quad (11)$$

$$\text{где } f_w = \frac{P_w}{G},$$

$P_w$  — сила сопротивления воздуха;  
 $G$  — вес автомобиля.

Инерционная сила (с учетом подстановки отрицательного ускорения  $j$ ) в предельно возможном значении

$$I' = -\frac{G}{g} (\delta_\varphi - 1) j, \quad (12)$$

где  $\delta_\varphi = \delta_{0\varphi}$  — предельно допустимый по сцеплению коэффициент условного приращения массы машины.

Тогда условие движения без полного буксования на подъеме с углом  $\alpha$  для грунта с коэффициентом сцепления  $\varphi$  будет

$$P_d + I' < \varphi G \cos \alpha. \quad (13)$$

После подстановок и преобразований получим

$$\delta_\varphi = -(\varphi \cos \alpha - D - f_w) \frac{g}{j} + 1. \quad (14)$$

Естественно, что предельное по сцеплению  $\delta_\varphi$  зависит от грунта, тяговых качеств машины и отрицательного ускорения (замедления) движения. Обратная зависимость  $\delta_\varphi$  от  $j$  усматривается также из формулы (12), если предположить  $I'$  постоянной и максимальной. Следовательно, чем меньше замедление машины, тем больше можно допустить  $\delta_\varphi$  или  $\delta_0$ . Если  $j=0$  (равномерное движение), то аккумулятор бездействует и теоретически  $\delta_\varphi = \infty$ .

При расчетах по формуле (14) необходимо задаться возможным замедлением  $j$  в данных условиях движения ( $D < f_0$ ). Если принятное  $\delta_0 < \delta_\varphi$  обеспечивает в формуле (6) меньшее значение замедления, чем заданное, то полного буксования машины в данных условиях движения не произойдет. Наибольшую опасность буксования будут, очевидно, представлять слабые по сцеплению грунты с увеличенным сопротивлением движению, так же как и при движении машины без аккумулятора. Поэтому основным для использования аккумулятора является случай движения машины с большим сопротивлением на грунте с высокими сцепными качествами.

Для автомобиля (колесного движителя) эффективность действия аккумулятора всегда будет проявляться и оцениваться только в режимах прямолинейного движения, а для машины с гусеничным движителем и для криволинейного движения или поворота с достаточно малыми радиусами кривизны. Это обусловлено повышенным расходом энергии при повороте в наиболее тяжелых грунтовых условиях, когда у существующих машин на средних и высоких скоростях движения мощность двигателя недостаточна для равномерного перемещения и приходится совершать неравномерный (замедленный) поворот на ограниченный курсовой угол и что значительно уменьшает скорость движения. Такой недостаток особенно присущ гусеничным машинам с увеличенной базой и небольшим запасом мощности двигателя. Поэтому для них потребность в аккумулировании энергии еще больше.

Таким образом, для оценки действия аккумулятора энергии использование гусеничной машины является более общим случаем, что и следует учитывать в некоторых выводах и рассуждениях. Полученные формулы прямолинейного движения спрятаны для автомобиля и гусеничной машины.

Несколько иначе выглядят уравнения при криволинейном движении гусеничной машины. Для оценки предельно возможного  $\delta_\varphi$  при замедленном повороте примем допущения, оправдываемые полученными конечными результатами:

1) механизм поворота сохраняет скорость прямолинейного движения на забегающей гусенице;

2) механизм поворота не обеспечивает рекуперацию мощности отстающей гусеницы или влиянием рекуперации пренебрегаем;

3) перераспределение нормальной реакции грунта по бортам машины от действия инерционных сил не учитываем.

При резком вводе машины в поворот, когда тормозная сила отстающей гусенице близка к допустимой по сцеплению, в начальный момент времени ( $t=0$ ) наблюдается наибольшее угловое ускорение машины  $\varepsilon_0$  и полное отрицательное линейное

ускорение  $j_{x0}$ , взаимосвязь которых и зависимость от других параметров (в частности от  $\delta$  или  $\delta_0$ ) описывается довольно сложными выражениями [1]. На забегающей гусенице в этом случае приложены две активные силы, образующие общую силу тяги. Это — сила от двигателя  $P_{d2}$  и сила инерции  $I'$ .

При сделанных допущениях первая определяется выражением (при  $f_w = 0$ )  $P_{d2} = DG$ , а для второй — справедлива формула (12), в которой  $j = j_x$  — линейное замедление от падения оборотов двигателя вследствие перегрузки (только при наличии этого замедления изменяется угловая скорость валов трансмиссии и маховика аккумулятора):

$$j_{x \text{дв}} = j_{x0} + \frac{B}{2} \varepsilon_0, \quad (15)$$

где  $B$  — ширина колеи машины.

Тогда уравнения (13) и (14) получают вид

$$P_{d2} + I' \leq \varphi \frac{G}{2} \cos \alpha; \quad (13')$$

$$\delta_\varphi = -\left(\frac{\varphi}{2} \cos \alpha - D\right) \frac{g}{j_{x \text{дв}}} + 1. \quad (14')$$

Расчеты по формулам (14) и (14') показывают, что на крепких по сцеплению грунтах не существует опасности полного буксования при использовании аккумулятора. Это объясняется значительным уменьшением замедлений  $j$  и  $j_{x \text{дв}}$  в случае использования аккумулированной энергии. Сказанное подтверждает результаты расчетов для машины при  $t=0$  на грунте  $\varphi=1$ , приведенные в табл. 2 (некоторые величины даны с округлением).

Таблица 2

Показатели	Передачи			
	IV	III	II	IV
$\delta$ (или $\delta_0$ )	1,1	1,2	1,5	2,16
$j_{x0} \text{ м/с}^2$	-4	-4	-3	-2,91
$\varepsilon_0 \text{ 1/с}^2$	1,14	1,14	1,14	1,29
$j_x \text{ дв. м}^2 \text{ с}^{-2}$	-2,6	-2,6	-1,6	-1,33
$D$	0,100	0,146	0,208	0,100
$\delta_\varphi$	2,50	2,30	2,80	3,94
$\delta_\varphi$	2,27	—	—	1,82
$\delta$				

Применение аккумулятора ( $\delta_0=2,16$  — IV передача) увеличивает допустимое по сцеплению  $\delta_\varphi$  благодаря существенному уменьшению линейного замедления  $j_{x \text{дв}}$ . В любом другом случае необходима проверка по выражениям (14) или (14').

Рассмотренные схемы, естественно, не исчерпывают всех возможных вариантов.

За последнее время в технической литературе вновь наблюдается повышение интереса к проблеме аккумулирования энергии на транспортных машинах [2 и 3]. Предполагают, что запас хода легкового автомобиля с маховиком (вращающимся в вакууме), раскрученным до высоких оборотов на специальной зарядной станции, достигает 160 км.

Основным недостатком простейшего аккумулятора энергии, как отмечалось, является ухудшение приемистости при разгоне машины. Устранение этого недостатка или использование принципа механического аккумулирования энергии вращающимся маховиком в автомобиле или любой другой транспортной машине выдвигает ряд трудных для разрешения принципиальных задач. К ним прежде всего относятся: источник для отбора энергии; согласование угловой скорости вращения маховика и угловой скорости валов, соединяющих маховик с двигателем и ведущими колесами машины; компактность устройства.

Принципиальное решение первой задачи можно представить себе в нескольких видах, которые следут рассматривать как классификационные для аккумуляторов по источнику отбора энергии при зарядке:

I группа — отбор энергии для аккумулирования возможен только от основного двигателя транспортной машины;

II группа — используется только кинетическая энергия замедленного движения машины при торможении;

III группа — предполагается комбинированный способ раскручивания маховика, основанный на первых двух;

IV группа — для разгона маховика используется автономный источник энергии, он в принципе может располагаться на машине или на специальной зарядной станции.

Движение машины по ровной местности не исключает потребность в дополнительной энергии аккумулятора. В группе II готовность аккумулятора к действию может оказаться низкой из-за небольшой зарядки или даже отсутствия ее. Поэтому бо-

лее надежным в различных условиях движения следует считать отбор мощности по группам I и III.

В группе IV задачу разгона маховика целесообразнее решать путем установки на машине небольшого автономного двигателя (например, газовой турбины), который периодически может работать и при движении машины.

Использование внешнего источника энергии предполагает организацию специальных станций зарядки аккумуляторов [3] и, в случае полного отказа от установки двигателя на машине, имеет глобальные масштабы; либо это должно предполагать наличие передвижной станции, сопровождающей группу транспортных машин, но уже с установкой основного двигателя на каждой машине. Главные трудности в этом случае заключаются в обеспечении необходимой продолжительности консервации, запасенной маховиком механической энергии, главным образом при долговременных остановках машины. Представляется, что продолжительная стоянка машины потребует дополнительных устройств для сохранения накопленной энергии. Без этого надежность срабатывания аккумулятора может оказаться весьма низкой, не говоря уже о принципиальных организационных и конструктивных трудностях осуществления идеи. Все это делает последний принцип маловероятным для воплощения в ближайшем будущем.

Решение второй задачи представляют обычно включением в схему устройства специальных, бесступенчатых и регулируемых передач и автоматических систем регулирования для согласования угловых скоростей. При этом схема аккумулятора для комбинированного отбора мощности (группа III) значительно усложняется.

Рассмотрению третьей задачи в опубликованных работах, как правило, не уделяется внимания, так как авторы их не идут дальше описания принципиальных схем.

Известные схемы механических аккумуляторов, описанные в различных литературных источниках, основаны на изложенных принципах. По связям маховика они могут быть разбиты на три основные группы.

1. Ряд устройств имеет связь маховика с валом рабочего органа через редуктор постоянного передаточного числа или установку маховика непосредственно на валу рабочего органа (прямая связь или простейшая схема аккумулятора).

Примером является общеизвестное использование маховиков в различных двигателях и машинах, например, в кузнечных молотах и прессах, в электромашинах синхрофазотрона. Принципиально такая же схема используется в некоторых специальных американских трансмиссиях. Близок к этому принципу также шведский проект машины городского транспорта, передвигающейся от остановки до остановки за счет энергии вращающегося маховика, раскрученного специальным электромотором при остановке при подключении во внешнюю сеть.

Недостатки аккумуляторов следующие: время зарядки аккумулятора или время разгона маховика не может быть отличено от времени разгона машины, поэтому либо будет большой отбор мощности двигателя при зарядке, либо действие аккумулятора будет малоэффективным; при большом отборе мощности двигателя для зарядки приемистость транспортной машины при разгоне ухудшается.

2. Аккумуляторы, включающие бесступенчатые регулируемые передачи и специальные системы регулирования и согласования угловых скоростей валов, которые связывают через эти передачи маховик аккумулятора с двигателем и ведущими колесами. Используется частично энергия двигателя при работе его с недогрузкой и энергия, высвобождаемая при торможении машины (комбинированная схема зарядки).

К таким устройствам относится аккумулятор для автомобиля с гидрообъемной трансмиссией (отмечается принципиальная возможность подобной схемы при электротрансмиссии), в котором кинематическая связь с маховиком осуществляется при помощи самостоятельной гидрообъемной передачи через специальное распределительное устройство [2]. Подобная схема аккумулятора для автомобиля при непрерывном использовании бесступенчатой трансмиссии описана в работе [4].

Недостатки следующие: использование вращающегося маховика как аккумулятора кинетической энергии только на машинах с бесступенчатой регулируемой трансмиссией; наличие отдельных бесступенчатых (регулируемых) связей маховика аккумулятора и сложной системы управления, регулирования и согласования угловых скоростей валов.

3. Аккумуляторы импульсного действия, используемые сравнительно редко. Конструктивно они выглядят значительно проще устройств предыдущей группы. К ним относятся различные инициционные стартеры, предназначенные для пуска двигателей, или подобные им устройства [5]. Раскручивание маховика стартера осуществляется электромотором, питаящимся от аккумулятора машины, или даже вручную. Согласование угловых скоростей валов у них достигается с помощью фрикцион-

ных муфт и поэтому сопровождается большими потерями на трение, что при частом включении недопустимо.

Рассмотренные выше вопросы преследуют цель теоретически оценить возможность создания механического аккумулятора энергии транспортной машины в его простейшем виде с учетом размеров основного элемента — вращающегося маховика как накопителя энергии. Они носят более реальный характер, так как опираются на вспомогательное назначение аккумулирования энергии технически доступными для массового применения средствами. Полученные выражения, выводы и оценки справедливы и для аккумуляторов других схем, включающих вращающийся маховик в качестве основного элемента для накопления энергии.

Изложенное позволяет сделать заключение о реальности выполнения аккумулятора простейшей схемы в достаточно компактном виде для автомобиля или гусеничной машины общим весом до 30—35 т, обеспечивающего высокую эффективность действия при замедленном движении. В реальных расчетах для сравнительно невысокого отношения  $\frac{\delta_0}{\delta} = 1,5$  эта эффективность оценивается увеличением пути замедленного прямо-

линейного движения на 50—60% и увеличением угла замедленного поворота гусеничной машины в тяжелых условиях в 2—2,5 раза. Однако указанная схема аккумулятора заметно ухудшает приемистость машины при разгоне, которая в рассмотренном примере может быть компенсирована только форсированием мощности двигателя (по приближенным расчетам, с использованием формулы (7) и (8) и коэффициентов сопротивлений  $f_0 = 0,04; 0,07; 0,010$  в среднем на 12—16%). Последний недостаток можно устранить, только принципиальным изменением схемы аккумулятора, что требует особого рассмотрения.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Забавников Н. А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М., «Машиностроение», 1968.
2. Withington J. B. A regenerative hydrostatic transmission for vehicles. «Fluid Power International», November, 1965.
3. «Автомобильная промышленность США», т. 144, 15 июня 1971 г. № 12, стр. 17.
4. Куликов Н. К. — «Автомобильная и тракторная промышленность», 1951, № 1.
5. Энциклопедический справочник машиностроения, т. 10. М., Машгиз, стр. 333.

УДК 629.113.03

# Об устойчивости движения заторможенного автомобиля

Канд. техн. наук Б. Б. ГЕНБОМ, канд. техн. наук В. А. ДЕМЬЯНЮК, т. Г. МЫСЬКИЙ  
Львовский ордена Ленина политехнический институт

ПРИ ОТСУТСТВИИ противоблокировочных устройств требование повышения эффективности торможения находится в противоречии с требованием обеспечения устойчивости движения и сохранения управляемости. При данной эффективности торможения уменьшение вероятности заноса задней оси можно достигнуть за счет увеличения вероятности невписания автомобиля в поворот и наоборот. Поэтому для обеспечения безопасности движения современных автомобилей, обладающих хорошими тягово-скоростными свойствами, недостаточно регламентировать и строго контролировать только параметры эффективности торможения. Не менее важно обеспечить такое протекание процесса торможения, при котором автомобиль будет оставаться в пределах полосы безопасности, т. е. полосы, нахождение в которой исключает в нормальных условиях столкновение со встречными или параллельно движущимися транспортными средствами.

Положение автомобиля в плоскости дороги зависит от начальных условий, управляющих воздействий, возмущающих сил и моментов, возникающих в результате взаимодействия автомобиля с внешней средой, и свойств автомобиля. Поэтому строгое решение задачи об определении параметров движения автомобиля возможно только при рассмотрении системы водитель—автомобиль—дорога. Однако общее время реакции водителя и реакции автомобиля на управляющее воздействие достигает 1,2—1,4 с, т. е. составляет значительную часть общего времени экстренного торможения. Если учесть сложность поведения автомобиля при развивающемся заносе, а также то, что в некоторых ситуациях требования, предъявляемые к водителю условиями движения, превосходят его психофизиологические возможности [1], то вряд ли можно считать, что, в общем случае, водитель может справиться с задачей гашения заноса. Это дает основание утверждать, что при экстренных торможениях должна рассматриваться курсовая устойчивость автомобиля как объекта управления. В связи с этим существенное значение имеет дальнейшее развитие наших представлений об оптимальном процессе торможения.

В общем случае задач об оптимальном управлении сводится к выбору и реализации наилучшего, в определенном смысле, пути перехода управляемого объекта из начального состояния в предписанное конечное. Задача об оптимальном управлении автомобилем при торможении сводится к обеспечению необходимой эффективности торможения без недопустимых отклонений от желательного направления движения вследствие неустойчивости движения или ухудшения управляемости.

Обычно устойчивость движения автомобиля рассматривается с позиций общей теории устойчивости движения, разработанной А. М. Ляпуновым. Реальные технические процессы протекают на определенном отрезке времени. Поэтому, наряду с устойчивостью по А. М. Ляпунову, большое значение имеет техническая устойчивость [2]. В последнем случае рассматривается движение автомобиля на конечном отрезке времени  $0 \leq t \leq T$ , причем материальная система может испытывать внешние возмущающие воздействия на всем отрезке  $0 \leq t \leq T$  или на его

части. Если возмущающее воздействие не прекращается при  $t \leq 0$ , то более общим является следующее определение устойчивости движения: движение механической системы устойчиво, если при действии ограниченных возмущений отклонения от невозмущенного движения остаются ограниченными [3]. Поскольку торможение является кратковременным процессом, протекающим при действии на автомобиль возмущающих сил и моментов, то приведенное выше общее определение более приемлемо. В соответствии с этим экстренное торможение на прямолинейном участке пути следует считать оптимальным, если при реализации суммарной тормозной силы, близкой к предельной по сцеплению, движение автомобиля технически устойчиво, т. е. отклонения от невозмущенного движения находятся в допустимых пределах.

К числу показателей, рекомендуемых А. С. Литвиновым [4] для оценки управляемости автомобиля, относятся минимальный радиус кривизны траектории направляющей точки при круговом движении и предельные значения скорости изменения кривизны траекторий различных точек автомобиля. При торможении значения этих показателей могут ограничиваться: началом скольжения передних колес; началом скольжения задних колес, следовательно, неустойчивостью движения. Отсутствие указанных явлений можно принять в качестве критерия оптимальности служебных торможений, осуществляемых на криволинейных участках дорог.

Поскольку начальные условия и возмущающие воздействия являются случайными величинами, имеющими большие размахи, то критерии оптимальности процесса торможения должны устанавливаться для определенных условий (скорость в начале торможения, тип и состояние покрытия дороги, тип и величина возмущающего воздействия т. д.).

Замедление и курсовая устойчивость автомобиля при экстренном торможении, а также устойчивость и управляемость при служебных торможениях на криволинейных участках дорог в значительной мере определяются выходными параметрами тормозной системы и, в частности, отношением осевых тормозных сил. В связи с этим большое значение имеет дальнейшее развитие представлений о влиянии указанного соотношения на параметры движения заторможенного автомобиля. Только на основании этого можно сформулировать основные требования к тормозной системе из условия оптимальности протекания процесса торможения.

Вопрос о возможности криволинейного движения автомобиля при служебных торможениях был рассмотрен в работе [5].

При исследовании устойчивости прямолинейного движения заторможенного автомобиля рассматриваются следующие три случая: заблокированы колеса задней оси при некотором недопользовании сил сцепления передних колес с дорогой; заблокированы колеса передней оси при некотором недопользовании сил сцепления задних колес с дорогой; заблокированы все колеса.

Заменяя автомобиль плоской расчетной моделью, можно получить три расчетные схемы, приведенные на рис. 1. На этих

схемах  $R_1 = \varphi Z_{\tau 1}$  и  $R_2 = \varphi Z_{\tau 2}$  являются суммарными реакциями, действующими в плоскости дороги на заблокированные передние и задние колеса, равными произведению коэффициента сцепления  $\varphi$  на соответствующие значения нормальных реакций  $Z_{\tau 1}$  и  $Z_{\tau 2}$ .

Для определения инерционного момента  $M_j$  и нормальной составляющей  $N$  силы инерции можно воспользоваться формулами [6]

$$M_j = M_a \rho^2 \frac{d\omega}{dt};$$

$$N = M_a \left( \omega v_a - \frac{dv_{C, \pi}}{dt} \right),$$

где  $M_a$  — масса автомобиля;

$\omega$  и  $\rho$  — угловая скорость поворота и радиус инерции автомобиля относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести.

Если заблокированы и скользят вбок задние колеса (рис. 1, a), то уравнения движения в виде суммы сил и моментов могут быть записаны в следующем виде:

$$\varphi Z_{\tau 2} \sin \beta_2 + Y_1 - N - N_b = 0; \quad (1)$$

$$\varphi Z_{\tau 2} \sin \beta_2 b + M_j - Y_1 a - M_b = 0.$$

Выражения для  $Y_1$  и  $\sin \beta_2$  можно представить в виде

$$Y_1 = K_{Y1} \operatorname{tg} \delta_1 = K_{Y1} \frac{v_{C, \pi} - a \omega}{v_a}; \quad (2)$$

$$\sin \beta_2 = \frac{\operatorname{tg} \beta_2}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta_2}} = \frac{v_{C, \pi} + b \omega}{\sqrt{v_a^2 + (v_{C, \pi} + b \omega)^2}},$$

где  $K_{Y1}$  — коэффициент сопротивления уводу колес передней оси.

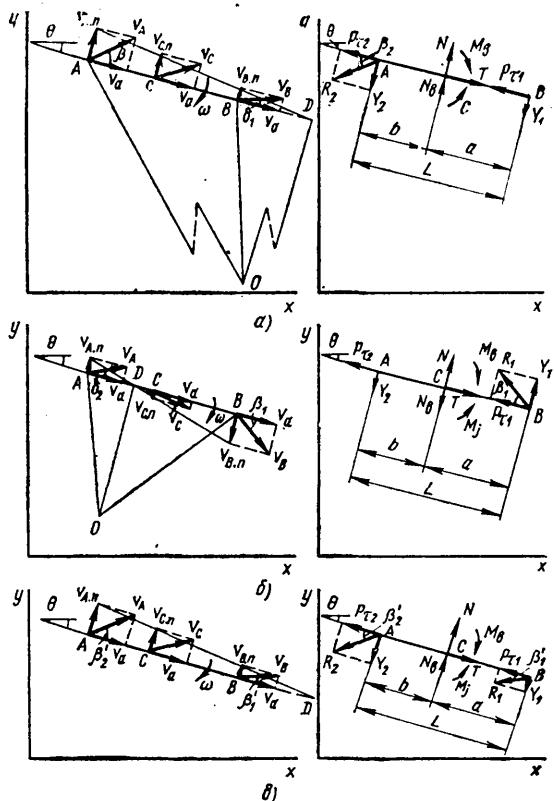


Рис. 1. Расчетные схемы движения заторможенного автомобиля при скольжении вбок задних колес (a), передних колес (b) и всех колес (в):

$N$  и  $T$  — составляющие силы инерции;  $M_b$  — возмущающий момент;  $N_b$  — возмущающая сила;  $P_{\tau 1}$  и  $P_{\tau 2}$  — тормозные силы, действующие на передние и задние колеса;  $Y_1$  и  $Y_2$  — боковые реакции на передних и задних колесах;  $v_a$ ,  $v_{C, \pi}$  и  $v_b$  — скорости центра тяжести и середины задней и передней осей;  $v_{C, \pi}$ ,  $v_{A, \pi}$  и  $v_{B, \pi}$  — скорости в направлении, перпендикулярном к продолжению оси;  $\theta$  — угол поворота продольной оси;  $\delta_1$  и  $\delta_2$  — углы увода передней и задней осей

Подставляя значения  $M_j$ ,  $N$ ,  $Y_1$  и  $\sin \beta_2$  в выражение (1), получим

$$\frac{d\omega}{dt} = -\frac{m_1}{v_a} \omega + \frac{m_2}{v_a} v_{C, \pi} - m_3 \frac{v_{C, \pi} + b \omega}{\sqrt{v_a^2 + (v_{C, \pi} + b \omega)^2}} + m_4; \quad (3)$$

$$\frac{dv_{C, \pi}}{dt} = \left( v_a + \frac{n_1}{v_a} \right) \omega - \frac{n_2}{v_a} v_{C, \pi} - n_3 \frac{v_{C, \pi} + b \omega}{\sqrt{v_a^2 + (v_{C, \pi} + b \omega)^2}} + n_4, \quad (3)$$

где  $m_1$ — $m_4$  и  $n_1$ — $n_4$  — постоянные коэффициенты.

Аналогичным образом можно получить уравнения движения заторможенного автомобиля для других вариантов блокирования колес. Для исследования полученных таким образом систем дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами можно применить метод упрощения условий и оценки устойчивости движения по косвенным признакам, называемым критериями устойчивости; метод численного решения систем уравнений и оценки устойчивости движения по изменению параметров движения во времени.

Использование первого метода позволило получить формулы для предельных по условию устойчивости движений скоростей автомобиля:

в случае блокирования задних колес

$$v_{a, \text{пр}} = \sqrt{\frac{\varphi K_{Y1} Z_{\tau 2} L^2}{M_a (K_{Y1} a - \varphi Z_{\tau 2} b)}},$$

при блокировании всех колес

$$v'_{a, \text{пр}} = \sqrt{\frac{g}{h_g} (b + \varphi h_g) (a - \varphi h_g)},$$

где  $a$ ,  $b$  и  $h_g$  — координаты центра тяжести автомобиля.

Проведенный анализ показал, что значение предельной скорости  $v_{a, \text{пр}}$  возрастает по мере уменьшения коэффициента сопротивления уводу. Для автомобилей ЗИЛ-130 и «Москвич-408» значения  $v_{a, \text{пр}}$  и  $v'_{a, \text{пр}}$  укладываются в пределы 15—20 км/ч, причем  $v'_{a, \text{пр}} > v_{a, \text{пр}}$ .

Количественно оценить отклонения от невозмущенного движения и, следовательно, технической устойчивости можно путем численного решения систем дифференциальных уравнений. Учет переменности замедления и одновременного влияния нескольких факторов на коэффициент сопротивления уводу нескользящих колес усложняет задачу. Поэтому наложим следующие ограничения:

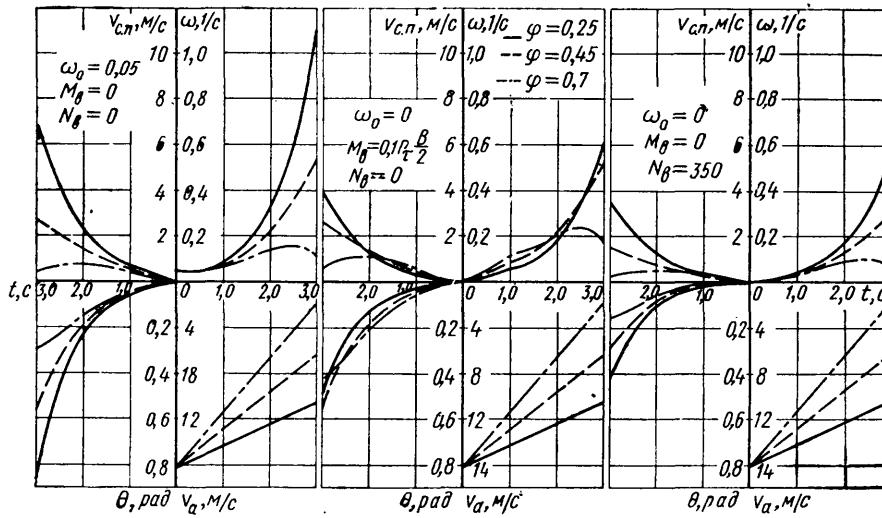
1) рост приводных сил прекращается в момент блокирования передних или задних колес и замедление автомобиля определяется формулой  $J_{\tau} = g \gamma_{\tau}$  ( $\gamma_{\tau}$  — удельная тормозная сила);

2) в диапазоне  $0 \leq \theta \leq 60^\circ$  изменение направляющего угла существенно не влияет на  $J_{\tau}$ , вследствие чего можно принять, что  $v_{a, t} = v_{a, 1} - J_{\tau} t$  ( $v_{a, t}$  — текущее значение скорости в направлении продольной оси автомобиля);

3) изменение коэффициента сопротивления уводу нескользящих колес обусловлено главным образом наличием продольной (тормозной) силы, причем [4]

$$K_Y = K_{Y1} (p=0) \sqrt{1 - \left( \frac{P_{\tau 1}}{Z_{\tau 1}} \right)^2}.$$

Внешние возмущающие воздействия на автомобиль могут быть импульсными (типа ударного толчка) и длительными. Для целей данного исследования принимаются: 1) ударный толчок, обусловливающий появление некоторой начальной угловой скорости  $\omega_0$ ; 2) возмущающая боковая сила  $N_b$ , возникающая вследствие наличия поперечного уклона проезжей части дороги; 3) возмущающий момент  $M_b$ , обусловленный неодинакостью тормозных сил на правых и левых колесах. Поскольку свойства заторможенного автомобиля наиболее явно проявляются после прекращения возмущающих воздействий, то во всех случаях принимается, что действие силы  $N_b$  и момента  $M_b$  прекращалось через 1 с после блокирования колес. Количественный анализ осуществлялся путем решения систем уравнений на ЭЦВМ «Минск-22» с выдачей на печать значений  $\omega$ ,  $v_{C, \pi}$ ,  $\theta$ ,  $v_a$ ,  $X$  и  $Y$ .



Результаты расчетов, приведенные на рис. 2 и в табл. 1, показывают, что основными факторами, определяющими отклонения от невозмущенного движения при блокировании задних колес, являются скорость в начале торможения, коэффициент сцепления, коэффициент распределения суммарной тормозной силы  $\beta_g$ , вид и величина возмущающего воздействия. При прочих равных условиях занос задней оси развивается тем интенсивнее, чем выше скорость в начале торможения. При импульсном возмущающем воздействии ( $\omega_0=0.05$  1/с) и  $\varphi=0.25$  увеличение  $v_{a1}$  с 11 до 16,5 м/с приводит к увеличению угловой скорости при  $t=3$  с примерно в 3 раза. Уже через 1,5 с после начала заноса автобус выходит за пределы полосы движения в одном направлении, ширина которой принята 3,5 м.

Таблица 1  
Значения угловых скоростей автомобиля при различных  $\beta_g$  и  $v_{a1}$  в случае блокирования задних колес

$\beta_g$	$v_{a1}$ в м/с	$\omega$ в 1/с при		
		$t=1$ с	$t=2$ с	$t=3$ с
0,25	11 16,5	0,063 0,087	0,164 0,318	0,344 0,318
0,35	11 16,5	0,054 0,074	0,117 0,215	0,217 0,614

Увеличение коэффициента сцепления обуславливает уменьшение интенсивности заноса. Это объясняется действием двух факторов: увеличением реализуемой тормозной силы к моменту начала блокирования задних колес и, следовательно, повышением эффективности и уменьшением времени торможения; уменьшением коэффициента сопротивления уводу передних колес вследствие увеличения отношения осевой тормозной силы к нормальной реакции. Однако даже при  $\varphi=0,7$  занос задней оси развивается достаточно интенсивно и рассматриваемый автобус выходит за пределы полосы движения.

По мере увеличения коэффициента распределения суммарной тормозной силы  $\beta_g$  до оптимального значения, увеличиваются общая и передняя осевые тормозные силы, реализуемые в момент блокирования задних колес. Вследствие этого при прочих равных условиях несколько возрастает эффективность торможения и уменьшается коэффициент сопротивления уводу передних колес. Действием этих двух факторов можно объяснить уменьшение интенсивности заноса при увеличении  $\beta_g$ .

Для теоретического анализа было принято  $M_B = 0,05P_{\tau B}$  (где  $B$  — колеса задних колес), что соответствовало отношению

бортовых тормозных сил  $\frac{P_{\tau B}}{P_{\tau H}} = 1,23$ . Несмотря на сравни-

тельно небольшую неравномерность распределения суммарной силы по бортам и малую продолжительность действия возмущающего момента (1 с), занос задней оси развивается достаточно интенсивно и при всех принятых значениях коэффициента сцепления автобус выходит за пределы отведенной полосы. Интенсивность заноса в течение всего времени действия возмущающего момента увеличивается с ростом коэффициента

Рис. 2. Изменение параметров движения автобуса ЛАЗ-695Е ( $G_a = 10000$  кг,  $\beta_g = 0,25$ ) при торможении с блокированием задних колес

сцепления. Это объясняется тем, что при постоянном отношении бортовых тормозных сил абсолютное значение  $M_B$ , тем больше, чем больше  $\varphi$ .

Если на автомобиль действует постоянная боковая сила, приложенная в центре тяжести, то, как видно из графиков, приведенных на рис. 2, уменьшение коэффициента сцепления обуславливает увеличение интенсивности заноса.

Таким образом, даже при сравнительно небольших значениях возмущающих сил и возмущающих моментов автобус, движущийся с заблокированными задними колесами, выходит за пределы полосы, отведенной для одностороннего движения, и создается опасная ситуация.

На рис. 3 приведены графики функций  $\omega = \omega(t)$  при движении автобуса с заблокированными передними колесами. Анализ этих графиков показывает, что при импульсном возмущающем воздействии угловая скорость автобуса быстро падает, т. е. переходный процесс сходящийся в движение устойчиво. Если на автобус действует возмущающая сила или возмущающий момент, то угловая скорость растет значительно медленнее, чем при движении с заблокированными

Таблица 2  
Угловые скорости автомобиля при  $v_{a1}=16,5$  м/с и  $\beta_g=0,25$

Торможение с блокированием колес	$\omega (N_B = 350$ кгс, $t=1$ с) при		$\omega (M_B = 0,05 P_{\tau B}, t=1$ с) при	
	$\varphi=0,25$	$\varphi=0,45$	$\varphi=0,25$	$\varphi=0,45$
Задних . . . . .	0,03750	0,03450	0,05950	0,0914
Передних . . . . .	0,02370	0,02330	0,01660	0,0392
Всех . . . . .	0,00167	0,00539	0,05060	0,0870

задними колесами (табл. 2). После прекращения действия  $M_B$  и  $N_B$  процесс протекает так же, как и при импульсном возмущающем воздействии. При одинаковых значениях боковых реакций  $Y_1$  и  $Y_2$  возмущающий момент, вызывающий увод не скользящих колес в сторону, противоположную начавшемуся заносу, более опасен, чем возмущающая сила. Оценка положения автобуса в различные моменты времени показала, что при блокировании передних колес выход за пределы отведенной полосы возможен только в случае  $v_{a1}=16,5$  м/с,  $\varphi=0,7$  и  $M_B = 0,05 P_{\tau B} \approx 600$  кгс · м.

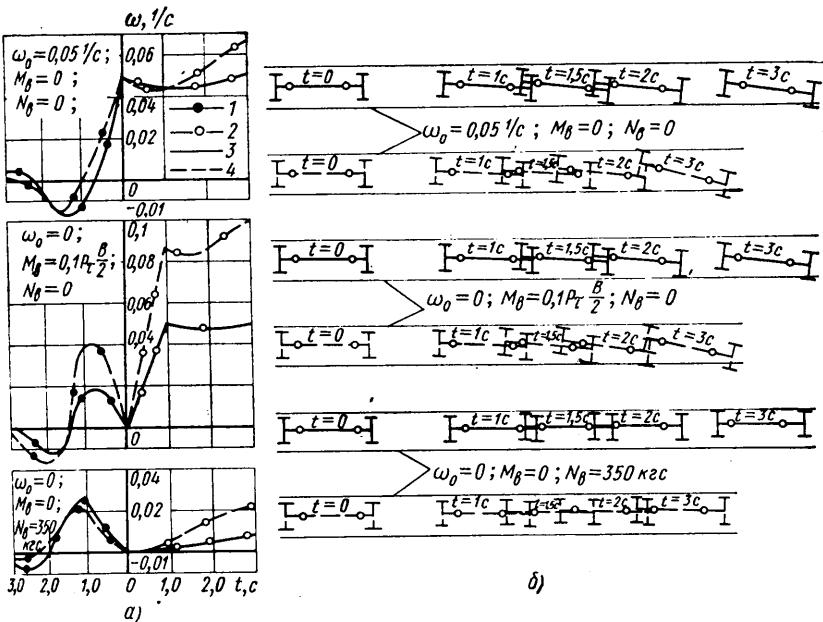
В случае блокирования всех колес на параметры движения автомобиля особенно влияет вид возмущающего воздействия.

При импульсном возмущающем воздействии начальная угловая скорость  $\omega_0$  изменяется во времени незначительно, т. е. практически происходит поворот продольной оси с примерно постоянной угловой скоростью (табл. 3 и рис. 3).

Если на автобус действует боковая сила, приложенная в центре тяжести, то наблюдается медленный рост угловой скорости, причем на скользкой дороге ( $\varphi=0,25$ ) в конце третьей секунды движения, со всеми заблокированными колесами  $\omega \approx 0,08$  1/с. В обоих случаях положение автобуса в полосе движения изменяется значительно меньше, чем в случае движения с заблокированными задними колесами. Наибольшую опасность представляет возмущающий момент. В этом случае в течение всего времени действия  $M_B$  процесс развивается примерно так же, как и при блокировании задних колес (табл. 2 и рис. 3).

Таблица 3  
Угловые скорости автобуса при импульсном возмущающем воздействии ( $\omega_0=0,05$ )

Торможение с блокированием колес	$\omega$ при $v_{a1}=16,5$ м/с; $\beta_g=0,25$ ; $\varphi=0,25$			$\omega$ при $v_{a1}=16,5$ м/с; $\beta_g=0,25$ ; $\varphi=0,45$		
	$t=1$ с	$t=2$ с	$t=3$ с	$t=1$ с	$t=2$ с	$t=3$ с
Задних . . . . .	0,087	0,320	1,090	0,076	0,230	0,555
Всех . . . . .	0,044	0,047	0,051	0,044	0,053	0,066



Для экспериментальной проверки результатов теоретического анализа был испытан автобус ЛАЗ-695Е при различных значениях коэффициента сцепления колес с дорогой. Торможения осуществлялись с помощью специально созданного автономного привода, разрешающая возможность которого описана в работе [7].

В программно-измерительный комплекс входили приборы для регистрации тормозных моментов, давлений воздуха и параметров движения, а также электрические клапаны и реле времени для оттормаживания одного тормозного механизма на заданное время (0,2—2,0 с).

Эксперименты полностью подтвердили приведенную выше качественную характеристику влияния различных факторов на параметры движения заторможенного автомобиля. Достаточно близкими были и значения углов между продольной осью автомобиля в конце торможения и направлением невозмущенного движения (табл. 4).

Таблица 4  
Результаты экспериментов

Торможение с блокированием колес	$v_{ai}$ в м/с	$\theta$	Вид и величина возмущающего воздействия		Время действия $M_B$ или $N_B$ в с	Угол $\theta$ в градусах	
			$M_B$ в кгс·м	$N_B$ в кгс		расчетный	экспериментальный
Задних Передних Всех	16,5	0,7	700		1	56 5 16	70 2-3 20
Задних Передних Всех	11,0	0,25		350	В течение всего процесса	42 4,50 10	55 10 16

Приведенные выше результаты расчетов и экспериментальные данные достаточно хорошо согласуются с опытными данными, приведенными в работе [8].

Таким образом, оценка устойчивости движения заторможенного автомобиля по коэффициентам, изменяющимся в зависи-

Рис. 3. Изменение угловой скорости (а) и положение автобуса ЛАЗ-695Е в полосе движения (б) при  $v_{ai} = 16,5$  м/с:  
1 — заблокированы передние колеса; 2 — заблокированы все колеса; 3 — при  $\Phi = 0,25$ ; 4 — при  $\Phi = 0,45$

мости от степени использования сил сцепления колес той или иной оси с дорогой, не может считаться объективной. В одном случае, даже при полном использовании сил сцепления колес с дорогой, движение технически устойчиво при значительных возмущающих воздействиях (заблокированы передние колеса), а в другом — сравнительно небольшие возмущающие воздействия вызывают быстро разрастающийся занос (заблокированы задние колеса). Как видно из анализа, большое влияние на протекание процесса оказывает вид возмущающего воздействия.

Из трех рассмотренных режимов экстренного торможения автомобиля, движущегося прямолинейно, наименее опасным является режим с блокированием передних колес. Однако реализация такого режима в условиях хорошего сцепления колес с дорогой возможна при высоких значениях коэффициента распределения суммарной тормозной силы  $\beta_g$ , что недопустимо по условию сохранения управляемости при служебных торможениях на криволинейных участках скользких дорог [5]. Проведенный анализ показал, что идеальное регулирование, исключающее неодновременное блокирование колес, может быть обеспечено только сложными системами, осуществляющими раздельное регулирование каждой осевой тормозной силы. Поскольку регулируется, обычно, только задняя осевая тормозная сила, то обеспечить указанную одновременность блокирования не представляется возможным. В таких случаях закон регулирования следует выбирать таким образом, чтобы передняя удельная осевая тормозная сила была несколько больше задней, особенно в области малых значений коэффициента сцепления.

Поскольку общим случаем торможения даже при наличии одного регулятора является торможение с неодновременным блокированием колес, то представляет интерес влияние продолжительности второй фазы процесса (движение с заблокированными колесами одной оси) на отклонение от желательного направления движения. Этот вопрос представляет особый интерес. На основании полученных нами данных опережение блокирования задних колес при длительности второй фазы более 0,3 с обуславливает значительное отклонение от желательного направления движения как при импульсном возмущающем воздействии, так и при действии возмущающего момента.

#### ЛИТЕРАТУРА

- Иларионов В. А. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 2.
- Младов А. Г. Системы дифференциальных уравнений и устойчивость движения по Ляпунову. М., «Высшая школа», 1966.
- Юревич Е. И. Теория автоматического управления. Л., «Энергия», 1969.
- Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М., «Машиностроение», 1971.
- Генбом Б. Б. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 1.
- Чудаков Е. А. Боковая устойчивость автомобиля при торможении. М., Машгиз, 1952.
- «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1973, № 6 (Авторское свидетельство № 365292).
- Lister R. D. «SAE Preprints», № 650092.

УДК 629.113.073

## К вопросу оценки плавности хода многоосных автомобилей

Д-р техн. наук В. Я. ИВАНИН, кандидаты техн. наук Д. В. ГРИЦЕНКО, И. В. АКСЕНОВ

ВЫБОР критерия, оценивающего плавность хода многоосного автомобиля, является весьма важным и трудным моментом при исследовании динамики в процессе транспортирования. В технической литературе предложен ряд критерии, каждый из которых оценивает какое-либо одно свойство автомобиля (боковую устойчивость, амплитуду колебаний кузова, величину вертикальных и угловых ускорений в кабине водителя,

напряжения в несущей рамной конструкции и др.). Достаточно полно частные критерии плавности хода автомобилей рассмотрены в работе Р. И. Фурунжиева [1]. Чаще других в качестве критерия плавности хода принимают дисперсии выходных координат автомобиля, а именно дисперсий ускорений (перемещений) определенных точек кабины или кузова.

При проектировании и испытаниях новых образцов многоос-

ных автомобилей естественно стремление всесторонне оценить их динамические свойства. Поэтому возникает необходимость определять обобщенный критерий как экстремум суммы частных критериев

$$F_{\Sigma} = \min (\max) \sum_i^n b_i F_i, \quad (1)$$

где  $n$  — число частных критериев;

$b_i$  — весовые коэффициенты;

$F_i$  — значение  $i$ -го частного критерия.

Частный критерий учитывает одно из свойств автомобиля, а его весовой коэффициент оценивает важность частного критерия в зависимости от назначения автомобиля (транспортирование людей или взрывоопасных грузов, движение в трудных дорожных условиях).

Известно, что если случайные колебания автомобиля подчиняются нормальному закону, то зависимость между величиной дисперсии и максимальными значениями координат весьма устойчива. Когда имеются отличия от нормального закона распределения, эта зависимость усложняется. В дополнение к определению дисперсии выходных координат часто требуется определить вероятность превышения ими некоторого порогового значения. Такой критерий необходим для оценки прочности, долговечности несущей рамной конструкции автомобиля, а также для определения надежности доставки некоторых грузов. В трудах В. В. Болотина [2 и 3] показано, что при случайных воздействиях на нелинейную динамическую систему более эффективно за критерий брать вероятное число выбросов выходных координат за допустимый уровень. Такой частный критерий, дополнив оценку по дисперсии, позволяет значительно глубже и более определять механическую надежность автомобиля и перевозимого груза и учитывать при этом структурные особенности конструкции системы подпрессоривания.

Для автомобиля как динамической системы с линейными связями в элементах подпрессоривания вероятное число превышений выходных координат (перемещений, скоростей, ускорений выбранной точки кузова) заданного уровня в единицу времени определяется интегралом вида

$$N_0(y) = f(y) \int_0^{\infty} y f(y) dy, \quad (2)$$

где  $y$  и  $\dot{y}$  — текущие значения выходных координат, при этом  $\dot{y}$  — производная по времени;

$f(y)$  — плотность распределения координаты  $y$ .

Кинематическое воздействие со стороны неровностей микропрофиля дороги при равномерном движении автомобиля представляет собой стационарную случайную функцию, имеющую нормальную плотность распределения.

Линейное преобразование входного сигнала в динамической системе сохраняет нормальность закона плотности распределения выходных координат, что аналитически записывается выражением

$$f(y) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma_y^2}} e^{-\frac{(y-m_y)^2}{2\sigma_y^2}}, \quad (3)$$

где  $m_y$  и  $\sigma_y$  — математическое ожидание и среднеквадратичное отклонение процесса  $y(t)$ .

Для процесса  $\dot{y}(t)$  принимают

$$f(\dot{y}) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma_{\dot{y}}^2}} e^{-\frac{\dot{y}^2}{2\sigma_{\dot{y}}^2}}, \quad (4)$$

где  $m_{\dot{y}} = 0$ .

Подставляя формулы (3) и (4) в уравнение (2), определяют выражение для вычисления вероятного числа превышений допустимого уровня в единицу времени, известное в теории как формула О. Райса:

$$N_0(y_d) = \frac{1}{T_e} e^{-\frac{(y_d-m_y)^2}{2\sigma_y^2}}, \quad (5)$$

где  $T_e = 2\pi \frac{\sigma_y}{\sigma_{\dot{y}}}$  — «эффективный» период.

В современных многоосных автомобилях широко применяются упругие и демпфирующие элементы, имеющие существенно нелинейные характеристики. Это — пневмогидравлические системы подпрессоривания, пружинно-торсионные упругие элементы, гидроамортизаторы различного вида. Характеристики типа релейных определяют сухое трение в узлах подвески и эффект отрыва колес транспортного средства от грунта.

Поведение реального агрегата описывают системой обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений со случайными функциями воздействия, входящими в правые части. Методика составления математической модели автомобиля с нелинейной подвеской и применения ЭВМ для моделирования его колебаний изложена в статье [5].

Моделирование с помощью указанной методики и изучение большого числа данных натурных дорожных испытаний многоосных автомобилей убедительно подтвердили гипотезу о существенном отличии плотности распределения выходных координат колебательных процессов от нормального закона. Графики плотности распределения ускорений подпрессоренной части, как правило, имеют асимметричный вид плоско- или островершинной формы. Таким образом, оценки плавности хода по дисперсии ускорений подпрессоренной части и по вероятному числу выбросов этих ускорений за допустимый уровень при разных структурах и характеристиках подвески могут значительно отличаться. Например, два агрегата с различной подвеской в одинаковых условиях движения могут иметь близкие значения оценок по дисперсиям и весьма различные по вероятному числу выбросов ускорений кузова.

Следовательно, применение выражения (5) для вычисления критерия применительно к автомобилям с нелинейными характеристиками подвески нельзя признать корректным. В общем случае, когда плотность распределения выходных координат произвольна, вероятное число превышений допустимого уровня в единицу времени определяется выражением вида

$$N_y = \frac{\sqrt{2\pi\sigma_y}}{T_e} f(y). \quad (6)$$

Определить аналитически закон  $f(y)$  для сложной нелинейной системы не представляется возможным. Поэтому целесообразно использовать разложение функции  $f(y)$  в ряд Грама—Шарлье по ортогональным полиномам Чебышева—Эрмита [4 и 6]. Члены ряда разложения определяют по формуле

$$f(y) = \Phi'(t) + \sum_{k=3}^{\infty} \frac{(-1)^k C_k}{\sqrt{k!}} \Phi^{(k+1)}(t), \quad (7)$$

$$\text{где } \Phi(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^t e^{-\frac{t^2}{2}} dt; \quad (8)$$

$$t = \frac{y - m_y}{\sigma_y}.$$

Коэффициенты разложения в ряд Грама—Шарлье вычисляют по следующим зависимостям:

$$C_3 = \frac{1}{\sqrt{3!}} \cdot \frac{\mu_3}{\sigma^3} = \frac{1}{\sqrt{3!}} Sk;$$

$$C_4 = \frac{1}{\sqrt{4!}} \left( \frac{\mu_4}{\sigma^4} - 3 \right) = \frac{1}{\sqrt{4!}} Ex;$$

$$C_5 = \frac{1}{\sqrt{5!}} \left( \frac{\mu_5}{\sigma^5} - 10 \frac{\mu_3}{\sigma^3} \right);$$

$$C_6 = \frac{1}{\sqrt{6!}} \left( \frac{\mu_6}{\sigma^6} - 15 \frac{\mu_4}{\sigma^4} + 30 \right),$$

где  $\mu_i$  — центральные моменты  $i$ -го порядка;  $Sk$  и  $Ex$  — соответственно коэффициенты асимметрии и эксцесса.

Оценки величин  $m_y$ ,  $\sigma_y$ ,  $\mu_i$ ,  $\sigma_i$ ,  $T_e$  определяют методами статистической обработки. Значения производных интеграла Лапласа  $\Phi(t)$  получают из таблиц, приведенных в работах [4 и 6].

Центральный момент  $i$ -го порядка определяют как математическое ожидание величины

$$\mu_k = M[y^k]. \quad (10)$$

Для дискретных представлений оценка центрального момента определяется приближенно по выражению

$$\mu_k = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - m_y)^k, \quad (11)$$

где  $n$  — число дискретных значений координат процесса  $y$ .

Рассмотрим применение предложенного критерия на практическом примере. При динамических испытаниях груженого четырехосного автомобиля, например, были записаны процессы ускорений, возникающие в кузове. Автомобиль двигался по грунтовой дороге с постоянной скоростью 20 км/ч. Случайный микропрофиль мерного участка дороги был записан, результаты обработаны.

Корреляционная функция микропрофиля дороги с протяженностью в качестве аргумента аппроксимирована выражением

$$k(S) = D_n e^{-\sigma |S|} \cos \beta S, \quad (12)$$

где  $D_n = 25 \text{ см}^2$  — дисперсия высот неровностей дороги;  $\sigma = 0,3 \text{ 1/м}$  и  $\beta = 0,8 \text{ 1/м}$  — коэффициенты корреляции.

Обработка записей процесса ускорений позволила оценить значения среднеквадратичного отклонения процесса ускорений  $\sigma$  в кабине автомобиля, коэффициентов асимметрии  $Sk$ , эксцесса  $Ex$ , «эффективного» периода  $T_e$ :

$$\sigma = 5,02 \text{ м/с}^2;$$

$$Sk = 0,93;$$

$$Ex = 1,5;$$

$$T_e = 12,5 \text{ с.}$$

Считая, что автомобиль представляет собой линейную динамическую систему, и условившись, что допустимый уровень ускорений в кабине водителя  $y_g = 10 \text{ м/с}^2$ , определим вероятное число превышений  $N_0$  в единицу времени по формуле О. Райса:  $N_0 = 0,054 \text{ 1/с}$ . При помощи нелинейного преобразования в системе эта величина по выражению (5) существенно уточняется:  $N = 0,014 \text{ 1/с}$ .

Таким образом, сама природа нелинейного преобразования в системе, а точнее структура и характеристики элементов подвески должны обязательно учитываться при исследовании колебаний того или иного транспортного средства в различных режимах движения.

Пользуясь предложенным критерием, можно весьма тонко и глубоко провести динамический анализ структур и характеристик связей автомобилей в нелинейной постановке, а также более точно решить задачу оптимизации параметров конструкции многоосных автомобилей различного назначения и разных вариантов схем.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Фурунжиев Р. И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем. Минск, «Вышэйшая школа», 1972.
2. Болотин В. В. Теория оптимальной виброзащиты при случайных воздействиях. Труды МЭИ, вып. 74, М., 1970.
3. Болотин В. В. Статистические методы в строительной механике. М., Стройиздат, 1965.
4. Пугачев В. С. Теория случайных функций. М., Физматгиз, 1962.
5. Иванин В. Я. и др. — «Автомобильная промышленность», № 3, 1972.
6. Шор Я. Б. Статистические методы анализа и контроля качества и надежности. М., «Советское радио», 1962.

УДК 629.113.012.5

## Экспериментальное исследование отпечатков шин неподвижного колеса

Канд. техн. наук Ю. А. ЕЧЕИСТОВ, А. М. КИРЕЕВ, Д. С. СЕМОВ

Московский автомеханический институт

ПРИ исследованиях процесса качения автомобильного колеса и в некоторых других случаях бывает необходимо знать форму и размеры отпечатка шины на дороге.

К настоящему времени имеется достаточно большое количество опубликованных работ и технических отчетов, содержащих сведения о форме отпечатков шин на плоскости при различных комбинациях внутреннего давления  $p_\omega$  и вертикальной нагрузки  $G$ .

Анализ этих материалов показывает, что у современных шин при их нагружении вертикальной силой (начиная с некоторого значения, меньшего, чем номинальное) форма отпечатка представляет собой фигуру, близкую к эллипсу или прямоугольнику с закругленными углами.

В некоторых случаях реальный контур отпечатка любой формы удобно заменять прямоугольником. Если  $L$  и  $B$  — длина и ширина реального контура, то  $L_0$  и  $B_0$  — длина и ширина приведенного прямоугольного контура.

Полагая, что при эллиптическом контуре

$$B_0 = nB \text{ и } L_0 = nL,$$

где  $n$  — коэффициент снижения размеров контура, можно площадь приведенного контура определить так:

$$F_{\text{пр}} = B_0 L_0. \quad (1)$$

Естественно, что площадь такого приведенного контура должна быть равна площади реального:

$$F_{\text{пр}} = F.$$

Кроме того, площадь приведенного контура можно выразить через габариты реального следующим образом:

$$F_{\text{пр}} = \frac{LB}{n^2}. \quad (2)$$

Приравняв правые части выражений (1) и (2) с учетом равенства площадей, будем иметь

$$n = \sqrt{\frac{F}{LB}}, \quad (3)$$

При эллиптической форме отпечатка его площадь можно определить так:

$$F = \frac{\pi LB}{4}.$$

Подставив это значение в предыдущее выражение, получим

$$L_0 = \frac{L}{2} \sqrt{\frac{\pi}{B}}; \quad (4)$$

$$B_0 = \frac{B}{2} \sqrt{\frac{\pi}{L}}. \quad (5)$$

Переходя к рассмотрению прямоугольной формы отпечатка (с прямоугольными углами), следует отметить, что его приведенная ширина должна быть принята равной действительной ширине

$$B_0 = B. \quad (6)$$

Площадь такого отпечатка можно подсчитать следующим образом:

$$F = (L - B)B + \frac{B^2 \pi}{4},$$

откуда приведенная длина отпечатка

$$L_0 = L - B \left(1 - \frac{\pi}{4}\right). \quad (7)$$

Представляет известный интерес зависимость приведенной длины отпечатка от вертикальной нагрузки, приходящейся на колесо. С целью выяснения этой зависимости было исследовано несколько шин легковых автомобилей отечественного производства. Эксперименты велись на стенде, конструкция которого была описана ранее!

Отпечатки шин получались в затемненном помещении путем закладывания листа фотобумаги между плитой стенда и испытываемой шиной.

\* Еченистов Ю. А., Карузин О. И. — «Автомобильная промышленность», 1961, № 7.

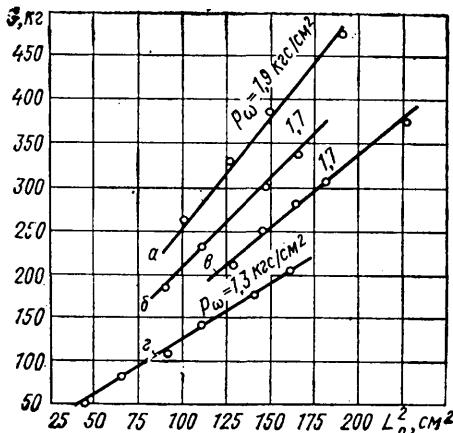


Рис. 1

туемым колесом. После прижатия шины к фотобумаге последняя засвечивалась. Отпечаток шины оказывался незасвеченным, что выявлялось после проявления фотобумаги.

Результаты обработки полученных таким образом отпечатков шин модели М-100, 6,40-13 (а), модели В-675, 5,20-13 (б), модели М-130А, 6,45-13 (в), модели В-19А, 5,00-10 (г) помещены на рис. 1.

В результате анализа этих данных можно предложить следующую зависимость, связывающую приведенную длину отпечатка с действующей нормальной нагрузкой при фиксированном значении внутреннего давления

$$G = \zeta L^2. \quad (8)$$

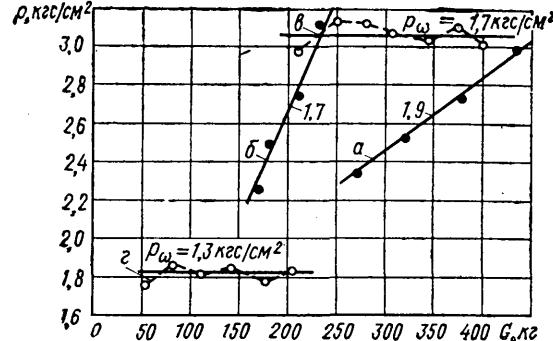


Рис. 2

Переход к действительной длине отпечатка может быть выполнен по выражениям (4) и (7).

Некоторый интерес представляет также и определение среднего по контуру отпечатка давления между шиной и дорогой. Это среднее давление  $p$  может быть определено так:

$$p = \frac{G}{F}.$$

Экспериментальные данные были обработаны с помощью этого выражения. Результаты обработки показаны на рис. 2 (сплошные линии — прямоугольный отпечаток, штриховые — эллиптический отпечаток).

Эти данные показывают, что среднее контурное давление при эллиптической форме отпечатка в широком диапазоне изменения нормальной нагрузки остается постоянным. При прямоугольной форме отпечатка оно увеличивается с повышением нормальной нагрузки.

УДК 629.113.075

## О явлении относительного поворота контактного отпечатка движущегося колеса

В. В. РЕДЧИЦ

Кременчугский автозавод

**Э**КСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ исследования зависимостей между боковыми силами и углами увода проводились [1] для случая, когда траекторией центра колеса является прямая. Однако в большинстве случаев явление увода колес автомобиля возникает при криволинейном движении. В настоящей работе рассматривается явление относительного поворота контактного отпечатка шины при движении эластичного колеса по криволинейной траектории.

Величина угла относительно поворота контактного отпечатка с радиусом кривизны траектории связана уравнением, полученным аналитически в результате анализа участия каждой точки контактного отпечатка в процессе скольжения, качения и упругой деформации:

$$\theta = \frac{57,2955a}{4R} \text{ град}, \quad (1)$$

где  $a$  — длина большой оси контактного отпечатка, приведенного к равновеликому прямоугольнику [2], в м;

$R$  — радиус кривизны траектории в м.

Суммарный момент сопротивления криволинейному движению отдельного колеса определяется уравнением

$$M = M_f + M_\theta = \frac{1}{\eta} G_k f r_k + \frac{57,2955 C_\omega a}{4R}, \quad (2)$$

где  $C_\omega$  — угловая жесткость шины относительно вертикальной оси, проходящей через центр контактного отпечатка, которая определяется в статическом положении при повороте колеса на месте, в кгс·м/град;

$r_k$  — радиус качения колеса в м;

$G_k$  — нагрузка на колесо в кгс;

$f$  — коэффициент сопротивления качению;

$\eta$  — к. п. д. подшипников ступицы колеса.

Первое слагаемое в уравнении (2) представляет момент сопротивления качению при прямолинейном движении и достаточно глубоко исследовалось Е. А. Чудаковым, Г. В. Зимелем-

ным, А. С. Шелухиным, В. А. Петрушевым, В. И. Кнорозом и др.

Второе слагаемое данного уравнения — момент сопротивления относительному повороту контактного отпечатка, являющийся функцией радиуса кривизны траектории при постоянных  $a$  и  $C_\omega$ . Максимальное значение этого момента ограничено коэффициентом сцепления  $\varphi$  шины с опорной поверхностью.

Суммарная мощность, затраченная на качение одного колеса по криволинейной траектории, определяется уравнением

$$N = M_f \omega + M_\theta \omega_{отн} \quad (3)$$

где  $\omega$  — угловая скорость колеса;

$\omega_{отн}$  — относительная угловая скорость поворота контактного отпечатка в плоскости дороги.

Определив угловые скорости  $\omega$  и  $\omega_{отн}$  через поступательную скорость центра колеса и радиус кривизны траектории и подставив в уравнение (3), получим следующее уравнение:

$$N = \frac{v_a}{270} \left( \frac{1}{\eta} G_k f + \frac{57,2955 C_\omega a}{8R^2} \right) \text{ л. с.}, \quad (4)$$

где  $v_a$  — поступательная скорость центра колеса или автомобиля в км/ч.

Выразив  $R$  через угол относительного поворота контактного отпечатка  $\theta$  из уравнения (1) и подставив в выражение (4), получим зависимость суммарной мощности от угла относительного поворота контактного отпечатка  $\theta$ :

$$N = \frac{v_a}{270} \left( \frac{1}{\eta} G_k f + \frac{2C_\omega \theta^2}{57,2955 a} \right) \text{ л. с.} \quad (5)$$

Из уравнений (2), (4), (5) видно, что сопротивление криволинейному движению возрастает не за счет увеличения коэффициента сопротивления качению, а за счет увеличения сопротивления относительному повороту контактного отпечатка при изменении радиуса кривизны траектории движущегося колеса.

Автором были проведены специальные экспериментальные исследования по определению момента сопротивления криволинейному движению двух- и трехосных автомобилей. Расчетные моменты на ведущих полусиях автомобилей вычислялись по уравнению (2) как сумма моментов всех колес.

Для неуправляемых колес трехосных автомобилей угол  $\theta$  определялся с учетом базы задней тележки.

Экспериментальные значения моментов находились с помощью специальных тензометрических ведущих полусий. При этом определялись теоретически и экспериментально только значения тех величин, которые входят в уравнения (2) и (4).

На рис. 1 показана зависимость момента сопротивления криволинейному движению автомобиля типа 6×6 и автомобиля типа 6×4 при различных давлениях в шинах и скорости автомобиля от радиуса кривизны траектории. При этом нагрузка на одно колесо задней тележки составляла 4000 кгс, на передние — 2700 кгс. Как видно, расчетные данные достаточно хорошо согласуются с экспериментальными.

С позиции явления бокового увода, обнаруженного Г. Брулье в 1925 г. [3], увеличение сопротивления криволинейному движению объясняется наличием боковой силы увода  $P_\delta$ , величина которой зависит от угла увода  $\delta$  и коэффициента сопротивления уводу  $K_y$ . Величина  $K_y$  зависит от многих факторов, в том числе и от угла увода [1 и 4]. При точном определении величин  $K_y$  и  $\delta$  в зависимости от радиуса кривизны траектории суммарное сопротивление движению отдельно взятого эластичного колеса или автомобиля в целом, рассчитанное с позиции теории увода, также достаточно хорошо согласуется с экспериментальными данными [5].

Следовательно, угол относительного поворота контактного отпечатка  $\theta$  есть не что иное, как угол увода  $\delta$  при криволинейном движении, поэтому можно записать равенство

$$\theta = \delta. \quad (6)$$

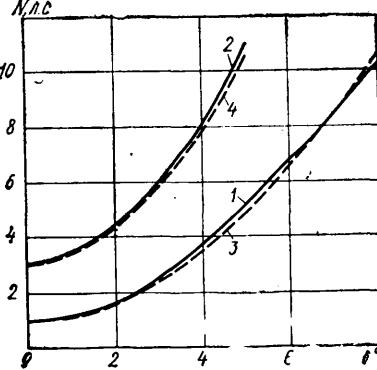
Самым объективным и надежным критерием оценки выдвинутого положения может служить количество энергии, затраченной на движение колеса с эластичной шиной, когда наблюдается увод или относительный поворот контактного отпечатка. Таким критерием является величина мощности.

Воспользуемся экспериментальными данными, полученными А. В. Буллом для шины 6,50—16 [6]. На рис. 2 (кривые 1 и 2) показано изменение мощности в зависимости от угла увода  $\delta$  при скорости качения колеса на барабане 48,3 и 96,5 км/ч соответственно (кривые построены по экспериментальным данным А. В. Булла [6]). Кривые 3 и 4 построены по уравнению (5).

По рис. 2 видно достаточно хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных как по абсолютной величине, так и по характеру изменения кривых.

Анализ кривых 1—4, а также уравнений (2), (4) и (5) подтверждает то, что момент сопротивления относительному повороту контактного отпечатка практически не зависит от скорости движения колеса. С изменением поступательной скорости колеса будет изменяться только относительная угловая скорость поворота контактного отпечатка  $\dot{\theta}$  при движении по криво-

Рис. 2. Зависимость мощности от угла увода катящегося колеса:  
1, 2 — экспериментальные кривые при  $v_a = 48,3$  и  $v_a = 96,5$  км/ч соответственно,  $G_k = 476$  кгс,  $a = 0,185$  м,  $C_\omega = 4,5$  кгс·м/град; 3, 4 — расчетные кривые по уравнению (5)



линейной траектории, а момент сопротивления относительному повороту будет оставаться постоянным до тех пор, пока будут сохраняться постоянными упругие характеристики эластичной шины. Согласно работе [1] упругие процессы, происходящие вшине, можно рассматривать как статические до скорости 120—150 км/ч.

Величину мощности, затраченную на качение колеса с уводом, можно определить и с позиции теории увода [1]:

$$N = \frac{v_a}{270} \left[ \frac{1}{\eta} G_k f + P_\delta(\delta) \sin \delta \right] \text{л.с.} \quad (7)$$

Однако определение сопротивления качению и мощности при наличии увода эластичной шины с позиции теории увода затруднено, так как:

1) необходимо иметь экспериментальные данные  $P_\delta = f(\delta)$ , получаемые на специальных стендах;

2) необходимо экспериментально определять значение угла увода  $\delta$  при заданных радиусах кривизны траектории.

Выполнение первого условия связано с большими трудностями и неудобствами, особенно для шин больших размеров с нагрузками более 4000 кгс. Для выполнения второго условия требуются специальные эксперименты.

Равенство (6) теоретически подтверждено уравнением (5), экспериментально — по данным А. В. Булла.

С позиции теории увода сопротивление качению эластичного колеса при наличии увода зависит от величин  $K_y$  и  $\delta$ , т. е. от боковой силы увода  $P_\delta$ , а с позиции явления относительного поворота контактного отпечатка сопротивление криволинейному движению колеса зависит от величин  $C_\omega$  и  $\theta$ . Известно, что  $\theta = \delta$ . Следовательно, для подтверждения выдвинутых положений остается выяснить связь между  $C_\omega$  и  $K_y$ .

Сравнивая уравнения (5) и (7), можно записать

$$K_y \delta = \frac{M(\theta)}{\frac{a}{2}} = \frac{57,2955 C_\omega \theta}{\frac{a}{2}}. \quad (8)$$

На основании равенства (8)

$$K_y = \frac{57,2955 C_\omega}{\frac{a}{2}} \text{ кгс/рад.} \quad (9)$$

Проверим уравнение (9) по экспериментальным данным различных исследователей.

По экспериментальным данным А. В. Булла [6], для шины 6,50—16/4 при нагрузке на колесо  $G_k = 476$  кгс, внутреннем давлении вшине  $p_{sh} = 1,97$  кгс/см<sup>2</sup>, скорости вращения барабана  $v_a = 46,7$  км/ч, угле увода  $\delta = 2^\circ$  коэффициент сопротивления боковому уводу  $K_y = 2900$  кгс/рад,  $C_\omega = 4,5$  кгс·м/град,  $a = 0,185$  м. Расчетное по уравнению (9) значение  $K_y = 2800$  кгс/рад. Несовпадение расчетных данных с экспериментальными составляет 3,5%.

По данным А. С. Литвинова, для шины 260—508 (9.00—20) при  $G_k = 1200$  кгс  $p_{sh} = 3,5$  кгс/см<sup>2</sup>,  $K_y = 5650$  кгс/рад,  $C_\omega = -8,4$  кгс·м/град (при  $\varphi = 0,8$  и  $\varphi = 0,6$ ). Контактный отпечаток имеет форму круга с диаметром  $D = 200$  мм. Согласно работе [2]

$$a = \frac{D}{2} \sqrt{\pi} = 177 \text{ мм.}$$

По уравнению (9)  $K_y = 5430$  кгс/рад. Несовпадение расчетных данных с экспериментальными составляет 4%.

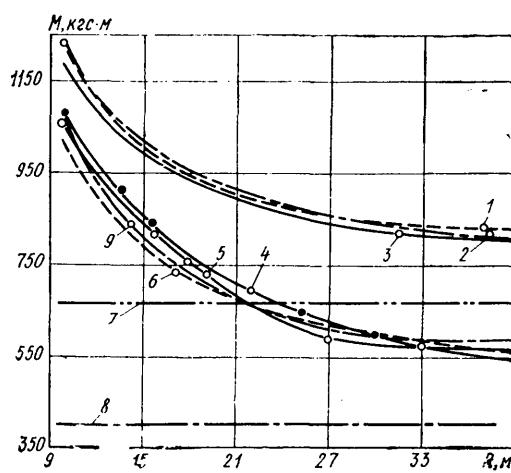


Рис. 1. Зависимость момента сопротивления повороту трехосного автомобиля от радиуса кривизны траектории:

1, 2 — соответственно расчетная и экспериментальная кривые при  $p_{sh} = 2$  кгс/см<sup>2</sup>,  $v_a = 10$  км/ч; 3 — экспериментальная кривая при  $p_{sh} = 2$  кгс/см<sup>2</sup>,  $v_a = 5+7$  км/ч; 4, 5, 6 — экспериментальные и расчетные при  $p_{sh} = 3,5$  кгс/см<sup>2</sup>,  $v_a = 10$  км/ч;  $v_a = 5$  км/ч; 7, 8 — момент на ведущих полусиях при прямолинейном движении при  $p_{sh} = 2$  кгс/см<sup>2</sup> и  $p_{sh} = 3,5$  кгс/см<sup>2</sup> соответственно; 9 — экспериментальная кривая при  $p_{sh} = 3,5$  кгс/см<sup>2</sup> и  $v_a = 20$  км/ч

Для шины 6,40—13 [1] при  $G_k=400$  кгс  $p_{sh}=2,5$  кгс/см<sup>2</sup>,  $a=0,17$  м,  $P_d=85$  кгс,  $\delta=2^\circ$ ,  $K_y=42,5$  кгс/град.

$C_\omega=3,6$  кгс·м/град. По уравнению (8)  $K_y=42,3$  кгс/град.

Размеры контактного отпечатка шины можно определить экспериментально или по уравнениям, предложенным в работе [7].

Аналогично расчетные значения  $K_y$  проверялись для шин 6,00—16, 145—380 при различных нагрузках и внутреннем давлении. Многие исследователи отмечают, что на величину  $K_y$  оказывает влияние методика испытаний шин. При испытании шин на плоскости при прочих равных условиях получаются несколько большие значения, чем при испытании их на барабане с выпуклой поверхностью. А. В. Булл [6] при испытании шин 6,50—16/4 и 6,00—16 на одинаковых поверхностях барабана и плоской платформе получил разницу около 10%. Различие в результатах наблюдается тем большее, чем меньше отношение диаметра барабана к диаметру колеса.

Из сказанного следует, что упругие свойства шины остаются постоянными, но величина  $K_y$  изменяется. Причина изменения  $K_y$  в зависимости от условий испытаний шины видна из уравнений (8) и (9). Угловая жесткость шины  $C_\omega$  при данных нагрузке и внутреннем давлении остается постоянной, но с изменением отношения диаметра барабана к диаметру колеса меняется величина большой оси  $a$  контактного отпечатка, приведенного к равновеликому прямоугольнику, что и влечет изменение согласно уравнению (9).

Из анализа расчетных и экспериментальных данных на рис. 1 и 2, а также уравнений (4), (5), (7), (9) следует, что установку испытуемой шины на стенде с заданным углом увода можно рассматривать как движение по криволинейной траектории с радиусом, определяемым из уравнения (1), если вместо  $\theta$  подставить  $\delta$ . При этом не учитывается увод, возникающий от действия центробежной силы инерции.

В данной работе рассмотрены все вопросы для случая, когда имеется прямая зависимость момента относительного поворота от угла  $\theta$  и боковой силы увода  $P_d$  от угла увода  $\delta$ , т. е. когда  $K_y=\text{const}$ . Случай нелинейной зависимости требует отдельного рассмотрения.

Как отмечают многие исследователи, величина увода для нормальных нагрузок и давление в шине, при которой  $K_y=\text{const}$ , составляет в среднем 4—6°.

Проведенный анализ по экспериментальным данным зависимости  $M=f(\theta)$  для различных шин при повороте колеса на месте показывает, что до угла  $\theta=4-6^\circ$ , момент от угла  $\theta$  зависит линейно при достаточном коэффициенте сцепления и нормальной нагрузке и давлении в шине.

Величина угла  $\theta$ , при которой функция  $M=f(\theta)$  еще линейна, зависит от размеров контактного отпечатка, коэффициента сцепления  $\varphi$  и угловой жесткости шины  $C_\omega$ , которая, в свою очередь, зависит от конструкции шины, нагрузки, внутреннего давления.

Для некоторых шин с определенной нагрузкой и внутренним давлением угол  $\theta$ , при котором  $M=f(\theta)$  линейна, может доходить до 8—10°.

Относительные углы поворота контактных отпечатков шин двух- и трехосных автомобилей при нормальных нагрузках и давлении, достаточном коэффициенте сцепления, при повороте с минимальными радиусами не превышают указанных выше пределов прямой зависимости  $M=f(\theta)$ .

Таким образом, теоретические положения, основанные на явлении относительного поворота контактного отпечатка шины, не противоречат теории увода в энергетическом плане, но дали возможность получить простые и удобные для использования на практике уравнения.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобилей. М., «Машиностроение», 1971.
2. Редчиц В. В. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 9.
3. Broulhiet G. Societe des Ingénieurs Civils de France, 1925, Bulletin 78.
4. Еченистов Ю. А. Исследование увода мотоциклетных шин. В сб. «Вопросы машиностроения». М., Изд-во АН СССР, 1950.
5. Петрушов В. А., Московкин В. В., Шуклин С. А. — «Автомобильная промышленность», 1968, № 11.
6. Bull A. W. «SAE Journal», 1939, v. 45, № 2.
7. Бидерман В. Л. и др. Автомобильные шины. М., Госхимиздат, 1963.

УДК 629.113.012.852

## Определение нагрузок на детали задней зависимой рычажно-пружинной подвески

Канд. техн. наук С. Я. МАРГОЛИС

ВНИИМаш

исследованиями (тензометрированием с целью определения напряжений и форсированными дорожными испытаниями).

Определение изгибных нагрузок, действующих на нижние рычаги задней рычажно-пружинной подвески, в этой работе не рассматривается.

Экспериментальные исследования задних рычажно-пружинных подвесок проводились на двух автомобилях (№ 1 и 2), основные параметры которых следующие:

№ 1 № 2

Вес в кг:		
на переднюю ось . . . . .	672	726
на заднюю ось . . . . .	766	987
База в м . . . . .	2,4	2,55
Колея в м . . . . .	1,24	1,34

На автомобиле № 1 задняя подвеска имела поперечную штангу, на автомобиле № 2 устанавливались подвески двух типов — с поперечной штангой и с косыми верхними штангами.

Усилия в штангах задней рычажно-пружинной подвески измерялись с помощью тензодатчиков, которые наклеивались по схемам, соответствующим восприятию растягивающих и сжимающих нагрузок. Перед проведением дорожных испытаний сняты с автомобилей штанги с наклеенными тензодатчиками тарировались дозированными растягивающими и сжимающими усилиями на разрывной машине. От тензодатчиков сигналы подавались через тензоусилитель «Топаз» на шлейфовый осциллограф К-12-22.

Испытания проводились на различных дорогах автополигона НАМИ (см. таблицу).

Экспериментальные исследования показали, что нагружение поперечной штанги происходит не только при криволинейном движении автомобиля, но и при прямолинейном. Результаты этих исследований (рис. 1, а, б, в) показали, что с увеличением

**ЗАДНИЕ** зависимые рычажно-пружинные подвески применяются нескольких типов. По расположению упругого элемента различаются подвески с опорой пружины на площадку балки заднего моста и на нижние рычаги подвески. Применяются рычажно-пружинные подвески с поперечной штангой (тягой Панара) и без нее. В последнем случае верхние продольные штанги располагаются под углом (косые штанги) к продольной оси автомобиля, так как они одновременно воспринимают усилия от реактивного крутящего и тормозного моментов, действующих на балку заднего моста, и от боковых составляющих реакций дороги.

Установка пружин на нижних рычагах подвески позволяет получить ряд компоновочных преимуществ, однако при этом усложняется конструкция нижних рычагов. Применение косых верхних штанг позволяет снизить число шарниров задней рычажно-пружинной подвески по сравнению со случаем применения поперечной штанги и упростить конструкцию подвески.

Анализ работы рычажно-пружинных задних подвесок показал, что верхние продольные и косые, а также поперечная штанги в процессе работы воспринимают растягивающие и сжимающие усилия. Наряду с этим косые верхние штанги подвергаются незначительным изгибу и кручению (при перекосах заднего моста относительно кузова), которые компенсируются упругими резиновыми элементами шарниров крепления косых штанг к балке заднего моста и основанию кузова. В данной работе изгиб и кручение косых штанг не исследовались.

При установке пружин на нижних рычагах последние подвергаются сложному воздействию, так как наряду со сжимающими и растягивающими усилиями воспринимают также изгиб и кручение. В такой конструкции подвески нижние рычаги — штампованные, сложной формы, что затрудняет проведение прочностных расчетов. Поэтому при оценке прочности и долговечности нижних рычагов ограничиваются экспериментальными

Тип дороги	Траектория движения	Длина мерного участка в м	Скорость движения в км/ч		
Скоростная дорога (цементобетон), ровный участок	Прямолинейная	500	50	100	140
Бульжная ровного профиля		70-80	20	40	60
Бельгийская мостовая		50-60	20	40	60
Специальная дорога "короткая волна"		35	30	—	—
Динамометрическая дорога		4000	Разгон и торможение		
Асфальтированный участок специальной дороги		2000	100	—	—
То же		7	20	—	—
Переставки	Круговая	2000	Разгон и торможение		
Круговая		7	100	—	—

скорости прямолинейного движения усилия в поперечной штанге возрастают на всех использованных дорогах автополигона, увеличение высоты неровностей дорожного покрытия вызывает резкое повышение амплитуд колебаний подвески и усилия в поперечной штанге. Сравнительный анализ усилий при движении на бельгийской мостовой показал, что у автомобиля № 2 (штриховая линия) усилия в поперечной штанге несколько больше, чем у автомобиля № 1 (сплошная линия). Это связано с большим весом автомобиля № 2. В движении автомобиля № 2 при переставках и по кругу радиусом 7 м со скоростью 20 км/ч возникают усилия в штангах:

#### Поперечная Косая

Усилия в кгс:	Поперечная		Косая	
при переставках . . . . .	500	440		
при круговых поворотах . . . . .	430	300		

Для расчетного определения усилий в поперечной штанге рассматриваем установленное движение автомобиля на повороте без учета боковой эластичности шин и подвески. При этом приведенная боковая реакция дороги на заднюю ось автомобиля, действующая на поперечную штангу, определяется по формуле

$$Z_n = \frac{G_a v_c^2 l \sin \beta}{127 R_c L} = 438 \text{ кгс}, \quad (1)$$

где  $G_a$  — вес автомобиля;

$v_c$ ,  $R_c$  — линейная скорость и радиус движения центра тяжести автомобиля;

$L$  — база автомобиля;

$l$  — расстояние от передней оси до центра тяжести автомобиля в направлении его продольной оси;

$\beta$  — угол между направлениями действия центробежной силы и задней осью автомобиля.

Расчетное значение усилия в поперечной штанге примерно равно экспериментальному (430 кгс), полученному при испытании автомобиля № 2 с нагрузками, принятыми в расчетах.

Зависимость (1) позволяет с достаточной точностью определять усилия, возникающие в поперечной штанге, только для

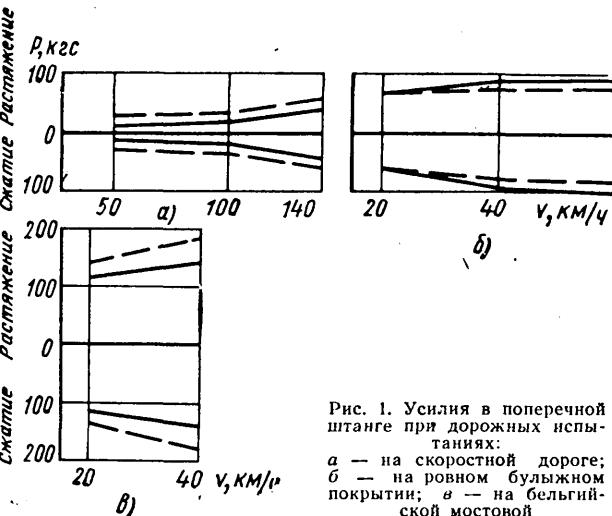


Рис. 1. Усилия в поперечной штанге при дорожных испытаниях:  
а — на скоростной дороге;  
б — на ровном бульжном покрытии;  
в — на бельгийской мостовой

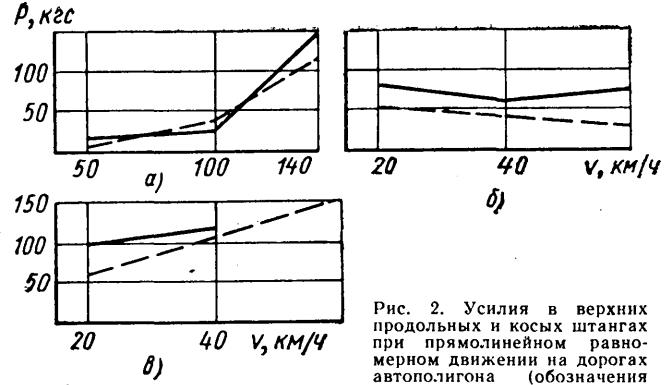


Рис. 2. Усилия в верхних продольных и косых штангах при прямолинейном равномерном движении на дорогах автополигона (обозначения те же, что на рис. 1)

случая криволинейного движения автомобиля и не дает возможности оценить нагруженность поперечной штанги при других видах движения (при прямолинейном движении по дорогам с большой высотой неровностей). В то же время при прямолинейном движении по бельгийской мостовой со скоростью 60 км/ч и при снятых задних амортизаторах усилие в поперечной штанге достигало 550 кгс. Поэтому при прочностном расчете поперечной штанги усилия, полученные расчетным путем по формуле (1), следует увеличить на 25 %. Такие же усилия следует принимать и при расчете этой штанги на продольную устойчивость.

Расчетное значение усилия в косой штанге при установившемся криволинейном движении определяется по формуле

$$P_{\text{кос}} = \frac{G_a v_c^2 l \sin \beta}{127 R_c L \sin \alpha} = 340 \text{ кгс}, \quad (2)$$

где  $\alpha$  — угол между осью косой штанги и продольной осью автомобиля.

Расчетные данные несколько превышают экспериментальные ( $P_{\text{кос}} = 300$  кгс), так как часть боковой нагрузки, по-видимому, воспринимается нижними рычагами. В то же время результаты экспериментальных исследований показывают, что усилия в косых штангах при переставках достигают 440 кгс, что превышает расчетные данные почти на 30 %.

Результаты исследований нагрузочных режимов верхних продольных (сплошная линия) и косых (штриховая линия) штанг автомобиля № 2 следующие:

#### Продольная Косая

Усилие в кгс:	при разгоне на передачах:	
первой . . . . .	247	362
второй . . . . .	168	250
третьей . . . . .	112	205
четвертой . . . . .	93	150
при торможении . . . . .	154	290

Эти данные показывают, что при разгонах и торможениях в косых и продольных штангах возникают значительные усилия. При этом усилия в косых штангах превышают соответствующие усилия, возникающие в верхних продольных штангах при прочих равных условиях. Наибольшие усилия в косых и продольных штангах на режиме разгона с максимальным ускорением возникают при движении на первой передаче. При переходе на высшие передачи в косых штангах усилия снижаются с уменьшением передаточного числа трансмиссии и величины ускорения. При торможении с максимальным замедлением усилия в косых и продольных штангах снова возрастают.

Результаты исследований при прямолинейном равномерном движении на различных дорогах автополигона (рис. 2) показывают, что косые штанги подвергаются воздействию несколько больших нагрузок, чем продольные верхние штанги. Усилия, возникающие в косых штангах при движении на поворотах и переставках, приведены выше.

Для расчетного определения усилий, возникающих в верхних продольных и косых штангах рассмотрим случай разгона автомобиля на первой передаче. С помощью расчетной схемы (рис. 3) получаем

$$S_b = - \frac{M_{\text{кр}} \max i_k i_0 (r_k - b) \eta_t}{2r_k (a + b) \cos \gamma} = - 354 \text{ кгс}; \quad (3)$$

$$S_h = \frac{M_{\text{кр}} \max i_k i_0 (r_k + a) \eta_t}{2r_k (a + b) \cos \gamma}, \quad (4)$$

где  $M_{\text{кр}} \max$  — максимальный крутящий момент двигателя;  
 $i_k$ ,  $i_0$  — передаточные числа коробки передач (первая передача) и главной передачи;

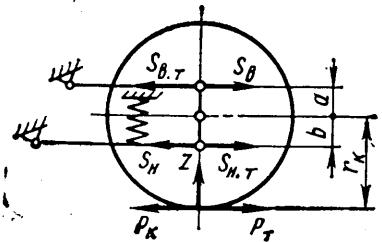


Рис. 3. Расчетная схема к определению усилий в продольной штанге при прямолинейном движении

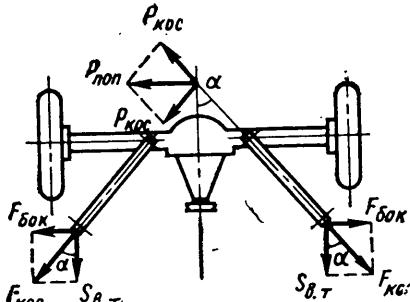


Рис. 4. Расчетная схема к определению усилий в косой штанге при прямолинейном и криволинейном движении

- $\eta_t$  — к. п. д. трансмиссии;  
 $r_k$  — радиус качения колеса;  
 $a$  — расстояние от оси задних колес до места крепления верхней штанги к балке заднего моста;  
 $b$  — расстояние от оси задних колес до места крепления нижней штанги или рычага подвески;  
 $\gamma$  — угол между направлением верхней продольной штанги (или нижнего рычага) и горизонталью (при максимальных ходах подвески).

Расчет показывает, что при разгоне автомобиля на первой передаче на верхнюю продольную штангу действует растягивающая сила 354 кгс, в то время как данные экспериментальных исследований показали, что эта сила составляет 247 кгс.

В случае применения задней рычажно-пружинной подвески с косыми штангами последние воспринимают при прямолинейном движении и разгоне на первой передаче усилия, определяемые по формуле (рис. 4)

$$F_{\text{кос.}} = -\frac{M_{\text{кр. макс.}} i_k i_0 (r_k - b) \eta_t}{2r_k(a + b) \cos \alpha \cos \gamma} = -475 \text{ кгс.} \quad (5)$$

Экспериментальные исследования выявили, что в косой штанге при таком режиме движения возникает усилие 360 кгс.

Меньшие значения экспериментальных данных объясняются тем, что при расчете не учитывались затраты мощности на разгон вращающихся деталей трансмиссии, а также за счет ухудшения мощностных показателей двигателя при работе в неустановившемся режиме, в то время как в расчетах принималась максимальная величина крутящего момента двигателя.

Учитывая тенденцию повышения мощности двигателей, устанавливаемых на легковые автомобили, в конструкции продоль-

данные, которые позволяют иметь определенный запас прочности на случай увеличения мощности устанавливаемых двигателей.

Усилия в продольных и косых штангах при торможении автомобиля определяли по формулам

$$S_{B,T} = \frac{\varphi}{2 \cos \gamma} \left( G_2 g L - \frac{G_a h g j}{g L} \right) \left( \frac{b - r_k}{a + b} \right) = 340 \text{ кгс;} \quad (6)$$

$$F_{\text{кос.} T} = \frac{\varphi}{2 \cos \alpha \cos \gamma} \left( G_2 g L - \frac{G_a h g j}{g L} \right) \left( \frac{b - r_k}{a + b} \right) = 498 \text{ кгс,} \quad (7)$$

где  $G_2$  — вес, приходящийся на заднюю ось автомобиля;  
 $G_a$  — полный вес автомобиля;  
 $h_g$  — высота центра тяжести;  
 $j$  — замедление автомобиля.

Значения сил  $S_{B,T}$  и  $F_{\text{кос.} T}$ , полученные при максимальном замедлении  $j = 7 \text{ м/с}^2$  на сухом цементобетонном покрытии ( $\varphi = 0,7$ , соответственно равны 154 и 290 кгс, что значительно меньше расчетных значений из-за распределения тормозных сил между передними и задними колесами, не соответствующего силам сцепления колес с дорогой при этом случае торможения.

Таким образом, усилия, возникающие в продольных и косых штангах, при торможении автомобиля меньше усилий, возникающих при разгоне на первой передаче. Поэтому для прочностного расчета верхних продольных и нижних штанг следует использовать расчетные усилия для случая разгона автомобиля на первой передаче. Для проверки продольной устойчивости верхней продольной штанги следует использовать усилие, сжимающее эту штангу и возникающее при торможении автомобиля.

Для прочностного расчета верхних косых штанг нужно пользоваться суммарным усилием, возникающим в этих штангах при разгоне автомобиля на первой передаче и при криволинейном движении. При этом расчетная составляющая суммарного усилия, возникающая в косой штанге при движении на повороте, должна быть увеличена на 50%, а составляющая суммарного усилия при разгоне автомобиля на первой передаче должна равняться расчетному значению. Суммарным усилием следует пользоваться как при прочностном расчете, так и при проверке косой штанги на продольную устойчивость.

$$P_{\Sigma \text{кос.}} = \frac{2,6 G_a v_c^2 l r_k (a + b) \sin \beta \sin \alpha \cos \gamma + 127 M_{\text{кр. макс.}} i_k i_0 \eta_t R_c L (r_k - b)}{254 R_c r_k L (a + b) \cos \gamma} \quad (8)$$

ных и косых штанг следует предусматривать возможность некоторого увеличения воспринимаемых нагрузок.

Поэтому при прочностных расчетах верхних продольных штанг следует принимать не экспериментальные, а расчетные

В данной работе не рассматривалось нагружение направляющего устройства задней рычажно-пружинной зависимой подвески в предельных случаях, в частности при наезде на бордюр тротуара при боковом скольжении колес.

УДК 629.113.012.5

## К вопросу повышения эксплуатационных показателей автомобилей высокой проходимости

Канд. техн. наук В. В. ЛАЗАРЕВ, канд. техн. наук С. А. ШУКЛИН,  
 В. В. МОСКОВКИН, В. И. БЫКОВ

Брянский технологический институт, НАМИ

так как давление воздуха в них устанавливается также в расчете на условия работы автомобиля с номинальной нагрузкой в кузове. В государственных стандартах и технических условиях на шины обычно предусматривают снижение норм внутреннего давления в шинах при уменьшении нагрузки на них, исходя из условия неизменности допустимого прогиба шин, но на автомобилях общего назначения такое регулирование весьма трудоемко и поэтому не практикуется.

Помимо положительного воздействия на плавность хода и связанные с ней показатели, поддержание норм давления в шинах, соответствующих фактической нагрузке на них, может существенно повысить ходимость шин безотносительно к ровности дорог [1].

Покажем возможности учета величины груза в кузове применительно к автомобилям высокой проходимости. Для учета

В ПРАКТИКЕ испытаний и эксплуатации грузовых автомобилей хорошо известно, что уменьшение веса перевозимого груза или его отсутствие отрицательно влияет на плавность хода автомобиля по твердым дорогам, особенно неровным, приводит к повышению динамических нагрузок в агрегатах и определенному снижению скоростей движения в данных условиях по критерию комфорта. Это объясняется несколькими причинами. Снижается эффективность действия подвески, жесткость которой при конструировании выбирается, как правило, исходя из условий работы с номинальной величиной груза в кузове. Увеличивается отрицательное влияние сухого трения в подвеске, блокирующего подвеску на некоторых режимах, что, в свою очередь, повышает значимость шин как амортизирующего элемента. Однако в данных условиях амортизирующие свойства шин не используются в должной мере,

влияния величины груза в кузове потребуется устанавливать неодинаковые давления в шинах колес различных мостов, что конструктивно обеспечивается достаточно просто — введением комбинированного крана управления давлением и некоторым изменением схемы системы подкачки.

Для двухосных и трехосных автомобилей наиболее распространенной конструкции (со сближенными задними осями), а также четырехосных автомобилей с тележечной схемой можно ограничиться двумя значениями давлений: в шинах колес переднего моста (или мостов передней тележки) и в шинах колес заднего моста (или мостов задней тележки).

Нормальные нагрузки на колеса разных мостов в зависимости от величины груза в кузове изменяются в неодинаковой степени из-за различной удаленности осей от центра тяжести груза. По результатам анализа величин статических нагрузок на колеса различных мостов серийных отечественных и ряда зарубежных автомобилей высокой проходимости, отличающихся колесной формулой, расположением кабин и кластом грузоподъемности, установлено, что удаление груза из кузова уменьшает нагрузку на передние колеса данных автомобилей в среднем лишь на 4—10%, в то время как нагрузка на колеса задних мостов изменяется весьма значительно — на 47—57%. На этом основании допустимо для упрощения принять давле-

$p_{wh}$  — номинальное давление воздуха в шине (для максимальной нормальной нагрузки колеса);

$p_w$  — текущее значение давления воздуха, при котором определяется величина  $r_k^0$ ;

$G_k$  — нормальная нагрузка колеса;

$v, k$  — константы для данной шины;  
 $C = 1 \text{ кгс/см}^2$  — постоянный коэффициент (обозначение вводится для иллюстрации размерности).

Выражение для определения коэффициента тангенциальной эластичности получено в работе [3]:

$$\lambda_k = \lambda^* \left[ 1 - \left( 1 - \frac{G_k^*}{G_k} \right) \cdot \frac{p_w^*}{p_w} \right], \quad (4)$$

где  $\lambda^*, G_k^*, p_w^*$  — характеристические значения соответствующих параметров, постоянные для данной шины.

Подстановка выражений (2), (3), (4) в равенство (1), преобразования получаемого уравнения и его решение относительно искомой величины  $p_{wi}$  дают расчетную формулу:

$$p_{wi} = \frac{-(CA + G_{ki} p_w^* B) + \sqrt{(CA + G_{ki} p_w^* B)^2 - 4AG_{ki} p_w^* (CB - k\sqrt{G_{ki}})}}{2A}, \quad (5)$$

ние в шинах передних колес не зависящим от величины груза в кузове.

Таким образом, вопрос сводится к обоснованию расчета давления воздуха в шинах колес задних мостов. Анализ показывает, что это значение, не выходя за рамки, допустимого по условию неизменности прогиба шин, может быть выбрано с учетом многоприводности автомобилей высокой проходимости в целях получения минимальных потерь мощности в приводе и уменьшения суммарных потерь на качение автомобиля.

Кинематическое рассогласование в элементах движителя многоприводного автомобиля, возникающее из-за неодинаковых нагрузок на ведущие мосты, может приводить к нежелательным последствиям: при дифференциальном приводе между мостами — к интенсивной работе межосевого дифференциала, при блокированном приводе — к значительной неравномерности распределения крутящих моментов по мостам. Следует также учитывать, что межосевые дифференциалы практически всегда снабжаются механизмами принудительной блокировки [2], а необходимость блокировать привод для повышения тяговых качеств автомобиля возникает достаточно часто — при буксировании прицепа, движении на крутой подъем, на скользких дорогах и т. д. Условием отсутствия кинематического рассогласования между колесами первого и  $i$ -го мостов является такое равенство их радиусов качения:

$$r_{ki} = r_{ki}, \quad (1)$$

которое обеспечивает заданное распределение крутящих моментов по мостам (например, равномерное).

Радиус качения колеса в ведущем режиме  $r_k$  связан с аналогичным показателем для ведомого режима  $r_k^0$ , коэффициентом  $\lambda_k$  тангенциальной эластичности шин и подведенным к колесу крутящим моментом  $M_{ki}$  известным соотношением:

$$r_k = r_k^0 - \lambda_k M_{ki}. \quad (2)$$

Формула показывает, что условие отсутствия кинематического рассогласования в ведомом режиме вида  $r_{ki}^0 = r_{ki}$ , часто принимаемое в расчетах параметров многоприводных автомобилей как наиболее желательное, является лишь частным случаем для  $M_{ki}=0$  (буксирование или режим пакета) и может привести к значительному различию между значениями  $r_{ki}$  и  $r_{ki}$ , например, из-за неравенства  $\lambda_k$  и  $\lambda_{ki}$ , изменяющегося в 2—4 раза и более в диапазоне реальных нагрузок на колесо.

Группой исследователей НАМИ, руководимой В. А. Петрушевым, с участием авторов статьи получено на большом экспериментальном материале удобное для практических расчетов выражение для определения величины

$$r_k^0 = r_{oh} - v(p_{wh} - p_w) - \frac{k\sqrt{G_k}}{C + p_w}, \quad (3)$$

где  $r_{oh}$  — свободный радиус колеса при номинальном давлении воздуха в шине (половина наружного диаметра шины, задаваемого в ГОСТе на шины);

$v$  — константы для данной шины;  
 $C = 1 \text{ кгс/см}^2$  — постоянный коэффициент (обозначение вводится для иллюстрации размерности).

Выражение для определения коэффициента тангенциальной эластичности получено в работе [3]:

$$\lambda_k = \lambda^* \left[ 1 - \left( 1 - \frac{G_k^*}{G_k} \right) \cdot \frac{p_w^*}{p_w} \right], \quad (4)$$

где  $\lambda^*, G_k^*, p_w^*$  — характеристические значения соответствующих параметров, постоянные для данной шины.

Подстановка выражений (2), (3), (4) в равенство (1), преобразования получаемого уравнения и его решение относительно искомой величины  $p_{wi}$  дают расчетную формулу:

$$p_{wi} = \frac{-(CA + G_{ki} p_w^* B) + \sqrt{(CA + G_{ki} p_w^* B)^2 - 4AG_{ki} p_w^* (CB - k\sqrt{G_{ki}})}}{2A}, \quad (5)$$

где  $A = v G_{ki} p_w^* + \lambda^* (G_{ki} - G_k^*) M_{ki}$ ;

$$B = \frac{k\sqrt{G_{ki}}}{C + p_w} + \lambda_{ki} M_{ki} - \lambda^* M_{ki} - v p_{wi}.$$

В выражение  $A$  входят, помимо табличных показателей для шин, параметры  $G_{ki}, M_{ki}$ , являющиеся аргументами для расчета соответствующей им величины  $p_{wi}$ . В выражение  $B$  включены параметры для первого моста автомобиля. Выше было уже установлено, что величины  $G_{ki}, p_{wi}$ , а следовательно, и  $\lambda_{ki}$  с приемлемой для практических расчетов точностью могут быть приняты не зависящими от величины груза в кузове. Крутящий момент  $M_{ki}$ , как и величина  $M_{ki}$  в выражении  $A$ , зависит от величины суммарного крутящего момента  $M_a$ , подведенного к движителю, т. е. от сопротивления движению автомобиля, определяемого известными методами типовых тяговых расчетов. Для практических расчетов  $M_a$  применительно к конкретному автомобилю, движущемуся без груза или с частичной нагрузкой в кузове, следует установить величину  $M_a$ , исходя из преимущественных дорожных условий и интенсивности режимов, в которых эксплуатируется данный автомобиль. Связь между  $M_{ki}, M_{ki}, M_a$  (распределение крутящих моментов между колесами) может быть задана различной. При равномерном распределении имеем

$$M_{ki} = M_{ki} = \frac{M_a}{n},$$

где  $n$  — число ведущих колес.

Сведения по количественным значениям табличных показателей для шин, входящих в формулу (5), в настоящее время интенсивно накапливаются в автомобильной отрасли (например, работа [4]), в связи с чем формула позволяет вести расчеты на стадии проектирования автомобиля.

Экспериментальные исследования, имевшие целью проверить правомерность использования формулы (5), выполнялись на автомобилях КрАЗ-255Б и «Урал-375» (оба типа 6×6) с различной величиной груза в кузове при имитации режимов загрузки движителя от ведомого до близкого к предельному по тяговым возможностям автомобиля.

На рис. 1 показаны результаты экспериментального определения величины, на которую удается понизить суммарное сопротивление качению погруженного автомобиля КрАЗ-255Б в условиях движения без пробуксовывания ведущих колес (для повышения точности измерений эксперимент выполнен на динамометрической дороге автополигона). Для определения показателей ведомого режима использовался метод выбега с обработкой результатов по уточненному способу. В ведущем режиме измерялся расход топлива с последующим вычислением сопротивления качению по методу нагрузочных характеристик. Очевидно, что несмотря на потери, получаемые за счет дополнительной радиальной деформации шин мостов задней тележки, получаемый выигрыш в суммарном сопротивлении качению значителен.

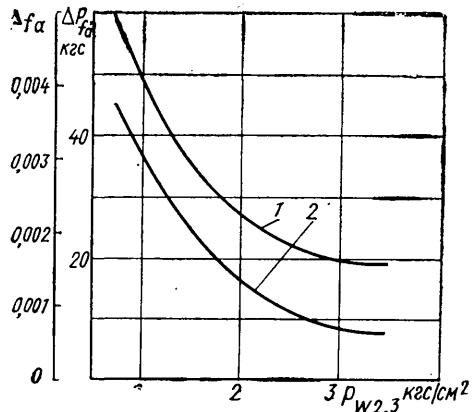


Рис. 1. Уменьшение суммарного сопротивления качению автомобиля КрАЗ-255Б при понижении давления воздуха в шинах задней тележки соответственно формуле (5) в сравнении с показателями при равенстве давлений воздуха во всех шинах (негруженый автомобиль, с блокированным приводом мостов): 1 — ведомый режим (накат); 2 — ведущий режим, скорость 50 км/ч

Эксперименты в тяговом режиме выполнялись с измерением крутящих моментов на полуосях мостов, что позволяло подставлять их значения в формулу (5) и контролировать расчетную величину  $p_{w1}$  сравнением с фактически установленной в шинах. Исходные параметры для расчета применительно к автомобилю «Урал-375» (шины 14.00—20 модели ОИ-25) следующие:  $p_w^* = 10 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ;  $G_k^* = 3600 \text{ кг}$ ;  $\lambda^* = 0,05 \text{ мм}/\text{кгс}\cdot\text{м}$ ;  $v = 0,27 \text{ см}^3/\text{кгс}$ ;  $k = 0,26 \text{ кгс}^{0,5}/\text{см}$ . Отличие результатов расчетов  $p_{w1}$  от действительных значений не превысило 0,10—0,15  $\text{кгс}/\text{см}^2$ .

Аналогичные расчеты выполнены авторами с помощью ЭЦВМ применительно к экспериментальным данным, полученным в работе [5] на четырехосном автомобиле типа 8×8, испытывавшемся с частичной полезной нагрузкой. Исходные параметры для расчета (шины 16.00—20 модели И-159):  $p_w^* = 2,45 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ;  $G_k^* = 4000 \text{ кг}$ ;  $\lambda^* = 0,027 \text{ мм}/\text{кгс}\cdot\text{м}$ ;  $v = 0,31 \text{ см}^3/\text{кгс}$ ;  $k = 0,30 \text{ кгс}^{0,5}/\text{см}$ . Погрешность расчетов по формуле (5) здесь оказалась в тех же пределах.

Из рис. 2 следует, что расчет по формуле (5) давлений воздуха в шинах может в определенных условиях практически ликвидировать неравномерность распределения крутящих моментов между ведущими мостами. Тяговая сила на колесах, в общем случае движения равная сумме сопротивлений воздуха, подъема, инерции и прицепа, в данных опытах создавалась крюковой нагрузкой. Ее диапазон (до 2000 кгс) соответствовал режимам работы автомобиля КрАЗ-255Б на третьей, четвертой и пятой передачах в коробке передач, т. е. был наиболее употребительным для условий движения по твердым дорогам.

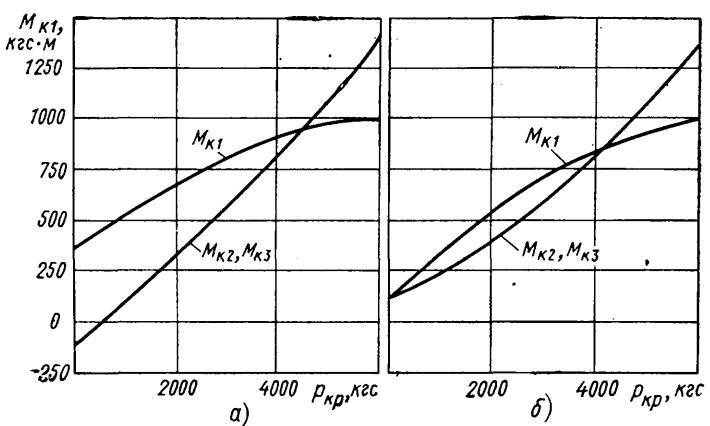


Рис. 3. Распределение крутящих моментов по мостам автомобиля «Урал-375» с номинальной нагрузкой в кузове в зависимости от силы тяги на крюке, приложенной на высоте 1,1 м от опорной поверхности (привод мостов блокированный): а —  $p_w = 3,2 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ; б —  $p_w = 2,6 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ; а, б —  $p_{w2,3} = 3,2 \text{ кгс}/\text{см}^2$

а —  $p_w = 3,2 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ; б —  $p_w = 2,6 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ; а, б —  $p_{w2,3} = 3,2 \text{ кгс}/\text{см}^2$

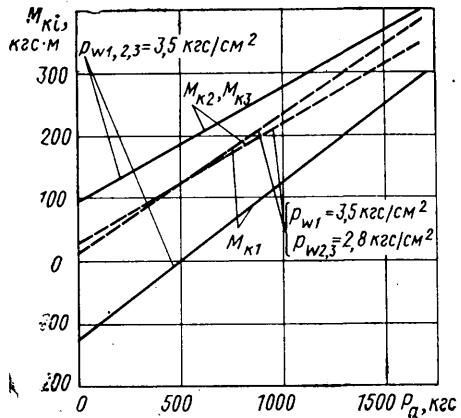


Рис. 2. Распределение крутящих моментов по мостам негруженого автомобиля КрАЗ-255Б в зависимости от тяговой силы  $p_a$  (привод мостов блокированный)

балках мостов). В качестве исходного давления для расчета взято давление в шинах тележки 3,2  $\text{кгс}/\text{см}^2$  при  $G_k = 2325 \text{ кг}$ , а рассчитывалось по формуле (5) для случая крюковой силы до 200 кгс (буксировка штатного прицепа) давление в шинах передних колес ( $G_k = 1950 \text{ кг}$ ). На рис. 3 представлено в сравнении распределение крутящих моментов по мостам (привод блокированный) при одинаковом давлении 3,2  $\text{кгс}/\text{см}^2$ , рекомендуемом инструкцией по автомобилю, и при измененном давлении в шинах колес переднего моста. Из графиков следует, что введение неодинаковых давлений в шинах, соответствующих статическому распределению веса по мостам, не только уничтожило неравномерность распределения моментов при движении без крюковой нагрузки, но и существенно снизило эту неравномерность при динамическом перераспределении веса в повышенном тяговом режиме. Получаемая неравномерность сопоставима с распределением моментов при дифференциальном приводе между мостами, если учитываются реальные значения коэффициентов блокировки межосевых дифференциалов [6].

Сравнение результатов расчетов давления по формуле (5) и расчетов по условию неизменности прогиба шин (ГОСТ 17393—72 и 17394—72) показывает, что получаемые в первом случае давления выше, чем во втором, при прочих равных параметрах.

Вопрос о положительном влиянии на срок службы шин и плавность хода автомобиля поддержания норм давления в шинах, соответствующих действительной нагрузке, изучен пока не в полной мере, но в принципе сомнений не вызывает. По отечественным и зарубежным данным, обобщенным в работе [1], увеличение давления в шинах сверх нормального на 20% снижает срок службы шин на 8—11%. По результатам экспериментов уменьшение давлений в шинах автомобилей «Урал-375» и КрАЗ-255Б на одну треть приводит к снижению уровня вертикальных ускорений подрессоренных масс в среднем на 15—20%.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Запорожцев А. В., Кленников Е. В. Износ шин и работа автомобиля. М., НИИНАвтпром, 1971.
2. Шуклин С. А. Конструкции привода к ведущим колесам современных многоприводных автомобилей. М., НИИНАвтпром, 1971.
3. Петрушов В. А., Стригин И. А. Исследование тангенциальной эластичности автомобильных шин. Труды НАМИ, вып. 97. М., 1968.
4. Петрушов В. А., Семенов В. М. Некоторые следствия из уравнений радиусов качения автомобильного колеса, установленных Е. А. Чудаковым. Труды НАМИ, вып. 92. М., 1967.
5. Смирнов Г. А. и др. — «Автомобильная промышленность», 1968, № 12.
6. Московкин В. В. и др. Особенности распределения крутящих моментов между мостами многоприводного автомобиля. Труды НАМИ, вып. 131. М., 1971.

## Состояние и основные направления производства поковок цилиндрических шестерен

Ф. М. КИВМАН, Л. П. ДУХАНИНА  
НИИАвтотроп

**ШАМПОВАННЫЕ** поковки характеризуются сравнительно низкой себестоимостью и высокими механическими свойствами, а процесс горячей штамповки — высокой производительностью. Благодаря этому объем производства поковок ежегодно возрастает. Поэтому особое значение приобретает экономия металла и дальнейшее повышение качества штампованных деталей.

Среди различных штампемых деталей значительное место занимают зубчатые колеса, работающие в силовых передачах разнообразных машин и механизмов. От качества шестерен, как одних из наиболее ответственных деталей, в значительной степени зависит долговечность и межремонтный срок службы машин и механизмов.

В связи с этим очень важно найти пути снижения расхода металла, трудоемкости изготовления и повышения эксплуатационных характеристик указанной группы деталей.

Если в предыдущие годы для улучшения качества шестерен основное внимание уделялось подбору новых конструкционных марок сталей, повышению точности при механической обработке и изысканию путей термической и химико-термической обработки, то в последнее время усилия исследователей стали направляться также на вскрытие возможностей, заложенных в процессах обработки металлов давлением.

Все шестерни по геометрическим параметрам делятся на две основные группы — конические и цилиндрические. Вследствие особенностей форм каждой из этих групп выявились определенные подходы и методы решения указанных задач.

При исследовании изготовления поковок конических шестерен с прямыми зубьями и конических шестерен со спиральными зубьями была поставлена цель получить горячим деформированием поковки с зубьями. В результате проведенных исследований были разработаны и внедрены в производство технологические процессы горячей штамповки и накатки поковок шестерен этой группы. Для изготовления мелких конических шестерен с прямыми зубьями (типа сателлитов дифференциала) разработаны и внедрены процессы холодной объемной штамповки. Это позволило снизить на 15—20% расход металла и улучшить некоторые эксплуатационные характеристики. Применимые к цилиндрическим шестерням исследования были сосредоточены в основном в направлении ликвидации или уменьшения облоя и штамповочных уклонов за счет применения специальной оснастки, что позволило создать предпосылки для сокращения количества отходов в кузнецких цехах с 12—15 до 5—8% [1].

Однако при зубофрезеровании этих поковок по-прежнему 15—25% металла уходит в стружку.

Решение получения поковок цилиндрических шестерен с зубьями создало бы условия не только для сокращения расхода металла, но и для улучшения эксплуатационных характеристик шестерен. В то же время с уменьшением объема снимаемой стружки создаются предпосылки увеличения стойкости дробостоящего режущего инструмента — червячных фрез.

Некоторыми исследованиями [1—3] установлено, что шестерни, изготовленные обработкой давлением с образованием зубьев, обладают лучшими механическими характеристиками, чем шестерни с фрезерованными зубьями. В частности, усталостная прочность штампованных зубьев на 20%, а динамическая прочность на 15% выше, чем у фрезерованных. Эти данные позволяют сделать предположение о возможном улучшении прочностных характеристик и у цилиндрических шестерен с отштампованными зубьями, так как причины, обусловливающие лучшие прочностные характеристики, являются одинаковыми и теми же как в случае конических, так и в случае цилиндрических шестерен.

Уровень технологии горячей штамповки в большей степени зависит от состава применяемого формоизменяющего оборудования.

В течение многих лет изготовление поковок для цилиндрических шестерен основывалось на штамповке молотом в открытых штампах.

Штамповка на паровоздушных молотах связана с большим расходом металла и не позволяет изготавливать точные поковки с размерами, приближающимися к размерам обработанных деталей. Классическая форма поковки, отштампованной на молоте, приведена на рис. 1. При штамповке подобной поковки отход в облой составляет 10—12% веса заготовки. Коэффициент использования металла  $K=0.5 \div 0.6$ .

Резервы экономии металла при штамповке на молотах в основном заключаются в уменьшении или ликвидации облоя. Для уменьшения объема металла, вытекающего в облой, в начале 50-х годов на Горьковском автозаводе был разработан и внедрен в производство так называемый процесс безоблойной штамповки. Этот процесс, хотя и позволил ликвидировать облой, однако не нашел распространения в промышленности в основном из-за низкой стойкости штампов и образования значительных торцовых заусенцев, вызываемых избытком металла в исходных заготовках.

В конце 50-х годов на Минском тракторном заводе был разработан и внедрен процесс штамповки поковок цилиндрических шестерен с клиновым заусенцем.

Если процесс безоблойной штамповки позволял уменьшить на 8—10% расход металла, то штамповка с клиновым заусенцем сократила примерно в 2 раза объем металла, выходящего в облой. Экономия металла при этом составляет 6—7%. Этим практически исчерпываются возможности штамповки на молотах области экономии металла.

Затем при изготовлении деталей типа тел вращения с фасонной винтовой, шлицевой и зубчатой поверхностью был применен процесс накатки.

Методом накатки можно изготавливать разнообразные по конфигурации шестерни: цилиндрические с прямыми, косыми и шевронными зубьями, вал-шестерни, шестерни с двумя венцами, конические шестерни, звездочки цепных передач и т. п. [4].

Наибольшее применение нашли следующие схемы накатки:

- 1) накатка двумя рейками;
- 2) накатка двумя или тремя валками с осевой подачей заготовок (осевая накатка);
- 3) накатка двумя валками, сближающимися в радиальном направлении (радиальная накатка).

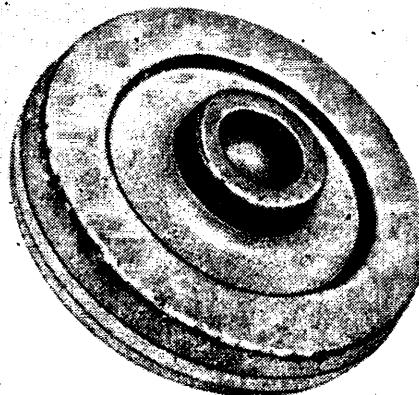


Рис. 1

Радиальная накатка может быть применена для изготовления наиболее массовых автомобильных шестерен. При этом способе накатки заготовку устанавливают и зажимают в шпинделях, расположенных между двумя валками. Для ограничения течения металла в торцовом направлении валки снажены ограничивающими ребрами. Эта схема накатки освоена применительно к шестерням с прямыми и шевронными зубьями модулем до 12 мм. К недостаткам радиальной накатки следует отнести недостаточную стабильность размеров по диаметру окружности выступов, возможность вдавливания окалины в зубья изделия и недостаточную производительность.

Еще один недостаток присущ способу накатки: для получения накатанной шестерни сложной формы (наличие рельефной ступицы и диска) необходимо предварительно отштамповать заготовку, провести ее термообработку, очистку от окалины, предварительную механическую обработку для получения базовых поверхностей.

Таким образом, в силу указанных недостатков, способ накатки не может удовлетворять требованиям массового автомобильного производства при изготовлении цилиндрических шестерен из-за сравнительно высокой трудоемкости, вызванной как предварительной штамповкой заготовок, так и их механической обработкой. Кроме того, для устранения дефектов и исправления искажений формы накатанные поковки вновь подвергаются механической обработке.

Возможность получения деталей с чистовыми размерами или деталей, требующих незначительной доработки, выгодно отличает технологические процессы холодного объемного деформирования [4].

Значительная экономия металла и снижение трудоемкости обработки, достигаемые при холодном объемном деформировании, обусловили широкое внедрение этих процессов как в нашей стране, так и за рубежом.

Несмотря на высокую эффективность холодной штамповки, этим методом возможно изготавливать детали с ограниченными размерами, так как холодное деформирование требует больших удельных нагрузок, доходящих иногда до 250—300 кгс/мм<sup>2</sup>. Кроме того, число марок сталей, пригодных для холодного деформирования, ограничено низко- и среднеуглеродистыми сталью, а также некоторыми низколегированными сталью с небольшим содержанием углерода. Легированные стали, из которых выполняется большинство шестерен, склонны к разрушению в процессе холодной объемной штамповки даже при небольших степенях деформации.

Еще одно ограничение при переводе шестерен на холодную объемную штамповку связано с необходимостью использовать в качестве исходного материала калиброванный прокат. В мировой практике освоена калибровка проката диаметром не более 60 мм. Силовые цилиндрические шестерни автомобилей, тракторов и других машин имеют в основном наружные размеры более 150 мм, и для их штамповки требуются заготовки диаметром более 60 мм.

Сравнительно большие размеры изделий, а значит, и исходных заготовок делают необходимым проведение штамповки с большими степенями деформации и применение оборудования, развивающего усилие 7—8 тыс. тс на значительном участке хода ползуна. Подобное оборудование для холодной объемной штамповки не выпускается.

Отмеченные факты делают невозможным применение холодной штамповки для производства цилиндрических шестерен диаметрами 150—240 мм не только с формообразованием зубьев, но и гладких, что подтверждается мировой практикой.

В последнее десятилетие проводятся интенсивные исследовательские работы, направленные на создание процессов, сочетающих преимущества кузнецкого и литейного производства, кузнецкого производства и порошковой металлургии [5].

Успешное решение этих задач позволит:

- 1) получить исходную заготовку под последующую штамповку с заданными весовыми и геометрическими параметрами;
- 2) обеспечить заранее заданный химический состав, а значит, физические свойства и механические характеристики изделия (детали).

Одной из основных групп деталей, для которых целесообразно использование литьих или порошковых заготовок под последующую горячую штамповку, являются шестерни, так как весьма заманчива возможность обеспечения заданного химического состава на этих ответственных деталях автомобилей, тракторов и других машин. Кроме того, при простой форме шестерни создаются хорошие возможности для отливки или прессования из порошков заготовок, не сложных по форме.

Работы в этом направлении ведутся в нашей стране и зарубежных странах: США, Англии, Франции и др.

В настоящее время основными нерешенными проблемами, затрудняющими переход к промышленному опробованию этих процессов, являются низкая стойкость постоянных металлических форм для отливок заготовок и трудности равномерного

прессования и штамповки сравнительно крупных порошковых заготовок, обеспечивающих плотность изделия, близкую к 100%, а также высокая стоимость и низкое качество порошковых материалов.

Одной из разновидностей прогрессивных машин для горячей штамповки являются многопозиционные автоматы, выпускаемые швейцарской фирмой Хатебур и фирмой Пельцер (ФРГ).

Основным преимуществом этих автоматов является их высокая производительность, достигающая 35—40 тыс. поковок в смену. Такая производительность обеспечивается как за счет конструктивных особенностей самих машин, так и за счет высокой стойкости штампов, достигаемой благодаря непрерывному и интенсивному охлаждению водой, а также простой формой ручьев штампов. Усложнение формы ручья штампа, например, для штамповки поковки цилиндрической шестерни с зубьями, приведет к уменьшению стойкости и потере основного преимущества автомата — производительности, так как перепадка его занимает несколько часов. На автоматах фирм Хатебур и Пельцер возможно штамповать поковки диаметром до 120 мм. Основная масса силовых шестерен автомобилей имеет больший диаметр, на этих автоматах такие шестерни изготавлены быть не могут.

Требованиям точной штамповки отвечает и горячештамповочное оборудование некоторых новых видов, например высокоскоростные молоты. Благодаря большой скорости, развиваемой рабочими органами молота, создаются возможности для штамповки поковок весьма сложной формы с точными размерами, в том числе шестерен [1, 6].

Однако в силу ряда присущих этим молотам особенностей (возможность только однопереходной штамповки, исключающей предварительную осадку заготовок в одном штампе и необходимость в связи с этим резки заготовок с отношением  $l/d$ , значительно меньшим единицы, что затруднительно в условиях массового производства, низкая стойкость штампов, необходимость их бандажирования и т. д.) они не найдут в ближайшие годы сколько-нибудь значительного распространения в кузнецких цехах автозаводов с массовым характером производства.

Оснащение кузнецких цехов кривошипными горячештамповочными прессами, отличающимися жесткой связью между приводом и исполнительными органами и имеющими верхнюю и нижнюю выталкивающие системы, позволили качественно изменить технологию горячей штамповки. Появилась возможность разработки и базы для внедрения новых эффективных технологических процессов точной горячей штамповки, таких как выдавливание, штамповка в закрытых штампах, штамповка в штампах с несколькими плоскостями разъема, штамповка шестерен с формообразованием зубьев и т. п., которые позволяют получать поковки с минимальным расходом металла.

Кривошипные горячештамповочные прессы в наибольшей степени удовлетворяют условиям крупносерийного и массового производства и в настоящее время они составляют около 35% формообразующего оборудования в кузнецких цехах автозаводов, а в ряде цехов — 80%. В дальнейшем доля этих прессов, в том числе и сверхмощных усилием 11—12 тыс. тс, составит 60—65%, и они будут основным формообразующим оборудованием. На кривошипных горячештамповочных прессах будет изготавливаться не менее 60% всех поковок.

Ведущее положение данных прессов в парке основного оборудования кузнецких цехов определяют основные направления исследований в области совершенствования технологии горячей штамповки, в том числе поковок цилиндрических шестерен.

В последние годы работы в этом направлении проводились в НИИТавтоПроме, где исследовался процесс штамповки поковок цилиндрических шестерен с формообразованием зубьев в открытом штампе, и в физико-техническом институте АН БССР, где разработан процесс радиальной штамповки зубчатых деталей [7].

Сущность радиальной штамповки заключается в том, что предварительно отштампованная и прошедшая термическую обработку поковка подвергается черновой механической обработке, после чего она нагревается и помещается в специальный сложный штамп, где перемещающимися в радиальном направлении пуансонами формуются зубья. Вместо предварительно отштампованной поковки можно использовать заготовку, обработанную на металлорежущих станках для создания необходимых базовых поверхностей.

Опыт эксплуатации подобного штампа на заводе Гомсельмаш показал, что формующие пуансоны подвергаются быстрому износу. Это приводит к искажению размеров штампаемой поковки и необходимости введения механической обработки зубьев.

Штамповка поковок цилиндрических шестерен с формообразованием зубьев в открытом штампе является наиболее простой как по длительности технологического процесса, не тре-

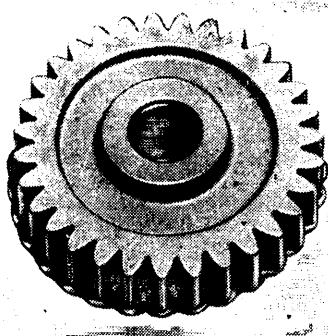


Рис. 2

Горьковским автозаводом исследования показали принципиальную возможность штамповки на кривошипных горячештамповочных прессах в открытом штампе поковок цилиндрических шестерен с зубьями.

Работа проводилась применительно к шестерне раздаточной коробки. Припуск по профилю зуба под механическую обработку составляет 0,7 мм на сторону. Расход металла уменьшен на 0,9 кг на одну деталь. Механическая обработка 1500 поковок, приведенных на рис. 2, показала возможность их надежного фиксирования на первых операциях. Стойкость резцов, обтачивающих прерывистые поверхности, практически не снизилась, а стойкость червячных фрез при обработке зубьев возросла в 3—4 раза.

бующего специальной подготовки заготовок, так и по конструкции применяемой оснастки. Полученная этим способом поковка, как и во всех предыдущих случаях, требует окончательной механической обработки, так как температурные колебания заготовки и износ штампов не позволяют иметь стабильные размеры на поковке.

Проведенные НИИТ-автопромом совместно с

Таким образом, не один из перечисленных технологических процессов пока не обеспечивает возможность получения поковок автомобильных цилиндрических шестерен с размерами зубьев, исключающими необходимость механической обработки.

Несмотря на это, следует продолжать изыскание путей получения точных размеров зубьев шестерен методами пластической деформации. Параллельно необходимо разрабатывать и такие технологические процессы изготовления этой группы деталей, которые позволяют в более короткие сроки получить экономический эффект, в частности за счет экономии металла. Учитывая, что наименьшую трудоемкость из всех указанных процессов изготовления поковок цилиндрических шестерен с зубьями имеет процесс горячей штамповки на кривошипных прессах, целесообразно продолжить исследования как технологии штамповки, так и особенностей механической обработки таких поковок.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. «Automotive industries», т. 138, 1968, № 8.
2. Барбари М. В., Хоруженко М. В. Накатывание цилиндрических зубчатых колес. М., «Машиностроение», 1970.
3. «Automotive Engineering», т. 79, 1971, № 1, 17.
4. Прогрессивные технологические процессы и кузнечно-прессовое оборудование для объемной штамповки. ЭНИКМАШ, Воронеж, 1966.
5. «Steel», т. 165, 1969, № 7, 31—35.
6. Gillemot L. F. «Metal Forming», т. 37, 1970, № 5, с. 137—144.
7. Федоров Л. И. Точная штамповка зубчатых колес. Минск, «Наука и техника», 1967.

УДК 621.91.02

## Низкотемпературное жидкостное цианирование режущего инструмента

Канд. техн. наук Н. А. МОИСЕЕВ, В. В. МИХАЙЛОВ, Р. М. МЯСНИКОВА

Московский автомеханический институт

В НАСТОЯЩЕЕ время наиболее распространенной и перспективной быстрорежущей сталью в инструментальных цехах заводов автомобильной промышленности является сталь Р6М5. Однако инструмент, изготовленный из стали Р6М5, не показывает стабильности в эксплуатации и уступает по стойкости инструменту из стали Р18. В связи с этим возникает необходимость дополнительной обработки инструментов из стали Р6М5 для повышения их стойкости. Такой обработкой может быть цианирование, которое повышает поверхностную твердость и теплостойкость режущего инструмента и снижает коэффициент трения.

Производительность обработки резанием определяется стойкостью инструмента, которая в сильной степени зависит от угла заострения режущей части, а для цианированного инструмента и от состояния цианированного слоя в вершине угла заострения. Однако на практике контроль цианированного режущего инструмента ограничивается изучением цианированного слоя лишь на рабочих гранях инструмента.

Отсутствие научно обоснованных рекомендаций по процессу цианирования и рациональной эксплуатации цианированного режущего инструмента, изготовленного из стали Р6М5, вызвало необходимость исследования процесса цианирования инструмента из стали Р6М5 и изучения состояния цианированного слоя на всех рабочих поверхностях инструмента с целью оптимизации процесса.

На автозаводах применяется низкотемпературное жидкостное цианирование режущего инструмента в высокопрочетных ваннах различного состава, хорошо себя зарекомендовавших при длительной эксплуатации в производственных условиях.

Процесс цианирования режущего инструмента из стали Р6М5 исследовался в ванне следующего состава: 50% NaCN и 50% KCN, применяемой до настоящего времени на Московском автозаводе имени И. А. Лихачева.

Исследовалось влияние процесса цианирования режущего инструмента из стали Р6М5 на глубину и твердость цианированного слоя на рабочих гранях и в вершине угла заострения в зависимости от времени выдержки и геометрии режущей части инструмента. Исследование проводилось в ванне типа В-20 при концентрации группы CN 28—30% и температуре расплавленных солей 550—570°C.

С целью отработки режимов цианирования предварительно изучалось влияние исследуемых факторов на образцах типа резцов, имеющих различный угол заострения. Анализ цианированного слоя (заштрихованная часть) проводился на шлифах как по нормали к рабочим граням, так и по биссектрисе угла заострения (рис. 1). Исследования выполнялись на приборах МИМ-7 и ПМТ-3.

На основании анализа и обработки полученных данных построена графическая зависимость влияния времени выдержки и угла заострения  $\beta$  на глубину  $h_n$  по нормали и  $h_b$  по биссектрисе, а также твердость цианированного слоя на рабочих гранях и по углу заострения (рис. 2).

Как показывает график, глубина цианированного слоя возрастает с увеличением времени выдержки, причем наиболее интенсивное повышение глубины цианированного слоя происходит за первые 15—20 мин, а дальше интенсивность снижается. Общая зависимость графически может быть изображена параболической кривой.

Глубина цианированного слоя по биссектрисе (кривые 1) угла заострения больше, чем по нормали к рабочим граням (кривая 2). Так, при выдержке 30 мин глубина цианированного слоя по биссектрисе угла заострения для  $\beta=80^\circ$  равнялась 28 мкм, а для  $\beta=60^\circ$  — 38 мкм при глубине цианированного слоя на рабочих гранях образца 23 мкм. При выдержке в течение 60 мин эти величины возрастают соответственно до 32, 50 и 28 мкм.

С увеличением глубины цианированного слоя возрастает его поверхностная твердость. Если для цианированного слоя глубиной 23 мкм твердость равнялась HV 1000—1100 (HRC 66—68), то для слоя глубиной 50 мкм поверхностная твердость возрасла до HV 1200 (до HRC 72), но при этом слой становился более хрупким. Хрупкость цианированного слоя оценивалась по наличию количеству радиальных трещин, образующихся вокруг отпечатка алмазного конуса при нагрузке 150 кгс на приборе Роквелла. Удовлетворительная хрупкость цианированного слоя сохра-

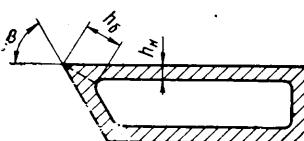


Рис. 1

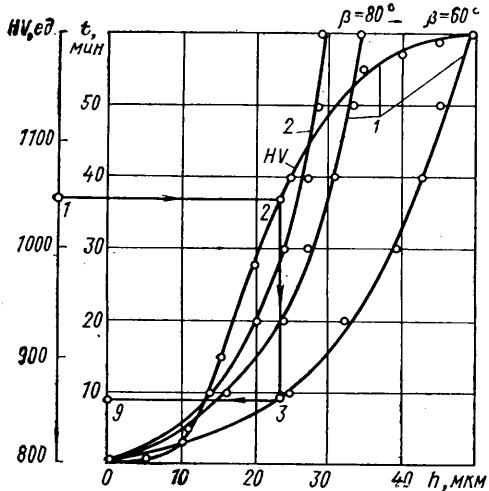


Рис. 2

няется при его глубине не более 20—25 мкм, что соответствует поверхности твердости  $HV$  1000—1100 ( $HRC$  66—68).

Построенная зависимость может быть использована при назначении режимов цианирования режущего инструмента сечением до  $30 \text{ mm}^2$  с различной геометрией режущей части, изготовленного из стали Р6М5.

При назначении режимов цианирования рекомендуется задаваться либо пределом поверхности твердости в вершине угла заострения, либо глубиной цианированного слоя. При назначении времени выдержки цианирования режущего инструмента с углом заострения  $\beta = 60^\circ$  последовательность действий следующая. Пусть предел поверхности твердости в вершине угла заострения будет равной  $HV$  1050. Из точки 1, соответствующей значению твердости  $HV$  1050, проводим на графике горизонтальную прямую до пересечения с кривой  $HV$  (точка 2). Из точки 2 проводим вертикальную прямую до пересечения с кривой, соответствующей значению  $\beta = 60^\circ$  (точка 3). Из точки 3 проводим горизонтальную прямую до пересечения со шкалой времени выдержки и получаем результат: 9 мин. С учетом площади поперечного сечения инструмента назначаем время выдержки 8—10 мин.

Количество одновременно цианируемых инструментов в этом случае учитывалось из условия, что весовая загрузка режущего инструмента для данного типа ванны не должна превышать 8,5 кг, или 3,5% полезного объема.

Проведенные в большом объеме производственные стойкостные испытания цианированного режущего инструмента, изготовленного из стали Р6М5, показали повышение его стойкости по сравнению с нецианированным в среднем на 30%, а по сравнению со стойкостью режущего инструмента из стали Р18 в среднем на 10—15%.

Результаты производственных испытаний цианированного режущего инструмента из стали Р6М5 говорят о целесообразности проведения дальнейших исследований и внедрения процесса цианирования инструмента из стали Р6М5 в производство.

УДК 621.914

## О выборе точности червячных фрез под шевер (В порядке обсуждения)

**М. Л. ФИНГЕР, Ц. З. КРИНЗБЕРГ, В. П. ШОНИН, А. А. СИМОНОВ**

НИИТавтотпром, Горьковский автозавод, Ярославский моторный завод, Горьковский политехнический институт

ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ заданной точности зубчатого колеса при фрезеровании, помимо точности зубофрезерного станка и оснастки, помимо различных технологических факторов, влияющих на процесс зубофрезерования, большое значение имеет точность червячной фрезы. Изготовление червячных фрез сопряжено с определенными трудностями, связанными с точностью шлифовально-затыловочного оборудования и с технологическими факторами, обеспечивающими качественную обработку инструмента.

В связи с этим желательно выявить оптимальную точность червячных фрез, исходя из требуемой точности зубчатого колеса, так как применение под шевингование фрез более низкого класса точности может дать значительный экономический эффект.

Существующие на заводах автомобильной промышленности технические условия на изготовление червячных фрез для обработки зубчатых колес под шевингование противоречивы. Так, на Московском автозаводе имени И. А. Лихачева для нарезания зубчатых колес модулем 3,5 мм и на Автозаводе имени Ленинского комсомола для нарезания зубчатых колес модулем 2,5 мм техническими условиями определены фрезы класса А. На Горьковском автомобильном и Ярославском моторном заводах согласно техническим условиям должны применяться фрезы класса В. Технические условия Волжского автозавода определяют для нарезания зубчатых колес модулем 3 мм фрезы класса С, причем заданные допуски приближаются к классу АА.

В работе [1] сказано, что для получения автомобильных шестерен средних модулей 3—5 мм в пределах точности восьмой степени достаточно использовать червячные фрезы класса С по ГОСТ 9324—60.

В связи с отсутствием единства в подходе к выбору точности зуборезного инструмента существует необходимость уточнения технических условий на червячные фрезы, применяемые для нарезания зубчатых колес под шевингование.

Такая работа проводилась НИИТавтотпромом совместно с Горьковским автомобильным и Ярославским моторным заводами в общем комплексе работ по повышению точности зубчатых колес.

Образование профиля зубьев колеса в процессе его нарезания происходит вдоль линии зацепления заготовки с червячной фрезой, поэтому на основании общепринятых положений в теории точности механизмов следует, что все неточности изготовления червячных фрез могут быть приведены к одной суммарной погрешности — погрешности зацепления. Этот па-

раметр регламентируется ГОСТ 9324—60 для фрез классов точности АА, А, В.

Линия зацепления червячной фрезы с зубчатым колесом представляет собой прямую, лежащую в плоскости, касательной к основному цилинду фрезы, и составляющую с осью фрезы угол  $\lambda_0$ , равный углу подъема винтовой линии на основном цилиндре:

$\cos \lambda_0 = \cos \lambda_d \cdot \cos \alpha_d$ ,  
где  $\lambda_0$  — угол подъема винтовой линии на основном цилиндре;

$\lambda_d$  — угол подъема винтовой линии на делительном цилиндре;

$\alpha_d$  — профильный угол исходного контура зубчатой рейки в нормальном сечении.

Связь погрешности зацепления и нормального шага фрезы выражается зависимостью

$$\Delta t_3 = \Delta t_{\text{п.}} \cdot \cos \lambda_0 \cdot \varepsilon.$$

где  $\Delta t_3$  — погрешность зацепления;

$\Delta t_{\text{п.}}$  — погрешность шага;

$\varepsilon$  — коэффициент перекрытия.

Погрешность зацепления, являясь комплексным показателем точности червячной фрезы, не вскрывает, однако, причин появления тех или иных погрешностей при изготовлении червячной фрезы, поэтому для операционного контроля необходимо пользоваться другими точностными показателями, которые в сумме идентичны проверке  $\Delta t_3$ . Одним из таких показателей, влияющим на погрешность зацепления, является погрешность винтовой линии фрезы, которая пред-

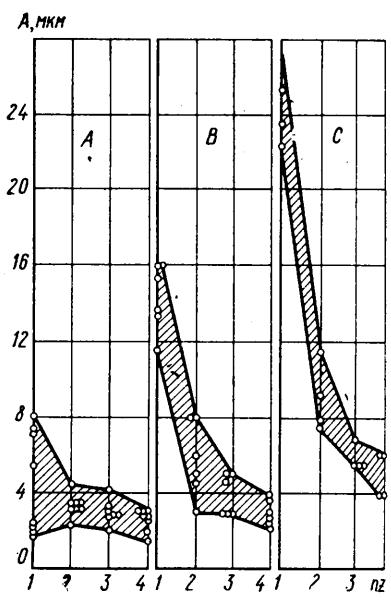


Рис. 1. Спектры гармонических составляющих циклической погрешности зубчатых колес, обработанных фрезами различного класса точности (A, B, C).

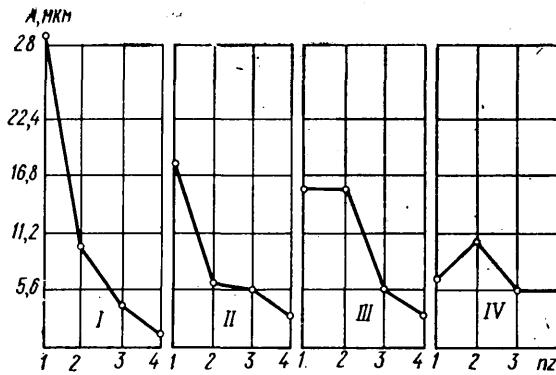


Рис. 2. Спектры гармонических составляющих циклической погрешности фрезерованных зубчатых колес

ставляет собой наибольшее отклонение в осевом направлении точек режущих кромок фрезы, лежащих на одном и том же цилиндре  $d_x$ , соосном с отверстием фрезы по отношению к теоретической винтовой линии.

В настоящее время заводы автомобильной промышленности оснащены приборами для контроля червячных фрез модели WMGII народного предприятия Карл Цейс. Прибор предназначен для контроля всех параметров червячных фрез согласно ГОСТ 9324—60, он дает показания высокой точности с записью на бумажной ленте при регулируемой кратности увеличения до 1000 раз.

Проверка погрешности винтовой линии является тем более целесообразной, что в процессе исследования была найдена связь между погрешностью винтовой линии фрезы и спектром циклической погрешности зубчатых колес.

Для установления необходимой точности фрез по погрешности винтовой линии с целью получения зубчатых колес седьмой степени точности по условиям ГОСТ 1643—72 экспериментальные работы проводились червячными фрезами трех классов точности: А, В, С, причем фрезы класса С по точности были отобраны в большом диапазоне (погрешность винтовой линии на трех оборотах от 42 до 108 мкм). Работа выполнялась на Горьковском автозаводе однозаходными фрезами модулем 3,5 мм углом профиля 20° (испытано 20 фрез) и на Ярославском моторном заводе двухзаходными фрезами модулем 4,25 мм с углом профиля 17°30' (испытано 16 фрез).

Зубчатые колеса после предварительной обработки проверялись по кинематической точности. Исследовался гармонический спектр циклической погрешности — параметр, определяющий качество передач и регламентируемый ГОСТ 1643—72. Этот спектр определялся на разработанном в НИИАвтоПроме приборе, основанием на применении магнитных масштабов с электронным преобразователем и анализатором, выполняющим измерение кинематической и циклической погрешности, а также гармонический анализ циклической погрешности.

На рис. 1 представлены спектры циклической погрешности зубчатых колес, обработанных фрезами различного класса точности на одном станке. Выявляется достаточно четкая картина связи гармонического спектра циклической погрешности с точностью червячной фрезы по одному из ее основных показателей — погрешности винтовой линии. Характер спектра циклической погрешности, который получается в процессе зубофрезерования, можно представить несколькими видами (рис. 2). Они отличаются между собой соотношением амплитуд  $A$  соответствующих гармоник  $nz$ .

Рассматривая профильные диаграммы зуба (рис. 3), можно видеть, что спектру определенного характера соответствует только ему присущая форма профиля зуба, получаемая после зубофрезерования червячными фрезами различного класса точности. Например, вариант IV спектра имеет профиль зуба с впадиной в середине и с выступами в ножке и головке. Такой профиль получается у зубчатого венца, образованного фрезой класса С. В дальнейшем зубчатые колеса подвергались шевингованию.

Профильные диаграммы зуба и соответствующие им спектры циклической погрешности, полученные после шевингования, приведены на рис. 4. Анализ результатов показывает, что при вариантах I и II шевер хорошо исправляет профиль и частотные составляющие имеют низкий уровень. Такое положение обеспечивается при работе фрезами классов А и В.

Формы профиля вариантов III и IV плохо исправляются шевингованием, результатом чего является повышенный уровень интенсивности спектра. Эти варианты получаются при работе

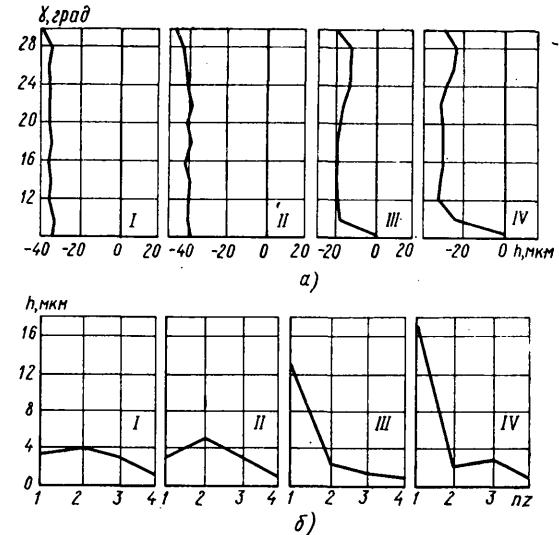


Рис. 3. Профильные диаграммы после зубофрезерования (а) и соответствующие им спектры гармонических составляющих циклической погрешности (б)

фрезами класса С, точность которых по винтовой линии ниже 48 мкм.

Если взять спектры с близким значением интенсивности, то худшим вариантом спектра с точки зрения обработки зубчатого венца последующим шевингованием является спектр варианта IV, у которого амплитуда второй гармонической составляющей равна или выше амплитуды первой гармоники, а амплитуда последующих гармоник также значительна.

ГОСТ 9324—60 не регламентирует погрешности зацепления и точности положения винтовой линии для червячных фрез класса С. Анализ частотного спектра нескольких партий деталей, обработанных инструментом класса С с различным отклонением винтовой линии, показал, что точность зубчатых колес, нарезанных фрезами, имеющими отклонения винтовой линии 42—48 мкм, находится в пределах ГОСТа. Зубчатые колеса, обработанные фрезами с отклонением винтовой линии от 48 мкм и выше, имели амплитуды, превышающие нормы ГОСТа.

Многочисленные экспериментальные данные, полученные в результате проведенной работы, дали основание сделать вывод о необходимости регламентирования наибольшей погрешности винтовой линии фрезы на трех оборотах (ГОСТ 9324—60 п. 3).

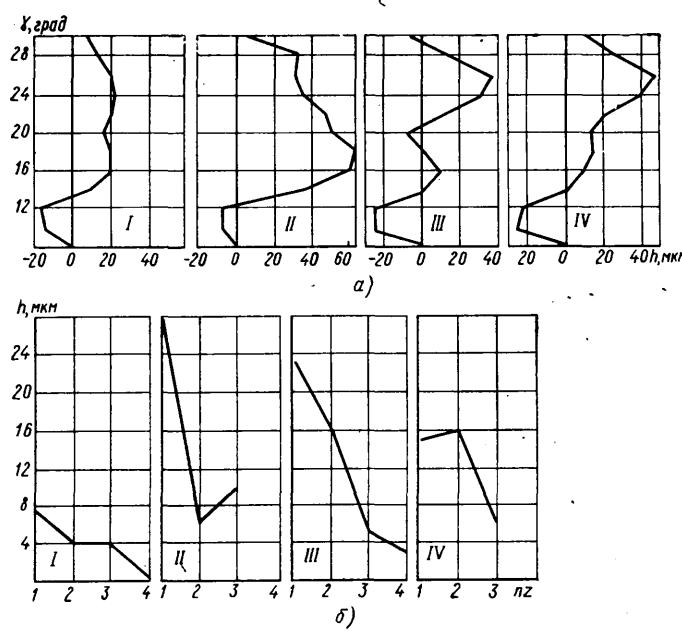


Рис. 4. Профильные диаграммы после шевингования (а) и соответствующие им спектры гармонических составляющих (б)

для червячных фрез класса С в пределах 46—48 мкм. Только в этом случае можно говорить о применении червячных фрез этого класса для получения зубчатых колес по условиям ГОСТ 1643—72.

Дальнейшие работы, связанные с определением зависимости спектра циклической погрешности зубчатых колес от погрешности зацепления червячной фрезы, позволяют более четко определить диапазон точности червячных фрез для обработки зубчатых колес требуемой степени точности.

В настоящее время стабильная точность зубчатых колес в пределах седьмой-восьмой степени для грузовых автомобилей может быть достигнута применением при зубофрезеровании червячных фрез не ниже класса В по ГОСТ 9324—60.

Это положение подтверждает выпущенные НИИавтотехн.

мом руководящие материалы «Фрезы червячные зуборезные сборные».

## ЛИТЕРАТУРА

1. Израилевич Я. С. Сб. «Технология и качество зубчатых и червячных передач». Труды всесоюзного совещания «Технология и качество зубчатых и червячных передач», ч. 2., Ереван, 1971.
2. Сазар М. А., Денисова М. Н. Руководящие материалы по новой системе и методам контроля зубчатых колес и технологические требования к зубообрабатывающему оборудованию. НИИавтотехн., 1970.
3. Денисова М. Н., Филимонов О. С., Прытков Г. К. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 5.

## СОВРЕМЕННЫЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ СМЕСИТЕЛИ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

**В**ОПРОС о выборе типа смесителя стал весьма актуальным в связи с необходимостью обеспечения высококачественными формовочными смесями повышенной прочности (до 2 кгс/см<sup>2</sup> и более) современных высокопроизводительных автоматических формовочных линий, в особенности линий с большими размерами опок. В связи с этим представляет интерес опыт эксплуатации современных автоматизированных центробежных смесителей периодического действия смесеприготовительных систем чугунолитейного цеха Волжского автозавода. Каждая формовочная линия оснащена индивидуальной автоматизированной смесеприготовительной системой, спроектированной и поставленной фирмой Муско (Италия).

На Волжском автозаводе применяются смесители двух типов: модели 80A — в смесеприготовительных системах производительностью 40—45 т/ч, обеспечивающих линии безопочной горизонтально-стопочкой формовки Дизаматик (Дания) и модели 100B — в системах производительностью 120—125 т/ч, обеспечивающих смесь линии опочной формовки СПО (США). Особенностью смесителей серии В является расположение катков на одном горизонтальном уровне и применение одинаковых больших лопатообразных скребков, причем верхние поверхности ротора и катков выполнены в виде конусов, что повышает надежность работы смесителей и увеличивает их удельную (на единицу мощности) производительность.

Технические характеристики смесителей моделей 80A и 100B следующие:

Перемешивание смеси происходит в чаши, внутри которой вращается ротор с жестко закрепленными на нем плужками и легкими, эксцентрично расположеными катками, свободно посаженными на пальцы. При вращении ротора плужки направляют потоки смеси на боковую поверхность чаши под катки. В результате центробежных сил и перетирающего действия катков происходит интенсивное перемешивание смеси. Эксцентрическая установка катков позволяет последним отклоняться при попадании под них прочных комков смеси. Зазор между катками и боковой поверхностью чаши регулируется: чем он меньше, тем интенсивнее перемешивание и размятие комьев.

Дно чаши облицовано смесенными стальными пластинами, боковая поверхность чаши и катки покрыты резиной. Резиновое покрытие исключает дробление зерен смеси и ее проскальзывание относительно стенок чаши, в результате чего улучшается перемешивание. На рабочей поверхности плужков наплавлен износостойкий материал.

Важное значение имеют правильная установка и регулировка положения плужков. От этого зависит качество и интенсивность перемешивания, нагрузка на двигатель, скорость разгрузки смесителей, а также срок их службы. Плужки должны быть установлены с минимальным зазором (1—1,5 мм) относительно дна чаши. Увеличение зазора и попадание смеси между плужком и дном приводят к быстрому их износу. Оптимальные положения плужков и катков подобраны экспериментально для смесителей моделей 80A и 100B.

	Модель 80A	Модель 100B
Диаметр чаши (внутренний) в мм	2300	2530
Максимальный вес замешиваемых веществ в кг	740	2270
Емкость ковша сухих добавок в кг	84	140
Число оборотов ротора в минуту	63	45
Мощность привода в кВт	100	162
Зазор между катком и боковой поверхностью чаши в мм	25,4; 38,1 и 50,8	19—63,5
Вентилятор нагнетательный:		
производительность в м <sup>3</sup> /мин	310	310
давление в мм вод. ст.	127	76
мощность привода в кВт	6,5	13
Длительность цикла перемешивания в с:		
без обессыливания и охлаждения	60	60
с охлаждением, но без обессыливания	90	90
с охлаждением и обессыливанием	105	105
Производительность в т/ч:		
без обессыливания и охлаждения	45	135
с охлаждением, но без обессыливания	30	90
с охлаждением и обессыливанием	25	80

В процессе перемешивания смесь находится в аэрированном состоянии. Это способствует ее обессыливанию и охлаждению путем продувки воздуха в процессе перемешивания. Для продувки воздухом смеситель снабжен нагнетательным и отсасывающим вентиляторами. Система воздухораспределения устроена так, что вся масса смеси проинизывается воздухом. Охлаждение осуществляется в результате процессов теплопроводности, конвекции и испарения. Конструкцией предусмотрены два возможных режима продувки смеси воздухом: малый (для обессыливания, осуществляется до ввода основной воды и сухих добавок, чтобы исключить вынос связующих) и большой (для охлаждения, осуществляется после ввода воды и связующих).

Чаша смесителя герметически закрыта, в ней поддерживается повышенное давление, а в процессе перемешивания — пониженное. При необходимости сухие добавки могут входить в ковш, снабженный приводом, непосредственно в зону перемешивания. Герметизация смесителей при этом не нарушается. Наличие дефлектора защищает ковш от потоков смеси. Смесители снабжены специальным пробоотборником.

Загрузка и разгрузка осуществляются без остановки, причем высокая скорость разгрузки (~7 с) создается центробежной силой вращающейся смеси. Интенсивная аэрация смеси в процессе перемешивания обуславливает значительное увеличение ее объема по сравнению с первоначальным и способствует повышению ее газопроницаемости.

Особенностью технологического цикла приготовления смеси в смесителях типа Шпемдюллер является обязательное увлажнение чаши водой перед загрузкой сухих материалов для обеспечения плотного приставания сухой смеси к поверхности чаши и плужков. Предварительно введенная вода размягчает остатки смеси, и при последующем замешивании они смываются.

Рекомендуемый фирмой цикл приготовления смеси осуществляется в такой последовательности: вводят часть воды, затем отработанную смесь, продувают смесь воздухом в режиме обессыливания, затем вводят сухие добавки (связующие), остальную воду и затем проду-

вают смесь воздухом в режиме охлаждения (во время операции основного перемешивания), а затем выгружают готовую смесь. Продолжительность каждой операции регулируется. Возможна и работа по сокращенным циклам — без охлаждения и обессыливания.

Особенностью работы смесителя модели 100B на Волжском автозаводе является ввод связующих в виде суспензии одновременно с вводом первоначальной воды и применение продувки смеси воздухом только в режиме охлаждения.

Отработанная смесь и песок подаются в установленный над смесителями весовой дозирующий бункер емкостью 2,1 м<sup>3</sup> (модель 100B) и 0,7 м<sup>3</sup> (модель 80A). Весовой бункер опирается на три тензометрических датчика системы автоматического взвешивания Филиппс (Голландия) и снабжен челюстным затвором с пневмоприводом. Смесь и песок подаются в весовой бункер одновременно, причем величина дозы песка определяется временем работы дискового питателя, установленного под бункером. Когда вес смеси с песком в дозирующем бункере достигнет требуемой величины, система Филиппс отключает дисковые питатели и (по команде блока управления работой смесителей) в них выгружается отмеренная порция.

Все смесители оснащены автоматическими устройствами для контроля и регулирования влажности фирмы Липке (ФРГ), которые вводят воду в количестве, зависящем от температуры и влажности поступающей отработанной смеси. Необходимое для добавки количество воды определяется как разность между заданным по рецептуре и содержащимся в отработанной смеси (с поправкой на ее температуру), причем учитывается величина замешиваемых веществ. Для этого датчики температуры и влажности отработанной смеси располагаются в весовом бункере. Система рассчитана на работу при условии колебаний входной влажности смеси в пределах 0,5—3,5%. Если влажность смеси выходит за допустимые пределы, система автоматически отключается.

Из смесителей смесь выгружается не на ленточный конвейер, а в промежуточный бункер объемом примерно на два — три объема замешиваемых веществ, снабженный реечным дозатором. Рейки расположены с зазором и одним концом прикреплены к неподвижной оси, другим — к штанге, которая приводится в колебательное движение кривошипным механизмом. Реечный питатель равномерно выдает смесь на раздаточный ленточный конвейер в течение одного цикла работы бегунов. Этим исключается возможность перегрузки и остановки ленточного конвейера.

Смесители снабжены системой автоматического управления, осуществляющей заданный технологический цикл.

Максимальный размер замешиваемых веществ определяется номинальной мощностью электродвигателя привода и существенно зависит от свойств смеси. Также от свойств исходных компонентов и требований к готовой смеси зависит и оптимальная длительность цикла, а следовательно, и фактическая производительность бегунов. На Волжском автозаводе бегуны эксплуатируются с циклом 120—170 с. Этого достаточно, чтобы удовлетворить потребность линий в высококачественной смеси.

Для проверки пригодности рекомендации фирмы Фенвик во время приготов-

ления формовочных смесей из отечественных исходных материалов были проведены испытания смесителя № 1 модели 100B, установленного в смесеприготовительной системе третьей формовочной линии чугуноплитейного цеха Волжского автозавода.

Состав и физико-механические свойства смеси, использованной на линии, были следующие (по ТУ):

Влажность в % . . . . .	3,0—3,4
Газопроницаемость . . . . .	160—190
Вес образца в г . . . . .	140—142
Сырая прочность смеси на разрыв в кгс/см <sup>2</sup> . . . . .	1,5—1,8
Глинистая составляющая (активная) в % . . . . .	8—9
Модуль мелкости АФА . . . . .	60—64
Рецептура смеси (примерная) в кг:	
отработанная смесь . . . . .	2000
песок . . . . .	24
бентонит (в суспензии) . . . . .	12
уголь (в суспензии) . . . . .	2,5—5,5
могул (крахмалит) . . . . .	1

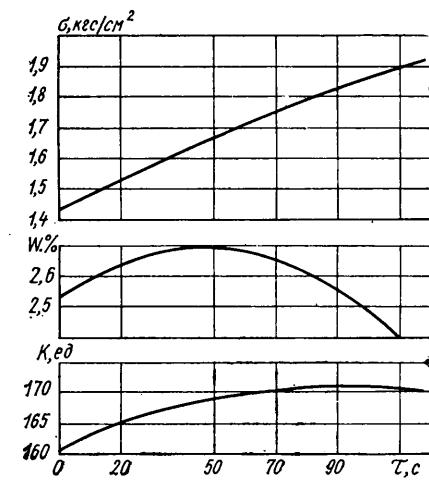


Рис. 1

Характер изменения свойств используемой смеси в процессе перемешивания (вес замешиваемых веществ  $G = 1,95$  т) показан на рис. 1. Зависимость сырой прочности  $G$  от времени  $\tau$  перемешивания варьировавшихся пределах длительностей цикла близка к прямолинейной. Влажность  $W$  смеси достигает максимума по прошествии 50 с с начала перемешивания, а затем начинает снижаться. Кривая газопроницаемости  $K$  смеси также проходит через максимум ( $\sim 80$ —100 с) и затем несколько снижается.

Параметры свойств смеси определялись на приборах фирмы Фишер, которыми укомплектована формовочная лаборатория Волжского автозавода. Чтобы обеспечить возможность использования полученных результатов в отечественных условиях, были сопоставлены показания приборов — G.F. (фирмы Фишер) и УЗЛО. Заметные различия обнаружены при определении сырой прочности, газопроницаемости и зернового состава. Полученные уравнения для пересчета показаний приборов приведены в табл. 1.

Целью испытаний было установление соответствия паспортных и рекламных данных с фактическими, определение энергозатрат, изучение формирования свойств смеси в процессе перемешивания, влияния ее физико-механических свойств, веса замешиваемых веществ и времени смешивания на потребляемую мощность и производительность смесителя.

Испытания были разбиты на две серии экспериментов. В первой серии изучалось влияние длительности перемешивания на интенсивность формирования свойств смеси и потребляемую мощность. Для этого в течение цикла через 20, 50, 70, 90, 110 с с момента начала операции «перемешивание» отбирались пробы (по 5 шт.) и анализировались в лаборатории на приборах и по методикам фирмы Фишер.

Во второй серии экспериментов варьировались физико-механические свойства смеси за счет изменения ее рецептуры, веса замешиваемых веществ, длительность перемешивания и отбиралось по три пробы по прошествии 20, 50, 80 и 110 с с начала операции «перемешивание».

Результаты экспериментов обрабатывались на ЭЦВМ «МИР-1».

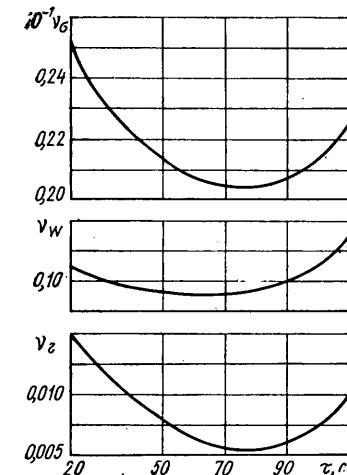


Рис. 2

Наибольшая однородность в свойствах смеси обеспечивается при времени перемешивания 60—90 с. При выбранной

Таблица 1

Параметры	Уравнение пересчета	Номер модели	
		УЗЛО	Г. Ф.
Прочность в кгс/см <sup>2</sup> . . . . .	$\sigma_{УЗЛО} = 0,92 G_F - 0,026$	0,83	PFA
Газопроницаемость в ед. . . . .	$K_{УЗЛО} = 1,46 G_F + 9,85$	0,42	P04
Модуль мелкости <sup>1</sup> в ед. . . . .	$G_{FN} = 1,12 G_F$	0,28M	PSA

<sup>1</sup> По результатам ситового анализа люберецкого песка К02АиБ.

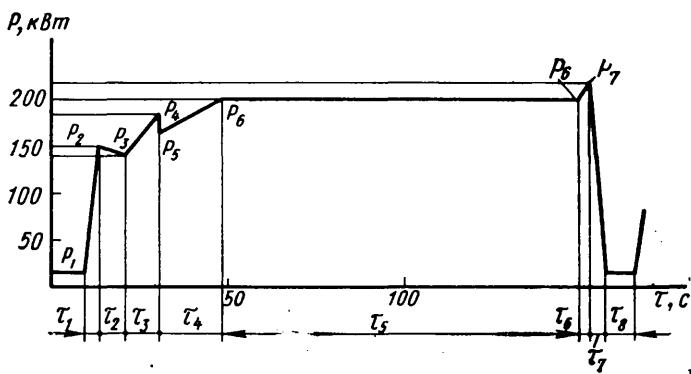


Рис. 3

рецептуре смеси также обеспечивается требуемый уровень ее сырой прочности (1,5—1,8 кгс/см<sup>2</sup>). Поэтому, практически можно считать вполне достаточным время перемешивания 60 с.

При определении мощности, потребляемой электроприводом бегунов, измерения выполнялись самопищущим ваттметром Н-348. Было отмечено, что в момент включения нагнетательной и отсасывающей вентиляции мощность снижается в среднем на 10%, а в момент окончания их работы потребляемая мощность увеличивается на 15%.

Эквивалентная мощность<sup>1</sup>, потребляемая приводом, определялась с помощью упрощенной диаграммы изменения мощности за цикл (рис. 3), построенной по результатам обработки диаграмм изменения мощности для порций замешиваемых веществ различной величины при различных физико-механических свойствах смеси.

Упрощенная диаграмма соответствует следующему условному циклу:  $t_1=0$  — начало подачи первых порций воды и суспензии, начальный период возрастания мощности  $t_1$  соответствует загрузке и перераспределению компонентов; снижение мощности в начальной стадии перемешивания (период  $t_2$ ) может быть объяснено преобладающим влиянием смазывающего действия введенных добавок; дальнейшее нарастание мощности вплоть до момента  $(t_1+t_2+t_3+t_4)$  определяются увеличением прочности смеси по мере ее перемешивания; период  $t_5$  — период равномерного перемешивания смеси без изменения средних значений ее физико-механических свойств, скачкообразное снижение мощности в момент  $t_6$  объясняется включением вентиляции, аналогичное ее возрастание в момент  $t_7$  — практическое окончание разгрузки; период  $t_8$  — время холостого хода между циклами.

Для приведенной диаграммы  $t_1=3$  с;  $t_2=9$  с;  $t_3=10$  с;  $t_4=18$  с;  $t_5=102$  с;  $t_6=2$  с;  $t_7=7$  с;  $t_8=15$  с;  $t_{11}=\sum_{i=1}^{10} t_i=166$  с.

Соответственно значения потребляемой мощности составляют:  $P_1=15$  кВт;  $P_2=150$  кВт;  $P_3=141$  кВт;  $P_4=185$  кВт;  $P_5=166$  кВт;  $P_6=200$  кВт;  $P_7=220$  кВт.

По величине эквивалентной мощности  $P_{\text{экв}}$ , потребляемой приводом, с учетом к. п. д. двигателя ( $\eta \approx 0,92$ ) определялась мощность, отдаваемая двигателем (на его валу):  $P_{\text{двиг}}=\eta P_{\text{экв}}$ .

Согласно паспортной характеристике,

<sup>1</sup> Средняя мощность, учитывающая различную величину нагрузки на двигатель в различные промежутки времени (в период холостого хода, перемешивания и т. д.).

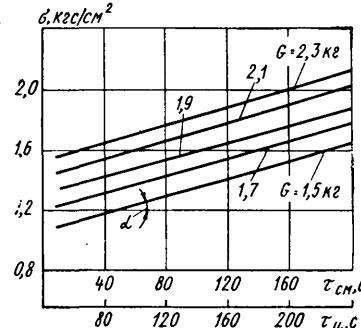


Рис. 4

для двигателя номинальное значение мощности на валу (отдаваемой)  $P_{\text{двиг}}=162$  кВт.

При неизменных временах загрузки и разгрузки смесителя и холостого хода (46 с) и варьировании времени смешения  $t_{\text{см}}$  (соответственно и длительности цикла  $t_{11}$ ) будут изменяться и эквивалентные мощности, потребляемые  $P_{\text{экв}}$  и отдаваемые  $P_{\text{двиг}}$  двигателем, и степень его загрузки по мощности

$$\xi = \frac{P_{\text{двиг}}}{P_{\text{экв}}} = \frac{P_{\text{экв}}}{P_{\text{двиг}}} \text{ (табл. 2).}$$

Таблица 2

Продолжительность в с	Эквивалентная мощность в кВт			Коэффициент загрузки двигателя по мощности $\xi$
	операции смешивания $t_{\text{см}}$	цикла $t_{11}$	потребляемая приводом $P_{\text{экв}}$	
60	106	162	149	0,92
120	166	176	161,5	~1
150	196	179	165	1,02

Таким образом, в практических режимах работы смесителя загрузка его двигателя находится на допустимом уровне (в пределах точности измерений). При этом в случае малых циклов запас по мощности доходит до 10%, в случае больших — мощность двигателя используется практически полностью.

При определении эквивалентной мощности приблизительно можно считать  $N_{\text{экв}} \approx 0,9 N_{\text{двиг}} \approx 0,9 P_{\text{двиг}}$  и  $N_{\text{двиг}} = P_{\text{двиг}} = 1,1 N_{\text{экв}}$ , отсюда максимально допустимая величина мощности, потребляемой приводом смесителя,

$$N_{\text{двиг}} = 1,1 N_{\text{экв}} = 1,1 \frac{P_{\text{двиг}}}{\eta} = 1,1 \frac{168}{0,92} = 1,1 \cdot 176 = 195 \text{ кВт.}$$

Во второй серии экспериментов осуществлялось варьирование веса замешиваемых веществ (в пределах 1500—2300 кг) и прочности готовой смеси  $\sigma$  (в пределах 0,9—2,5 кгс/см<sup>2</sup>). Обработка результатов подтвердила линейный характер зависимости прочности смеси от времени перемешивания, а также показала, что прочность пропорциональна и величине порций замешиваемых веществ:

$$\sigma = a t_{\text{см}} + b t_{\text{см}} + c.$$

Последнее, по-видимому, объясняется тем, что при большой величине порции замешиваемых веществ обеспечивается более интенсивное взаимодействие частиц смеси при перемешивании. Очевидно, коэффициенты  $a$ ,  $b$  и  $c$  зависят от

свойств смеси. Так, для использовавшейся в опытах смеси оказалось  $a=0,0028$ ,  $b=0,577$  и  $c=0,21$  (рис. 4). Изменяя состав смеси, например, увеличивая количество добавляемого бентонита, можно ускорить процесс нарастания прочности смеси по времени перемешивания (т. е. увеличить значение коэффициента  $a=-\tan \alpha$ , где  $\alpha$  — угол наклона прямых на рис. 4). Как известно, этот путь весьма характерен для практики форсирования производительности смесителей.

Изучение зависимости между потребляемой мощностью  $N$ , весом замешиваемых веществ и физико-механическими свойствами смеси показало, что при любом уровне прочности смеси допустимая величина порции замешиваемых веществ не снижается ниже 2000 кг.

С увеличением сырой прочности смеси наблюдалось возрастание потребляемой мощности (для одной и той же величины порции замешиваемых веществ) до определенного значения и далее ее уменьшение, что хорошо видно на рис. 5.

Этот эффект, по-видимому, связан с одноразовым приготовлением смеси требуемых физико-механических свойств и со смазывающим действием бентонита, добавлявшегося в смеситель для повышения прочности смеси<sup>1</sup>, тогда как снижение ее прочности обеспечивалось добавлением в смеситель только песка (кроме воды). Соответственно наибольшая мощность расходовалась при перемешивании отработанной смеси с водой без сухих добавок.

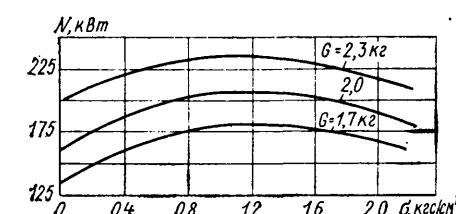


Рис. 5

По полученным результатам исследования работы смесителя модели 100В построена nomogramma для определения величины порции замешиваемых веществ  $t_{\text{см}}$  в зависимости от требований к физико-механическим свойствам (прочности  $\sigma$ ) смеси и производительности  $Q$  смесителя (рис. 6).

<sup>1</sup> Очевидно, увеличение энергии собственно перемешивания, связанное с повышением прочности смеси, перекрывает уменьшение энергии, расходуемой на преодоление внешнего трения смеси на поверхности смесителя, в результате на блюдется снижение общих затрат энергии на перемешивание смесей, хотя и более прочных, но с большим количеством свежедобавленного бентонита.

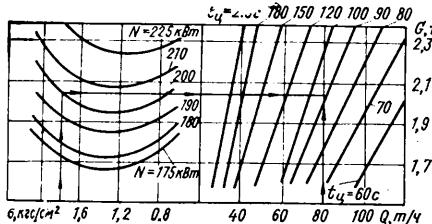


Рис. 6

При этом производительность смесителя рассчитывалась по формуле

$$Q = \frac{G \cdot 3600}{t_{\text{ц}}},$$

где  $Q$  — производительность бегунов в т/ч;

$G$  — вес замешиваемых веществ в т;

$t_{\text{ц}}$  — время цикла в с.

Время цикла определяется формулой

$$t_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3,$$

где  $t_1$  — время перемешивания;

$t_2$  — время загрузки и разгрузки;

$t_3$  — время между циклами.

Для смесителя модели 100В ( $t_2 + t_3$ ) при расчете принято с некоторым запасом — 40 с.

Таким образом, максимальная производительность смесителя определяется допустимой емкостью порции замешиваемых веществ и необходимым временем

перемешивания. В свою очередь, максимальная емкость замешиваемых веществ определяется требованиями к свойствам (прочности) смеси и допустимой степенью загрузки двигателя (рис. 6). Для  $\xi=1$ , т. е.  $N_{\text{max}}=200$  кВт, можно воспользоваться эмпирической формулой вида

$$G = \frac{80 + 30,5 - 47,3 \sigma + 11,1 \sigma^2}{47,3 - 9,61 \sigma}.$$

Определив допустимую емкость порции замешиваемых веществ и зная требуемую производительность смесителя  $Q$ , по nomogramme на рис. 6 можно найти необходимую длительность цикла  $t_{\text{ц}}$ , а по ней — соответствующее время смешения  $t_1 = t_{\text{ц}} - 40$ . Конкретное количество связующего, которое необходимо будет добавлять в обратную смесь для обеспечения требуемого уровня прочности готовой смеси при найденном времени смешения, зависит от состава и свойств смеси и должно определяться методом эмпирического подбора. Как было показано выше, уменьшение времени смешения ниже 20—30 с нежелательно, так как сопровождается снижением однородности смеси из-за недостаточного перемешивания. Варьирование времени перемешивания в пределах 20—110 с на качество смеси существенно не влияет. При времени перемешивания 50 с ( $t_{\text{ц}} = 90$  с) обеспечивается достаточная однородность этой смеси, а производи-

тельность смесителя при любой прочности готовой смеси может быть обеспечена не ниже 80 т/ч (рис. 6). Очевидно, что при наличии резервов мощностей выгоднее эксплуатировать смесители с более длительным циклом смешения, так как при этом снижается требуемое количество связующего, содержащегося в смеси и вводимого в смесь. Так, например, на Волжском автозаводе в настоящее время смесители эксплуатируются с производительностью до 45 т/ч, что оказывается достаточным для полного удовлетворения потребностей линий в смеси (до 120 т/ч) при работе трех смесителей, входящих в состав смесеприготовительной системы. В то же время, как было показано, их производительность может быть существенно увеличена без ухудшения достигнутого уровня свойств смеси.

Таким образом, проведенные испытания подтвердили возможности эффективного применения современных высокопроизводительных центробежных смесителей периодического действия в автоматических системах для приготовления высококачественных формовочных смесей повышенной прочности.

Н. А. МАТВЕЕВ, А. А. ВОЛКОМИЧ,  
И. Д. ЧУДНОВСКИЙ,  
С. Н. СУХОМДИНОВ, Г. Ф. БАЛАНДИН,  
А. С. ЕВСЕЕВ, Ю. Т. ТИСЛЕНКО,  
А. М. ГОЛОСОВКЕР, В. М. ТРУБКИН

УДК 629.113.002.3:684.7

## НОВЫЕ АВТОМОБИЛЬНЫЕ ОБИВОЧНЫЕ ТКАНИ

В ПОСЛЕДНЕЕ время все большее внимание обращается на качество обивочных тканей для сидений легковых автомобилей и междугородных автобусов. Благодаря высоким гигиеническим свойствам и красивому внешнему виду обивочные ткани повышают комфортабельность автомобилей и их конкурентоспособность.

Структура и декоративное оформление обивочных тканей различны и постоянно обновляются. В качестве сырья применяют натуральные, искусственные и синтетические волокна и их смеси. Потребление синтетических волокон непрерывно растет [1—4]. Одним из новых направлений является применение в качестве обивочного материала ворсистого трикотажного полотна двух- и трехслойного, дублированного пенополиуретаном.

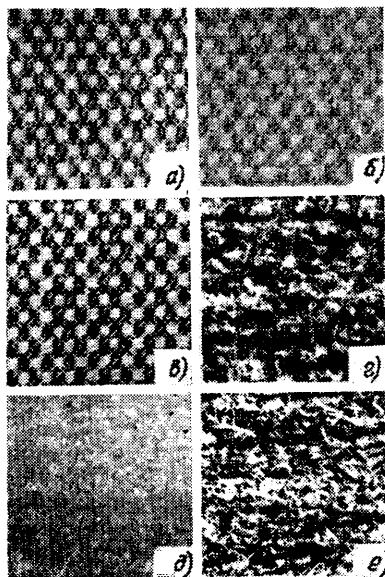
Хлопчатобумажные гобелены, применяемые для обивки междугородных автобусов типа «Турист», не отвечают современным требованиям по декоративно-художественному оформлению.

Кроме того, они имеют низкую износостойкость и быстро теряют внешний вид в процессе эксплуатации.

Для обивки сидений микроавтобусов РАФ и междугородных автобусов разработаны новые обивочные ткани из химических волокон под условным названием ATM-2 и ATM-5. Это ткани мелкозорчатого переплетения с использованием в основе капронового шелка обычного способа производства, в утке — высокоеобъемных петельных нитей: капроновой — для ткани ATM-2 и вискозной — для ткани ATM-5. Применение объемной петельной пряжи позволяет получить приятную бархатистую поверхность. Внешний вид материалов показан на рисунке. Эти ткани двухцветные: черный цвет сочетается с темно-красным, белым и др. Выбор цвета материала зависит от общего оформления интерьера салона автомобиля.

Для укрепления структуры и улучшения физико-механических показателей использованы вспененный натуральный латекс, нанесенный с изнаночной стороны ткани (толщина слоя 0,5—1,0 мм).

Разработанные материалы имеют высокие физико-механические показатели, а также хорошие технологические и эксплуатационные свойства (см. таблицу). Прочностные показатели после пробега автомобиля 50, 100 и 175 тыс. км снижаются до 50%, но имеют достаточно



Внешний вид тканей ATM-2 (а, б, е) и ATM-5 (г, д, е):

а, г — до эксплуатационных испытаний; б, д — после эксплуатационных испытаний; в, е — после эксплуатационных испытаний с последующей влажной чисткой

Ткань	Пробег автомобиля в тыс. км	Прочность при разрыве в кгс		Удлинение при разрыве в %		Стойкость к истиранию в циклах	Прочность при продавливании шариком в кгс
		основы	утка	основы	утка		
ATM-2	—	200	61	30	28	24 600	84
		180	54	29	27	20 000	80
		100	49	28	26	8 600	72
		145	42	27	25	4 000	50
ATM-5	—	120	41	34	36	4 400	72
		102	37	33	34	3 750	61
		84	30	30	32	2 800	39
		175	57	26	28	1 510	31

высокие величины. Устойчивость к истиранию после 175 тыс. км пробега автомобиля остается в пределах, допускаемых техническими требованиями к автомобильным обивочным тканям. Кроме того, ткани АТМ-2 и АТМ-5 после пробега 175 тыс. км имеют хороший внешний вид, заметного истирания и разрушения поверхности материала не наблюдается, вытяжка на сиденьях незначительна, пilling практически отсутствует. Загрязнение с ткани легко удаляется влажной губкой. После пробега автомобилей 175 тыс. км обивочные ткани АТМ-2 и

АТМ-5 пригодны для дальнейшей эксплуатации.

На основании лабораторных, технологических и эксплуатационных испытаний и по декоративно-художественному оформлению обивочных тканей АТМ-2 и АТМ-5 рекомендованы для обивки сидений автобусов типа «Турист» и микроавтобусов типа РАФ взамен хлопчатобумажного гобелена и искусственной кожи. Кроме того, разработанные ткани могут применяться для обивки водительских сидений городских автобусов взамен искусственной кожи и тканевого коврика для водителя.

## ЛИТЕРАТУРА

1. «Man-made textiles», декабрь 1958, стр. 50—51.
2. «Man-made textiles», июнь 1960, стр. 80—82.
3. «Hosiery trade journal», 1962, № 817.
4. «Hosiery trade journal», 1965, № 854.

В. А. САУТЕНКОВА, Н. Г. МОРОЗОВА,  
И. А. САДИЛЕК

УДК 621.74.061.3(100)

## XL МЕЖДУНАРОДНЫЙ КОНГРЕСС ЛИТЕЙЩИКОВ

В МОСКВЕ с 9 по 14 сентября, 1973 г. состоялся Международный конгресс литейщиков. В нем приняли участие представители 33 зарубежных стран и около 500 ученых и специалистов СССР. Кроме того, от СССР в работе пленарных заседаний конгресса и осмотре выставки «Интерлитмаш-73» участвовало около 3500 специалистов и гостей с предприятий, научно-исследовательских и учебных заведений г. Москвы, Московской области и различных районов. В работе конгресса принял участие заместитель Председателя Совета Министров СССР Л. В. Смирнов. Конгресс проходил под девизом: «Человек, наука и техника в литейном производстве».

На технических заседаниях было заслушано 28 докладов. Большой интерес участников конгресса вызвали доклады советских ученых и специалистов, в том числе доклад А. М. Лясса и Р. А. Бурсука о жидкокомпрессионных самотвердеющих смесях (теория и практика процесса). В своем докладе советские специалисты сообщили о результатах последних исследований теории процесса получения жидких смесей, об условиях их затвердевания и технологии применения. Разработанные в СССР жидкие самотвердеющие смеси широко применяются не только в литейных цехах СССР, но и за рубежом. Лицензии на указанные смеси приобрели многие страны.

Доклад А. В. Бутузова, Б. А. Пепелина, И. Б. Сокола, Г. И. Агафонова был посвящен новым технологическим разработкам, позволившим осуществить комплексную автоматизацию процесса литья по выплавляемым моделям. В результате этих разработок общий цикл изготовления отливок данным способом сократился в 3 раза, а количество операций уменьшилось до 30%.

Советские специалисты Р. Л. Слежной, В. С. Серебро, И. М. Рувкин и Б. В. Рабинович сделали сообщение о новом прогрессивном способе литья в облицованные кокили. Этот способ литья позволяет по сравнению с литьем на автоматических формовочных линиях значительно уменьшить припуски и прибыли, сократить в 10—20 раз расход формовочных материалов, уменьшить в 1,5—2 раза трудоемкость очистных и обрубных работ, улучшить условия и повысить производительность труда.

Доклад французских специалистов Ж. Кумани, Д. Блези и Р. Декур был посвящен актуальной теме — исследованием процесса непрерывного литья медесодержащих сплавов. Исследователи пришли к выводу, что непрерывное литье за-

готовок, труб и профилей из самых различных сплавов представляет очень большой интерес, однако прежде чем приступить к нему, нужно решить проблему создания и изготовления оборудования.

Ученые Австрии Г. Хаензель, Р. Митше и Н. Дихти выступили с докладом о новых исследованиях производства и контроля качества чугуна с шаровидным графитом. Ссылаясь на практический опыт, они отдали предпочтение получению чугуна с шаровидным графитом путем применения чистого магния в кусках вместо обработки его сплавом железо-кремний-магний в открытом ковше с предварительной десульфурацией.

Большой технический интерес участников конгресса вызвал доклад польских литейщиков В. Саква, Ст. Юра и З. Пяткевича об исследованиях новых систем пневматического транспорта для смешивания материалов и регенерации формовочного песка.

Проблеме влияния различных элементов на белый чугун был посвящен доклад японских специалистов Ю. Каваю, Н. Иноята и К. Кирай. Они дали оценку способности графитизации цемента в чугуне в зависимости от сочетания элементов и стадий графитизации чугуна. Полученные результаты можно использовать не только в производстве ковкого чугуна, но также в технологии литья из чугунов с пластинчатым и сфероидальным графитом.

Интерес участников конгресса вызвали доклады болгарских специалистов о влиянии хрома, никеля и меди на металлическую основу и механические свойства серого чугуна с пластинчатым графитом; доклады румынских специалистов о слаболегированных литьевых стальах с повышенным содержанием углерода; доклады специалистов Индии, Швейцарии и других стран.

Во время работы конгресса проводились заседания международных научно-технических комиссий.

Наиболее активно, с участием большого количества делегатов конгресса, прошла работа комиссии 1с «Самотвердеющие жидкокомпрессионные смеси» (председатель д-р техн. наук А. М. Лясс, СССР); комиссии 7а «Чугун с пластинчатым графитом» (председатель К. Ортс, ФРГ); комиссии 7д «Чугун с шаровидным графитом» (председатель Ж. Ц. Мержери, Франция) и комиссии 6 «Металлургические и литейные свойства» (председатель Ж. Бланс, Франция).

Особый интерес вызвали международные комиссии «Чугун с пластинчатым графитом» и «Чугун с шаровидным графитом», в которых от советских ученых приняли участие д-р техн. наук Д. П. Иванов, д-р техн. наук А. А. Жуков, д-р техн. наук Н. Н. Александров и др. Обсуждались вопросы совершенствования технологии производства высоко прочного чугуна, новых способов введения лингатур и их состав.

Большой интерес участников конгресса вызвала работа международной комиссии «Защита атмосферы от отходов литейного производства». Она была создана год тому назад по инициативе специалистов ФРГ, и председателем был избран д-р Энгельс (ФРГ). Учитывая важность проблемы защиты атмосферы от отходов литейного производства большой интерес к работе этой комиссии проявили специалисты таких стран, как США, ФРГ, Англия, Франция и др. На заседании комиссии в Москве от СССР участвовали: канд. техн. наук М. П. Иванов, И. Б. Куманин, П. Ф. Кулешов и др. С интересными сообщениями о состоянии работы по очистке воздушной среды в литейных цехах выступили представители США, Франции, ФРГ и Швеции.

Участниками заседания комиссии единогласно было принято решение об основных задачах и направлениях в ее работе и систематической взаимной информации представителей стран — членов международной организации по указанной проблеме.

В один из дней работы конгресса состоялось ежегодное заседание Международного комитета литейных технических объединений МКЛТО. Присутствовало по два официальных делегата от каждой страны. От СССР в работе заседания участвовали официальные делегаты — д-р техн. наук Д. П. Иванов и канд. техн. наук М. П. Иванов.

Международный комитет рассмотрел ряд организационных и технических вопросов деятельности международной организации литейщиков, в том числе вопрос об исполнении бюджета за 1972 г. и бюджет комитета на 1974 г.

Были заслушаны отчеты международных научно-технических комиссий об издании международного словаря литейных терминов, о последующих международных конгрессах литейщиков, о выборах руководящих органов комитета и об избрании новых действительных членов международной организации. Президентом Международного комитета литейно-технических объединений на 1974 г. избран

брали проф. д-ра В. Саква (Польская Народная Республика), вице-президент Ж. Куркена (Франция).

Комитет подтвердил проведение последующих международных конгрессов литьевиков: в 1974 г. в Бельгии (г. Льеж); в 1975 г. в Португалии (г. Лиссабон); в 1976 г. в Румынии (г. Бухарест); в 1977 г. во Франции и в 1978 г. в Венгрии.

На заседании комитета единогласно была принята в действительные члены международной организации литьевиков секция «Литейное производство» научно-технического общества специалистов-металлургов «Каммер-техник» Германской Демократической Республики.

Одновременно с конгрессом проходила в Москве на территории ВДНХ Международная выставка «Интерлитмаш-73», где широко были представлены отечественные и зарубежные экспонаты.

Впервые так многообразно и широко был представлен советский раздел, посвященный внедрению наиболее прогрессивной технологии, автоматизации производства и улучшению условий труда. Шестьдесят предприятий и организаций представили более 160 образцов современного литейного оборудования, а всего — 460 экспонатов. Только автомобильная промышленность СССР выставила 15 действующих экспонатов НИИАвтпрома, изготовленных опытными заводами института, а также заводами Министерства станкостроения по технологической документации института. Кроме того, было показано большое количество мелкой натуры, макетов и т. д., представленных Горьковским автозаводом, Заволжским моторным заводом, Автозаводом имени Ленинского комсомола, Волжским автозаводом и др.

Большой интерес проявили специалисты к механизированной установке для получения высокопрочного чугуна, к кокилям с полуметаллическими рабочими поверхностями, к автомату для вибрационной обработки отливок от пригара и окалины, к установке для центробежного литья крупногабаритных изделий, к автоматической линии для изготовления оболочковых форм.

Особое внимание в советском павильоне уделили посетители ознакомлению с электрогидравлической установкой для очистки отливок из черных и цветных металлов со стержнями из различных смесей, действие которой основано на электрогидравлическом эффекте. Кроме того, посетители осмотрели освоенные производством в СССР современные автоматы и полуавтоматы для изготовления стержней по горячей оснастке, оболочковых форм, а также высокопроизводительные автоматические линии для обычной и безопочной (в том числе стальной) формовок.

Впервые демонстрировалась отечественная машина для литья под давлением с горизонтальной холодной камерой прессования, предназначенная для изготовления отливок четырех- и восьмицилиндровых блоков двигателей внутреннего сгорания автомобилей.

На нескольких стенах советского раздела можно было увидеть гамму разработанных конструкций и освоенных в производстве различных приборов для контроля свойств исходных формовочных материалов и готовых смесей. Многих привлекли своей новизной и оригинальностью рентгеновский телевизионный интроскоп для контроля отливок с

толщиной стенок до 35 мм и вихревотоковый дефектоскоп ВД-30П для контроля поверхностных изъянов на трубах и прутках.

Советские конструкторы показали проект автоматизированного цеха точного литья по выплавляемым моделям с использованием последних достижений науки и техники. Кроме того, с большим вниманием посетители ознакомились с новыми прогрессивными технологическими процессами, разработанными и внедренными в отечественном литейном производстве: с технологией приготовления жидких самотвердеющих смесей, с оборудованием, созданным для этой цели, с литьем в облицованные кокилями, с производством литьих штампов и др. Об оригинальности и новизне демонстрировавшихся технологических процессов и оборудования свидетельствует и то, что представители многих иностранных фирм, в том числе США, Италии, Японии, Швеции, Чехословакии, Венгрии, выразили желание приобрести лицензии, например, на советскую установку взвешивания и дозирования жидкого металла, на технологию изготовления литьих штампов, на некоторые установки для приготовления и раздачи жидких самотвердеющих смесей и др.

По выставленным экспонатам можно судить, что коллектиды конструкторов и инженеров-исследователей НИИАвтпрома, ВНИИЛитмаша, НИИТрактороресельхозмаша, а также специалисты заводов литейного машиностроения, автозаводов и др. вкладывают большой творческий труд в развитие технологии и машиностроения для отечественного литейного производства. В выставке «Интерлитмаш-73» приняло участие большое число зарубежных фирм, представивших значительное количество экспонатов современного оборудования, приборов и материалов. Всего в выставке участвовало 97 фирм из 16 зарубежных стран. Особенно активное участие в выставке приняли страны СЭВ.

Внимательно посетители выставки осмотрели макет Магдебургского литейного комбината производительностью 40 тыс. т стального литья в год. Этот комбинат, оборудованный высоковоавтоматизированным оборудованием, построен усилиями инженеров и рабочих ГДР с участием ПНР, ЧССР и ВНР.

Специалисты ГДР представили оригинальную пескострельную машину, выпускаемую объединением Гисас для изготовления стержней из холоднотвердеющих смесей.

Особое внимание привлекал чехословацкий барабанный станок непрерывного действия для очистки отливок сталью дробью производительностью до 200 м<sup>2</sup> очищаемой поверхности в час. На этот станок объединение Шкода получило в дни выставки значительное число заказов.

Известная шведская фирма АСЕА экспонировала новую индукционную электропечь емкостью 5 т. Особенность этой печи — автоматическая стабилизация температуры и контроль равномерности заливки форм.

Шведская фирма Вебек демонстрировала установку оригинальной конструкции для безопочной формовки производительностью до 360 форм в час.

Концерн Браун-Бовери (ФРГ) представил на выставке макет магнитно-формовочной установки. Модель — из пенопласта, превращаемая под действием металла в газ. Вместо обычной формо-

вочной смеси применен магнетизируемый материал — гранулят. Во время рабочего цикла на опоку наводится сильное электромагнитное поле, которое обеспечивает жесткость и точность формы в процессе заливки и сгорания пенопласта. После заливки ток выключается, гранулят рассыпается и удаляется для последующего использования. Отливки, изготовленные таким методом, свободны от заусенцев и, следовательно, не нуждаются в обрубной и шлифовальной обработке.

Фирма Вотан (ФРГ) на выставке рекламировала машины для литья под давлением. Например, был показан макет новой машины с запирающим усилием 3500 тс с автоматическим управлением, оснащенный электронно-измерительными приборами.

Английская фирма Стоун-Воллворт экспонировала автомат НВ-27 для изготовления оболочковых стержней, вполне удовлетворяющий требованиям техники безопасности. Он снабжен системой вытяжной вентиляции, гасителями шума и защитными окнами. Длительность цикла — 15 с. В машине полностью автоматизировано заполнение стержневой смесью и выталкивание стержней. Машины изготавливаются как с газовым, так и с электрическим подогревом.

Фирма Кюнкель-Вагнер (ФРГ) продемонстрировала автоматическую формовочную линию с опоками максимальных размеров 1650×1400×250/250 мм, производительность 45 комплектов форм в час.

США занимают ведущее место по выпуску литейного оборудования. Фирма Шалко-Системс представила машину «Сатурн» для перемешивания песка, глины и связующих. Эта машина оборудована смесительной камерой, врачающейся со скоростью 8 тыс. об/мин. Под действием центробежных сил добавки пронизывают песок быстро и равномерно.

Фирма Сунделл-Дресслер (США) показала часть литейного комплекса, который она по контракту будет внедрять на Камском автозаводе. Другая фирма Вакуум-Индастриз выставила индукционную печь марки «Рабочая лошадь», предназначенную для выплавки металла самого высокого качества. В подобных аппаратах можно осуществлять также отпуск, закалку, отжиг, спекание, металлизацию диффузионным методом.

Датская фирма Диз-матик продемонстрировала автомат для безопочной формовки типа 2032 с новой системой вдувания песка и замены модельных плит, а также с другими конструктивными особенностями. Размер форм на новой модели машины 600×775 мм.

Английская фирма Фосико показала целый набор различных связующих материалов и добавок. Например, новый связующий состав «Бентокол», состоящий из глины и специальных химических добавок, заменяющих каменноугольную пыль, в результате применения которого в цехах резко улучшается атмосфера, а кроме того: таблетки для удаления водорода из алюминиевых сплавов, различные пудры для защиты от окисления поверхности отливки, добавки для улучшения структуры металла, комбинированные присадки из сверхчистых металлов и др.

Во время работы выставки специалисты СССР и зарубежных стран прочитали 49 докладов и лекций о современном литейном оборудовании и новых технологических процессах литья, которые

сопровождались показом большого количества технических фильмов.

Международный парад образцов литейной техники, а также опыта и прогнозов перспективных решений убеждает в больших возможностях дальнейшего научно-технического прогресса в литейном производстве.

Участники конгресса из зарубежных стран ознакомились с литейным производством в СССР, посетили Московский автозавод имени И. А. Лихачева, «Станколит», завод им. Войкова, ЦНИИТ-

МАШ, кафедру «Литейное производство» в МВТУ им. Баумана и ряд предприятий во время поездок по стране, в том числе Волжский автозавод, Куйбышевский и Тихвинский заводы, «Центролит» и др. Кроме того, участникам конгресса была также представлена широкая возможность ознакомиться с историческими и культурными достопримечательностями нашей страны.

Международный конгресс литейщиков и выставка «Интерлитмаш-73» сыграют большую роль в деле развития и повыше-

ния технического уровня литейного производства и будут содействовать еще большему расширению и укреплению научно-технических связей и делового сотрудничества между учеными и специалистами-литейщиками всех стран.

**Заместитель председателя Оргкомитета по проведению Международного конгресса литейщиков канд. техн. наук М. П. ИВАНОВ**

УДК 621.74:65:011.56

## НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

### Центробежное литье гильз цилиндров машиной F3-V

Машина для центробежного литья гильз цилиндров весом до 25 кг и длиной 450 мм изготовлена фирмой Hans Fink Ing. (ФРГ). Привод ее осуществляется двигателем трехфазного тока мощностью 10 кВт. При заливке регулируется число оборотов бесступенчатой ручной передачей в пределах от 500 до 1300 оборотов. Электрический магнитный тормоз служит для быстрого выключения литейных циклов. На главном шпинделе укреплена и центрована центробежная головка, в которой легко заменяются различные кокили. Тремя центробежными рычагами поддерживается ограждающее кольцо для кокилей, насаживающееся перед заливкой. Охлаждение осуществляется тремя самостоятельно включаемыми охлаждающими змеевиками или одной охлаждающей трубой. Электромагнитный клапан включает и выключает охлаждающую жидкость. Чтобы получить гильзы одинакового качества, отдельные литейные циклы регулируются реле времени. После того как машина перешла на автоматику и окончена заливка чугуна, пусковая кнопка выключается. Когда процесс центробежного литья окончен, начинается охлаждение сжатым воздухом. Все процессы автоматизированы.

«Giesserei», октябрь 1973, т. 60, № 21, с. 6K46.

### Новый способ автоматизации штамповки

Фирмой J.P.Udal Ltd. сконструирован оператор для механического пресса, управляемый автоматически. Он приспособлен для работы совместно с прессом и применяется при горячей штамповке валов рулевого колеса на заводе компании Général Motors. Индивидуальные компоненты подаются в инструмент пресса каждым блоком оператора, там они выдерживаются во время штамповки, затем извлекаются и отправляются в бункер. Такой оператор состоит из моторизованного подающего конвейера и пневматически управляемого погрузочно-разгрузочного рычага для захвата. На заводе правый и левый блоки, оборудованные таким рычагом, установлены вместе и обслуживают два стоящих рядом пресса. Блок снабжен ленточным конвейером (установленным с уклоном), который управляется автоматически и

работает до тех пор, пока полностью не заполнится магазин. Загрузка осуществляется устройством с пневматическим приводом. Цикл работы заключается в следующем: рука захватывает пруток и несет его к району инструмента пресса, а предельный выключатель начинает рабочий цикл после штамповки, ползун поднимается и срабатывает другой ограничитель, сигнализирующий транспортировочному рычагу — поднять и удалить поковку. Поступает сигнал в магазин для подачи следующего компонента. Когда осуществляется ход удаления заготовки, захватывающие пальцы открываются и компонент падает на стеллаж. В зависимости от длины заданных деталей регулируется положение начального хода подачи.

«Metallurgia and Metal Forming», октябрь 1973, т. 40, № 10, с. 316.

### Прессы для горячей штамповки

Компания Franz Berrenberg Maschinenfabrik демонстрировала на международной выставке IMA 73 в Ганновере две модели высокоскоростных прессов для горячей штамповки. Эти прессы снабжены электропневматическим управлением, а модель KSSP 250/630 оборудована тремя дисками привода. Усилие удара пресса при штамповочных работах 5000 тс, скорость удара 1,1 м/с (45 ударов в 1 мин). Это позволяет осуществлять на прессе операции свободной ковки. Пресс снабжен программным управлением, на нем можно воспроизвести различные усилия при четырех последовательных ударах.

«Metallurgia and Metal Forming», сентябрь 1973, т. 40, № 9, с. 278.

### Шестипозиционный пресс-автомат

Фирмой Wilkins and Mitchell создан шестипозиционный передаточный пресс-автомат усилием 1016 тс, при 10—30 ход/мин. Максимальная закрытая высота пресса 498 мм регулируется на 12 мм. Размеры подушки пресса 2591×838 мм. Длина окна 2896 мм, высота пресса над полом 710 мм, высота подушки 7250 мм. Длина пресса 5000 мм, а ширина 3800 мм. Скорость работы двигателя 500—1500 об/мин. Рама пресса изготовлена из стального проката. Для выталкивания заготовок пресс оборудован шестью пневматическими приспособлениями. Заготовки подаются к шести-

позиционному инструменту специальным захватывающим устройством.

«Metalworking Production», сентябрь 1973, т. 117, № 9, с. 53.

### Высокоскоростной механический пресс

Для многопозиционного инструмента японская фирма Aida Ingineering Ltd'Ohyamacho сконструировала пресс мощностью 150 тс при расстоянии над нижней мертвой точкой 6,5 мм. Пресс развивает при работе скорость до 150 ход/мин. Размеры подушки 1200×900 мм. Верхняя и боковые части, а также основание пресса соединены вместе четырьмя стяжками, нагруженными равномерно при сборке. Вместо четырех направляющих для скольжения предусмотрено восемь. Ход пресса регулируется ступенчато до 200 мм. Можно использовать заготовки шириной от 0,5 до 3,2 мм. Точность подачи выдерживается в пределах 0,2 мм при скорости подачи 20 м/мин, для заготовки толщиной 1 мм и шириной 250 мм.

«Metalworking Production», сентябрь 1973, т. 117, № 9, с. 52.

### Ультрамелкие порошки, используемые при изготовлении быстрорежущих инструментальных сталей

Для изготовления быстрорежущих инструментальных сталей исследовались ультрамелкие порошки, например M2 (6% W; 5% Mo; 4% Cr; 28% V; 0,85% C) и M50 (4% Mo; 4,5% Cr; 1% V; 0,7% C). Порошки размером — 100 меш после распыления водой подвергались измельчению, термообработке, сжатию, спеканию и металлографии. Порошки M2 и M50 с частицами размером 1—2 Мт изготовлены раздроблением материала в вибрационной шаровой мельнице. Они спекаются до ~99% теоретической плотности при 1200—1240°C с целью приготовления структуры с хорошо распределенными карбидами диаметром 1—2 Мт. Установлено, что такую технологию можно применять при изготовлении небольших деталей сложной конфигурации из порошков быстрорежущей стали. Изостатическое прессование или прессование в штампе можно применять для изготовления деталей, которым необходимо только окончательное шлифование после спекания. Такая технология позволяет получить хорошее распределение

ние карбида. При этом во время прессования происходят лишь незначительные отклонения от размеров спекания, а также отмечается нечувствительность размеров деталей к температуре спекания.

«Metallurgia and Metal Forming», октябрь 1973, т. 40, № 10, с. 312.

### Высокоскоростное прессование порошков

Проведена научно-исследовательская работа по высокоскоростному прессованию порошков на «Petro-Forge Mk II D». Для исследования были взяты три состава порошков железа, размельченных водой типа 4600 и содержащих 0,18—0,50 Mn; 0,51—0,59% Mo и 0,45—1,83% Ni при содержании 1655—3317 частей кислорода на тысячу. Размер порошков двух видов составлял —28 меш, а третьего —80 меш. Изделия весом 200, 300 и 400 г, содержащие 0,4% смешанного углерода, изготавливались в штампе диаметром 51 мм при использовании энергии 69—1341 кгс·м. Плотность порошка до спекания компонентов 66—95%. Исследования показали, что сжимаемость порошков одинаковая, несмотря на различный химический состав и разное содержание кислорода. Порошки типа 4600 с частицами несимметричной формы можно спрессовать на «Petro-Forge» до плотности 90—95% (теоретической) при использовании энергии 567—1341 кгс·м. На «Petro-Forge» были изготовлены заготовки цилиндрической формы весом 400 г из этих порошков. При 1341 кгс·м были получены заготовки плотностью до 99,2—99,8% теоретической (плотность до штамповки 74 и 93%). Поковками служили диски диаметром 65 мм с содержа-

нием 876—1722 частей кислорода на тысячу.

«Metallurgia and Metal Forming», октябрь 1973, т. 40, № 10, стр. 324.

### Быстрое анодирование в хромовокислой ванне

На алюминии можно получить непрозрачное покрытие, обладающее высокой коррозионной стойкостью, в хромовокислой ванне с высокой рассеивающей способностью и низкой потерей хрома. Чтобы восстановить хром до трехвалентного состояния, применяется небольшая по отношению к поверхности анода катодная поверхность. В этой ванне за 60 мин образовывается покрытие толщиной 3 мкм, а за 90 мин — толщиной 4,5 мкм. Неперемешиваемая ванна содержит 15—19 весовых процентов  $\text{CO}_3$  и действует при напряжении 21—23 В и температуре ниже 30°C. Поверхность анода равна 1,7—2,3 В дм<sup>3</sup>, а поверхность катода — менее 0,03—0,05 В дм<sup>2</sup> (В — объем ванны). Для хромовокислой ванны рекомендуется применять начальную добавку 0,2%  $\text{H}_2\text{O}_2$ , а также добавку катионообменной смолы для непрерывного удаления растворенного алюминия.

«Product Finishing», сентябрь 1973, т. 26, № 9, с. 35.

### Цветные анодные пленки

В Японии разработан новый метод получения цветных анодных пленок на алюминии и его сплавах. Анодная пленка по этому методу становится переменно либо катодом в кислом электролите, содержащем металлическую соль при плотности тока 0,2—2 А/дм<sup>2</sup>, либо подвергается переменному току при 1—5 В в этом же растворе. Новый метод дает

возможность получить однородный цвет без растрескивания пленки.

«Product Finishing», сентябрь 1973, т. 26, № 9, с. 35.

### Твердое хромирование

Для получения слоев хрома толщиной от 20 до 500 мкм применяется твердое хромирование. Эти слои хрома должны соответствовать естественной твердости гальванически осажденного хрома. В специальных рабочих условиях твердого хромирования HV 850—1150 кгс/мм<sup>2</sup>. Состав твердого хрома такой же, как и блестящего: 99% Cr; 0,1% H<sub>2</sub>; до 0,6% O и следы N. Твердый хром осаждается из электролита смешанной кислоты, где вместе с серной кислотой используется в качестве катализатора плавиковая кислота. Максимальная плотность тока 80 А/дм<sup>2</sup>. Слой толщиной 1 мкм получают при плотности тока 50 А/дм<sup>2</sup> при рабочей температуре электролита 55°C в минуту. Для деталей, работающих в трудных условиях, рекомендуется применять двойное твердое хромирование до слоя толщиной 50 мкм. В течение первой рабочей операции получают защитный слой, используя электролит рабочей температурой 70°C при низкой плотности тока 20—30 А/дм<sup>2</sup>. После хромирования в течение 30 мин получают бесспористый слой хрома толщиной 5 мкм. На второй ступени образуется износостойчивый слой толщиной 45 мкм в электролите из смеси кислот при температуре 55—65°C и при плотности тока 60 А/дм<sup>2</sup> в течение 45 мин. Степень шероховатости слоя, полученного двойным твердым хромированием, должна составить 1 мкм.

«Galvanotechnik», сентябрь 1973, т. 64, № 9, с. 766—767.

## КРИТИКА и БИБЛИОГРАФИЯ

Я. С. Агейкин. **Вездеходные колесные и комбинированные движители.** «Машиностроение», М., 1972.

**ЭФФЕКТИВНОСТЬ** различных колесных машин при использовании их вне дорог, а также при попрерменном использовании на дорогах и в условиях бездорожья определяется в наибольшей мере конструкцией движителя, его приспособленностью к условиям использования. В рецензируемой книге д-ра техн. наук Я. С. Агейкина впервые сделана попытка представить теорию колесного движителя, предназначенного для использования в многообразных дорожных и грунтовых условиях. Такой движитель назван автором *вездеходным*.

В книге рассмотрены условия работы вездеходных движителей, теория взаимодействия колесного движителя с деформируемыми поверхностями движения, влияние конструктивных и эксплуатационных параметров движителя на проходимость и другие качества, дан метод расчета основных параметров вездеходных движителей.

Содержание книги в большей степени оригинально. Оно является результатом многолетней творческой работы автора в области вездеходных движителей.

В первой главе очень компактно обобщен обширный материал по грунтовым и заснеженным поверхностям движения, изложена физическая картина деформации грунта (снега) при воздействии внешней нагрузки, а основное место отведено аналитическому методу оценки деформируемости грунтов. Проанализировано большое число формул, ранее предложенных для указанной цели, и подробно изложен метод, разработанный автором. Достоинство этого метода заключается, во-первых, в его универсальности, т. е. пригодности для многих грунтов, во-вторых, в том, что он позволяет учитывать влияние на деформацию грунта размеров и формы вдавливаемого тела, во-третьих, в том, что он дает возможность анализировать влияние направления прилагаемой силы на деформацию грунта.

Однако следует учитывать и негативные стороны такого универсального метода, заключающиеся в большей сложности формул по сравнению со специализированными для узких грунтовых условий и в меньших возможностях отразить специфические особенности каждого конкретного вида грунта.

Вторая глава книги «Взаимодействие колеса с грунтом» является основной. В ней рассмотрены физические процессы,

происходящие при взаимодействии колеса с грунтом, разработан обобщенный метод оценки деформируемости шин, получены аналитические зависимости эксплуатационных показателей колеса от его конструктивных параметров и параметров грунта, предложен комплекс показателей для оценки эффективности колеса.

Следует подчеркнуть, что в рецензируемой работе впервые проведено теоретическое исследование взаимодействия колеса с грунтом, в результате которого стало возможным определять аналитически все характеристики процесса взаимодействия: деформацию шины и грунта, сопротивление качению, сцепление колеса с грунтом с учетом буксования, размеры и форму поверхности контакта, распределение нормальных и касательных сил по поверхности контакта.

Для подтверждения результатов теоретического исследования использован большой объем интересного экспериментального материала, полученного самим автором, а также заимствованного им из большого числа литературных источников.

В этой главе при проведении аналитического исследования недостаточно полно объяснены принятые предпосылки и допущения. В процессе вывода формулы (81), описывающей поверхность контакта, принято, что деформация шины в каждой точке контакта определяется величиной нормального давления. В действительности наблюдается слаживающее действие каркаса шины, которое в формуле (81) не учитывается. Поэтому в некоторых случаях более простая формула (84) может оказаться точнее громоздкой формулы (81). Следовало бы все это оговорить.

В третьей главе рассмотрено влияние параметров шины на эксплуатационные показатели колеса в различных грунтовых условиях. Данна сравнительная оценка различных типов шин.

Результаты многочисленных исследований, наглядно показанных в виде графиков, представляют интерес как для конструкторов, так и для эксплуатационников.

Особого внимания заслуживает раздел, посвященный исследованию влияния формы профиля шины на ее эксплуатационные показатели. До последнего времени этот вопрос никем не исследовался.

Слабее других в этой главе представлено исследование конструктивных параметров протектора. Теоретические выводы по влиянию высоты грунтозацепов и расстояния между ними на сцепление колеса с грунтом мало подкреплены экспериментальными данными. Недостаточно полно раскрыт важный вопрос влияния параметров протектора на его износ.

Четвертая глава посвящена анализу многоколесных и комбинированных движителей. Многоколесный движитель в целом исследован в значительно меньшей мере, чем одиночное колесо.

В книге обобщены результаты экспериментального исследования качения колес по одному следу: подробно рассмотрены физические процессы, происходящие в грунте при последовательном проходе колес; изложен разработанный автором аналитический метод оценки деформации грунта и сцепления колес с грунтом при последовательном проходе по одному следу с учетом скорости.

Исследовано влияние на эксплуатационные показатели движителя числа осей, распределения веса по осям и кинематического рассогласования колес. Рассмотрены особенности взаимодействия многоколесного движителя с грунтом, вытекающие из неоднородности грунтовой поверхности, и изменения вертикальной нагрузки на колесо в процессе движения.

Исследования влияния параметров движителя на его эксплуатационные показатели привели автора к выводу о необходимости расширения регулируемых характеристик движите-

ля. В связи с этим рассмотрены комбинированные движители, но весьма поверхностно.

Своебразным итогом четвертой главы является сравнительная оценка различных схем многоосных и комбинированных движителей. Она дана в основном описательно, с использованием результатов предварительно проведенных исследований.

Материал этой главы отличается новизной, оригинальностью исследования, он исключительно важен для теории и для практики.

К недостаткам этой главы следует отнести существенное различие по глубине рассмотрения вопросов в различных разделах: например, основательно дан анализ влияния числа осей движителя на эксплуатационные показатели, но схематично, поверхностно рассмотрены особенности криволинейного движения.

В последней главе изложены методы расчета параметров вездеходного движителя и его эксплуатационных показателей.

Автором предложены три расчетные аналитические системы. Первая — обеспечивает наибольшую точность, позволяет проанализировать большое число факторов. Однако расчет по этой системе весьма трудоемок и целесообразен лишь при использовании ЭВМ. Вторая система обеспечивает несколько меньшие возможности анализа по сравнению с первой, но она доступна и для безмашинного расчета. К тому же в книге приведены примеры графо-аналитических методов расчета по этой системе. Вторая расчетная система учитывает все основные конструктивные параметры движителя, базируется на достаточно совершенных способах оценки деформируемости грунта и шины, доступная для широкого использования и поэтому должна привлечь особое внимание читателя.

Третья расчетная система максимально упрощена путем введения довольно грубых допущений. Она также может применяться для прикидочных (ориентировочных) расчетов.

Большое место в пятой главе уделено вопросам выбора исходных для расчета данных по дорожно-грунтовым поверхностям. Именно эти вопросы представляют наибольшую сложность при расчете параметров движителя.

Следует отметить практическую направленность книги. Все рассматриваемые вопросы автор стремится довести до состояния возможного практического использования, приводит много справочных данных, полученных в результате обобщения большого числа исследований, дает конкретные примеры расчета.

Правда, последняя глава выглядит как-то стесненно, ужато. Вопросы, рассматриваемые в ней, следовало бы изложить свободнее, с большим числом деталей, с подробными пояснениями в примерах расчета.

В качестве общих замечаний по книге можно отметить слишком большое число проблемных вопросов, рассмотренных в книге небольшого объема, в результате чего некоторые из них представлены недостаточно полно. Некоторые разделы перегружены математическими выражениями. В ряде случаев проще и доходчивее было бы использовать простое описание вместо приведения громоздких уравнений.

Указанные замечания не снижают ценности книги в целом. Она представляет интерес не только для инженеров автостроения и научных работников, занимающихся автомобилями высокой проходимости, как это указано в ее аннотации, но также для широкого круга механизаторов сельского хозяйства и специалистов других отраслей народного хозяйства, где используются колесные машины в условиях бездорожья.

Книга несомненно будет полезна аспирантам и студентам многих вузов.

**Д-р техн. наук А. С. ЛИТВИНОВ**

Московский автомобильно-дорожный институт

УДК 621.436.038

К вопросу определения фактора торможения топливоподающей аппаратуры дизелей ЯМЗ. Хинчук Г. И. «Автомобильная промышленность», 1974, № 3.

Изложен способ определения фактора торможения топливоподающей аппаратуры по переходной характеристике системы регулирования скорости. Этот метод может быть успешно применен при анализе систем регулирования дизелей ЯМЗ. Табл. 2.

УДК 621.43-242.3

О предполагаемых и действительных эпюрах давлений поршневых колец. Ноган Ю. А. «Автомобильная промышленность», 1974, № 3.

Рассматривается вопрос о возможности практической реализации задаваемых законов распределения давлений поршневого кольца на поверхность цилиндра при различных типах колец. Табл. 1. Рис. 1. Библ. 4.

УДК 621.43.018:543.27

Сравнительная оценка токсичности отработавших газов автомобилей с дизелями и с бензиновыми двигателями. Кутенев В. Ф., Чарыков А. А., Топунов В. Н. «Автомобильная промышленность», 1974, № 3.

Приведены результаты сравнительных испытаний по определению выброса токсичных веществ с отработавшими газами дизелей и бензиновых двигателей по европейскому ездовому циклу. Табл. 2. Рис. 3. Библ. 3.

УДК 621.436-4:029.13

Влияние распределения паровой и жидкостной составляющих потока горячей смеси на неравномерность ее состава в цилиндрах двигателя. Скрипкин С. П., Воробьев В. И., Романчиков П. Г. «Автомобильная промышленность», 1974, № 3.

В процессе исследований неравномерности распределения по цилиндром топлива в различных агрегатных состояниях сделан вывод о целесообразности изменения места расположения малого диффузора в первичной камере карбюратора К-126Н. Доказана возможность значительного снижения неравномерности в распределении путем создания во впускной трубе искусственной макротурбулентности. Рис. 3. Библ. 3.

УДК 629.113

К вопросу использования ресурса агрегатов автомобиля. Индикт Е. А. «Автомобильная промышленность», 1974, № 3.

Рассмотрены вопросы использования ресурса агрегатов при существующей системе ремонта на базе материалов испытаний автомобилей в экспериментально-производственном автомобилестроении. Табл. 1. Рис. 1. Библ. 6.

УДК 629.113-59.001.4

Количественная оценка эффективности тормозных систем. Гуревич Л. В. «Автомобильная промышленность», 1974, № 3.

Выбраны критерии оценки эффективности тормозов, математически описан процесс экстренного торможения, даны формулы количественной взаимосвязи параметров торможения. Табл. 3. Рис. 2. Библ. 5.

УДК 629.113.01

Простейший механический аккумулятор энергии транспортной машины. Забавников Н. А. «Автомобильная промышленность», 1974, № 3.

Рассматриваются общие вопросы использования механического аккумулятора энергии на транспортной машине. Даны теоретические выводы, позволяющие оценить размеры маховика, эффективность действия аккумулятора, установленного на реальной колесной или гусеничной машине, а также недостатки, связанные с ухудшением разгонных качеств машины, и один из возможных путей их устранения. Приводится вывод формул для оценки влияния сцепных качеств. Предлагается классификация аккумуляторов по источникам энергии для зарядки и по связям маховика с качественной оценкой. Табл. 2. Рис. 2. Библ. 5.

УДК 629.113.073

Об устойчивости движения заторможенного автомобиля. Генбом Б. Б., Демьянюк В. А., Мыськив Т. Г. «Автомобильная промышленность», 1974, № 3.

Рассматривается устойчивость движения заторможенного автомобиля при трех вариантах блокирования колес. Дается численное решение уравнений движения и приводится анализ влияния конструктивных факторов, а также вида и величины возмущающих воздействий. Табл. 4. Рис. 3. Библ. 8.

УДК 629.113.075

О явлении относительного поворота контактного отпечатка движущегося колеса. Редчик В. В. «Автомобильная промышленность», 1974, № 3.

Разработан принципиально новый метод определения сопротивления, мощности при криволинейном движении эластичного колеса с позиции явления относительного поворота контактного отпечатка шины. Рис. 2. Библ. 7.

УДК 629.113.012.852

Определение нагрузок на детали задней зависимой рычажно-пружинной подвески. Марголис С. Я. «Автомобильная промышленность», 1974, № 3.

Приведены методика и расчетная схема для определения исходных параметров для прочностного расчета деталей задней рычажно-пружинной подвески неразрезного моста. Табл. 1. Рис. 4.

УДК 629.113.012.5

К вопросу повышения эксплуатационных показателей автомобилей высокой проходимости. Лазарев В. В., Шуклин С. А., Москвакин В. В., Быков В. И. «Автомобильная промышленность», 1974, № 3.

Рассмотрен один из возможных способов уменьшения отрицательных последствий от установки одинакового давления воздуха в шинах автомобиля с разными нормальными нагрузками. Предложен метод расчета, позволяющий определить величины давления воздуха, при которых уменьшается кинематическое рассогласование между ведущими колесами блокированного привода. Рис. 3. Библ. 6.

УДК 629.113.002

Состояние и основные направления производства поковок цилиндрических шестерен. Кивман Ф. М., Духанина Л. П. «Автомобильная промышленность», 1974, № 3.

Рассмотрено существующее состояние производства цилиндрических шестерен и дается анализ перспективных технологических процессов штамповки этих поковок с формообразованием зубьев. Рис. 2. Библ. 7.

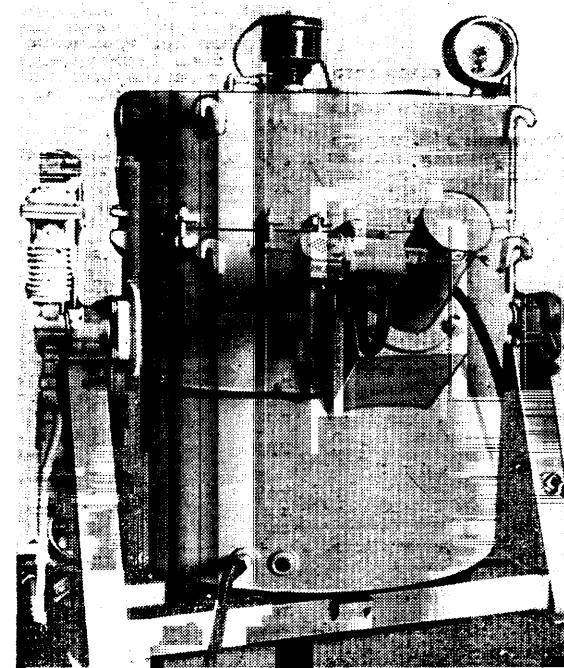
## УВАЖАЕМЫЙ ТОВАРИЩ!

Продолжается подписка на журнал  
**«АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»**  
на 1974 год

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

Журнал можно приобрести только по подписке!

# ДОЗАТОРЫ для автоматической заливки жидких алюминиевых сплавов



НИИТавтотпромом разработаны дозаторы Д-63, Д-160, Д-250 и Д-630 для автоматической заливки жидкого алюминиевого сплава при литье под давлением и в кокильные формы.

Дозаторы рекомендуется применять в комплексе с газельностью автоматизированными машинами литья под давлением; с карусельными кокильными машинами и с кокильными станками для литья крупных деталей.

Выполненные по новой принципиальной схеме дозаторы отличаются простотой, надежностью и высокой точностью дозирования. Кроме того, обеспечивается постоянство

дозы при отсутствии контроля уровня жидкого сплава в дозаторе, сохранение параметров настройки при выдаче следующей дозы жидкого сплава.

Благодаря дозаторам можно снизить расход жидкого сплава, повысить производительность литьевых машин и улучшить условия труда.

Дозатор представляет собой герметизированную электропечь, из которой жидкий алюминиевый сплав вытесняется сжатым воздухом. Он может работать на полуавтоматическом и автоматическом режимах.

## Техническая характеристика дозатора Д-63

Вес жидкого алюминиевого сплава в кг:	
минимальный . . . . .	0,2
максимальный . . . . .	2,0
Время выдачи дозы в с . . . . .	3—5
Точность дозирования в % . . . . .	5
Полезная емкость в кг . . . . .	63
Температура жидкого сплава в °С . . . . .	650—750
Мощность электронагрева в кВт:	
печи . . . . .	10
металлопровода . . . . .	1,6
Габаритные размеры в мм . . . . .	2030×1505×1285
Полный вес в кг . . . . .	2000

Дозаторы Д-160, Д-250 и Д-630 отличаются от Д-63 весом выдаваемой дозы жидкого сплава, полезной емкостью, мощностью электронагрева и габаритными размерами. Все они выпускаются серийно Тираспольским заводом литьевых машин им. Кирова.

Дополнительную информацию можно получить в НИИТавтотроме по адресу: 113184, Москва, М-184, Озерковская наб., 22/24.