

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1

ЯНВАРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1966

Год издания XXXII

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ СССР

УДК 629.11.012.8.001.5

Об определении эксплуатационных требований к плавности хода автомобилей

(В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук И. Г. ПАРХИЛОВСКИЙ

Горьковский автозавод

В ЭКСПЛУАТАЦИОННО-ТЕХНИЧЕСКИХ требованиях вновь проектируемых автомобилей показатели плавности хода не задаются. Объясняется это тем, что до недавнего времени не был еще удовлетворительно решен основной вопрос, какими именно параметрами и как следует оценивать плавность хода автомобиля при его движении в естественных дорожных условиях.

В настоящее время, как известно, благодаря применению методов теории случайных функций и статистической динамики удалось близко подойти к решению данной проблемы.

Разработана и утверждена новая методика¹ оценки плавности хода автомобилей в естественных дорожных условиях [1]. Хотя эта методика еще далека от совершенства, поскольку принятые измерители оценки плавности хода относительны, она в своем дальнейшем развитии в соответствии с накопленным опытом решит указанную проблему до конца.

Вместе с тем, имеющиеся достижения в методике оценки плавности хода автомобилей, отражающей действительные условия их работы, ставят на повестку дня и вопрос о выработке эксплуатационно-технических требований к плавности хода вновь проектируемых автомобилей.

В порядке постановки вопроса такие эксплуатационно-технические требования формулируются О. К. Прутчиковым для автомобилей различного назначения [2].

Чтобы заданные технические требования к вновь проектируемым автомобилям действительно отвечали своему назначению, необходимо уметь объективно оценивать плавность хода автомобиля, а также правильно оценивать дорожные условия, в которых производится эта оценка. Кроме того, необходимо иметь аналитические зависимости, связывающие параметры оценки плавности хода и дорожные условия с тем, чтобы конструктор мог путем соответствующих расчетов определить оптимальные параметры подвески.

Без одновременного решения этих вопросов и их решения на грубой полумпирической основе выработанные технические требования к плавности хода автомобилей не достигнут цели.

Рассмотрим, в какой степени сформулированные О. К. Прутчиковым эксплуатационно-технические требования к плавности хода автомобилей отвечают своему назначению во всех трех указанных направлениях.

Плавность хода является эксплуатационным качеством автомобиля, характеризующим его способность долго двигаться в

интервале эксплуатационных скоростей без неприятных ощущений и быстрой утомляемости людей или повреждений перевозимого груза, обусловленных колебаниями автомобиля [3].

Исходя из этого определения, следует, что для объективной количественной оценки плавности хода автомобилей необходимо установить связь между режимом колебаний автомобиля на дороге и ощущениями человека.

Для установления количественной оценки этой связи проделана большая работа, однако единого мнения по данному вопросу не достигнуто вследствие большой сложности проблемы. Этим объясняется отсутствие до сих пор абсолютного измерителя плавности хода автомобиля.

Вторая причина — почему принимается сейчас сравнительная оценка плавности хода и в теории и в испытаниях автомобилей, объясняется тем, что плавность хода существенно зависит от дорожных условий, а так как эти условия весьма разнообразны и практически нет двух участков дорог с тождественным характером изменения микропрофиля, то и результаты испытаний могут быть только сравнительными (если они не проводятся на специальных автодромах).

Поэтому при всех условиях приведенные в статье [2] оценки плавности хода являются сравнительными, а не абсолютными, как утверждает автор.

Однако допустим, что определение абсолютных критериев оценки является программой максимум и можно, как это широко сейчас принято, оценивать плавность хода сравнительными измерителями. Рассмотрим, в какой степени выработанные О. К. Прутчиковым измерители отвечают необходимым требованиям.

Как и в разработанной методике испытаний, автор предлагает в качестве измерителя оценки плавности хода автомобилей использовать среднее квадратичное ускорение $z_{ск}$ и это правильно, поскольку испытания показывают, что всякие даже небольшие конструктивные изменения в подвеске меняют и среднее квадратичное ускорение. Вместе с тем для оценки плавности хода автомобилей, особенно в тяжелых дорожных условиях при большой неравномерности вертикальных ускорений, предлагается использовать в качестве измерителей максимальные вертикальные ускорения z_m и, так называемый, коэффициент формы α , определяемый отношением максимального ускорения к среднему квадратичному его значению,

¹ Впервые эта методика была предложена И. Г. Пархилловским на семинаре по подвескам в 1959 г. (доклад «Приложение теории вероятностей к исследованию работы подвески автомобиля»).

По нашему мнению, оба эти параметра, как их определяет автор, практического значения не имеют и только вводят путаницу в известные факты.

Согласно приведенному выше определению плавности хода автомобиля в разработанной методике и как это предлагает О. К. Прутчиков [2], плавность хода экспериментально должна определяться в условиях длительного движения автомобиля с постоянными скоростями на различных участках дорог с равномерным износом.

При этих условиях во всех случаях, каков бы ни был износ, функция микропрофиля дороги будет случайной и стационарной, такой же будет и функция измеряемых вертикальных ускорений. Последнее показывает, что во всех случаях оценка плавности хода автомобиля должна проводиться единым образом независимо от степени износа дороги и что измерители оценки ускорений должны быть способны достаточно объективно статистически охарактеризовать эти функции.

Экспериментальные исследования, проведенные на некоторых автомобилях, показали, что амплитуды ускорений вертикальных колебаний подчиняются нормальному закону распределения вероятностей и, следовательно, они в этих случаях полностью определяются средней квадратичной ускорений. Максимальное ускорение, получаемое в результате такого эксперимента, является величиной случайной и поэтому не может служить объективным измерителем оценки данных ускорений.

Большая общая неравномерность ускорений, получаемая при испытаниях автомобиля в тяжелых дорожных условиях (не считая движение с частыми ударами об ограничители хода подвесок, поскольку такая езда в течение длительного времени вообще невозможна), приведет к увеличению дисперсии или, что то же, среднего квадратичного ускорения. Знание ускорения позволяет указать с вероятностью, близкой к единице, какими будут и максимальные ускорения.

Принято считать случайное событие практически невозможным, если вероятность его появления менее 0,007. Придерживаясь этого или другого подобного условия и предполагая, что вертикальные ускорения подчиняются нормальному закону распределения вероятностей со средним значением z_0 , близким к нулю, можно для определения возможного значения максимального вертикального ускорения z_m написать следующее, полученное теоретически, равенство:

$$z_m \approx 2,63z_{ск}$$

Если считать, что максимальное вертикальное ускорение z_m практически невозможно, если вероятность его появления менее 0,001, то

$$z_m \approx 3,32z_{ск}$$

Таким образом, можно утверждать с вероятностью, близкой к единице, что в случае нормального распределения максимальные ускорения примерно в 3 раза больше среднего квадратичного значения.

Эти теоретические соотношения хорошо подтверждаются проведенными нами испытаниями и многими другими испытаниями.

Так, например, в статье [2] на основе проведенных испытаний формулируются технические требования к плавности хода грузовых автомобилей общего назначения на малоизношенных дорогах следующим образом: «при движении автомобиля со среднеквадратичной высотой неровностей микропрофиля до 1,5 см среднеквадратичные значения вертикальных ускорений поддрессорной части¹ груженого автомобиля не должны превышать 7 м/сек², а максимальные 20 м/сек² при любой скорости вплоть до максимальной». Как видим, отношение указанных автором ускорений близко к трем.

В некоторых случаях указанное соотношение может нарушаться. Это произойдет тогда, когда закон распределения вероятностей ускорений будет существенно отличаться от нормального. Обусловливается это разными причинами. Например, в случае движения автомобиля в тяжелых дорожных условиях и с такой большой скоростью, когда происходят частые удары об ограничители хода подвески.

Такое явление может наблюдаться у всех автомобилей, но движения в течение длительного времени в этих условиях не будет происходить, и оценка плавности хода автомобиля не имеет смысла.

Важно другое — какова скорость автомобиля, при которой возникает такое явление, и как экспериментально ее определить.

Данная скорость имеет большое практическое значение: она

определяет подвижность и производительность автомобиля и поэтому в технических требованиях ее необходимо оговаривать особо. Необходимо только, чтобы эта скорость всегда была больше или равна предельной скорости, необходимой по динамике автомобиля в заданных дорожных условиях. В противном случае будут очевидны недостаточная динамическая емкость подвески и несоответствие ее параметров необходимым техническим требованиям. Для экспериментального определения предельной скорости можно задать минимальное число ударов об ограничители хода подвески, допускаемые при этой скорости на единицу пройденного пути.

Другими причинами существенного отклонения закона распределения вероятностей ускорений вертикальных колебаний от нормального могут быть нелинейность упругих характеристик и характеристика гашения колебаний подвесок автомобиля. Чтобы учесть возможные случаи в разработанной методике испытаний [1], в порядке накопления экспериментальных данных рекомендуется, помимо определения среднего квадратичного ускорения, строить для полноты оценки плавности хода кривую распределения вероятностей амплитуд вертикальных ускорений. Это позволит в дальнейшем уточнить как саму методику испытаний плавности хода автомобилей, так и более разумно подойти к выработке технических требований к плавности хода вновь проектируемых автомобилей.

Из сказанного выше вытекает и другое, что нецелесообразно использовать в качестве критерия неравномерности колебаний так называемый коэффициент формы ускорений вертикальных колебаний α , который как и максимальное ускорение будет величиной случайной.

Если обратиться к источнику [4], у которого заимствовано это понятие, то под коэффициентом формы кривой колебаний будет пониматься совершенно другая величина. Под коэффициентом формы понимается отношение среднего квадратичного кривой колебаний к среднему ее значению, что делает этот коэффициент не случайным, а статистически хорошо определяемой величиной.

Методика определения неравномерности колебаний вертикальных ускорений должна определяться спектральным составом этой функции, характеризующейся спектральной плотностью или ее функцией корреляции.

Применение этих величин или какой-либо другой величины, их заменяющей (но не α), должно быть результатом накопления соответствующего опыта и дальнейшего развития методики испытаний плавности хода автомобилей.

Технические требования к плавности хода автомобилей всегда должны быть тесно связаны со статистическими характеристиками микропрофиля дорог, поскольку измерители оценки плавности хода существенно зависят от указанных характеристик.

Задание характеристик микропрофиля только средней квадратичной величиной высот неровностей и наиболее вероятными размерами выбоин на дороге или оценка высот неровностей микропрофиля несколькими измерениями трехметровой рейкой не показательны и не полно характеризуют особенности микропрофиля.

Основной статистической характеристикой микропрофиля дороги является ее функция корреляции, определяющая как среднюю квадратичную высот неровностей дороги, так и ее спектральный состав, характеризующий спектральной плотностью. Именно эта статистическая характеристика должна учитываться в технических требованиях к плавности хода, если необходимо, чтобы данные требования были достаточно объективными.

Для экспериментальной проверки плавности хода автомобилей в методике [1], а также и в работе [2] указано, что следует выбирать несколько дорожных участков с различным типом и состоянием микропрофиля, пролегающих по ровной местности без заметных уклонов общей протяженностью 150—250 м. У выбранных участков дорог должен быть равномерный износ поверхности по всей длине.

Проведенные нами испытания в подобных условиях некоторых легковых автомобилей Горьковского автозавода показывают, что изменения дисперсии от скорости движения у каждого измерявшегося процесса подчиняются одной общей закономерности. Результаты испытаний, проведенных на разных типах дорог, отличаются только некоторыми постоянными коэффициентами, характеризующими тип и состояние микропрофиля дорог, на которых проводились испытания.

На рис. 1 показано, как изменяется дисперсия амплитуд относительных вертикальных колебаний кузова и колес задней подвески автомобиля ГАЗ-21 «Волга» в зависимости от скорости движения. Эти зависимости (сплошные линии) получены

¹ Следовало бы указать, где необходимо измерять эти ускорения.

длительными испытаниями автомобиля в естественных дорожных условиях и фиксации процесса с помощью электроимпульсных счетчиков [5]. Кривая 1 относится к асфальтированной дороге, кривая 2 — к булыжной, а кривая 3 — к выбитой проселочной дороге.

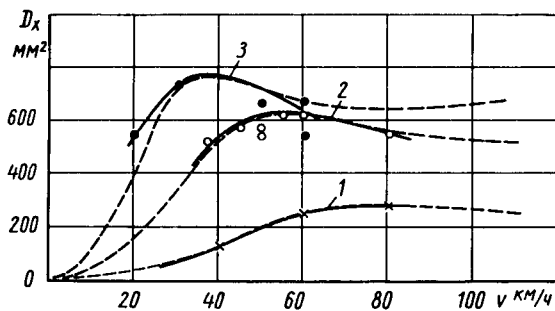


Рис. 1.

Несмотря на случайный характер распределения неровностей, на каждом микропрофиле дороги получилась четкая картина закона изменения дисперсии процесса от скорости движения автомобиля.

Проведенные теоретические исследования показывают, что все эти результаты, полученные после длительных испытаний, могут быть найдены теоретически (штриховые линии), если для всех типов дорог, на которых проводились испытания, взять один и тот же вид функции корреляции микропрофиля и менять только коэффициенты корреляций — дисперсию D_0 , частоту β и коэффициент α в зависимости от типа дороги [5].

То же самое подтверждается и другими испытаниями автомобилей, проведенными на Горьковском автозаводе. На рис. 2 приведены дисперсии ускорений вертикальных колебаний на задних сиденьях автомобилей ГАЗ-21 «Волга» и ГАЗ-13 «Чайка», полученные также длительными испытаниями на асфальтированной (кривые 1) и булыжной (кривые 2) дорогах. Из рисунка видно, что кривые зависят от того, как отличаются коэффициенты корреляций микропрофиля одной дороги от другой.

Если подобное еще подтвердится испытаниями других автомобилей различного типа, то это докажет, что нет необходимости проводить испытания по определению плавности хода автомобилей на различных типах дорог, можно ограничиться испытаниями только на одной дороге, характерной для эксплуатации данного типа автомобилей. Это значительно облегчит как методику проведения испытаний по определению плавности хода, так и выработку технических требований к эксплуатационному качеству автомобилей.

Задавая технические требования к плавности хода вновь проектируемых автомобилей, необходимо одновременно вооружить конструктора соответствующими методами расчета.

В настоящее время указанные методы расчета разработаны применительно к таким автомобилям, у которых можно предположить, что характеристики упругости и сопротивления амортизаторов подвески линейны. Однако, как известно, во многих случаях, особенно для грузовых автомобилей и автомобилей специального назначения, указанные характеристики нелинейны. Подобные методы расчета не только еще не разработаны, но такие задачи применительно к расчету автомобильной подвески не ставились. Замена действительных дорожных условий какой-либо единичной наиболее вероятной по длине и

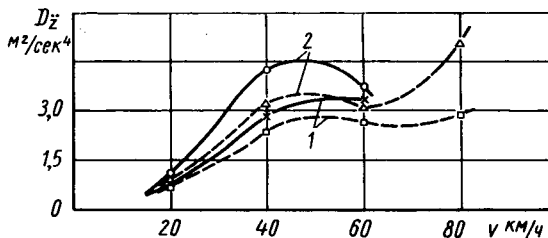


Рис. 2.

высоте неровностью синусоидной формы, не говоря уже о других необходимых упрощающих предположениях, делает этот расчет крайне условным и далеким от действительной работы автомобиля и его подвески.

Все сказанное выше приводит к выводу, что, хотя вопрос о выработке технических требований к плавности хода автомобилей и актуален, однако в настоящее время без накопления соответствующего опыта испытаний плавности хода автомобилей на основе объективных критериев оценки этого качества без накопления достаточно полных сведений о статистических характеристиках микропрофиля распространенных типов дорог и разработки соответствующих методов расчета решен быть не может.

ЛИТЕРАТУРА

1. Певзнер Я. М., Тихонов А. А. К вопросу об оценке плавности хода автомобилей. Труды НАМИ. Вып. 66. М. ОНТИ, 1964.
2. Прутчиков О. К. «Автомобильная промышленность», 1965, № 2.
3. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. М. Машгиз, 1960.
4. Иориш Ю. И. Измерение вибраций. М. Машгиз, 1956.
5. Пархилловский И. Г. «Автомобильная промышленность», 1961, № 10.

УВАЖАЕМЫЙ ТОВАРИЩ!

Продолжается подписка на журнал
«АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»
на 1966 г.

Подписка принимается без ограничения в пунктах подписки «Союзпечати», в почтамтах, городских, районных узлах и отделениях связи, а также у общественных распространителей печати. На отдельные номера журналов подписка принимается не позднее 1 числа предподписного месяца.

Журнал можно приобрести только по подписке!

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

Приближенный расчет внешней характеристики автомобильного четырехтактного карбюраторного двигателя

В. Д. МУРАВЬЕВ

Московский автозавод имени Лихачева

Для вывода полуэмпирической формулы, представляющей внешнюю характеристику карбюраторного четырехтактного двигателя, будем считать, что известны числа оборотов коленчатого вала, соответствующие максимальным значениям эффективной мощности и крутящего момента, а также значения максимальной мощности двигателя.

Зависимость мощности и крутящего момента от числа оборотов представим в виде

$$\left. \begin{aligned} M &= M_e (A + Bn^x + Cn^y); \\ N &= N_e (An + Bn^{x+1} + Cn^{y+1}), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где A, B, C — неизвестные коэффициенты;

x, y — неизвестные показатели;

M, N, n — текущие значения крутящего момента, эффективной мощности и числа оборотов;

N_e, M_e — максимальная мощность двигателя и соответствующее ей значение крутящего момента.

В точке максимальной мощности имеем

$$\left. \begin{aligned} \frac{dN}{dn} = 0; \quad A + (x+1)Bn_e^x + (y+1)Cn_e^y = 0; \\ M = M_e; \quad A + Bn_e^x + Cn_e^y = 1, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где n_e — число оборотов, соответствующее максимальной мощности двигателя.

В точке максимального крутящего момента имеем

$$\frac{dM}{dn} = 0 \quad \text{и} \quad xBn_M^{x-1} + yCn_M^{y-1} = 0, \quad (3)$$

где n_M — число оборотов, соответствующее максимальному крутящему моменту.

Решив совместно уравнения (2) и (3), получим

$$\frac{M}{M_e} = \frac{1}{1 - \left(\frac{n_M}{n_e}\right)^{y-x}} \left[\left(1 - \frac{1}{y}\right) - \left(1 - \frac{1}{x}\right) \times \right. \quad (4)$$

$$\left. \times \left(\frac{n_M}{n_e}\right)^{y-x} + \frac{1}{x} \left(\frac{n_M}{n_e}\right)^{y-x} \cdot \left(\frac{n}{n_e}\right)^x - \frac{1}{y} \left(\frac{n}{n_e}\right)^y \right].$$

Для нахождения неизвестных показателей x и y решим уравнение (4) с учетом реальных скоростных характеристик автомобильных четырехтактных карбюраторных двигателей.

Такие характеристики для двигателей с различным максимальным числом оборотов показаны на рис. 1 в виде зависимости

$$\frac{M}{M_e} = f\left(\frac{n}{n_e}\right).$$

Эти характеристики имеют различные значения отношения $\frac{n_M}{n_e}$, что дает возможность определить неизвестные показатели x и y с помощью следующего искусственного приема.

Допустим, что имеются четыре осредненные скоростные характеристики, построенные для четырех групп двигателей, имеющих различные отношения $\frac{n_M}{n_e}$. Обозначим эти характеристики соответственно индексами a, b, c, d . На каждой из этих

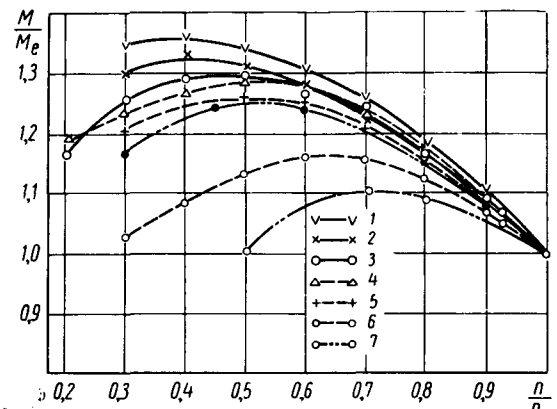


Рис. 1. Характеристики крутящего момента автомобильных двигателей:

1 — Форд 9 л; 2 — ЗИЛ-164; 3 — ЗИЛ-110; 4 — Ле Рио; 5 — ЗИЛ-130; 6 — Форд 5,5 л; 7 — Порше.

характеристик возьмем две точки 1 и 2. Для каждой из характеристик можно, используя формулу (4), написать

$$\frac{M_{1a} - M_{2a}}{M_{ae}} \left[1 - \left(\frac{n_M}{n_e}\right)_a^{y-x} \right] = \frac{1}{x} \left(\frac{n_M}{n_e}\right)_a^{y-x} \times \left[\left(\frac{n_{1a}}{n_{ae}}\right)^x - \left(\frac{n_{2a}}{n_{ae}}\right)^x \right] - \frac{1}{y} \left[\left(\frac{n_{1a}}{n_{ae}}\right)^y - \left(\frac{n_{2a}}{n_{ae}}\right)^y \right]; \quad (5)$$

$$\frac{M_{1b} - M_{2b}}{M_{be}} \left[1 - \left(\frac{n_M}{n_e}\right)_b^{y-x} \right] = \frac{1}{x} \left(\frac{n_M}{n_e}\right)_b^{y-x} \times \left[\left(\frac{n_{1b}}{n_{be}}\right)^x - \left(\frac{n_{2b}}{n_{be}}\right)^x \right] - \frac{1}{y} \left[\left(\frac{n_{1b}}{n_{be}}\right)^y - \left(\frac{n_{2b}}{n_{be}}\right)^y \right] \quad (6)$$

и т. д.

Выбрав

$$\frac{n_{1a}}{n_{ae}} = \frac{n_{1b}}{n_{be}} = \frac{n_{1c}}{n_{ce}} = \frac{n_{1d}}{n_{de}} = k_1; \quad (7)$$

$$\frac{n_{2a}}{n_{ae}} = \frac{n_{2b}}{n_{be}} = \frac{n_{2c}}{n_{ce}} = \frac{n_{2d}}{n_{de}} = k_2 \quad (8)$$

и вычтя поочередно полученные уравнения, будем иметь

$$\frac{M_{1a} - M_{2a}}{M_{ae}} \left[1 - \left(\frac{n_M}{n_e} \right)_a^{y-x} \right] - \frac{M_{1b} - M_{2b}}{M_{be}} \left[1 - \left(\frac{n_M}{n_e} \right)_b^{y-x} \right] = \frac{1}{x} (k_1^x - k_2^x) \times \left[\left(\frac{n_M}{n_e} \right)_a^{y-x} - \left(\frac{n_M}{n_e} \right)_b^{y-x} \right]; \quad (9)$$

$$\frac{M_{1c} - M_{2c}}{M_{ce}} \left[1 - \left(\frac{n_M}{n_e} \right)_c^{y-x} \right] - \frac{M_{1d} - M_{2d}}{M_{de}} \left[1 - \left(\frac{n_M}{n_e} \right)_d^{y-x} \right] = \frac{1}{x} (k_1^x - k_2^x) \left[\left(\frac{n_M}{n_e} \right)_c^{y-x} - \left(\frac{n_M}{n_e} \right)_d^{y-x} \right]. \quad (10)$$

Разделив уравнение (9) на уравнение (10), получим окончательно

$$\frac{\frac{M_{1a} - M_{2a}}{M_{ae}} \left[1 - \left(\frac{n_M}{n_e} \right)_a^{y-x} \right] - \frac{M_{1b} - M_{2b}}{M_{be}} \left[1 - \left(\frac{n_M}{n_e} \right)_b^{y-x} \right]}{\frac{M_{1c} - M_{2c}}{M_{ce}} \left[1 - \left(\frac{n_M}{n_e} \right)_c^{y-x} \right] - \frac{M_{1d} - M_{2d}}{M_{de}} \left[1 - \left(\frac{n_M}{n_e} \right)_d^{y-x} \right]} = \frac{\left(\frac{n_M}{n_e} \right)_a^{y-x} - \left(\frac{n_M}{n_e} \right)_b^{y-x}}{\left(\frac{n_M}{n_e} \right)_c^{y-x} - \left(\frac{n_M}{n_e} \right)_d^{y-x}}. \quad (11)$$

Используя данные рис. 1, можно найти численное решение уравнения (11). Проведя необходимые вычисления, получаем значения x и y . С точностью до целого числа они оказались равными: $y=2$, $x=1$. Подставим значения y и x в уравнение (4):

$$\frac{M}{M_e} = \frac{1}{1 - \frac{n_M}{n_e}} \left[\frac{3}{2} - 2 \left(\frac{n_M}{n_e} \right) + \frac{n_M}{n_e} \left(\frac{n}{n_e} \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{n}{n_e} \right)^2 \right]. \quad (12)$$

Это почти полностью совпадает с одной из формул, предложенных Ф. Д. Хлыстовым¹.

Для определения эффективной мощности двигателя будем иметь

$$\frac{N}{N_e} = \frac{\frac{n}{n_e}}{1 - \frac{n_M}{n_e}} \left[\frac{3}{2} - 2 \left(\frac{n_M}{n_e} \right) + \frac{n_M}{n_e} \left(\frac{n}{n_e} \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{n}{n_e} \right)^2 \right]. \quad (13)$$

Из формулы (12) можно установить зависимость важного для оценки динамических качеств двигателя коэффициента приспособляемости $\frac{M_{max}}{M_e}$ от отношения $\frac{n_M}{n_e}$:

$$\frac{M_{max}}{M_e} = \frac{3}{2} - \frac{1}{2} \frac{n_M}{n_e}. \quad (14)$$

На рис. 2 показаны фактические соотношения между $\frac{M_{max}}{M_e}$

и $\frac{n_M}{n_e}$ для большого числа автомобильных карбюраторных двигателей различного конструктивного исполнения. Несмотря на естественный в этом случае разброс точек (данные для построения рис. 2 взяты из различных источников), зависимость (14) соблюдается достаточно хорошо.

¹ Хлыстов Ф. Л. Тяговые расчеты гусеничных и колесных машин. ОНТИ, 1937.

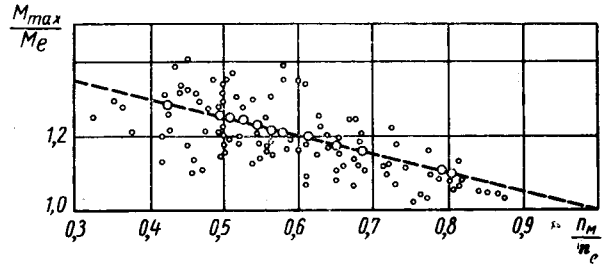


Рис. 2. Соотношение между $\frac{n_M}{n_e}$ и коэффициентом приспособляемости $\frac{M_{max}}{M_e}$ для автомобильных двигателей.

Практически использовать формулы (12) и (13) для расчетов можно только в том случае, если известна зависимость $\frac{n_M}{n_e}$ от максимального числа оборотов n_e . Такую зависимость

можно получить, обработав данные, приведенные на рис. 3. Результаты обработки нанесены на рис. 1 в виде штриховых линий. Искомая зависимость выражается формулой

$$\frac{n_M}{n_e} = k n_e^{0,2}. \quad (15)$$

Для нижнеклапанных двигателей, а также для некоторых верхнеклапанных двигателей, имеющих карбюраторы с переменным диффузором (например, типа Su), $k=0,075 \div 0,10$; для большинства современных верхнеклапанных двигателей

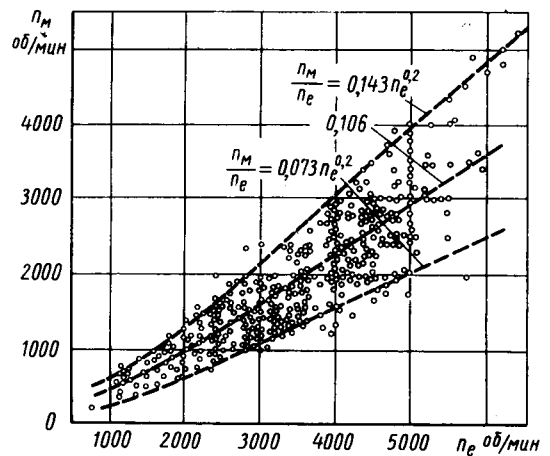


Рис. 3. Соотношение между числами оборотов максимальной мощности и максимального момента для карбюраторных двигателей.

легковых и грузовых автомобилей с двухкамерным и многокамерными карбюраторами $k=0,10 \div 0,125$, а для форсированных двигателей спортивных и гоночных автомобилей с многокарбюраторными системами или впрыском топлива $k=0,125 \div 0,10$.

С учетом формулы (15) можно получить окончательные формулы для расчета скоростной характеристики двигателя:

$$M = \frac{M_e}{1 - kn_e^{0,2}} \left[\frac{3}{2} - 2kn_e^{0,2} + kn_e^{0,2} \left(\frac{n}{n_e} \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{n}{n_e} \right)^2 \right];$$

$$N = \frac{N_e}{1 - kn_e^{0,2}} \left[\left(\frac{3}{2} - 2kn_e^{0,2} \right) \frac{n}{n_e} + kn_e^{0,2} \left(\frac{n}{n_e} \right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{n}{n_e} \right)^3 \right]. \quad (17)$$

Поскольку величина k задается с точностью 0,025 для каждого типа двигателей, производится оценка погрешности, вносимой этим в формулу (16). Обозначим $B = kn_e^{0,2}$, тогда

$$\frac{dM}{dB} = -M_e \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \frac{n}{n_e}}{1 - B} \right)^2$$

или

$$\frac{\Delta M}{M_e} = -\frac{\Delta B}{2} \left(\frac{1 - \frac{n}{n_e}}{1 - B} \right)^2. \quad (18)$$

Подставив в уравнение (18) $\Delta B = \Delta kn_e^{0,2} = 0,0125n_e^{0,2}$, будем иметь

$$\frac{\Delta M}{M_e} = 0,0125n_e^{0,2} \left(\frac{1 - \frac{n}{n_e}}{1 - B} \right)^2. \quad (19)$$

Из выражения (19) следует, что в точке максимального крутящего момента, т. е. при $n = n_m$

$$\frac{\Delta M}{M_e} = -0,0125n_e^{0,2}. \quad (20)$$

Для двигателей с быстроходностью не выше 7000 об/мин погрешность не превышает 7,5% от значения крутящего момента в точке максимальной мощности.

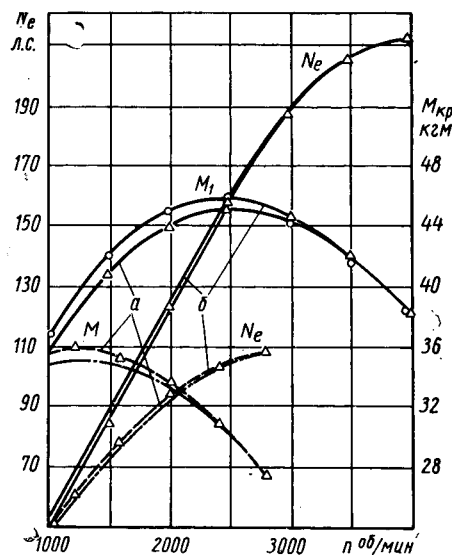


Рис. 4. Расчетные и действительные скоростные характеристики двигателей (сплошные линии — ЗИЛ-111; штриховые — ЗИЛ-157К):

a — расчетные; b — фактические.

На рис. 4 сопоставлены скоростные характеристики некоторых отечественных автомобильных двигателей, полученные при испытаниях на стенде и рассчитанные по формулам (16) и (17). Совпадение характеристик достаточно хорошее.

УДК 629.113.001.4

Результаты испытаний автомобилей КраЗ с новым четырехтактным дизелем ЯМЗ-238

М. И. РЕЦКЕР

НАМИ

ЯРОСЛАВСКИЙ моторный завод начал серийный выпуск восьмицилиндрового дизеля ЯМЗ-238, второй модели четырехтактного семейства двигателей, предназначенной для автомобилей КраЗ.

Дизель ЯМЗ-238 четырехтактный с непосредственным впрыском имеет однополостную камеру в виде торондальной выемки в поршне. Восемь цилиндров расположены V-образно по четыре в ряд под углом 90°, с порядком работы 1—5—4—2—6—3—7—8. Диаметр цилиндров 130 мм, ход поршня 140 мм. Рабочий объем всех цилиндров 14,85 л, степень сжатия 16,5. Номинальная мощность дизеля 240 л. с. при 2100 об/мин, а максимальный крутящий момент 90 кгм при числе оборотов не более 1500 в минуту. Минимальное число оборотов холостого хода 500⁺⁵⁰ в минуту, а максимальное число оборотов холостого хода 2275 в минуту, минимальный удельный расход топлива по скоростной характеристике 175 г/л.с.ч.

Система подачи топлива раздельная; топливopодкачивающий насос поршневого типа; насос высокого давления восьми-плунжерный со всережимным регулятором и автоматической муфтой изменения угла опережения впрыска центробежного типа. Диаметр плунжера насоса 9 мм. Установочный угол опережения впрыска 16—20° до в.м.т. Центробежный регулятор

оборудован устройством, автоматически обеспечивающим увеличенную подачу топлива при пуске. Форсунка закрытого типа, с четырехдырчатом фиксированным распылителем. Давление в начале подъема иглы распылителя 150 кг/см².

Система смазки двигателя смешанная; давление масла в системе поддерживается от 5 до 7 кг/см². Емкость масляной системы 26 л.

Система охлаждения жидкостная, закрытого типа с принудительной циркуляцией охлаждающей жидкости. Емкость системы охлаждения около 30 л.

Пуск двигателя осуществляется электростартером СТ-103; питание от двух аккумуляторных батарей 6ТСТ-165 ЭМС.

Вес двигателя в незаправленном состоянии без оборудования и воздухоочистителя 995 кг. Длина двигателя 1245 мм, ширина 1006 мм и высота (с воздухоочистителем) 1245 мм.

Топливо дизельное по ГОСТу 4749-49, масло дизельное ДП-8 или ДП-11 (ГОСТ 5304-54) с присадкой ЦИАТИМ-339 или дизельное (ГОСТ 305-62), но тогда обязательно дизельное масло с 6%-ной присадкой ВНИИ НП-360.

На рис. 1 приведены скоростные характеристики дизеля ЯМЗ-238 при давлении $B_0 = 751,6$ мм рт. ст. в начале испытаний (a) и $B_0 = 735$ мм рт. ст. в конце (b) испытаний.

Из приведенных скоростных характеристик до и после 600-часовых стендовых испытаний дизеля ЯМЗ-238 на на-

¹ Чернышев Г. Д. «Автомобильная промышленность», 1961, № 11.

дежность по ГОСТу 491-55 видно, что двигатель за время испытаний практически не изменил своих показателей.

С целью получения необходимых данных о работе автомобилей КраЗ с новым дизелем ЯМЗ-238, на шасси автомобилей были смонтированы четыре двигателя, три на бортовые автомобили типа КраЗ-219 (с двигателями 238 — КраЗ-257) и один на самосвал типа КраЗ-222 (с двигателем ЯМЗ-238 — КраЗ-256).

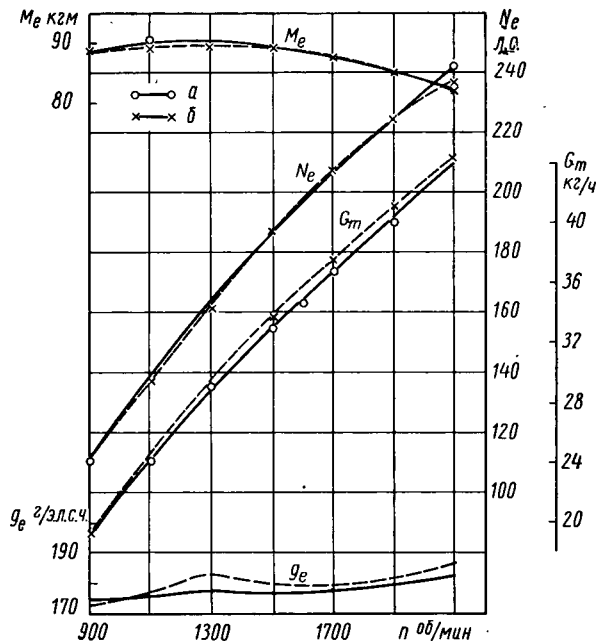


Рис. 1.

Для получения сравнительных данных параллельно автомобилям с новыми двигателями ЯМЗ-238 испытывались по одному серийному автомобилю: бортовой КраЗ-219 и самосвал КраЗ-222 с двухтактным дизелем ЯАЗ-206А.

Экономические качества автомобилей КраЗ с новым двигателем ЯМЗ-238 оценивались по снятым экономическим характеристикам, заездам с постоянной и переменной скоростью движения, результатам пробеговых испытаний по различным дорогам и данным, полученным во время работы в автобазе Мосавтотранса (по бортовым автомобилям) и длительной работой в карьерах Криворожского рудоуправления (самосвалов).

На рис. 2 нанесены экономические характеристики, снятые в начале (штриховые линии) и в конце (сплошные линии) испытаний автомобилей КраЗ-257 и КраЗ-219 (с двигателем ЯАЗ-206А) в двух весовых состояниях с полезной нагрузкой в

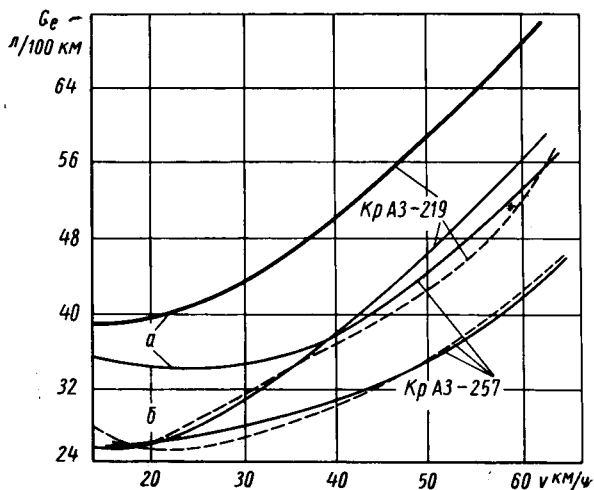


Рис. 2.

кузове 12 т (а) и с прицепом общим весом 15 т (б). Характеристики сняты дважды после пробега 5000 и 27 000 км.

Полученные данные показывают, что бортовой автомобиль КраЗ-257 имеет значительно лучшую экономическую характеристику, расходы в зависимости от скорости движения составляют 25—46 л/100 км , а у автомобиля КраЗ-219 с серийным двигателем — 26—58 л/100 км . Расходы топлива у автопоезда (грузеный автомобиль с прицепом) колеблются в пределах 34—54 л/100 км с автомобилем КраЗ-257 и 39—70 л/100 км у автопоезда с автомобилем КраЗ-219.

Расход топлива снижается на 4—16 л/100 км (15—30%) в зависимости от скорости движения.

На рис. 3 изображены экономические характеристики самосвала КраЗ-256 и стандартного самосвала КраЗ-222 в нача-

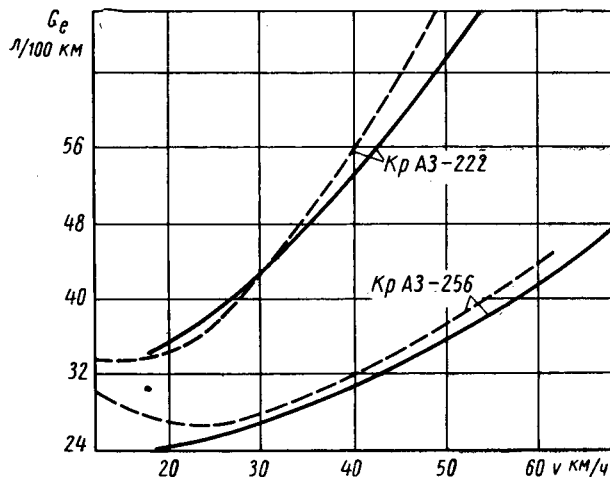


Рис. 3.

ле (сплошные линии) и в конце (штриховые линии) испытаний. Необходимо отметить, что у самосвала КраЗ-256 изменено передаточное число заднего моста с $i_0=8,21$ на $i_0=6,96$.

Таблица 1

Параметры	Бортовые автомобили		Самосвалы	
	с дизелем ЯМЗ-238	с дизелем ЯАЗ-М206А	с дизелем ЯМЗ-238	с дизелем ЯАЗ-М206А
Расход топлива в л/100 км при: заезде с заданной скоростью движения:				
40 км/ч	31,4*	42,0**	42,1*	56,0**
50 км/ч	37,4	49,5	46,8	62,2
смешанном режиме движения по асфальтированному шоссе ($v_{\text{ср}} = 50 \text{ км/ч}$)	49,8	62,0	60,0	72,6
движении по булыжному шоссе ($v_{\text{ср}} = 50 \text{ км/ч}$)	49,8	62,0	60,0	72,6
движении по грунтовой дороге ($v_{\text{ср}} = 50 \text{ км/ч}$)	52,5	61,0	62,5	71,0
движении по горным дорогам Крыма:				
„Рыбачье — Танковая балка — Рыбачье“	80,8	—	100,0	—
„Алушта — Симферополь“	92,4	—	116,2	—
„Алушта — Перевальное“	155,0	—	191,0	—
движении в городских условиях ($v_{\text{ср}} = 23 \text{ км/ч}$)	58,4	78,8	70,7	92,2
работе в эксплуатационных условиях (бортовых автомобилей в автобазе, самосвалов в карьере)	43,6	58,6	55,3	71,3
			96,0	123,0

* Нагрузка 12 т (для всего столбца).
 ** Нагрузка 12 т и прицепом 15 т (для всего столбца).
 *** Нагрузка 10 т (для всего столбца).

Из полученных данных видно, что у самосвала КраЗ-256 расходы топлива снижаются на 8—30 л/100 км, или на 30—80%, по сравнению с расходом топлива самосвала КраЗ-222.

Наибольший процент экономии (20—40%) получается у бортового автомобиля КраЗ-257. При работе автопоезда или автомобиля самосвала экономия достигает 20—25% (табл. 1).

Динамические качества автомобилей КраЗ-257 оценивались по специальным измерениям, а также по средним скоростям движения на различных дорогах, в различных весовых состояниях в сравнении с автомобилями, оборудованными стандартными двигателями ЯАЗ-М206А.

В табл. 2 приведены данные измерений специальных динамических параметров, проведенных дважды после 5000 и 25 000 км.

Анализ полученных данных показывает, что «динамика» автомобилей КраЗ с новым двигателем ЯМЗ-238 лучше, чем со стандартным двигателем ЯАЗ-М206А.

Разница во времени разгона у бортовых автомобилей при полезной нагрузке 12 т достигает 7—8 сек (10%) и при работе с прицепом 7—11 сек (12—14%).

У самосвала с дизелем ЯМЗ-238 эта разница несколько выше (8—15 сек или 18—20%).

Максимальные скорости автомобилей КраЗ с новым дизелем ЯМЗ-238 зависят от передаточных чисел, принятых в редукторе заднего моста. Однако полученные данные показывают, что даже при одинаковых передаточных числах автомобили со стандартным дизелем ЯАЗ-М206А при работе с прицепом имеют максимальную скорость, ограничиваемую запасом мощ-

ности двигателя, чего нет у автомобиля с дизелем ЯМЗ-238, где максимальная скорость ограничивается регулятором числа оборотов.

В целях получения данных по сравнительной оценке способностей к преодолению подъемов автомобиля с новым дизелем ЯМЗ-238 и стандартным дизелем ЯАЗ-М206А были проведены сравнительные измерения на подъеме 4° (7%). Измерения показали, что с полезной нагрузкой 12 т (полный вес автомобиля 23 т) подъемы преодолеваются: автомобилем КраЗ-257 на III повышающей передаче, автомобилем КраЗ-219 на III понижающей передаче. Автомобиль КраЗ-257 тот же подъем с грузом и прицепом полным весом 38,0 т преодолевает на II повышающей и III понижающей передачах, а автомобиль КраЗ-219 — на I повышающей и II понижающей передачах.

Оценка производительности автомобилей как бортовых, так и самосвалов проверена на конкретной работе.

Бортовые автомобили работали в одной из автобаз Москвы по перевозке различных грузов, являющихся плановыми для автомобилей этой автобазы.

Автомобили-самосвалы работали в одном из карьеров Криворожья по перевозке породы и руды.

Результаты работы бортовых автомобилей приведены в табл. 3.

Таблица 3

Марка автомобиля	Состояние автомобиля	Период испытаний			Работа автомобиля с грузом			
		Путь в км	Средняя скорость в км/ч	Расход топлива в л/100 км	Путь в км	Перевезенный груз в т	Продолженная работа в т·км	Расход топлива в л/100 км и в л/т
КраЗ-257	Без прицепа	2055	33,1	43,4	872	242	9 420	4,38
КраЗ-219	То же	1730	29,7	55,3	778	331	8 856	5,89
КраЗ-257	С прицепом	2210	30,0	58,6	944	400	20 544	3,05
КраЗ-219	То же	1517	26,6	71,3	816	631	18 810	3,60

Таблица 2

Марка автомобиля	Весовое состояние	Период испытаний	Путь пробега в км	Время прохождения в сек		Максимальная скорость в км/ч
				500 м	1000 м	
КраЗ-257	С грузом 12 т	В начале испытаний В конце испытаний	764	42,4	70,2	66,0
			887	44,9	72,2	66,2
КраЗ-257	С грузом 12 т и прицепом 15 т	В начале испытаний В конце испытаний	—	52,4	84,9	65,0
			—	53,4	85,2	65,3
КраЗ-219	С грузом 12 т	В начале испытаний В конце испытаний	795	47,0	76,5	64,0
			905	51,2	82,4	63,0
КраЗ-219	С грузом 12 т и прицепом 15 т	В начале испытаний В конце испытаний	—	58,5	95,5	62,0
			—	60,5	97,2	61,5
КраЗ-257 № 1 (передаточное число заднего моста 6,96)	С грузом 12 т и прицепом 15 т	В конце испытаний То же	821	46,2	73,3	74,4
			—	55,3	79,2	66,8
КраЗ-257 № 2 (передаточное число заднего моста 8,21)	С грузом 12 т С грузом 12 т и прицепом 15 т	В конце испытаний То же	766	47,8	76,0	66,2
			—	55,8	79,3	68,2
КраЗ-256	С грузом 10 т	В начале испытаний В конце испытаний	682	43,5	70,8	65,8
			743	45,0	72,0	64,8
КраЗ-222	С грузом 10 т	В начале испытаний В конце испытаний	705	51,5	84,3	53,8
			777	54,3	88,9	49,8

Полученные данные показывают, что производительность автомобиля КраЗ с новым дизелем ЯМЗ-238 возросла на 10—13% при работе без прицепа и на 10—11% при работе с прицепом; средние скорости возросли на 13%, а расходы топлива уменьшились на 17—22%. Удельный расход топлива, отнесенный на 1 т·км, снизился на 18—34%.

В табл. 4 приведены данные по автомобилям-самосвалам. Из таблицы видно, что автомобиль КраЗ-256, перевоза в смену практически одинаковое количество груза и сделал за период работы в карьере равный пробег со сравниваемым самосвалом КраЗ-222, сэкономил 10% моточасов работы двигателя за счет движения на более высоких передачах, имея более высокие средние скорости движения, а также сэкономил за весь период работы почти 3000 л (30%) дизельного топлива.

Таблица 4

Эксплуатационные показатели	Автомобиль	
	КраЗ-256	КраЗ-222
Количество отработанных смен	143	146
Общий пробег в км	11 007	11 001
Среднесменный пробег в км	77,0	75,4
Коэффициент использования грузоподъемности	0,42	0,42
Работа двигателя в ч	699	766
Работа двигателя во время движения в ч	533	612
Среднетехническая скорость в км/ч	20,6	18,0
Общий расход топлива в л	10 552	13 533
Расход топлива в л/100 км	95,8	123,0
Расход масла в % к топливу	0,42	0,5
Количество перевезенного груза в т	33 510	33 620

Полученные данные свидетельствуют о том, что замена на автомобилях КраЗ двухтактного дизеля ЯАЗ-М206А более мощным четырехтактным дизелем ЯМЗ-238 дает значительное увеличение производительности этих автомобилей и большую экономию топлива.

Методы определения количества воздуха в масле

Б. Г. РОХЛЕНКО

Уральский автозавод

ОСНОВНЫМИ показателями, по которым определяют рабочие качества масел, являются вязкость, наличие механических примесей, зольность и т. д. Однако в некоторых случаях при сохранении всех этих показателей в нормальных пределах масла теряют свои рабочие свойства. Это происходит, в частности, при их вспенивании. Из заводской практики известно, что вспененное масло теряет свои закалочные свойства: турбинное — охлаждающие, трансформаторное — изоляционные.

Кроме того, при энергичном вспенивании масла окисляются с образованием органических кислот, что увеличивает их коррозионную агрессивность и ухудшает качества.

В двигателях с центробежными маслоочистителями масло на выходе из жиклеров этих очистителей интенсивно перемешивается с воздухом и, стекая в картер, не успевает от него полностью освободиться. Мелкие пузырьки воздуха, оставшиеся в масле, попадают в подшипники и делают возможным разрыв масляной пленки, что также может вызвать местный перегрев подшипников коленчатого вала и их выкрашивание.

Возможно, что именно количество воздуха в масле определяет работоспособность подшипников в двигателях, работающих с центробежными маслоочистителями.

Простейший способ определения количества воздуха в масле следующий. Из магистрали подшипников масло набирают в мензурку, дают ему отстояться и, отиося разность первоначального и полученного объемов к первоначальному, получают процент содержания воздуха в масле.

Этот способ обладает существенными недостатками. Трудно определять содержание воздуха в масле при больших оборотах коленчатого вала, так как давление масла в магистрали достигает $4-5 \text{ кг/см}^2$. Для взятия пробы приходится снижать обороты до получения давления $1,5-2 \text{ кг/см}^2$, но при этом содержание воздуха в масле падает из-за менее интенсивного перемешивания масла с воздухом в двигателе.

Постановка редукционного клапана делает возможным взятие пробы и на больших оборотах, но в этом случае так же, как и в первом, воздух интенсивно выделяется из струи и из масла, находящегося в мензурке. Ошибка в измерении для данного способа составляет 50—60%.

В лабораториях двигателей Уральского автозавода сконструирован и опробован прибор для определения количества воздуха в масле.

Прибор (рис. 1) состоит из следующих основных частей: цилиндра 1, верхней 2 и нижней 3 крышек и винта 4. В верхней крышке цилиндра установлены впускной и выпускной краны и клапан 5 для выпуска воздуха. На нижней крышке расположен шкала отсчета 6. Отсчет ведется в процентах количества воздуха в масле.

Прибор работает следующим образом. Один из кранов сообщается с магистралью подшипников, другой — с картером двигателя. Когда поршень находится в верхнем положении, открываются оба крана, масло из магистрали подшипников

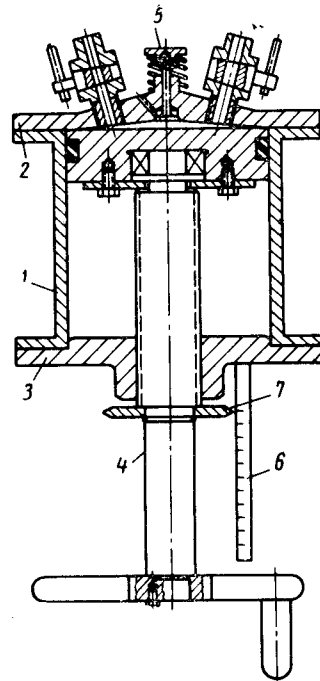


Рис. 1.

идет через прибор на слив в картер двигателя, а поршень быстрым вращением винта опускается вниз. После опускания поршня закрываются сначала впускной, а затем выпускной краны. После выдержки 5—10 мин открывается клапан выпуска воздуха и одновременно поршень поднимается вверх до тех пор, пока из контрольного отверстия не появится масло. Затем по шкале и указателю 7 можно определить процент содержания воздуха в масле.

По сравнению с предыду-

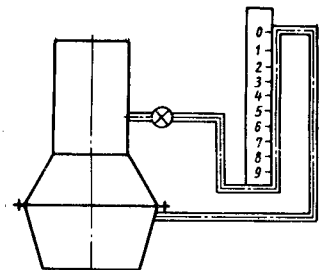


Рис. 2.

щим этот способ имеет большую точность и дает примерно в 2 раза больший процент воздуха, но все-таки и он не дает возможности определять истинное количество воздуха в масле по следующей причине: при опускании поршня (на опускание требуется не менее 5 сек) часть воздуха выделяется из масла и выходит с излишками масла в картер. Поэтому точность прибора недостаточна: ошибка в измерении составляет 15—20%.

Несмотря на перечисленные недостатки, прибор повышает точность эксперимента, он достаточно прост, безопасен и удобен в работе.

Для более точных измерений рекомендуется третий способ, который заключается в том, что масло из магистрали подшипников пропускается через U-образную трубку (рис. 2).

Закрыв доступ масла в трубку краном, дают выдержку 5—10 мин и по уровню масла отсчитывают процент содержания воздуха в масле. Ошибка в измерении составляет ~5%. Прибор прост и удобен в эксплуатации. Недостатком прибора является наличие хрупкой стеклянной трубки.

Тяговый расчет автомобиля при переменном режиме движения

Канд. техн. наук А. Ф. НЕФЕДОВ
Львовский политехнический институт

ОБЩЕЕ дифференциальное уравнение движения автомобиля при переменном и постоянном положении дроссельной заслонки с учетом кривизны продольного профиля дороги и влияния скорости на коэффициент сопротивления качению позволяет производить тяговые расчеты автомобилей с учетом реальных условий движения и процессов, характеризующих при этом работу двигателя.

В общем случае при движении автомобиля по криволинейному профилю, выполненному по дуге круга, с учетом линейной зависимости коэффициента сопротивления качению от скорости $f = f' + f_0 v$, уравнение баланса сил запишется следующим образом:

$$G_a (f' \pm i_0) \pm G_a \frac{S}{R} + G_a f_0 v + kFv^2 + \delta v' \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{df} + \sum J_k \frac{1}{r_k} \cdot \frac{d\omega_k}{dt} = P_k, \quad (1)$$

где G_a — полный вес автомобиля в кг;
 i_0 — тангенс угла наклона прямолинейного участка дороги, предшествующего данной кривой;
 S — пройденное автомобилем расстояние по кривой (принято равным расстоянию по горизонтали от начала кривой до центра тяжести автомобиля) в м; при движении по выпуклой кривой перед членом $G_a \frac{S}{R}$ берется знак «—», а при движении по вогнутой кривой знак «+» [1];
 R — радиус кривой в м;
 kF — фактор обтекаемости автомобиля в $кгсек^2/м^2$;
 $\delta v'$ — коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс трансмиссии автомобиля;
 $\frac{g}{dt}$ — ускорение силы тяжести в $м/сек^2$;
 $\frac{dv}{dt}$ — ускорения автомобиля в $м/сек^2$;
 $\sum J_k$ — момент инерции колес в $кгмсек^2$;
 r_k — радиус колеса с учетом деформации шины в м;
 $\frac{d\omega_k}{dt}$ — угловое ускорение колес в $1/сек^2$;
 P_k — движущая (тяговая) сила на ведущих колесах автомобиля в кг;
 v — скорость движения в $м/сек$.

Левая часть уравнения (1) представляет собой сумму сил сопротивления движению. Ее состав зависит от характера продольного профиля дороги (при движении по прямой второй член равен нулю), типа шин и скорости движения (при скорости менее 50 км/ч и для шин высокого давления третий член равен нулю), а также вида движения (установившееся или переменное). В свою очередь, вид движения определяет вид уравнения и способ его решения.

При движении с постоянной скоростью (установившееся движение) два последних члена левой части уравнения (1) равны нулю. Поэтому можно написать

$$G_a (f' \pm i_0) \pm G_a \frac{S}{R} + G_a f_0 v + kFv^2 = P_k = M \frac{i_m}{r_k} \eta_m = 75 \frac{N}{v} \eta_m \quad (2)$$

или

$$N_0 \pm \frac{GSv}{75R \eta_m} = N, \quad (2')$$

где M — крутящий момент, развиваемый двигателем при оборотах, соответствующих скорости v , в $кгм$;
 N — мощность двигателя при тех же оборотах в л.с.;
 i_m — общее передаточное число трансмиссии;
 η_m — механический к.п.д. трансмиссии;
 N_0 — мощность, необходимая для движения со скоростью v на прямолинейном участке, предшествующем данной кривой.

Из уравнения (2') следует, что в каждый данный момент движения по кривой двигатель развивает мощность, равную той, которую он имел в момент вхождения на кривую, минус или плюс (в зависимости от вида движения) некоторое приращение мощности ΔN .

Таким образом, для обеспечения движения по кривой с заданной постоянной скоростью v двигатель должен обладать способностью изменять мощность с определенной интенсивностью, а именно $\mp \frac{G_a v^2}{75R \eta_m}$ л.с./сек.

Если двигатель не в состоянии обеспечить в процессе открытия дроссельной заслонки необходимой интенсивности нарастания мощности, то движение по вогнутой кривой радиусом R с заданной скоростью v невозможно. Аналогично, если он не в состоянии обеспечить в процессе закрытия дроссельной заслонки необходимой интенсивности снижения мощности, то движение по выпуклой кривой радиусом R с заданной скоростью v может происходить только с применением тормозов.

Максимально возможная интенсивность нарастания мощности (обозначим ее N_{np}), обеспечиваемая данным двигателем в процессе открытия дроссельной заслонки при постоянных числах оборотов, характеризует его приемистость по нагрузке. Этот показатель количественно характеризует совокупную способность всех систем двигателя, обеспечивающих его работу (питание топливом и воздухом, зажигание, выпуск, газораспределение и охлаждение), поддерживая нормальное протекание рабочего процесса при открытии дроссельной заслонки. Необходимость его использования как важнейшей характеристики двигателя вытекает не только из рассмотрения процесса движения автомобиля по кривой, но также из анализа работы двигателя на неустановившихся режимах [2].

Существует такая скорость открывания дроссельной заслонки (она называется оптимальной), при которой еще поддерживается почти нормальное протекание рабочего процесса. Следовательно, под оптимальной скоростью открывания дроссельной заслонки понимается такая скорость, при которой достигается максимальная интенсивность нарастания мощности N_{np} . Поэтому, стремясь произвести разгон автомобиля с максимально возможной интенсивностью, водитель, сообразуясь с особенностями данного двигателя и собственным опытом, открывает дроссельную заслонку со скоростью, близкой к оптимальной, обеспечивающей нарастание мощности, близкой к величине N_{np} и в отдельных случаях совпадающей с ней.

Для упрощения расчетов величина N_{np} в рабочем диапазоне оборотов и нагрузок в дальнейшем принимается (для данного двигателя при сохранении его регулировок) постоянной. Поэтому при разгоне автомобиля с максимально возможной интенсивностью в процессе открытия дроссельной заслонки в первом приближении можно принять следующий закон изменения мощности двигателя:

$$N_{\partial p} = N_0 + N_{np} t - (J_{\partial s} + \lambda) \frac{n}{716,2} \cdot \frac{d\omega_{\partial s}}{dt} \text{ л.с.}, \quad (3)$$

где N_0 — мощность в начале открытия дроссельной заслонки в л.с.;

t — время открытия дроссельной заслонки в сек;

$\frac{d\omega_{\partial s}}{dt}$ — угловое ускорение вала двигателя в $1/сек^2$;

$J_{\partial s}$ — момент инерции вращающихся деталей двигателя в $кгм/сек^2$;

λ — коэффициент, характеризующий отклонения от нормального протекания рабочего процесса при увеличении числа оборотов двигателя.

Экспериментальные исследования [2]—[4] показали, в частности, что изменение крутящего момента двигателя в процессе разгона прямо пропорционально угловому ускорению вала двигателя. Иначе говоря, отклонения в протекании рабочего процесса оказывают на эффективные показатели работы двигателя влияние, аналогичное влиянию сил инерции вращающихся деталей двигателя, что и учитывается четвертым членом уравнения (3), в котором коэффициент λ имеет размерность момента инерции и может быть в зависимости от регулирования двигателя меньше, больше и равен нулю.

Уравнение (3) отражает одновременное влияние на показатели работы двигателя при его разгоне в процессе открытия дроссельной заслонки двух факторов: открытия заслонки и собственно разгона (увеличения числа оборотов). Используя его для выражения силы P_k в уравнении (1) и учитывая известные соотношения между оборотами и скоростью, а также между угловыми и линейными ускорениями, а именно:

$$\frac{d\omega_k}{dt} = \frac{1}{r_k} \cdot \frac{dv}{dt}; \quad \frac{d\omega_{\partial\beta}}{dt} = \frac{i_m}{r_k} \cdot \frac{dv}{dt},$$

получим следующее уравнение баланса сил при разгоне автомобиля с максимально возможной интенсивностью в процессе открытия дроссельной заслонки:

$$G_a(f' \pm i_0) \pm \frac{G_a}{R} S + G_a f_v v + kFv^2 + m_\lambda \frac{dv}{dt} = \frac{75 \eta_m}{v} (N_0 + N_{np} t), \quad (4)$$

где

$$m_\lambda = \frac{G_a \delta'}{g} + \frac{1}{r_k^2} \left[\sum J_k + (J_{\partial\beta} + \lambda) i_m^2 \eta_m \right] -$$

коэффициент, учитывающий влияние массы автомобиля, инерции вращающихся деталей двигателя, трансмиссии и ходовой части, а также отклонения от нормального протекания рабочего процесса в кгсек²/м.

Полученное уравнение (4) более целесообразно представить в следующей форме:

$$m_\lambda v \frac{dv}{dt} + kFv^3 + G_a f_v v^2 + G_a (f' \pm i_0) v \mp \frac{G_a}{R} Sv - 75 \eta_m (N_0 + N_{np} t) = 0. \quad (5)$$

Если при движении по вогнутой кривой необходимое нарастание мощности равно величине N_{np} , то двигатель не обладает запасом мощности на разгон. Поэтому ускорение равно нулю и уравнение (5) превращается в уравнение (2). Если при движении по выпуклой кривой или по выпуклой кривой дроссельная заслонка в начальный момент не была открыта полностью, то двигатель всегда имеет запас мощности для разгона.

Независимым переменным в уравнении (5) является время t . Поэтому смысл решения уравнения (5) заключается в отыскании зависящих от t переменных v и S , при которых уравнение обращается в тождество. Так как переменные в этом дифференциальном уравнении не разделяются, то возможно лишь приближенное его решение. Можно, в частности, представить искомое решение в виде степенного ряда (5)

$$v_{\partial\beta} = v_0 + k_1 t + k_2 \frac{t^2}{2} + k_3 \frac{t^3}{6} + k_4 \frac{t^4}{24} + \dots, \quad (6)$$

где v_0 — начальная скорость движения при $t=0$, т. е. в момент начала открытия дроссельной заслонки в м/сек;

k_1, k_2, \dots — постоянные коэффициенты, определяемые из уравнения (5) и его последовательных производных при подстановке в них начальных условий (при $t=0, S=0, v=v_0$).

Произведя в уравнении (6) подстановку $v = \frac{dS}{dt}$ и интегрируя его, получим

$$S_{\partial\beta} = v_0 t + k_1 \frac{t^2}{2} + k_2 \frac{t^3}{6} + k_3 \frac{t^4}{24} + \dots \quad (7)$$

Анализ показывает, что уравнения (6) и (7) представляют собой знакопередающийся сходящийся ряд. Поэтому, последовательно задавая рядом значений t , можно определить скорость движения и пройденное расстояние с высокой степенью точности. Однако определение v и S по формуле ряда при необходимости вычисления большого числа постоянных коэффициентов очень трудоемко, что неудобно при ручном счете. Кроме того, полученные решения не позволяют произвести анализа влияния различных факторов на эти показатели в общем

виде. Поэтому целесообразно найти более простое решение уравнения (5).

В частности, методом Чаплыгина (6) получено следующее приближенное решение:

$$v_{\partial\beta} = \sqrt{v_0^2 + \frac{a}{m_\lambda} t^2 - \frac{2}{3} \cdot \frac{ab}{m_\lambda^2} t^3} \quad \text{м/сек}, \quad (6')$$

где

$$a = 0,75 N_{np} \eta_m \pm \frac{G_a}{R} v_0^2;$$

$$b = kFv_0 + G_a f_v.$$

Проверка показывает, что расхождения в определении скорости по формулам (6) и (6') не превышают 1%, а с экспериментальными данными — 5%. Так как формула (6') более проста и, кроме того, позволяет анализировать зависимость скорости от времени в общем виде, то она и рекомендуется для практического использования при ручном счете.

Дальнейшая задача тягового расчета при движении в процессе открытия дроссельной заслонки заключается в определении времени открытия заслонки. Открытие дроссельной заслонки при разгоне будет продолжаться либо пока не будет достигнута заданная скорость движения, либо до полного ее открытия. Если после этого положение заслонки будет оставаться неизменным, то мощность будет изменяться по одной из частичных характеристик, а при полном открытии — по внешней характеристике. Предложено несколько приближенных уравнений, определяющих мощность в функции числа оборотов при постоянном положении дроссельной заслонки. По мнению ряда авторов [2], [5], [6], наиболее удачным из них является уравнение Лейдермана

$$N_e = N_m \frac{n}{n_N} \left[-a \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 + \beta \frac{n}{n_N} + \gamma \right] \text{ л.с.}, \quad (8)$$

где N_m — максимальная мощность при данном положении дроссельной заслонки в л.с.;

n_N — число оборотов двигателя в минуту при максимальной мощности;

a, β, γ — коэффициенты, зависящие от типа двигателя.

Если при постоянном положении дроссельной заслонки происходит разгон автомобиля, необходимо уравнение (8) также дополнить членом

$$\Delta N_\omega = - (J_{\partial\beta} + \lambda) \frac{n}{716,2} \cdot \frac{d\omega_{\partial\beta}}{dt}.$$

В момент окончания открытия заслонки мощности, определяемые уравнениями (3) и (8), равны. Поэтому на графике скоростной характеристики момент окончания открытия дроссельной заслонки определится точкой пересечения кривых, построенных по уравнениям (3) и (8) (сплошные кривые на рис. 1).

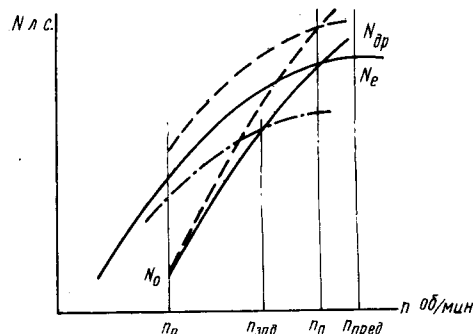


Рис. 1. Графическое определение момента окончания открытия дроссельной заслонки.

Но так как уравнение (3) определяет мощность в функции времени t , то для построения кривой $N_{\partial\beta}(n)$ приходится вычислять соответствующие каждому значению t скорость и мощность. После перехода от скорости к оборотам можно построить кривую $N_{\partial\beta}(n)$.

Точке пересечения кривых $N_{\partial p}(n)$ и $N_e(n)$ соответствует равенство

$$N_0 + N_{np}t_n + \Delta N_{\omega_n} = N_m \frac{n_n}{n_N} \left[-\alpha \left(\frac{n_n}{n_N} \right)^2 + \beta \frac{n_n}{n_N} + \gamma \right] + \Delta N_{\omega_n},$$

где величины $t_n, n_n, \Delta N_{\omega_n}$ соответствуют точке пересечения искомых кривых. Из этого равенства следует, что координата n_n может быть определена и без учета члена ΔN_{ω_n} (пересечение штриховых кривых на рис. 1).

Если заданная скорость движения больше скорости v_n , которую автомобиль достиг в момент полного открытия дроссельной заслонки, то дальнейшее движение будет происходить при полном ее открытии. Решение дифференциального уравнения, соответствующего этому случаю, дано ниже. Если же заданная скорость движения меньше скорости v_n , то в момент ее достижения двигатель будет работать по одной из частичных характеристик, которая определится точкой пересечения кривой $N_{\partial p}(n)$, построенной с учетом члена ΔN_{ω} с ординатой, соответствующей скорости $v_{зад}(n_{зад})$. Для построения кривой $N_{\partial p}(n)$ по уравнению (3) нужно выразить в нем число оборотов через скорость, а угловое ускорение вала двигателя — через линейное ускорение автомобиля. Тогда получим

$$N_{\partial p} = N_0 + N_{np}t - (J_{\partial\theta} + \lambda) \frac{i_m^2}{r_{\kappa}^2 \cdot 75} v \frac{dv}{dt}, \quad (9)$$

где ускорение $\frac{dv}{dt}$ может быть выражено в конечном виде из уравнения (5), после чего для упрощения дальнейших вычислений можно принять $S = \frac{v_0 + v_{зад}}{2} \cdot t$.

Определив скорость для ряда значений t и подставив в уравнение (9) соответствующие друг другу время и скорость, получим значения мощности для построения графика $N_{\partial p}(n)$.

В зависимости от показателя приемистости двигателя по нагрузке N_{np} и ускорения, с которым происходит движение, точка пересечения кривых $N_{\partial p}(n)$ и $N_e(n)$ (координата n_n) может занимать любое положение на отрезке $n_0 - n_{пред}$ (начальные — предельные обороты двигателя). Поэтому в некоторых случаях к моменту достижения предельной скорости движения на данной передаче $v_{пред}$ дроссельная заслонка может и не быть открыта полностью. Следовательно, при анализе тягово-динамических качеств автомобилей, особенно обладающих высокими удельными мощностями, нельзя пренебрегать процессом открытия дроссельной заслонки.

Одним из возможных вариантов движения по окончании открытия дроссельной заслонки является движение при постоянном ее положении. В этом случае мощность двигателя определяется уравнением (8) (с учетом члена ΔN_{ω}). Поэтому баланс сил при движении с постоянным открытием дроссельной заслонки запишется следующим образом:

$$G_a(f' \pm i_0) \mp \frac{G_a}{R} S + G_a f_v v + kFv^2 + m_{\lambda} \frac{dv}{dt} = 716,2 \frac{N_m}{n_N} \left[-\alpha \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 + \beta \frac{n}{n_N} + \gamma \right] \frac{i_m}{r_{\kappa}} \eta_m.$$

Обозначив

$$b = a AB^2 + kF; \quad a = \beta AB - G f_v; \\ e_0 = \gamma A - G_a(f' \pm i_0); \quad c = \frac{G_a}{R},$$

где

$$A = 716,2 \frac{N_m}{n_N} \cdot \frac{i_m}{r_{\kappa}} \eta_m; \\ B = \frac{9,57 i_m}{n_N r_{\kappa}},$$

получим

$$m_{\lambda} \frac{dv}{dt} + bv^2 - av - e_0 \mp cS = 0. \quad (10)$$

Так как $\frac{dv}{dt} = \frac{dv}{dS} \cdot \frac{dS}{dt} = v \frac{dv}{dS}$, то уравнение (10) можно написать так:

$$m_{\lambda} v \frac{dv}{dS} + bv^2 - av - e_0 \mp cS = 0. \quad (10')$$

Для прямолинейных участков $c=0$ и уравнения (10) и (10') не будут содержать последнего члена. Если коэффициент сопротивления качению не зависит от скорости, то постоянные коэффициенты a и e_0 будут равны:

$$a = \beta AB; \quad e_0 = \gamma A - G_a(f' \pm i_0).$$

Уравнения (10) и (10') при $c \neq 0$ так же, как и уравнение (5), могут быть решены только приближенно. Решение уравнения (10') в виде степенного ряда имеет следующий вид:

$$v = v_0 + k_1 \cdot S + k_2 \frac{S^2}{2} + k_3 \frac{S^3}{6} + k_4 \frac{S^4}{24} + \dots \quad (11)$$

Постоянные коэффициенты этого ряда определяются так же, как и постоянные коэффициенты ряда (6).

Приближенное решение уравнения (10') в виде конечной комбинации элементарных функций можно получить по методу Чаплыгина. Для этого умножим в уравнении (10') член av на множитель $\frac{1}{2} \left(\frac{v}{v_{cp}} + \frac{v_{cp}}{v} \right)$. После преобразований получим

$$m_{\lambda} v dv + (b'v^2 - e_0' \mp cS) dS = 0,$$

где

$$b' = \frac{2bv_{cp} - a}{2v_{cp}}; \quad e_0' = \frac{av_{cp} - 2e_0}{2}.$$

Полученное дифференциальное уравнение имеет интегрирующий множитель $\mu = e^{\frac{2b'S}{m_{\lambda}}}$. Поэтому его интеграл равен

$$\left[\frac{v_0^2 m_{\lambda}}{2} - \frac{e_0' m_{\lambda}}{2b'} \mp \frac{cm_{\lambda}^2}{(2b')^2} \left(\frac{2b'S}{m_{\lambda}} - 1 \right) \right] e^{\frac{2b'S}{m_{\lambda}}} = c,$$

где $c = \frac{v_0^2 m_{\lambda}}{2} - \frac{e_0' m_{\lambda}}{2b'} \pm \frac{cm_{\lambda}^2}{(2b')^2}$ — производная постоянная,

определяемая при подстановке в интеграл уравнения начальных условий (при $S=0, v=v_0$).

После подстановки значения c в интеграл уравнения получим

$$v = \sqrt{\frac{-2b'S}{(v_0^2 - d) e^{m_{\lambda}} + d \pm \frac{cS}{b'}}} \text{ м/сек}, \quad (11')$$

где

$$d = \frac{b_0'}{b'} \mp \frac{cm_{\lambda}}{(2b')^2}.$$

Подстановка найденного решения в уравнение (10') дает в левой его части $\frac{r v_{cp}}{a(v - v_{cp})^2}$, что более нуля. Поэтому на основании теоремы о дифференциальных неравенствах заключаем, что найденное решение является верхним приближением. Для стыскания нижнего приближения умножим член av на множи-

тель $\frac{v_{cp}}{v}$. Решение полученного уравнения выражается той же формулой (11') при следующих значениях постоянных:

$$d = \frac{av_{cp} - e_0}{b} \mp \frac{cm_\lambda}{2b^2}; \quad b = aAB^2 + kF.$$

Подстановка этого решения в уравнение (10') дает в левой его части $-a(v-v_{cp})$, что менее нуля при надлежащем выборе v_{cp} . Таким образом, полученное решение является действительно нижним приближением к истинному значению интеграла.

Найденные решения дают узкую вилку, внутри которой располагается искомая кривая $v(S)$. Поэтому погрешность определения скорости по формуле (11') не превышает разницы между верхним и нижним приближенными значениями. Однако анализ показывает, что первый вариант формулы (11') дает более точное решение, что и позволяет ее рекомендовать для практического использования.

Если известны начальная (v_0) и конечная (v) скорости движения, то в первом приближении время преодоления отрезка пути S определится соотношением

$$t = \frac{S}{v_{cp}}, \quad (12)$$

где $v_{cp} = \frac{v_0 + v}{2}$ м/сек.

Более точные уравнения для определения времени движения t найдем в результате приближенного интегрирования уравнения (10). Его решение в виде степенного ряда запишется по формуле (6), из которой получим уравнение для определения пройденного расстояния в функции времени движения также и в виде степенного ряда. Последующее обращение этого степенного ряда (6) дает, в свою очередь, степенной ряд для определения времени t в функции расстояния S . Решение уравнения (10) методом Чаплыгина дает два приближенных значения скорости, определяемых уравнением

$$v = (v_0 - k)e^{-pt} + k \pm qt \text{ м/сек}, \quad (12')$$

$$k = \frac{e_0}{bv_{cp} - a} \mp \frac{cv_{cp}}{(bv_{cp} - a)^2};$$

$$q = \frac{cv_{cp}}{bv_{cp} - a} \text{ при } S = v_{cp}t,$$

где $k = \frac{e_0}{bv_{cp} - a} \mp \frac{cv_0}{b(v_{cp} - a)^2};$

$$q = \frac{cv_0}{bv_{cp} - a} \text{ при } S = v_0t; \quad p = \frac{bv_{cp} - a}{m_\lambda}.$$

Из уравнения (12) получим трансцендентное уравнение для определения времени движения t в функции скорости. Однако разница значений времени, получаемых по формуле (12) степенного ряда и выведенных из уравнения (12'), невелика, и если нет особых требований к точности определения времени движения, то следует пользоваться формулой (12).

После замены в уравнении (12') скорости отношением дифференциалов пути и времени $v = \frac{dS}{dt}$ и его интегрирования получим уравнение для приближенного определения пройденного расстояния в функции времени:

$$S = -\frac{v_0 - k}{p} e^{-pt} + kt \pm q \frac{t^2}{2} \text{ м}. \quad (13)$$

Уравнения (10) и (10') при движении по прямолинейному профилю ($c=0$) решаются точно.

При $c=0$ переменные в уравнениях (10) и (10') разделяются. Поэтому если $\Delta = -4be_0 - a^2 < 0$, то в результате интегрирования уравнения (10) в пределах от 0 до t и от v_0 до v имеем [7]

$$t = \frac{m_\lambda}{\sqrt{-\Delta}} \left[\ln \frac{1+x}{1-x} - \ln \frac{1+x_0}{1-x_0} \right] \text{ сек}, \quad (14)$$

где

$$x = \frac{2bv - a}{\sqrt{-\Delta}};$$

$$x_0 = \frac{2bv_0 - a}{\sqrt{-\Delta}}.$$

Если же $\Delta > 0$, то интегрирование в тех же пределах дает

$$t = \frac{2m_\lambda}{\sqrt{-\Delta}} (\text{arc tg } x - \text{arc tg } x_0) \text{ сек}, \quad (14')$$

где

$$x = \frac{-2bv + a}{\sqrt{-\Delta}};$$

$$x_0 = \frac{-2bv_0 + a}{\sqrt{-\Delta}}.$$

Интегрирование уравнения (10') в пределах от 0 до S и от v_0 до v в обоих случаях дает

$$S = \frac{1}{2b} \left(m_\lambda \ln \frac{-bv_0^2 + av_0 + e_0}{-bv^2 + av + e_0} + at \right) \text{ м}, \quad (15)$$

где t — время разгона.

Таким образом, зная геометрические характеристики продольного профиля и номинальный коэффициент сопротивления качению, а также техническую характеристику автомобиля и его двигателя, можно произвести расчеты движения автомобиля, т. е. определить скорость и время движения, а также пройденный путь. При этом последовательность применения расчетных формул определяется в ходе самого расчета и зависит от сочетания геометрических параметров продольного профиля.

Допущение о мгновенном открытии дроссельной заслонки не вносит больших погрешностей в суммарные результаты, относящиеся к разгону на всех передачах (расхождение не превышает 5%). Однако разница во времени разгона на каждой передаче, отнесенная к продолжительности открытия дроссельной заслонки, достигает 100%. Кроме того, допущение о мгновенном открытии заслонки не дает правильного представления о законе движения в начальной фазе разгона. Анализ показывает, что при движении с постоянным открытием дроссельной заслонки скорость меняется по выпуклой кривой. Фактически в процессе открытия дроссельной заслонки она меняется по вогнутой кривой, что подтверждается также расчетом по формулам (6) и (6') (рис. 2).

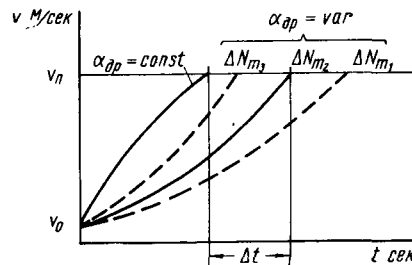


Рис. 2. Изменение скорости в процессе открытия дроссельной заслонки.

На рис. 2 время Δt характеризует вносимую в расчет погрешность при допущении о мгновенном открытии заслонки. Эта погрешность тем больше, чем выше запас мощности на разгон и чем меньше приемистость двигателя по нагрузке. Зная показатель $N_{n,p}$, можно более точно оценить истинную динамичность автомобиля в наиболее важный начальный период разгона, которая в этот период не зависит от удельной мощности.

Приведенные в статье расчетные формулы и изложенный в ней метод анализа тягово-динамических качеств автомобиля могут быть использованы не только по своему прямому назначению, т. е. для расчетов движения, но также и для решения вопросов, связанных с исследованием топливной экономичности автомобилей, с анализом результатов их испытаний и режимов работы агрегатов. В частности, на рис. 3 приведены расчетные и экспериментальные данные об изменении мощ-

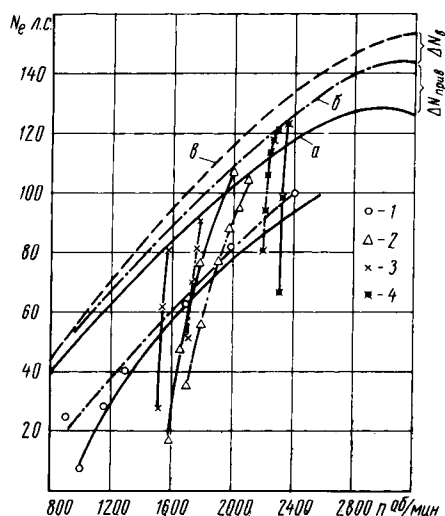


Рис. 3. Изменение мощности в процессе открытия дроссельной заслонки:

a — расчетные данные; *б* — экспериментальные данные; *в* — мощность двигателя без учета затрат на вспомогательные агрегаты; *1* — вторая передача; *2* — третья передача; *3* — четвертая передача; *4* — пятая передача.

ности в зависимости от оборотов в процессе открытия дроссельной заслонки. Как видно, расчетные и экспериментальные кривые совершенно идентичны. Некоторые расхождения в величине начальной мощности объясняются несовершенством методики ее экспериментального определения. Несовпадение начальных и конечных оборотов не имеет принципиального значения, так как является следствием несоответствия расчетных и фактических предельных скоростей движения на передачах.

Выводы

1. Получено дифференциальное уравнение движения автомобиля в начальный период разгона и дано его решение, что позволяет оценить практическое влияние показателей, характеризующих разгонные качества двигателя (N_n и λ), на динамичность автомобилей в начальной фазе разгона.

2. Наряду с общеизвестным способом решения дифференциальных уравнений с помощью степенных рядов, который вполне удовлетворяет требованиям расчета на ЭЦВМ, использован метод Чаплыгина. Этот метод позволяет получить решения в виде конечной комбинации элементарных функций, упрощающий вычисления при ручном счете, а главное — позволяет анализировать влияние различных факторов на показатели движения.

3. Полученные решения дифференциальных уравнений движения автомобиля обеспечивают возможность производить непрерывные по пути расчеты движения, включая определение таких показателей, как время движения, средняя скорость, режимы работы агрегатов, расход топлива, время движения на передачах и т. п., позволяющих использовать результаты тяговых расчетов для обоснованного выбора параметров двигателя и трансмиссии.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бельский А. Е. «Автомобильная промышленность», 1963, № 10.
2. Дьяченко Н. Х. и др. Быстроходные поршневые двигатели внутреннего сгорания. Машгиз, 1962.
3. Рубец Д. А. Смесеобразование в двигателе при работе на переменных режимах. Машгиз, 1948.
4. Фалькевич Б. С. Сб. «Вопросы машиноведения». Изд-во АН СССР, 1950.
5. Лейдерман С. Р. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1948, № 9.
6. Яковлев Н. А., Диваков Н. В. Теория автомобиля, изд-во «Высшая школа», 1962.
7. Демидович Б. П. Численные методы анализа, ФМ, 1963.

УДК 629.115.3.001.5

Влияние типа силового привода трехосного автомобиля на расход топлива при движении по твердой опорной поверхности

Канд. техн. наук А. В. ФИЛЮШКИН, канд. техн. наук Н. Ф. БОЧАРОВ,

П. П. ПУГИН, канд. техн. наук В. М. СЕМЕНОВ

МВТУ имени Баумана, НАМИ

ВЫБОР рациональной схемы силовой передачи трехосного автомобиля является объектом довольно большого количества исследований [1]—[4].

Большое внимание, уделяемое этому вопросу, объясняется тем, что до сих пор силовые передачи трехосных автомобилей выполняются как у нас, так и за границей в различных вариантах. На рис. 1 рассмотрим следующие шесть основных вариантов схем силовой передачи трехосных автомобилей, выполняемых по «мостовой» схеме:

- 1) 6×6 с блокированным приводом;
- 2) 6×6 с дифференциальным приводом;
- 3) 6×4 с блокированным приводом между мостами тележки;
- 4) 6×4 с дифференциальным приводом между мостами тележки;
- 5) 6×6 с дифференциальным приводом между мостами тележки и блокированным приводом к переднему мосту;
- 6) 6×6 с блокированным приводом между мостами тележки и дифференциальным приводом к переднему мосту.

Такое многообразие вариантов силовой передачи диктуется условиями эксплуатации автомобиля.

Так, схема 6×6 применяется при конструировании автомобилей высокой проходимости, а схема 6×4 — для автомобилей общего назначения.

Кроме того, дифференциальный или блокированный привод к ведущим мостам автомобиля обуславливается двумя факто-

рами: упрощением конструкции силового привода и уменьшением дополнительных нагрузок в силовой передаче, возникающих от циркуляции мощности в заблокированном приводе трансмиссии.

Известно также, что введение межосевых несамоблокируемых дифференциалов приводит к ухудшению проходимости многоприводных автомобилей и усложнению конструкции трансмиссии. Однако опыт эксплуатации многоприводных автомобилей показывает, что блокированный привод, обеспечивающий большую проходимость, приводит к значительному увеличению расхода топлива и вызывает повышенный износ деталей силовой передачи, особенно при движении по дорогам с твердым покрытием. Этими противоречивыми условиями и объясняется не только разнообразие исполненных конструкций силовой передачи, но и наличие различных взглядов на конструирование трансмиссии трехосных автомобилей.

В целях дальнейшего изучения выбора рациональной схемы привода трехосного автомобиля с точки зрения расхода топлива, в МВТУ им. Баумана в 1963—64 гг. была проведена экспериментальная работа по определению влияния типа силового привода на расход горючего.

В качестве объекта испытаний был выбран автомобиль «Урал-375», оборудованный дополнительным симметричным межосевым дифференциалом с принудительной блокировкой, расположенным между мостами тележки.

Наличие дифференциала между мостами тележки позволило на автомобиле во время эксперимента осуществлять все шесть вариантов схем силового привода. Установка в тележку дифференциала с принудительной блокировкой была вызвана определенными соображениями. Самоблокирующийся дифференциал при определенных условиях движения может блокиро-

2,5 кг/см². Перед каждым заездом контролировались: прогрев шин и трансмиссии, сорт бензина, давление воздуха в шинах и температура окружающего воздуха.

Кроме определения расхода топлива на мерном участке, были проведены испытания на экономичность полностью груженого автомобиля на участках длиной до 150 км.

На рис. 2 приведены некоторые характерные графики расхода топлива в зависимости от скорости движения, полученные при испытании на мерном участке асфальтового шоссе протяженностью до 1,0 км, негруженого автомобиля; давление воздуха в шинах $P_w = 3,2 \text{ кг/см}^2$, автомобиль испытывался в различных схемах силового привода (цифры обозначают передачи). В табл. 1 приведены результаты обработки графиков, полученных при испытании автомобиля на экономичность по сравнительным вариантам, приведенным на рис. 1.

В табл. 1 приведены сравнительные данные по расходу топлива, причем между собой сравниваются все возможные из шести вариантов схемы силового привода. Десять возможных вариантов сравнений показаны на рис. 1.

В табл. 1 и на рис. 1 эти варианты обозначены буквами от а до к. В каждой колонке табл. 1 даны отношения цифр, выражающих расход топлива в л на 100 км, полученный для сравниваемых схем 1 и 2 силового привода, и процент отклонения в расходе топлива. Расход топлива взят при скорости движения автомобиля 50 км/ч на четвертой передаче, так как эта скорость для грузовых автомобилей при движении по асфальту является оптимальной.

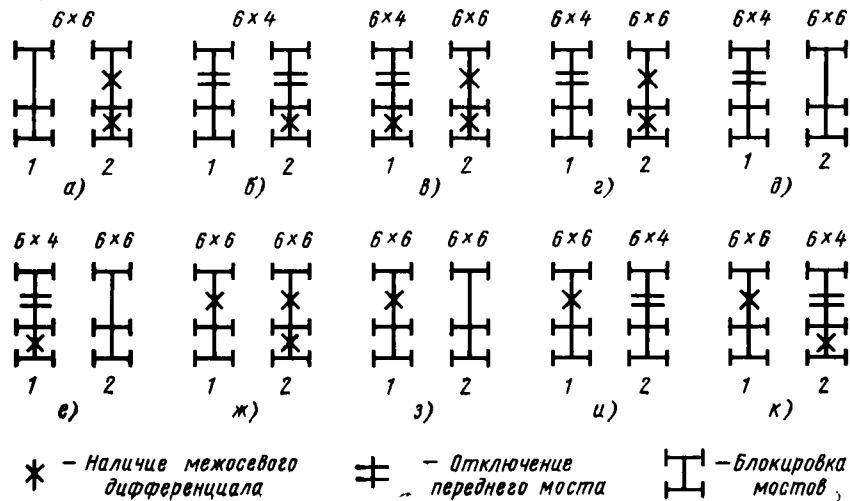


Рис. 1. Сравнительные варианты топливной экономичности схем силового привода испытываемого автомобиля.

ваться самопроизвольно. Самопроизвольная блокировка дифференциала может произойти как из-за технологических погрешностей изготовления шин, так и от перераспределения вертикальной нагрузки на мосты. Самоблокировка происходит от кинематического несоответствия, возникающего при вышеуказанных случаях.

В работе [3] указывается, что различие в радиусах качения ведущих колес на 7%, которое может быть вызвано технологическими погрешностями и неравномерным износом шин, вдвое увеличивает крутящий момент на одном из мостов в заблокированном приводе тележки.

Таким образом, введение в схему силового привода испытываемого автомобиля «Урал-375» межосевого дифференциала с принудительной блокировкой, как это было сделано ранее в автомобиле НАМИ-021, гарантировало исключение всех изложенных случайностей.

Испытуемый автомобиль был снабжен стандартными шинами типа ОИ-25 размером 14,00—20 с числом слоев корда, равным 10.

Расход топлива определялся мерными колбами на горизонтальном прямолинейном участке асфальтового шоссе протяженностью до 1,0 км. Испытания проводились при различной весовой нагрузке (минимальной — разгруженном автомобиле и максимальной — полностью груженом автомобиле) и различных скоростях установившегося движения.

Испытания полностью груженого автомобиля проводились как с крюковой, так и без крюковой нагрузки. Давление воздуха в шинах при каждом измерении устанавливалось 3,2; 2,5 и 1,5 кг/см² и при полностью груженом автомобиле — 3,2 и

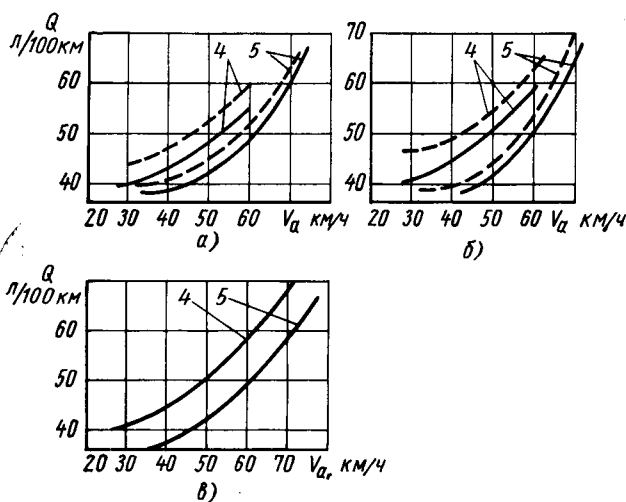


Рис. 2. Расход топлива в зависимости от скорости движения испытываемого автомобиля с различными схемами силового привода:

а — 6×6 (штриховые линии — заблокированный привод, сплошные линии — дифференциальный привод; б — 6×4 (штриховые линии — заблокированный привод, сплошные линии — дифференциальный привод); в — 6×6 — тележка заблокирована, привод к переднему мосту дифференциальный.

Таблица 1

Объект испытаний	Давление воздуха в шинах в кг/см ²	Расход топлива в л/100 км		Расход топлива в %		Расход топлива в л/100 км		Расход топлива в %		Расход топлива в л/100 км		Расход топлива в %		Расход топлива в л/100 км		Расход топлива в %	
		а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к						
Автомобиль «Урал-375» (негруженный)	3,2	52/48	8,3	54/51	5,8	54/48	6,2	54/48	12,5	54/52	3,8	51/52	2	51/48	6,2	51/52	2
Автомобиль «Урал-375» (груженный)	2,5	55/51	7,8	56/52,5	6,6	52,5/51	2,9	56/51	9,9	56/55	1,8	52,5/55	4,9	54/51	5,8	54/55	1,8
	3,2	62/56	8,7	60/57	5,2	57/56	1,8	60/56	7,1	60/62	3,3	57/62	8,7	59/56	5,3	59/62	1,6
	2,5	63/58	8,6	61/59	3,3	59/58	1,7	61/58	5,2	61/63	3,2	59/63	6,7	61/68	5,1	61/63	0

Из анализа табл. 1 и рис. 1 следует:

1) расход топлива при движении автомобиля на пятой передаче снижается на 13—14% по сравнению с четвертой передачей;

2) характер изменения кривых расхода топлива автомобиля «Урал-375» в зависимости от скорости движения не отличается от подобных кривых, полученных для других автомобилей;

3) расход топлива особенно резко возрастает при увеличении скорости движения автомобиля от 30 до 40 км/ч;

4) расход топлива при полностью дифференциальном приводе всегда остается наименьшим по сравнению с другими вариантами силового привода;

5) наибольший расход топлива у негруженого автомобиля наблюдался в схеме 6×4 с блокированным приводом между мостами тележки и отключенным передним мостом.

Наибольший расход топлива у груженого автомобиля наблюдался в схеме 6×6 при полностью блокированном приводе. По сравнению с полностью дифференциальным приводом в вышеуказанных случаях расход топлива увеличивался на 8,7—12,5%.

Из табл. 1 видно, что автомобиль (6×4) с отключенным передним мостом не только с блокированным между мостами тележки, но и с дифференциальным приводом, по сравнению с автомобилем с полностью дифференциальным приводом на все мосты (6×6), менее экономичен.

Если повышенный расход топлива при полностью блокированном силовом приводе на автомобиле (6×6) объясняется дополнительными потерями за счет неравномерного распределения крутящих моментов по ведущим мостам и наличия в силовом приводе дополнительного закручивания трансмиссии за счет упругих крутящих моментов, то такое, на первый взгляд, парадоксальное явление, как повышение расхода топлива у автомобиля (6×4) с отключенным передним мостом с блокированным и даже дифференциальным приводом в тележке, объясняется нелинейным характером изменения потерь на перекатывание шин в зависимости от передаваемого крутящего момента [4].

Для оценки влияния вращающихся деталей отключенного переднего моста на расход топлива дополнительно были проведены испытания автомобиля «Урал-375» (6×6). Для этого передние полуоси были удалены, т. е. схема силового привода была максимально приближена к схеме автомобиля типа 6×4.

В результате испытаний были получены следующие данные: автомобиль (6×4) с блокированным приводом между мостами тележки показал расход топлива 56,5 л на 100 км. Таким образом, такой силовой привод по расходу топлива; показал практически одинаковые результаты, что и полностью дифференциальный. При проектировании автомобилей с колесной формулой 6×4 следует учитывать, что межосевой дифференциал в тележке автомобиля по сравнению с блокированным приводом дает более высокие экономические показатели. Так, наличие межосевого дифференциала в тележке снижает расход топлива на 6,6%. Это объясняется тем, что межосевой дифференциал практически поровну делит крутящий момент по ведущим мостам в тележке. Отсутствие же дифференциала приводит к неравномерному распределению крутящих моментов по мостам, что ведет к возникновению дополнительных потерь за счет дополнительного упругого закручивания трансмиссии.

В табл. 2 приведены данные выбега груженого автомобиля «Урал-375» со скоростью $V_a = 30$ км/ч на горизонтальном участке асфальтового шоссе. Как видно, в силу наличия дополнительного закручивания трансмиссии при блокированном силовом приводе автомобиль прошел наименьшее число метров, так как наблюдались дополнительные силы сопротивления качению.

На рис. 3 показано изменение крутящих моментов по мостам

Таблица 2

Тип привода	Схема привода	Пройденный путь в м
Блокированный ко всем мостам	6×6	228
Блокированный привод между мостами тележки	6×4	270
Блокированный привод между мостами тележки и дифференциальный к переднему мосту	6×6	300
Дифференциальный привод ко всем мостам	6×6	324

груженого автомобиля «Урал-375» в зависимости от силы тяги на крюке $P_{кр}$.

Как видно из рис. 3, а, схема 6×4 привода с включенным дифференциалом между мостами тележки практически поровну распределяет крутящие моменты между средним и задним мостами (M_{20} ; M_{30} штриховые линии). Блокировка межосевого дифференциала приводит к неравномерному распределению крутящих моментов по мостам (сплошные линии), причем ха-

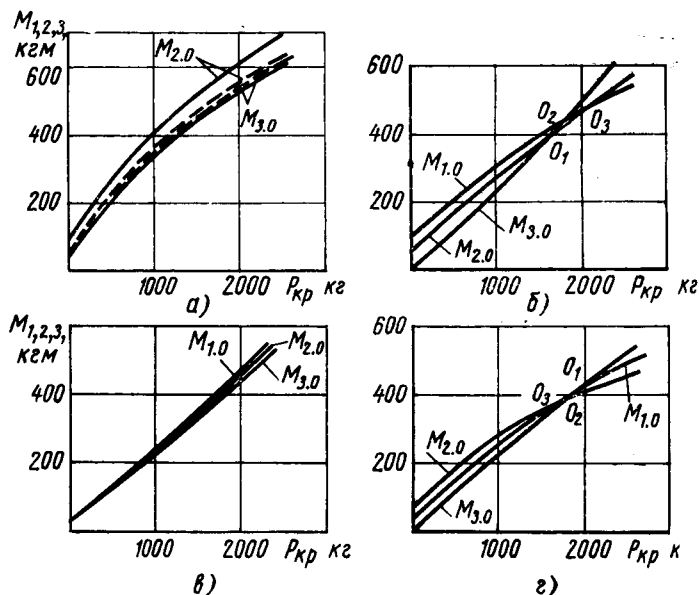


Рис. 3. Распределение крутящих моментов по мостам испытываемого автомобиля в зависимости от силы тяги на крюке при различных типах силового привода (M_{10} ; M_{20} ; M_{30} соответственно крутящие моменты на переднем, среднем и заднем ведущих мостах); $G_1 = 3420$ кг; $G_2 = 4720$ кг; $G = 4850$ кг.

рактерно, что во всем диапазоне изменения силы тяги на крюке M_{20} всегда остается больше крутящего момента заднего моста M_{30} .

При силе тяги на крюке в пределах от 0 до 2500 кг неравномерность распределения крутящих моментов при блокированном приводе между мостами тележки колеблется в пределах от 14 до 40%.

Таким образом, увеличение расхода топлива при блокированном приводе в тележке согласуется с данными тензометрических испытаний по распределению крутящих моментов и объясняется потерями, связанными с дополнительным упругим закручиванием привода, что вызывает увеличение сил сопротивления качению шин.

На рис. 3, б приведен график распределения крутящих моментов по мостам автомобиля с блокированным приводом ко всем ведущим мостам, а на рис. 3, в — с дифференциальным приводом на все мосты того же автомобиля.

Сравнение этих графиков показывает, что полностью блокированный привод по сравнению с дифференциальным имеет значительную неравномерность распределения крутящих моментов. Именно этим в основном объясняется различие в расходе топлива у автомобилей, имеющих полностью блокированный и полностью дифференциальный приводы.

Неравномерность распределения крутящих моментов в блокированном приводе между мостами тележки и дифференциальным приводом к переднему мосту (рис. 3, г) меньше, чем у автомобиля с блокированным приводом ко всем трем мостам (рис. 3, б).

Влияние неравномерности распределения крутящих моментов по мостам многоприводного автомобиля на увеличение расхода топлива следует рассматривать как одну из причин. Другим, не менее важным фактором, определяющим увеличение расхода топлива в многоприводном автомобиле, является нелинейный характер изменения силы сопротивления качению колеса в ведущем режиме в зависимости от передаваемого крутящего момента и влияние на эту нелинейность веса, приходящегося на колесо.

В работе [4] показано, что уменьшение веса на колесо с шириной 14,00—20 × 2425 до 1225 кг резко увеличивает интенсивность нелинейного изменения силы сопротивления качению колеса.

Выше приведены результаты испытаний на экономичность при движении автомобиля без нагрузки на крюке. Естественно, что при движении автомобиля в режиме тягача, в силу указанной выше нелинейной зависимости изменения силы сопро-

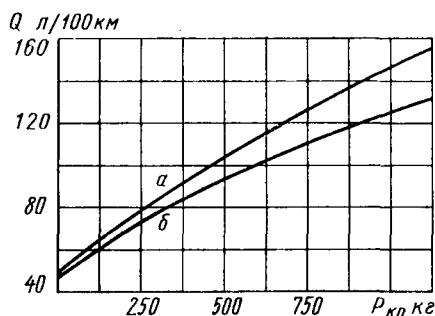


Рис. 4. Изменение расхода топлива испытуемого автомобиля 6×6 в зависимости от силы тяги на крюке при движении $v_a = 15 \div 20$ км/ч:

а — блокированный привод; б — дифференциальный привод.

тивления качению колеса от передаваемого крутящего момента, различие в расходе топлива автомобилем при том или ином типе силового привода будет еще выше.

На рис. 4 показано изменение расхода топлива в зависимости от силы тяги на крюке при движении полногруженого автомобиля по горизонтальному участку асфальтированного шоссе со скоростью 15—20 км/ч при давлении воздуха в шинах 3,2 кг/см².

Как видно из приведенного графика, с увеличением силы тяги на крюке различие в расходе топлива автомобилем при блокированном и дифференциальном приводах (6×6) при $P_{кр} = 1000$ кг доходит до 15%.

Выводы

1. С точки зрения наименьшего расхода топлива при эксплуатации многоприводных автомобилей с колесной формулой 6×6 наиболее оптимальным типом привода ко всем ведущим мостам является дифференциальный.

2. Наибольший расход топлива при эксплуатации автомобилей на твердых дорогах наблюдается с полностью блокированным приводом ко всем ведущим мостам; причем негруженный автомобиль в схеме 6×4 с блокированным приводом к мостам тележки и отключенным передним мостом имеет расход топлива больше, чем автомобиль с полностью блокированным приводом в схеме 6×6 (см. табл. 1, вариант сравнения д).

3. При проектировании трехосных автомобилей с колесной формулой 6×4 следует учитывать, что с точки зрения расхода топлива дифференциальный привод между мостами тележки экономичней блокированного.

4. Наибольшее различие в расходе топлива при полностью блокированном приводе на автомобиле в схеме 6×6 и полностью дифференциальном без нагрузки на крюке доходит до 10%.

5. Использование автомобиля с колесной формулой 6×6 в режиме тягача приводит к еще большему различию в расходе топлива между блокированным и дифференциальным приводами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Корогоношко Н. И. Автомобили с блокированным и дифференциальным приводом. Машгиз, 1948.
2. Степанова Е. А., Лефаров А. Х. Блокирующиеся дифференциалы грузовых автомобилей. Машгиз, 1960.
3. Литвинов А. С., Ротенберг Р. В., Фрумкин А. К. Шасси автомобиля. Машгиз, 1963.
4. Филюшкин А. В., Бочаров Н. Ф., Семенов В. М., Пугин П. П. Потери при качении шин 14,00—20 по твердой дороге. «Известия вузов» (Машиностроение), 1964, № 7.

УДК 629.11.013.001.5

Уменьшение сил трения в шлицевом соединении карданной передачи

А. Г. ВЫГОННЫЙ

Минский автозавод

НАЛИЧИЕ значительных сил трения в шлицевом соединении приводит к следующим недостаткам:

1. Быстрый износ шлицевого соединения, в результате чего увеличивается неуравновешенность карданного вала, которая приводит к дополнительному нагружению деталей карданной передачи и узлов, связанных с ней.

2. Нагружение узлов, соединенных карданной передачей, значительными осевыми нагрузками.

3. Передача колебаний заднего моста через карданную передачу к коробке передач и двигателю, что резко снижает долговечность их подвески.

При уменьшении сил трения в шлицевом соединении увеличивается долговечность не только самой карданной передачи, но и узлов, связанных с ней. Необходимость снижения сил трения в шлицевом соединении уже указывалась в ряде опубликованных работ [1, 2].

Одним из примеров снижения сил трения в шлицевом соеди-

нении является карданная передача автомобиля Триумф «Геральд» 12/15 с шариковым шлицевым соединением.

Для оценки смазок или масел с точки зрения уменьшения сил трения в шлицевом соединении принимаем значение коэффициента трения скольжения для определенных значений крутящего момента на карданном валу (удельных давлений на шлицах).

Коэффициент трения скольжения определяется по формуле

$$\mu = \frac{Td_{ср}}{M},$$

где μ — коэффициент трения скольжения;

T — осевое усилие на карданном валу, равное силе трения скольжения в шлицевом соединении;

$d_{ср}$ — средний диаметр шлицев;

M — крутящий момент на карданном валу для данного значения T .

Исследование проводилось на автомобиле МАЗ-500Г. Параметры шлицевого соединения карданного вала, использованного для исследования, приведены ниже.

Вид шлицев	Прямо-угольные
Число шлицев $n_{ш}$	16
Наружный диаметр шлицев вала $D_{в}$ в мм	55
Ширина шлицев в мм	5,5
Внутренний диаметр шлицев в мм: вала $d_{в}$	44,3
отверстия $d_{о}$	47
Рабочая длина шлицев (средняя) $l_{ш}$ в мм	115
Средний диаметр шлицев $d_{ср}$ в мм	51

На осциллограмму (осциллограф К-9) записывались следующие параметры, характеризующие работу шлицевого соединения; крутящий момент на карданном валу, осевое усилие на трубе карданного вала и относительное перемещение шлицев вала и отверстия. Также записывалась скорость вращения колчатого вала двигателя.

Методика измерения крутящего момента и осевого усилия аналогична методике, принятой Н. М. Куликовской и А. И. Яковлевым [2]. Для уменьшения влияния изгибающих нагрузок на точность измерения осевого усилия тензометрические датчики осевого усилия наклеивались на трубу карданного вала в плоскости, перпендикулярной к плоскости расположения вилок трубы карданного вала.

Для измерения относительных перемещений шлицев вала и отверстия применен индуктивный датчик перемещений, разработанный лабораторией измерений Миинского автозавода. Использовались два вида установки индуктивного датчика в зависимости от условий измерений. При измерениях с режимом включения сцепления и последующим резким торможением детали датчика перемещений устанавливались на наружной поверхности шлицевой вилки и шлицевого конца. Такая установка датчика не вносила изменения в конфигурацию шлицевого конца, которое могло повлиять на характер распределения удельных давлений на шлицах, а следовательно, и на силы трения.

При измерениях во время движения автомобиля детали датчика перемещений устанавливались во внутренней части шлицевого соединения, что позволяло исключить влияние центробежных сил на показания датчика при значительных скоростях вращения карданного вала.

Измерения производились при следующих условиях. Шлицевое соединение очищалось от ранее нанесенной смазки с помощью ветоши и бензина, а затем насухо протиралось. На шлицы равномерным слоем наносилась исследуемая смазка, карданый вал собирался и устанавливался на автомобиль, имеющий номинальную нагрузку (7,5 т). Автомобиль находился на участке дороги с асфальтовым покрытием. Путем движения назад в шлицевом соединении устранялись зазоры для создания одинаковых первоначальных условий при измерениях. Затем включалась одна из низших передач, педаль подачи топлива двигателя устанавливалась в положение, соответствующее максимальным числам оборотов, и фиксировалась в этом положении с помощью шарикового фиксатора. Резко включалось сцепление, и после некоторой выдержки (до 1 сек) сцеп-

ление выключалось и производилось резкое торможение автомобиля.

Характерная осциллограмма, полученная при резких включениях сцепления, приведена на рис. 1. Рассмотрим изменение осевого усилия T и перемещения в шлицевом соединении l в зависимости от изменения крутящего момента M на карданном валу. Как видно из осциллограммы, с ростом крутящего момента от нулевого значения до первого значения, при котором крутящий момент начинает уменьшаться, происходит относительное перемещение шлицев и на карданном валу отмечается рост осевого усилия. В данном случае осевое усилие на карданном валу равно силе трения скольжения в шлицах, и поэтому здесь можно определять коэффициент трения скольжения в шлицах.

Когда крутящий момент начинает уменьшаться, относительное перемещение шлицев прекращается, и шлицевое соединение может рассматриваться как неподвижное. На участке кривой перемещения шлицев l , где не происходит относительных перемещений шлицев, все колебания заднего моста полностью передаются коробке передач и двигателю. Если бы коэффициент трения определялся на этом участке, то он имел бы заниженное значение, так как осевое усилие на карданном валу меньше силы трения в шлицевом соединении.

Если рассмотреть изменение осевого усилия на участке, где крутящий момент положителен, то можно заметить, что на карданном валу в определенный момент появляется растягивающее усилие. Наличие растягивающего усилия объясняется тем, что при выключении сцепления имеется разница в скоростях колебаний в осевом направлении системы двигатель — коробка передач и заднего моста на их подвесках (это было видно на осциллограммах, на которых дополнительно записывались осевые колебания системы двигатель—коробка передач).

При выключении сцепления крутящий момент уменьшается и в определенный момент начинается снова относительное перемещение шлицев. После полного выключения сцепления крутящий момент на карданном валу равен нулю, а при начале торможения на карданном валу появляется крутящий момент, обратный крутящему моменту при включении сцепления. При этом в определенный момент длина карданного вала увеличивается по сравнению с длиной его в случае неподвижного автомобиля. Увеличенная длина карданного вала сохраняется до тех пор, пока включены тормоза. При снятии тормозного момента шлицы возвращаются в положение, которое они занимают в случае неподвижного автомобиля.

После анализа работы шлицевого соединения установлено, что коэффициент трения скольжения нужно определять на участке, где происходит относительное перемещение шлицев, а крутящий момент изменяется от нуля до значения, близкого к максимальному.

Сила трения скольжения в шлицах определялась на каждой осциллограмме при следующих крутящих моментах на карданном валу: 235, 290, 350, 410, 465, 580 и 650 кгм. Для каждого вида смазки или масла было сделано шесть—десять осциллограмм, что давало возможность достаточно точно определить среднее значение коэффициента трения скольжения (разбег значений коэффициента трения составил не более 10%).

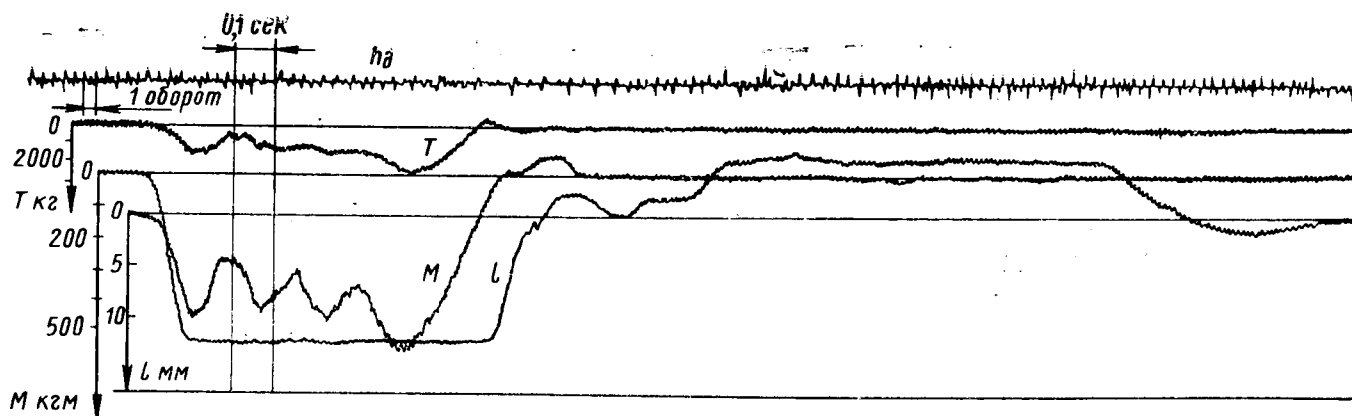


Рис. 1. Осциллограмма параметров, характеризующих работу шлицевого соединения карданной передачи автомобиля МАЗ-500Г при резком включении сцепления и последующем выключении сцепления и торможении автомобиля.

Результаты обработки осциллограмм, показывающие изменение коэффициента трения скольжения в шлицах при различных смазках и маслах, приведены на рис. 2.

Удельные давления, указанные на рис. 2, определялись по формуле

$$p = \frac{4M}{d_{cp}(D_b - d_o) l_{ш} n_{ш}}$$

Как видно из рис. 2, наибольшее уменьшение коэффициента трения скольжения в шлицевом соединении обеспечивается при использовании графитовой смазки, масла для гипондных передач и трансмиссионного автотракторного масла. Если учесть, что в исследуемом шлицевом соединении применяется солидол

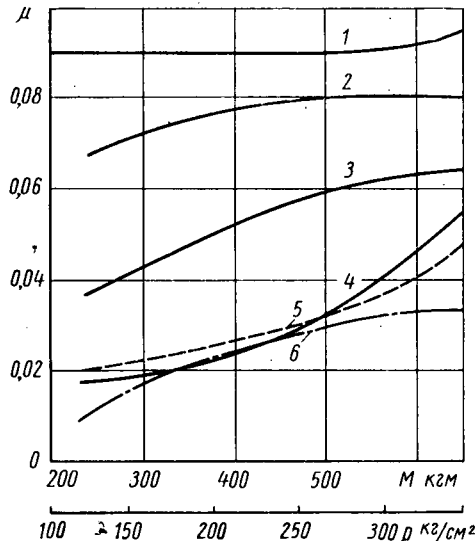


Рис. 2. Влияние смазок и масел на коэффициент трения скольжения в шлицах карданного вала:

1 — без смазки; 2 — солидол УС-3 (Т); 3 — смазка 1-13; 4 — масло для гипондных передач; 5 — трансмиссионное автотракторное летнее; 6 — графитовая смазка.

УС-3, а максимальный статический крутящий момент на карданном валу на первой передаче составляет около 400 кгм, то можно заключить, что графитовая смазка, масло для гипондных передач и трансмиссионное автотракторное масло уменьшают силы трения в шлицевом соединении более, чем на 75%.

В настоящее время на большинстве автомобилей для смазки шлицевого соединения применяется солидол (МАЗ-200, ГАЗ-53 и др.), поэтому на этих автомобилях за счет выбора оптимальной смазки можно значительно уменьшить силы трения в шлицевом соединении.

При отсутствии смазки в шлицевом соединении и динамическом моменте на карданном валу, равном 690 кгм, максимальный коэффициент трения скольжения достигает 0,115, что совпадает с данными, полученными Н. М. Куликовской и А. И. Яковлевым [2].

Для выбора методики и режима сравнительных стендовых испытаний шлицевого соединения на износ при использовании различных смазок и масел были записаны относительные пере-

мещения шлицев в дорожных условиях. Как видно из полученных осциллограмм (рис. 3, смазка в шлицах — солидол УС-3), в шлицевом соединении существуют участки как относительных перемещений шлицев, так и участки, в которых шлицевое соединение неподвижно. Этот элемент, а также скорость и частота перемещений должны учитываться при создании методики стендовых испытаний шлицевых соединений на износ.

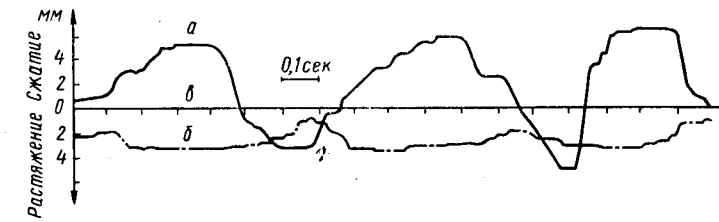


Рис. 3. Осциллограммы относительных перемещений шлицев карданного вала:

а — при движении по плохой грунтовой дороге, скорость 22 км/ч; б — при движении по дороге с булыжным покрытием, скорость 44 км/ч; в — при неподвижном автомобиле.

Применение масел, указанных на рис. 2, очевидно, потребует улучшения герметичности уплотнений шлицевых соединений. Герметичное уплотнение шлицевого соединения установлено на автомобиле ЗИЛ-130, для смазки которого применяется трансмиссионное автотракторное масло.

На основе данного исследования Минский автозавод перешел к применению смазки 1-13, которая в течение ряда лет успешно применяется для смазки подшипников ступиц передних колес и которая не потребовала изменений уплотнения шлицевого соединения. На заводе также проводятся стендовые и эксплуатационные (летние и зимние) испытания для сравнительной оценки износостойкости шлицевых соединений при применении рассмотренных смазок и масел.

Выводы

1. За счет выбора смазок можно значительно снизить силы трения в шлицевом соединении карданной передачи (более, чем на 75% для МАЗ-500Г).

2. Коэффициент трения скольжения в шлицах зависит от удельных давлений.

3. Разработана методика определения коэффициента трения скольжения в шлицевом соединении карданной передачи в дорожных условиях путем записи трех параметров: крутящего момента, осевого усилия и относительного перемещения шлицев карданного вала.

4. Получены данные характера относительных перемещений шлицев карданного вала при движении автомобиля. Эти данные могут быть использованы для выбора режима стендовых испытаний шлицевых соединений на износ.

ЛИТЕРАТУРА

- Егоров Л. А., Розов Д. К. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1955, № 2.
- Куликовская Н. М., Яковлев А. И. «Автомобильная промышленность», 1958, № 8.

Тенденция развития конструкций крепления сдвоенных дисковых колес

Канд. техн. наук В. И. КНОРОЗ, Е. В. КЛЕННИКОВ

НАМИ

РАБОТА современных грузовых автомобилей в различных условиях эксплуатации, особенно на плохих дорогах и бездорожье, сопряжена с действием высоких динамических нагрузок в ходовой части автомобилей.

Динамическая нагрузка на колеса автомобиля может по величине значительно превышать статическую, которая обуславливается весом автомобиля и перевозимого груза.

Передача крутящего момента на ведущие колеса, а также усилий, действующих от дороги через колеса на автомобиль, обеспечиваются деталями их крепления. Поэтому предъявляются высокие требования к надежности конструкции крепления колес грузовых автомобилей, особенно ведущих.

В настоящее время колеса выполняются дисковыми и бездисковыми.

Преобладающее распространение как в Советском Союзе, так и за рубежом получило ввиду простоты изготовления производство дисковых колес.

Большинство грузовых автомобилей (бортовых, самосвалов, тягачей) и автобусов имеют ведущие сдвоенные задние колеса.

Установка сдвоенных дисковых колес на автомобиле требует применения такой конструкции крепления, которая обеспечивала бы высокую точность центровки колес относительно оси вращения и относительно друг друга.

Конструкция крепления существенно влияет на величину радиального и осевого биения колес и их дисбаланса, что существенно отражается на износе шин и появлении значительных динамических нагрузок, действующих на ходовую часть автомобиля.

С увеличением скорости движения автомобиля отрицательное действие неточной установки колес существенно возрастает. Снятие и установка сдвоенных дисковых колес ответственная, тяжелая и трудоемкая операция. Поэтому выбор типа конструкции крепления колес должен осуществляться с учетом максимального снижения времени на снятие и установку колес и облегчения труда при выполнении этой операции.

Детали крепления колес автомобилей изготавливаются в массовом порядке, и технические требования к ним регламентированы государственными стандартами.

Эксплуатация автомобилей показала, что на срок службы дисков колес существенно влияет конструкция крепления.

Отсутствие возможности контроля за состоянием крепления внутреннего диска при сдвоенных колесах приводит в ряде случаев к выходу диска из строя.

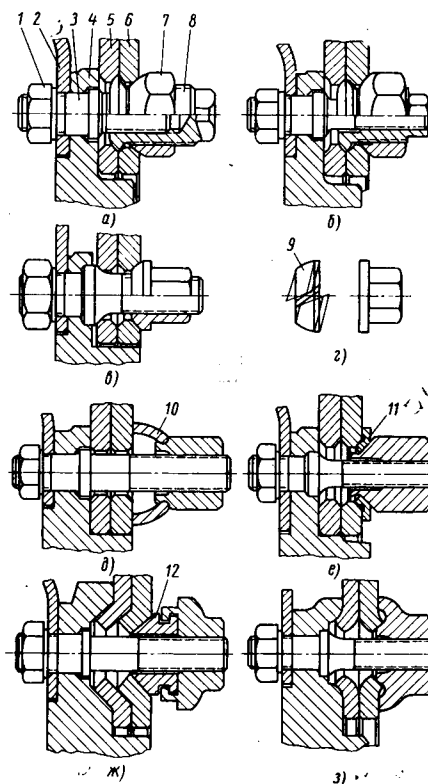
Еще в середине 30-х годов в США был запатентован, а затем нашел широкое распространение во многих странах, в том числе и СССР, способ крепления сдвоенных дисковых колес грузовых автомобилей с помощью шпильки (болта), внутренней гайки (футорки), имеющей внутреннюю и наружную резьбы, и гайки. На рисунке показаны модификации современного типа такого крепления, применяемого в Советском Союзе (а) и в ФРГ (б). На шпильку ступицы сначала устанавливается внутреннее колесо, а затем наворачиванием футорок достигается плотное прижатие диска к торцу ступицы; центровка колеса производится по сферическим поверхностям шпилечных отверстий диска и футорок. После этого на футорку устанавливается наружное колесо, которое центрируется по сферическим поверхностям шпилечных отверстий диска и гаек.

Как футорка, так и гайка выполняют две функции: центровку дисков колес и их крепление. Эксплуатация грузовых автомобилей показала, что крепление сдвоенных дисковых колес с помощью шпильки, футорок и гаек достаточно надежно и позволяет унифицировать все его детали (ГОСТ 10409-63) для большинства грузовых автомобилей и автобусов, имеющих дисковые колеса.

Однако наряду с положительными качествами у крепления указанного типа были выявлены некоторые недостатки.

Шпилечные отверстия дисков колес для возможности центровки и перестановки колес имеют поверхности, обработанные с двух сторон под сферу, т. е. в зоне действия максимальных усилий от затягивания гаек диск колеса имеет наименьшую

толщину. Усилие затягивания гаек колес составляет более 35 кгм, что ведет к возникновению значительных контактных напряжений (до 2500—2800 кг/см²) в зоне сопряжения сферических поверхностей шпилечных отверстий и гаек.



Различные конструкции крепления сдвоенных дисковых колес
1 — гайка крепления шпильки; 2 — тормозной барабан; 3 — шпилька
4 — ступица колеса; 5 — внутренний диск колеса; 6 — наружный диск
колеса; 7 — гайка; 8 — футорка; 9 — пружинная шайба; 10 — само
устанавливающаяся шайба; 11 — фасонная шайба; 12 — центрирующая
втулка.

При указанном виде крепления довольно сложно осуществить точное и равномерное сопряжение сферических поверхностей шпилечных отверстий и гаек по следующим причинам:

1. Относительно большой эксцентricности расположения шпилечных отверстий, которая часто превышает требования ГОСТа (по ГОСТу не более $\pm 0,15-0,3$ мм), что приводит к деформации шпилек или смещению колеса в радиальном направлении.

2. Деформации и непараллельности установки шпилек.

3. Эксцентricности крепежных гаек.

При центровке наружного колеса погрешность в его установке нарастает. Все это приводит к значительному радиальному биению колес.

Наличие в отдельных случаях коррозии, царапин и грязи на сферических поверхностях шпилечных отверстий дисков и гаек усугубляет неравномерность распределения напряжений в зоне контакта. В результате действительные напряжения от усилий затягивания гаек в зоне контакта с диском еще больше возрастают.

Высокие контактные напряжения в зоне сопряжения сферических поверхностей приводят к образованию микротрещин, которые распространяются в радиальном направлении от центра шпилечного отверстия, что значительно сокращает срок службы дисков колес.

В процессе эксплуатации своевременный контроль за состоянием такого крепления внутреннего колеса значительно упрощается, так как для подтягивания футорки необходимо предварительно отвернуть наружную гайку. Ослабление крепления футоркой внутреннего колеса при затянутой гайке приводит к тому, что во время снятия колеса гайка с футоркой вращаются как одно целое. При этом образовавшееся соединение (футорка с гайкой) оказывается иногда настолько прочным, что для освобождения диска от деталей крепления последние необходимо разрушать механически или срезать автогенно.

Такое явление довольно часто наблюдается после длительного срока эксплуатации автомобиля без контроля за состоянием крепления, когда резьбовые соединения покрыты ржавчиной и грязью.

Радиальные и тангенциальные силы, действующие на колесо, передаются на ступицу силой трения, возникающей между дисками колес при их закреплении.

В результате самоотвертывания гаек и ослабления крепления происходит увеличение нагрузки на шпильки. Шпильки, помимо напряжений растяжения, начинают подвергаться изгибным напряжениям и срезу.

Наличие большой номенклатуры деталей указанного типа крепления (шпильки, футорки и гайки с правой и левой резьбой), большая трудоемкость изготовления футорок и значительная металлоемкость конструкций удорожают производство крепежных деталей и создают неудобства в процессе эксплуатации и ремонта автомобилей.

Раздельное закрепление каждого из колес отнимает много времени при их снятии и установке. В связи с изложенным выше в практике зарубежного автомобилестроения наметилась тенденция развития новых конструкций крепления сдвоенных дисковых колес грузовых автомобилей, направленная на максимальное удовлетворение всех требований, предъявляемых к креплениям.

О возможности значительного совершенства крепления колес свидетельствует широкая практика применения за рубежом различных типов конструкций крепления колес, а также обзор патентных материалов в данной области. За истекшие 40 лет (с момента появления конструкции крепления сдвоенных дисковых колес шпилькой, футоркой и гайкой) за рубежом, особенно в США, было разработано много новых конструкций крепления сдвоенных дисковых колес без промежуточной детали—футорки. Некоторые из них представляют большой технический интерес.

Тенденция развития конструкций крепления колес зависит от выбора базовых поверхностей для центровки дисков по двум основным направлениям.

1. Крепление колес с центровкой дисков по коническим или сферическим элементам крепежных деталей и шпильчных отверстий.

2. Крепление колес с центровкой одного внутреннего диска или обоих дисков по пояску на ступице.

Имеются также конструкции крепления сдвоенных дисковых колес по смежному принципу, когда внутренний диск колеса центрируется по пояску на ступице, а внешнее коническими или сферическими поверхностями гаек и шпильчных отверстий.

Первое из указанных направлений широко распространено в странах Западной Европы (Англии, ФРГ, Чехословакии, ГДР), а второе — в США.

При конструкции крепления с центровкой дисков по коническим или сферическим поверхностям на крепежных деталях и в шпильчных отверстиях, как указано на рисунке (а), центровка внутреннего диска колеса осуществляется по пояску на шпильке. Наружный диск центрируется по обработанному пояску гайки. Указанный тип крепления выгодно отличается от крепления с помощью футорки и гайки тем, что он является менее металлоемким, более дешевым в производстве и удобным в эксплуатации (трудоемкость работ при снятии и постановке колес значительно снижается).

Однако такой вид крепления также не лишен ряда недостатков. Ему свойственны все недостатки крепления футоркой и гайкой в части точности центровки колес. В процессе эксплуатации, особенно при движении по плохим дорогам, необходим систематический контроль за состоянием крепления, так как наблюдаются случаи самоотвертывания гаек.

Шпильки при таком креплении так же, как и при футорке и гайке, подвержены значительным изгибным напряжениям.

Надежность такой конструкции крепления значительно повышается, когда центровка наружного колеса осуществляется разрезной пружинной шайбой со сферической поверхностью, прижимаемой затем простой гайкой, как указано на рисунке

(г). Эксплуатационные качества крепления с центровкой дисков колес по сферическим поверхностям крепежных деталей и шпильчных отверстий дисков (индустриальный стандарт DIN в ФРГ) резко повышается при обеспечении чистоты соприкасающихся поверхностей и равномерной затяжке гаек.

При конструкции крепления колес с центровкой по пояску на ступице обоих дисков, как указано на рисунке (д), зазор между центральным отверстием диска и ступицей составляет 0,35—0,7 мм. Диски прижимаются двухкомпонентной гайкой, состоящей из собственно гайки и самоустанавливающейся тарельчатой шайбы, свободно закрепленной на конце гайки.

Из получивших в настоящее время широкое распространение типов крепления дисковых колес эта конструкция наиболее полно отвечает требованиям эксплуатации и производства. При такой конструкции осуществляется достаточно точная и постоянная центровка обоих дисков колес, шпильчные отверстия выполняются без сложной механической обработки, а допуск на расположение шпильчных отверстий может быть значительно шире, чем во всех описанных выше креплениях колес.

Применение двухкомпонентной гайки, которая выполняет в данном случае только функцию крепления, создает широкую контактную поверхность торца шайбы с диском колеса, уменьшая при этом напряжения (по сравнению с другими типами крепления) вблизи шпильчных отверстий. Поэтому выход из строя дисков колес из-за возникновения больших контактных напряжений на кромках шпильчных отверстий исключается. Значительно упрощается также технология изготовления шпильки вследствие простоты ее конфигурации.

Трудоемкость работ по снятию и постановке колес почти в 2 раза меньше, чем в случае крепления футоркой и гайкой, а усилие, необходимое для затягивания гаек, значительно ниже.

Положительной стороной такого типа крепления является также то обстоятельство, что все гайки имеют одну правую резьбу.

Несмотря на некоторое усложнение технологии изготовления гаек и повышение точности обработки базовых поверхностей на ступице колеса и центрального отверстия дисков колес, указанный тип крепления является по результатам испытаний, проведенным в ЦКБ по ободам, самым надежным и экономически выгодным¹. Применение конструкции крепления колес с центровкой по пояску на ступице требует более высокой культуры эксплуатации — необходимо тщательно следить за состоянием посадочных поверхностей, вовремя их очищать от грязи и смазывать.

Недостатком указанной конструкции крепления колес является то, что шпильки не разгружены от изгибных напряжений и наблюдается некоторое «прилипание» дисков колес к ступице, особенно после длительного срока эксплуатации автомобиля без снятия и перестановки колес.

В дальнейшем (патент 1958 г.) в США было найдено несколько иное решение конструкции крепления дисковых колес подобного типа, показанных на рисунке (е), заключающееся в том, что на ступице центрировался только внутренний диск колеса, а внешнее центрировалось двухкомпонентной гайкой. Высокая самоустанавливающаяся шайба была заменена штампованным фасонным кольцом. Конструкция крепления получилась более прочной и компактной, но увеличилось число базовых поверхностей, и усложнилась их обработка.

При разработке конструкций крепления дисковых колес были попытки создать конструкции, которые обеспечивали бы центровку колес по выпуклостям шпильчных отверстий и обработанным соответствующим гнездам в ступице (см. рисунок ж и з), что потребовало специальной обработки ступицы и изменения технологии изготовления дисков.

Показанная на рисунке (ж) конструкция (патент США 1952 г.) обладает тем преимуществом перед всеми описанными выше, что крутящий момент со ступицы передается непосредственно на диски колес и шпилька подвержена только напряжениям растяжения. Такая конструкция утрачивает свое преимущество при перестановке колес, когда оба диска будут центрироваться одной лишь гайкой (оба диска выпуклостями шпильчных отверстий будут повернуты в противоположную сторону). Кроме того, изготовление гайки с креплением такого типа конструкции является довольно сложным.

Заслуживает внимания конструкция крепления, показанная на рисунке (з) (патент США 1960 г.), в котором по шпильчному окну центрируется один внутренний диск. Шпилька предельно проста в изготовлении и в значительной степени раз-

¹ Балабин И. В., Пути В. А. «Автомобильная промышленность», 1963, № 3.

гружена от изгибных напряжений (работает в основном на растяжение). Наружное колесо центрируется посредством фасонной гайки с конической поверхностью. При таком креплении повышается количество базовых поверхностей и точность их технологического исполнения.

Конструкции крепления дисковых колес с центровкой по цилиндрической поверхности специально изготовленной шпильки и по кольцам с коническими поверхностями, устанавливаемыми на шпильках между дисками, не получили распространения.

Выводы

1. Анализ креплений двояных дисковых колес грузовых автомобилей показывает, что конструкция, выполненная с помощью футорки и гайки, имеет ряд серьезных эксплуатационных

недостатков, металлоемка. Кроме того, дорого производство такого крепления. Целесообразен переход на более совершенный и дешевый тип крепления дисковых колес.

2. Из всех получивших широкое распространение конструкций наибольший интерес представляет конструкция с центровкой дисковых колес по ступице и с креплением двухкомпонентной гайкой, обеспечивающая надежную работу, достаточно высокую точность центровки и сохранность дисков. Переход на такой тип крепления обеспечивает значительный экономический эффект.

3. Развитие новых типов конструкций крепления двояных дисковых колес должно идти в направлении усовершенствования имеющихся конструкций, предусматривающего полную разгрузку шпилек от действия изгибных напряжений, максимальное упрощение технологии изготовления крепежных деталей и обработки базовых поверхностей.

УДК 62-714.002.72

Особенность установки и крепления радиаторов системы охлаждения модернизированных автомобилей Кременчугского автозавода

Л. С. РЫЖКО

Кременчугский автозавод

НА ГРУЗОВЫХ автомобилях широко распространены закрытые жидкостные системы охлаждения с принудительной циркуляцией жидкости и с использованием охладителей трубчато-пластинчатого типа. На автомобилях Кременчугского автозавода также применяется такая система охлаждения, унифицированная для автомобилей всех модификаций.

При проектировании системы охлаждения модернизированных автомобилей, оборудованных V-образными четырехтактными восьмицилиндровыми двигателями ЯМЗ-238 мощностью 240 л. с., основное внимание уделялось максимальному использованию деталей и узлов системы охлаждения серийных автомобилей, оборудованных рядными двухтактными шестицилиндровыми двигателями ЯАЗ-М206А, ЯАЗ-М206В и ЯАЗ-М206Б мощностью 180 и 205 л. с. В связи с этим в системе охлаждения модернизированных автомобилей были использованы следующие узлы из системы охлаждения серийных автомобилей: радиатор, жалюзи и их привод, нижние амортизаторы установки радиатора на раму автомобиля. Вновь были применены верхние переходные патрубки подвода охлаждающей жидкости от водяных коллекторов блоков цилиндров к верхнему бачку радиатора, диффузор вентилятора и верхнее крепление радиатора.

Радиатор трубчато-пластинчатого типа с шахматным расположением плоскоовальных трубок устанавливался на первой поперечине рамы перед силовым агрегатом. Спереди к рамке радиатора на шести болтах прикреплялись жалюзи, сзади — диффузор вентилятора.

Вверху радиатор закреплялся двумя тягами, концы которых с проложенными резиновыми подушками прикреплялись к кронштейнам верхнего бачка радиатора и к переднему щитку кабины.

Когда завод освоил производство модернизированных автомобилей и наладил серийный выпуск их, в бюро надежности стали поступать сведения о недостаточной прочности верхнего крепления радиатора. Тщательное наблюдение за работой радиаторов подтвердило эти жалобы. Как показал опыт эксплуатации, верхнее крепление радиатора выходило из строя после пробега автомобилем 10—15 тыс. км.

Конструкторский отдел завода спроектировал и испытал крепление новой конструкции, которое значительно надежнее применяемого в настоящее время.

Верхнее крепление радиатора старой и новой конструкции показано на рис. 1. Боковые тяги фиксируют радиатор в вертикальном положении и прикрепляются с проложенными резиновыми амортизаторами к кронштейнам, приваренным к боковинам рамки радиатора, и к кронштейнам, установленным на верхних полках обочей лонжеронов. Это крепление исключает

влияние колебаний кабины на радиатор и колебаний самого радиатора на его крепление, а также значительно повышает срок службы системы охлаждения в целом.

Максимальные амплитуды колебаний радиатора в верхней части при верхнем креплении одной тягой достигают 50 мм в поперечной плоскости по отношению к продольной оси автомобиля. Масса радиатора, заправленного водой, значительна, и поэтому от воздействия поперечных толчков при креплении двумя тягами разрушаются верхние бачки радиаторов в месте припайки кронштейнов. Этот дефект не был устранен даже после принятия срочных мер по усилению бачков радиатора и кронштейнов. Только после более глубокого анализа причин дефекта и коренного пересмотра конструкции верхнего крепления радиатора был достигнут положительный эффект.

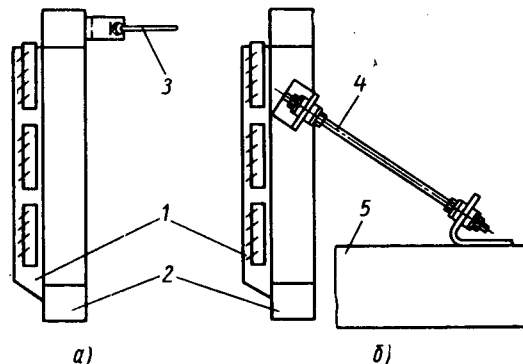


Рис. 1. Старое (а) и новое (б) крепления радиатора:

1 — жалюзи; 2 — радиатор; 3 — тяга верхнего крепления; 4 — тяга бокового крепления; 5 — лонжерон рамы.

Боковое крепление в процессе испытаний также подлежало доводке. В начальный период оно выполнялось без верхних резиновых амортизаторов. Испытания крепления на автомобилях КраЗ-255, КраЗ-256 и КраЗ-257 не дали положительных результатов. Все эти автомобили прошли соответственно 12154, 851 и 6016 км по различным дорогам (городским, горным, междугородным) и в различных условиях. На каждом из указанных автомобилей несколько раз обламывался верхний кронштейн боковых тяг. В связи с этим была изменена конструкция верхнего кронштейна и крепления тяги к кронштейну; были введены резиновые амортизаторы.

Измененное крепление радиатора боковыми тягами было установлено на ряд автомобилей. Пробег этих автомобилей в настоящее время следующий (в км):

Автомобиль повышенной проходимости КраЗ-253	19 000
То же	27 000
Автомобиль-самосвал КраЗ-Э251Б	454
То же	1 116
Автомобиль-самосвал КраЗ-256Б	11 286
То же	12 000

Автомобили испытывались на различных дорогах, а некоторые в условиях бездорожья.

На всех автомобилях крепление радиаторов новой конструкции было в хорошем состоянии и пригодно для дальнейшей

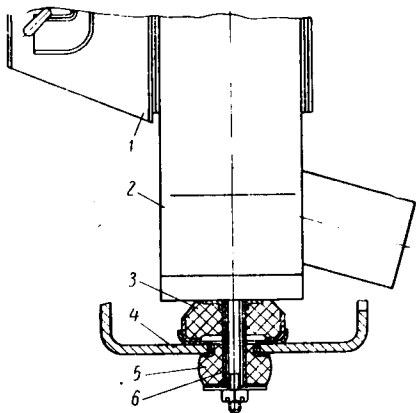


Рис. 2. Нижнее крепление радиатора:

1 — жалюзи; 2 — радиатор; 3 — верхняя резиновая подушка; 4 — первая поперечина рамы; 5 — нижняя резиновая подушка; 6 — распорная втулка.

эксплуатации. В настоящее время новая конструкция крепления радиатора боковыми тягами готовится к производству.

Нижнее крепление радиатора модернизированных автомобилей показано на рис. 2. Надежность нижних резиновых

амортизаторов радиатора по статистическим данным отдела эксплуатации, базирующихся на сборе сведений в автохозяйствах страны и гарантийных испытаниях автомобилей, рассчитана на 20—25 тыс. км, после чего они начинают разрушаться.

Несколько лет назад Ярославский автозавод унифицировал эти амортизаторы с выпускаемыми Горьковским автозаводом. Однако на автомобилях КраЗ, где гораздо большие нагрузки и тяжелее условия эксплуатации, нижние резиновые амортизаторы не долговечны. Поэтому конструкторский отдел завода использует принцип амортизаторов типа «сэндвич», которые выдерживают большие нагрузки. Особенность этой конструкции заключается в том, что тот же объем резины разделен металлическими пластинами, и это позволяет выдерживать значительно большие нагрузки. Так, при трех слоях резины прочность элемента повышается примерно втрое.

Таким образом, разделив применяемые на Кременчугском автозаводе амортизаторы металлической пластиной (рис. 3), можно повысить их прочность примерно вдвое. Это объясняется тем, что резина гасит колебания за счет поглощения энергии (внутреннего трения), превращаемой в тепло. Так как она плохой проводник тепла, то, чтобы обеспечить долговечность работы резиновой подушки, нужно либо ограничить деформации, либо предусмотреть достаточный отвод тепла. Вводом металлической пластины в резиновую подушку достигается и уменьшение деформации и лучший отвод тепла.

Учитывая положительные результаты испытаний верхнего крепления радиатора боковыми тягами с амортизаторами по концам, можно рекомендовать его для применения на других автомобилях, выпускаемых отечественными автозаводами.

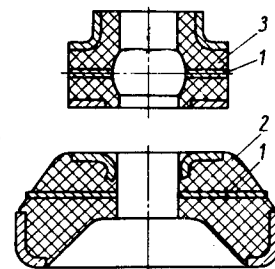


Рис. 3. Амортизатор с металлической пластиной:
1 — металлическая шайба;
2 — верхняя подушка подвески радиатора; 3 — нижняя подушка подвески радиатора.

УДК 629.11.011.3.001.5

Статистическая характеристика эксплуатационной напряженности автомобильных рам

Канд. техн. наук С. С. ДМИТРИЧЕНКО, А. В. АЛЕКСАНДРОВ, В. Н. НИКУЛИН, А. И. ШЕВЧЕНКО

НАТИ, МВТУ имени Баумана

СОГЛАСНО статистическим данным Московского автозавода имени Лихачева, НАМИ, Научно-исследовательского института автомобильного транспорта и Центрального научно-исследовательского института строительных конструкций [1], около 90% рам, поступивших в ремонт, имеют усталостные разрушения (трещины деталей, обрывы заклепок и др.).

Усталостные поломки элементов автомобильных рам обусловлены преимущественно нагрузками, при действии которых возникают переменные напряжения, превышающие предел выносливости детали. Эти нагрузки вызывают повреждения, которые, постепенно накапливаясь, приводят к разрушениям. Следовательно, экспериментальное исследование эксплуатационной напряженности автомобильных рам является одним из основных этапов при решении сложной проблемы их долговечности [2]. Однако отсутствие единого методического подхода у различных исследователей затрудняет правильную оценку эксплуатационной напряженности автомобильных рам. Сравнить результаты опубликованных работ и сделать по ним обобщающие выводы не представляется возможным (различные дорожные условия испытаний, различные режимы нагружения, различные методы обработки и анализа записей напряжений и т. д.).

Методика [3, 4] имела целью оценить статическую прочность автомобильных рам. При этом сделано предположение, что учет возможной перегрузки обеспечивает и необходимую усталостную прочность.

Опыт показал, что такой анализ напряженности необходим для выбора основных геометрических размеров деталей на стадии проектирования, но недостаточен для обеспечения требуемой эксплуатационной долговечности рамы.

Основываясь на опыте НАТИ [5] по оценке долговечности несущих систем колесных и гусеничных машин (тракторов, самоходных шасси, прицепов, полуприцепов и т. д.), можно сформулировать следующие цели тензометрических исследований напряженности автомобильных рам:

1) получение сравнимых статистических данных о напряженности элементов рам при типичных вариантах использования автомобиля и выявление условий, оказывающих наибольшее разрушающее действие на детали рам;

2) выявление наиболее напряженных зон рамы, определяющих усталостную и статическую прочность конструкции;

3) исследование влияния режимов работы (скорости движения, величины и расположения перевозимого груза, наличия прицепа) на напряженность деталей рам;

4) получение исходных данных для составления программ ускоренных (стендовых или полигонных) испытаний рам.

Применительно к рамам грузовых автомобилей в программу работы по оценке их долговечности, помимо тензометрирования, необходимо включить также следующие этапы [2, 5]:

а) сбор и статистическую обработку данных по разрушениям элементов рам автомобилей, находящихся в эксплуатации;

б) характеристику типичных дорожных участков;

в) статистическую обработку записей напряжений в местах наклейки датчиков;

г) приближенную оценку прочности и долговечности рам по результатам тензометрирования;

д) составление программ (выбор режимов ускоренных стендовых или полигонных) испытаний прочности рам;

е) ускоренные испытания рам и их основных элементов на полигоне и стендах.

Сведения об эксплуатационных разрушениях деталей рам позволяют не только правильно выбрать места наклейки датчиков, но и сократить их количество, т. е. уменьшить трудоемкость тензометрирования. Кроме того, эти сведения помогают оценить правильность выбора режимов ускоренных испытаний.

В 1964 г. ИАТН совместно с Московским автозаводом имени Лихачева и МВТУ имени Баумана была исследована напряженность рам грузовых автомобилей ЗИЛ-164А, ЗИЛ-130 (грузоподъемность 4 т) и опытного (грузоподъемность 8 т).

На рис. 1—3 приведены схемы наклейки датчиков сопротивления на рамы серийного автомобиля ЗИЛ-164А и опытного образца ЗИЛ-130 выпуска 1963 г. Выбор мест расположения датчиков основывался на данных об эксплуатационных разрушениях, полученных из работ [1, 6] и отчетов Московского автозавода имени Лихачева, НАМИ, Научно-исследовательского института автомобильного транспорта и Центрального

научно-исследовательского института строительных конструкций. Учитывался также уровень ожидаемых напряжений на основании теории изгиба и стесненного кручения тонкостенных профилей [3, 4]. На деталях рам, имеющих открытые профили, датчики размещались вдоль краев полок на расстоянии 10—15 мм от концентраторов с целью измерения номинальных главных напряжений. Датчики, расположенные на стенках лонжеронов вблизи заклепок кронштейнов рессор и подрессорников, были ориентированы в направлениях, перпендикулярных направлениям ожидаемых (на основании данных о разрушениях рам) усталостных трещин. Учитывались также направления траекторий главных напряжений в указанных зонах, отмеченные при исследованиях методом лаковых покрытий (опыты М. М. Кобрин в Центральном научно-исследовательском институте строительных конструкций). Рациональный выбор мест и направлений наклейки датчиков позволял исключить установку розеток датчиков, существенно затрудняющих исследования переменных напряжений в деталях рам.

При тензометрировании применялись изготовленные НАТИ тензодатчики с базой 10 мм и сопротивлением 86 ом. Для наклейки был использован быстро сохнущий кремнийорганический клей 192-Т. Влагоизоляция датчиков производилась эпоксидной смолой Э-40. Для записи показаний датчиков использовалась специальная тензоплаборатория, устанавливаемая в кузове испытуемого автомобиля. Сигналы от датчиков, усиленные двумя усилителями 8АНЧ-7М, записывались двумя шлейфовыми осциллографами Н-700. Тензометрическая аппаратура закреплялась в кузове на амортизаторах. Сопротивление изоляции датчиков в течение всего периода тензометрирования находилось в пределах 10—100 мгом. Компенсационные датчики были наклеены на специальных ненагруженных пластинках, закрепленных на рамах автомобилей. Тарировка масштабных сопротивлений усилителей 8АНЧ-7М, произведенная

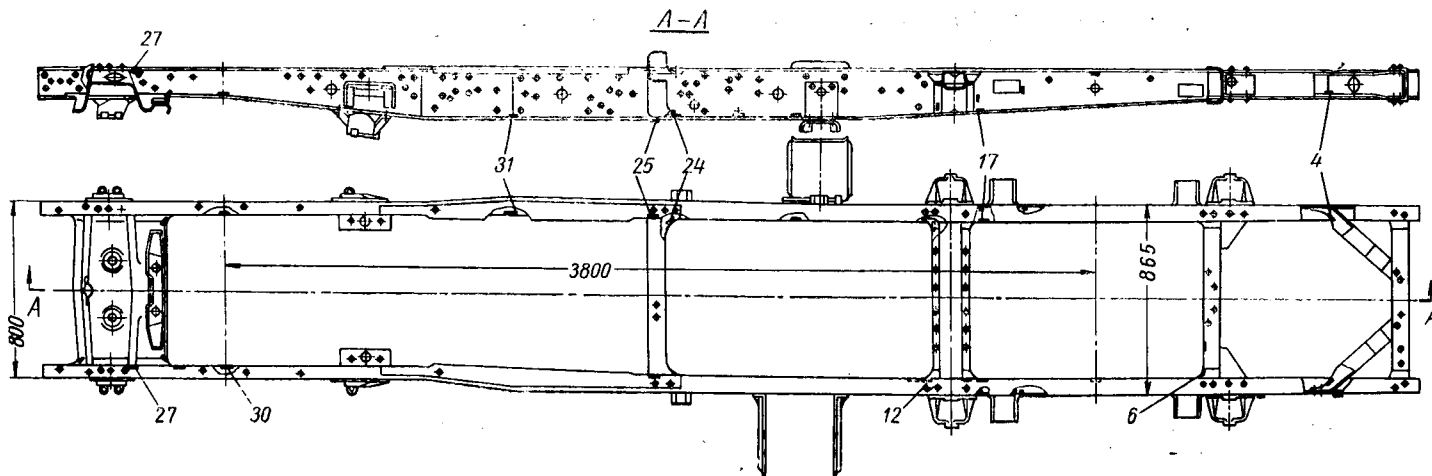


Рис. 1. Рама автомобиля ЗИЛ-164А и схема наклейки датчиков.

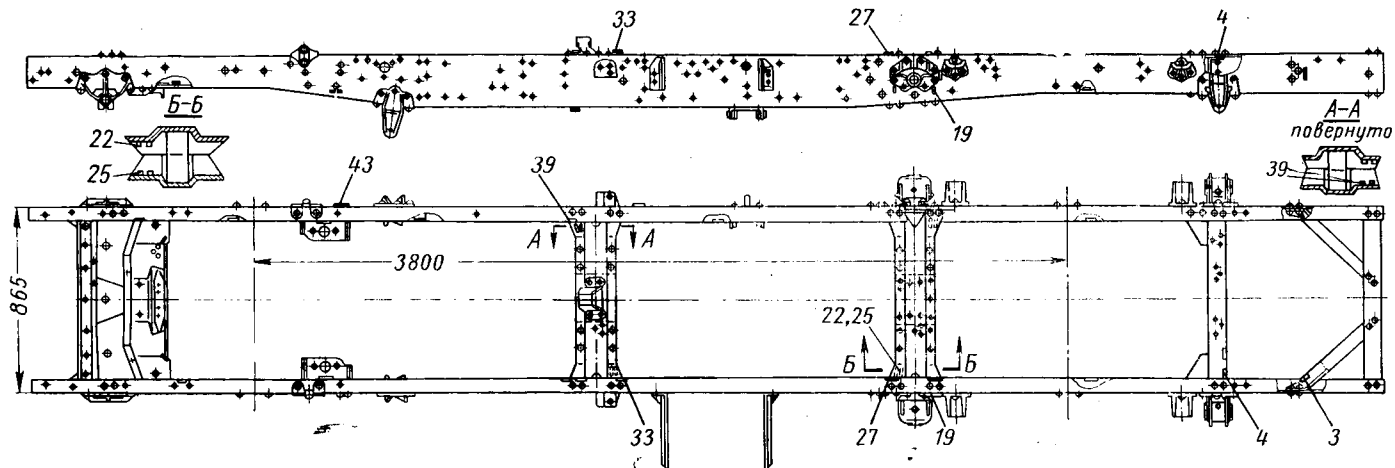


Рис. 2. Рама автомобиля ЗИЛ-130 и схема наклейки датчиков.

на балке равного сопротивления, показала, что разброс по тензочувствительности датчиков и нелинейность не превышали 1,5%. Изменение показаний приборов было в пределах 1,5% (при выдержке 5 мин и относительной деформации 0,001).

При подготовке к эксперименту было наклеено следующее количество датчиков: 35 на раму ЗИЛ-164А, 49 на раму ЗИЛ-130 и 44 на раму опытного. Опыт, накопленный НАТИ при тензометрировании большого числа сварных и клепаных рамных конструкций транспортных и сельскохозяйственных машин, показал, что наклейка такого количества датчиков позволяет, как правило, выявить все основные зоны наибольшей нагруженности. Для подробных исследований были отобраны по девять датчиков для каждой рамы (номера датчиков указаны на рис. 1 и 2). Отбор производился на основании сравнительного анализа напряженности (по данным всех наклеенных датчиков) при переезде расположенных в шахматном порядке препятствий синусоидальной формы высотой 160 мм шагом 5 м на Одесском полигоне ИАТИ. Рамы автомобилей при этом интенсивно работали на кручение в сочетании с вертикальным изгибом.

Для тензометрирования были выбраны семь типичных дорожных участков: грунтовая дорога удовлетворительного качества (1400 м), булыжное шоссе удовлетворительного качества (1500 м), асфальтированное шоссе с выбоинами (400 м), асфальтированное шоссе с волнами (1000 м), разбитый асфальт (1400 м), разбитая грунтовая дорога с засохшими колеями (1100 м) и поле с бороздами от старой пахоты (600 м). Все участки дорог располагались на ровной местности без заметных уклонов (до 1°). Для получения качественных и количественных характеристик дорожных участков и оценки влияния геометрии пути на напряженность рам были проведены измерения неровностей дорог. Незначительные шероховатости дорог не учитывались.

Статистический анализ результатов измерений показал, что на 1 км дороги число волн (неровностей длиной 6—25 м) достигало 60, а общая их длина 580 м. Длина большинства волн не превышала 15 м при среднем значении 6—10,5 м. Число выбоин (неровностей длиной 0,8—5 м) достигало 300. Длина выбоин не превышала 5 м при среднем значении 0,76—3,5 м. Максимальная глубина выбоин достигала 150 мм при среднем значении 40—115 мм. Выбранные для проведения тензометрических исследований дорожные участки имели разнообразие микро- и макропрофили и всесторонне отображали типичные реальные (в том числе тяжелые) дорожные условия эксплуатации грузовых автомобилей общего назначения. При выборе дорожных участков был учтен опыт Московского автозавода имени Лихачева. Длины дорожных участков выбирались из условия обеспечения стабильности статистических параметров эмпирических распределений амплитуд переменных напряжений (т. е. средних значений амплитуд и среднеквадратичных отклонений), количественно характеризующих напряженность элементов рам при движении автомобилей на этих участках дорог.

Скорости движения по различным участкам дорог для каждого автомобиля при выполнении тензометрических опытов устанавливались следующим образом: наименьшая скорость равнялась средней эксплуатационной скорости движения однотипных автомобилей, проходящих на данном участке дороги (определялась по результатам измерений); наибольшая — максимально возможной скорости, определенной с учетом состояния водителя при обеспечении безопасности движения. Кроме того, в целях сравнения напряженности рам автомобилей ЗИЛ-164А и ЗИЛ-130 для автомобилей ЗИЛ-130 была вы-

брана промежуточная скорость, равная максимально возможной скорости автомобиля ЗИЛ-164А.

Нагрузка в кузове автомобилей ЗИЛ-164А и ЗИЛ-130 равнялась 4 т. Давление в шинах колес и распределение веса по осям автомобилей принимались согласно инструкциям завода.

В таблице для основных датчиков (размещенных в местах, которые определяют долговечность рамы автомобиля ЗИЛ-164А) приведены результаты статистической обработки осциллограмм методом корреляционного счета с систематизацией амплитуд переменных напряжений по «укрупненным размахам» [5, 7].

При оценке напряженности указанные параметры сравнивались с одной из основных характеристик сопротивления усталости — с пределом выносливости детали σ_{-1} (при базовом числе циклов $2 \cdot 10^6$), установленным ориентировочно по экспериментальным данным, приведенным в литературе.

Кроме того, была исследована напряженность рам при движении автомобиля на треках Одесского полигона НАТИ с целью выбора режима ускоренных испытаний (данные этих опытов не приводятся).

Исследования выявили следующее:

1. Рама автомобиля ЗИЛ-164А имеет высокий уровень напряжений по всей длине, особенно на участке от первой до третьей поперечины. Наибольшие величины максимальных и средних амплитуд зафиксированы в зоне датчика 24 (см. таблицу). Данные работ [1, 6] показывают, что именно в этом месте (нижняя полка второй поперечины в зоне отгиба для крепления к лонжерону) появляются первые усталостные разрушения рам в эксплуатации.

2. В раме автомобиля ЗИЛ-130 общий уровень напряженности оказался сниженным по сравнению с уровнем напряженности рамы ЗИЛ-164А в результате увеличения высоты сечения лонжеронов, уменьшения жесткости на кручение второй и третьей поперечин и выбора оптимальных параметров подвески автомобиля. Однако требуется повышение усталостной прочности нижних кронштейнов второй и третьей поперечин (датчик 25), а также лонжеронов в зонах соединения со второй и третьей поперечинами (датчики 27 и 33).

3. По опытному автомобилю отмечено существенное снижение общего уровня напряженности в деталях рамы по сравнению с уровнем напряженности рам автомобилей ЗИЛ-164А и ЗИЛ-130. При этом наиболее эффективным средством явилось использование креплений поперечин к стенкам лонжеронов (разгрузка высоконапряженных полок лонжеронов) и приме-

Номера датчиков	Ориентированный предел выносливости σ_{-1k} в кг/см ²	Амплитуды переменных напряжений σ и числа их пиков n в деталях рамы	Движение по грунтовой дороге удовлетворительного качества при скорости в км/ч		Движение по булыжному шоссе удаче ворительного качества при скорости в км/ч		Движение по асфальтированному шоссе с выбоинами при скорости в км/ч		Движение по асфальтированному шоссе с волнами при скорости в км/ч		Движение по разбитому асфальту при скорости в км/ч		Движение по разбитой грунтовой дороге при скорости в км/ч		Движение по поле с бороздами при скорости в км/ч	
			20	34	29	57	35	50	30	51	23	40	20	11		
12	800	σ_{max}	655	1280	940	1700	990	1255	675	1630	820	1080	965	1120		
		σ_{cp}	405	575	460	630	560	555	435	635	445	500	540	500		
		σ_{min}	330	350	345	300	360	345	305	320	300	325	350	345		
		n	106	198	270	345	70	246	55	461	22	345	375	323		
24	900	σ_{max}	1470	1655	940	685	1770	1645	1100	1080	2190	—	2080	1760		
		σ_{cp}	655	740	500	480	680	815	565	680	720	—	760	650		
		σ_{min}	400	355	345	345	410	415	340	350	365	—	320	300		
		n	265	370	152	92	175	96	237	123	696	—	1239	630		
25	800	σ_{max}	605	945	920	1130	1485	1350	880	925	1080	955	1275	1200		
		σ_{cp}	385	490	500	560	665	635	470	530	530	510	575	625		
		σ_{min}	330	300	370	310	370	310	365	355	355	350	395	370		
		n	154	266	408	279	160	107	132	208	539	283	821	291		
31	800	σ_{max}	1225	1550	1705	1710	1460	1710	1170	1275	1525	1825	1620	1700		
		σ_{cp}	535	635	715	745	765	680	535	635	615	880	805	585		
		σ_{min}	310	330	395	340	400	345	390	320	385	460	405	320		
		n	305	407	427	387	142	179	374	352	716	443	621	524		

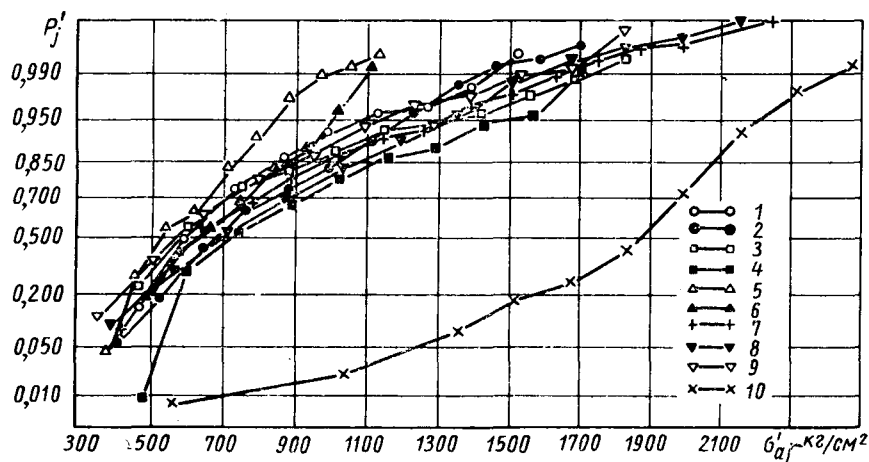
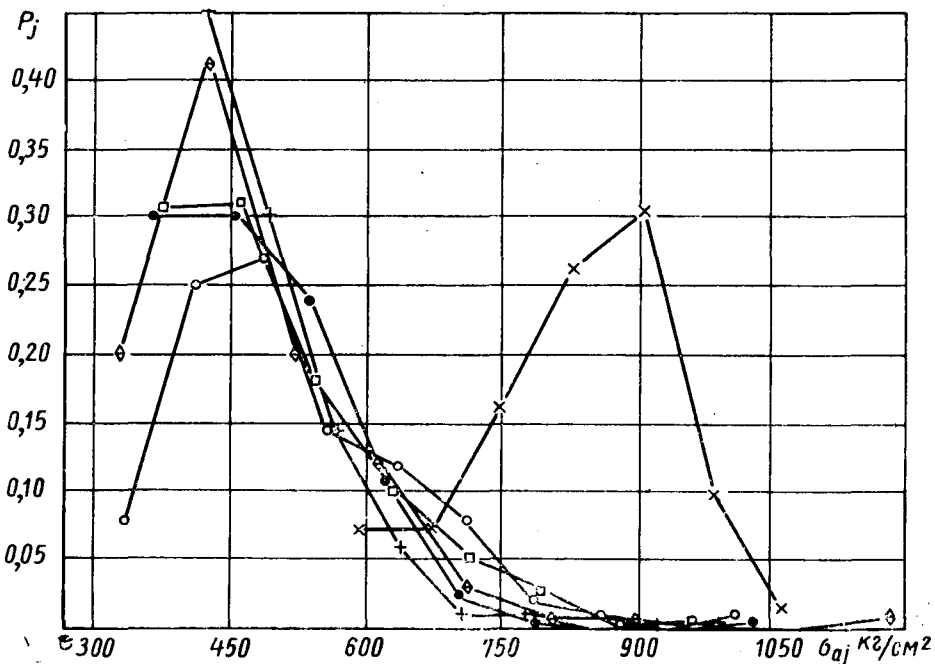
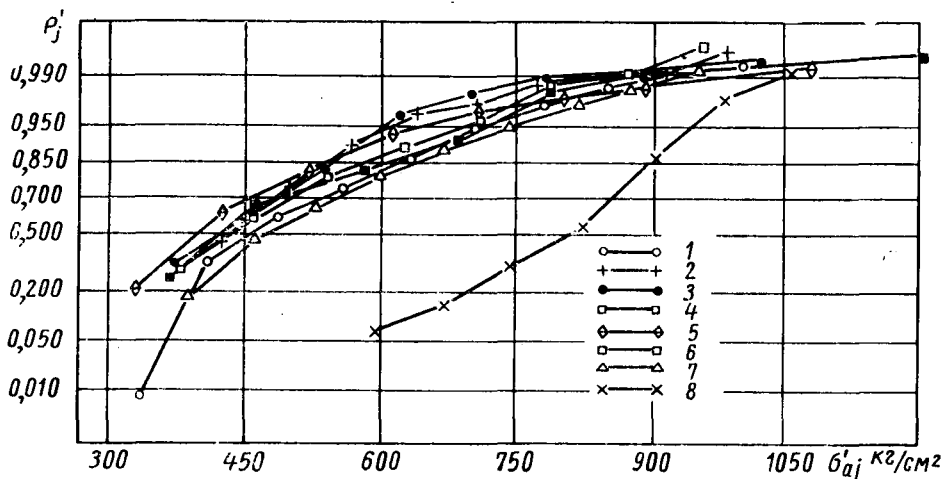


Рис. 3. Спектры напряжений по датчику 24 рамы автомобиля ЗИЛ-164А:

1 — грунтовая дорога удовлетворительного качества при $v=20$ км/ч; 2 — грунтовая дорога удовлетворительного качества при $v=36$ км/ч; 3 — асфальтовая дорога с выбоинами при $v=50,5$ км/ч; 4 — асфальтовая дорога с выбоинами при $v=50,5$ км/ч; 5 — асфальтированное шоссе с волнами при $v=30$ км/ч; 6 — асфальтированное шоссе с волнами при $v=51,4$ км/ч; 7 — разбитый асфальт при $v=22,9$ км/ч; 8 — грунтовая дорога с засохшей колеи при $v=20$ км/ч; 9 — поле с поперечными бороздами при $v=11$ км/ч; 10 — полигон, препятствия $h=160$ мм с пологим въездом, шаг 6,25 м при $v=9,4$ км/ч.



нение балансирной подвески задних мостов автомобиля. Вместе с тем, учитывая все еще достаточно высокий уровень напряжений в зонах соединений третьей и четвертой поперечины со стенками лонжеронов, целесообразно доработать конструкцию этих узлов путем развития сопрягаемых с лонжеронами поверхностей поперечин и увеличения числа заклепок.

4. Изменение дорожных условий и скорости движения автомобиля приводит к существенному перераспределению напряжений в элементах рамы. Например, высокий уровень напряжений в поперечинах рамы автомобиля ЗИЛ-164А (датчики 4, 6, 24) отмечен при езде по грунтовым дорогам, где рама интенсивно работает на кручение (см. таблицу). Для лонжеронов (датчики 12, 17, 25, 27, 31) наиболее напряженным является режим работы в условиях значительного изгиба рамы в вертикальной плоскости в сочетании с закручиванием (см. таблицу).

Для каждого элемента рамы существует определенный тип дороги, на которой изменение скорости в наибольшей мере изменяет напряженность. Например, для нижней полки правого лонжерона (зона крепления четвертой поперечины) рамы опытного автомобиля такая дорога — разбитый асфальт, а для нижней полки левого лонжерона (зона крепления заднего кронштейна передней рессоры) — грунтовая дорога удовлетворительного качества.

Значительное увеличение скорости движения автомобиля приводит к существенному повышению как амплитуд переменных напряжений, так и числа их повторений при езде по дорогам всех видов. Например, для датчика 12 в раме ЗИЛ-164А при движении по грунтовой дороге удовлетворительного качества с повышенной скоростью с 20 до 34 км/ч максимальные амплитуды напряжений увеличились в 2 раза, а средние амплитуды — в 1,4 раза. Для датчика 27 в раме ЗИЛ-130 при движении по булыжному шоссе с повышением скорости с 31 до 57 км/ч максимальные амплитуды увеличились в 2 раза, средние — в 1,2 раза и т. д.

5. Полученные в результате тензометрических исследований эмпирические ряды распределений амплитуд переменных напряжений являются основой при составлении программ для последующих ускоренных (стендовых или полигонных) испытаний прочности автомобильных рам.

На рис. 3 и 4 приведены примеры спектров эксплуатационных напряжений в деталях рам автомобилей и результаты предварительных опытов по выбору режимов полигонных испытаний. По оси абсцисс на графиках отложены величины

Рис. 4. Спектры напряжений по датчику 19 рамы автомобиля ЗИЛ-130:

1 — грунтовая дорога удовлетворительного качества при $v=34$ км/ч; 2 — булыжное шоссе удовлетворительного качества при $v=31$ км/ч; 3 — булыжное шоссе удовлетворительного качества при $v=57$ км/ч; 4 — асфальтированное шоссе с волнами при $v=47$ км/ч; 5 — разбитый асфальт при $v=40$ км/ч; 6 — разбитый асфальт при $v=64$ км/ч; 7 — грунтовая дорога с засохшей колеи при $v=20$ км/ч; 8 — полигон, препятствия высотой 160 мм с пологим въездом, шаг 6,25 м при $v=10,8$ км/ч.

амплитуд переменных напряжений (σ_{aj} соответствует середине разряда при статистической обработке осциллограммы, σ'_{aj} — верхней границе разряда), по оси ординат — частоты P_j или накопленные частоты P_j [5].

Изложенные методические основы статистического подхода к оценке напряженности будут способствовать повышению точности прогноза долговечности автомобильных рам; последующие ускоренные (стендовые и полигонные) испытания помогут уточнить расчетные данные и наметить эффективные мероприятия по увеличению усталостной прочности рам как существующих, так и вновь проектируемых автомобилей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гурман В., Кобрин М., Лельчук Л. «Автомобильный транспорт», 1964, № 12.

2. Кугель Р. В. Долговечность автомобилей. Машгиз, 1961.

3. Гельфгат Д. Б. и Ошноков Б. А. Рамы грузовых автомобилей. Машгиз, 1959.

4. Воронцова И. И., Гельфгат Д. Б., Лунев И. С., Ошноков В. А., Стефанович Ю. Г. Тензометрирование деталей автомобиля. Машгиз, 1962.

5. Дмитриченко С. С., Кугель Р. В., Филатов Э. Я., Нейченко В. Г., Стариков В. М. Ускоренные испытания прочности и надежности тракторов. Труды НАТИ. Вып. 168. 1964.

6. Кобрин М. М., Лельчук Л. М. «Автомобильная промышленность», 1963, № 1.

7. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. Машгиз, 1963.

УДК 629.11.013.33.001.5

К вопросу обеспечения плавного включения фрикционных муфт гидромеханической передачи

И. Г. ШЕЙНКЕР, М. Д. ГИРКО, В. И. ЗАХАРОВ, А. А. ЛОЙКО

Минский автозавод

В 1957 г. на Минском автозаводе была разработана и в дальнейшем поставлена на производство гидромеханическая передача, состоящая из комплексного четырехколесного гидротрансформатора и трехскоростной планетарной коробки передач.

При проведении доводочных работ одной из наиболее сложных задач являлось обеспечение плавного переключения передач. Отсутствие каких-либо устройств, влияющих на характер включения фрикционов приводило к значительным рывкам автомобиля, что делало затруднительным его нормальную эксплуатацию.

Для обеспечения плавного включения фрикционов было изготовлено и испытано несколько различных гидравлических устройств: клапан плавности дроссельного типа, клапан плавности слива и воздушный аккумулятор.

Более простым и компактным оказался клапан плавности дроссельного типа без гидравлического аккумулятора, который был принят для фрикционов первой передачи и заднего хода. Для фрикционов второй передачи применен воздушный аккумулятор, представляющий собой простой цилиндр, заполняемый маслом.

Для проведения исследовательских и доводочных работ был изготовлен специальный динамический стенд, имитирующий динамическую систему трансмиссии автомобиля большой грузоподъемности.

Основная цель проводимой экспериментально-исследовательской работы сводилась к изучению процесса в гидравлической системе при включении фрикциона, определению оптимальной характеристики нарастания давления и исследованию различных гидравлических устройств, обеспечивающих плавное включение фрикционов. При проведении экспериментов на динамическом стенде двигателю задавались определенные числа оборотов, а маховик, имитирующий массу автомобиля, затормаживался тормозным моментом, соответствующим приведенному моменту сопротивления движению автомобиля.

На рис. 1 и 2 приведены примеры осциллограмм включения фрикциона первой передачи без устройств плавного включения и с клапаном плавности.

При расшифровке осциллограмм были приняты следующие параметры, позволившие выделить наиболее существенные особенности процесса: время выбора зазоров во фрикционе (от начала движения поршня гидравлического цилиндра до начала сжатия дисков) t_1 ; время буксования фрикционной муфты, отсчитываемое от начала нарастания рабочего давления t_0 ; время полного нарастания рабочего давления в цилиндре фрикциона t_0 ; период колебаний динамического момента после сцепления фрикционной муфты T ; период колебаний динамического момента в процессе буксования фрикционной

муфты T_1 ; давление в цилиндре фрикциона в точке сцепления муфты p_0 ; величина динамического момента в точке сцепления M_{00} ; скорость нарастания динамического момента в точке сцепления фрикциона M_{00} ; максимальный динамический момент M_{0max} .

Анализ полученных осциллограмм позволил установить, что в процессе включения гидравлического цилиндра наиболее характерными являются два этапа: устранение зазоров между дисками фрикционной муфты и процесс нарастания рабочего давления, включающего фрикционную муфту.

При включении фрикционной муфты наиболее характерными этапами является буксование муфты и переходный процесс в динамической системе после ее сцепления.

Включение фрикционной муфты (процесс синхронизации) из-за возникающего между дисками момента ведения фактически начинается еще на этапе устранения зазоров. Как показали эксперименты, действие момента ведения оказывается наиболее заметным, если скорость вращения насосного колеса гидротрансформатора в основном при трогании автомобиля достаточно мала. В остальных случаях момент ведения не оказывает заметного действия на процесс включения муфты, по-

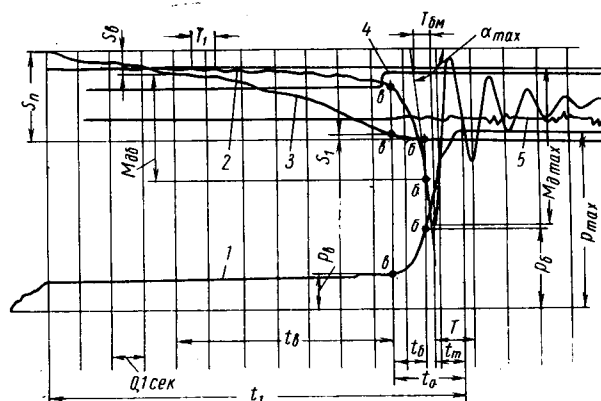


Рис. 1. Осциллограмма включения фрикциона без устройств для плавного включения:

1 — давление в гидравлическом цилиндре; 2 — динамический момент на упругом валу; 3 — ход поршня; 4 — отметка начала движения автомобиля при трогании с места; 5 — обороты выходного вала гидромеханической передачи; а — точка, соответствующая началу непосредственного буксования фрикционной муфты; б — точка, соответствующая окончанию процесса буксования муфты.

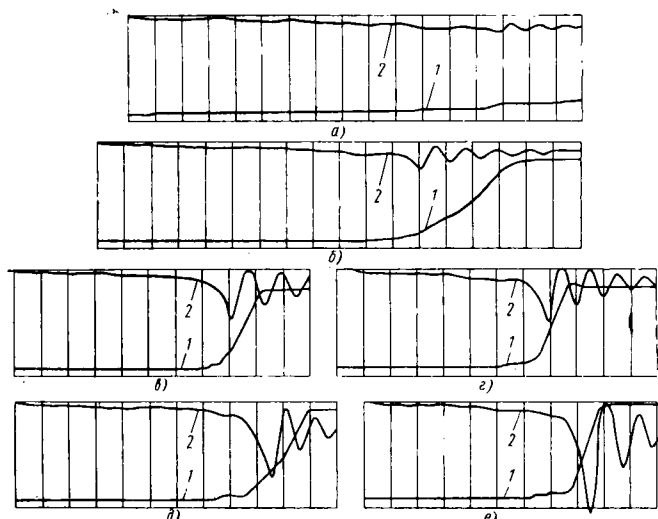


Рис. 2. Осциллограммы включения фрикционов с клапаном плавности при различных темпах нарастания давления: а — $n_{H0}=950$ об/мин, $M_{\Delta\max}=220$ кгм, $t_0=2,5$ сек; б — $n_{H0}=930$ об/мин, $M_{\Delta\max}=320$ кгм, $t_0=0,45$ сек; в — $n_{H0}=950$ об/мин, $M_{\Delta\max}=645$ кгм, $t_0=0,15$ сек; г — $n_{H0}=1350$ об/мин, $M_{\Delta\max}=760$ кгм, $t_0=0,46$ сек; д — $n_{H0}=1355$ об/мин, $M_{\Delta\max}=920$ кгм, $t_0=0,35$ сек; е — $n_{H0}=1345$ об/мин, $M_{\Delta\max}=1270$ кгм, $t_0=0,25$ сек; 1 — давление в гидравлическом цилиндре; 2 — динамический момент на упругом валу.

звоня только более плавно устранять зазоры в трансмиссии. Первый этап включения гидравлического цилиндра (устранение зазоров между дисками муфты) определяет время задержки включения передачи и разрыв потока мощности при переключении передач. Поэтому данный этап должен быть по возможности минимальным. Это достигается увеличением производительности насоса, увеличением проводимости гидравлической системы и сокращением объема, описываемого поршнем фрикциона при перемещении.

Сокращение объема, описываемого поршнем, обеспечивается применением оптимальных, незавышенных зазоров между дисками выключенной муфты, применением фрикционов с меньшим числом дисков и высокими удельными давлениями.

Проводимость гидравлической системы оценивалась введением приведенного коэффициента расхода μ_{np} включающей магистрали на площадь проходного сечения f_{np} , к которому приводились и затем суммировались гидравлические сопротивления отдельных участков. Результаты расчета показали, что приведенный коэффициент расхода в основном рабочем интервале расхода и перепада давления может приниматься постоянным. Определенный расчетным путем с помощью полученной для фрикциона первой передачи величины $\mu_{np} f_{np} \approx 0,23$ максимальный возможный расход масла через магистраль включения первой передачи составил 62 л/мин, а время устранения зазоров $t_1 \approx 1,2$ сек оказалось близким к экспериментальному.

Производительность насоса на рабочих режимах, как правило, превышает максимальный расход масла через магистраль, и процесс включения фрикциона можно считать происходящим практически при постоянном главном давлении.

Давление в гидравлическом цилиндре на этапе устранения зазоров зависит от характеристики пружин поршня и сил трения и обычно изменяется незначительно, так как пружины поршня имеют достаточно пологую характеристику. В связи с этим при расчетах давление в гидравлическом цилиндре на данном этапе в первом приближении может приниматься постоянным.

Процесс нарастания рабочего давления зависит от расхода жидкости, поступающей в гидравлический цилиндр, и приведенной объемной податливости (жесткости) гидравлической системы.

Под приведенной объемной податливостью гидравлической системы следует понимать увеличение объема жидкости в гидравлическом цилиндре при увеличении силы давления на поршень на 1 кг; аналогичная величина, отнесенная к единице площади поршня, может быть названа удельной объемной податливостью.

Податливость гидравлического привода включения фрикциона при отсутствии в нем специальных упругих элементов может быть названа естественной податливостью (жесткостью). Однако ее использование для получения требуемого темпа включения фрикциона возможно только при применении достаточно малых проходных сечений в клапане плавности.

Естественная приведенная жесткость гидравлического привода для испытуемой гидравлической системы определялась по осциллограммам. С этой целью был записан процесс нарастания давления в цилиндре фрикциона при наполнении через отверстие малого диаметра, сопротивление которого позволило пренебречь сопротивлением гидравлической магистрали. Кривая нарастания давления разбивалась на малые участки, для которых приведенный коэффициент удельной объемной жесткости системы принимался постоянным и определялся по формуле

$$\frac{c}{F^2} = \sqrt{\frac{2\gamma}{g}} \cdot \frac{1}{f \mu \Delta t} (V \sqrt{p_n - p_0} - V \sqrt{p_n - p}) \text{ кг/см}^5,$$

где γ — удельный вес жидкости;
 g — ускорение земного тяготения;
 F — площадь поршня;
 f — площадь отверстия;
 μ — коэффициент расхода ($\sim 0,65$);
 p_n — давление насоса;
 p_0 — давление в начале участка Δt ;
 p — давление в конце участка Δt .

Коэффициент естественной жесткости гидравлического привода изменяется в процессе включения фрикциона прогрессивно.

Если характер нарастания давления не принимается во внимание, а учитывается только полное время включения цилиндра фрикциона, необходимо определить условное среднее значение коэффициента удельной объемной жесткости гидравлического привода:

$$\frac{c_{cp}}{F^2} = \sqrt{\frac{2\gamma}{g}} \cdot \frac{V \sqrt{p_n - p_0}}{f \mu t_0} \text{ кг/см}^5.$$

По результатам осциллографирования было получено $c_{cp} \approx 0,165$ кг/см⁵, а подсчитанное затем время нарастания давления при включении фрикциона без специальных устройств ($t_0 \approx 0,1$ сек) оказалось близким к экспериментальным данным.

При отсутствии устройств, обеспечивающих плавное нарастание давления, включение гидравлического цилиндра фрикциона происходит резко, а при некоторых условиях может наблюдаться дополнительное увеличение давления, вызываемое явлением гидравлического удара и задержкой в срабатывании клапана ограничения давления, что делает включение фрикциона еще более резким.

Наряду с понятием естественной податливости гидравлического привода включения фрикциона следует ввести понятие искусственной податливости, обеспечиваемой применением специальных упругих элементов, пружин или сжатого воздуха.

Влияние естественной и искусственной податливости на процесс нарастания рабочего давления зависит от общей проводимости гидравлической системы. При малых проходных сечениях естественная податливость гидравлической системы наиболее ощутима, а при достаточно больших проходных сечениях ее доля в величине общей податливости гидравлического привода становится незначительной и может при расчетах не учитываться. Учет естественной податливости гидравлического привода необходим в первую очередь для расчета процесса включения цилиндра фрикциона без устройств, обеспечивающих плавное нарастание давления, а также при использовании устройств, работающих с небольшими проходными сечениями.

Точка сцепления муфты при анализе осциллограмм определялась вначале сравнением угловых скоростей звеньев динамической системы, однако затем был использован более простой метод определения точки сцепления по характеру изменения динамического момента.

После окончания буксования фрикционной муфты действие момента трения скольжения прекращается, однако инерция вращающихся масс обуславливает дальнейшее увеличение динамического момента до его максимального значения, после чего в трансмиссии наблюдается затухающий колебательный процесс.

В точке сцепления муфты угловая относительная скорость вращения муфты и вала гидравлической системы при прогрессивно нара-

стающем моменте трения, пропорциональная скорости нарастания динамического момента, достигает максимальной величины. Указанное обстоятельство наряду с другими признаками и было использовано для нахождения точки сцепления фрикционной муфты.

При нахождении точки сцепления муфты на осциллограмме в различных точках кривой динамического момента проводятся касательные линии. В точке сцепления угол наклона касательной к горизонтальной оси будет максимальным (рис. 1).

К числу факторов, влияющих на выбор наиболее оптимальной характеристики нарастания давления в гидравлическом цилиндре, в первую очередь относятся динамические нагрузки в трансмиссии и характер движения автомобиля при включении фрикционной муфты.

Максимальный динамический момент в большинстве случаев возникает на втором этапе после сцепления муфты, и его величина определяется параметрами двух этапов: буксования и переходного процесса в динамической системе после сцепления муфты. Как было установлено при исследовании, на процесс возникновения максимального динамического момента после сцепления основное влияние оказывают следующие конечные параметры буксования муфты: динамический момент в точке сцепления, первая производная динамического момента в точке сцепления и скорость движения автомобиля, достигнутая в процессе буксования муфты.

Степень дальнейшего увеличения динамического момента до максимальной величины после сцепления муфты зависит от параметров, характеризующих динамическую систему трансмиссии, а именно: от частоты собственных колебаний системы и коэффициента затухания.

Полученные при осциллографировании величины максимальных динамических моментов на выходном валу коробки передач, соединенном с упругим валом стэнда, достигали 80—100% от максимального статического момента, соответствующего моменту на заторможенной турбине гидротрансформатора (начальная скорость вращения насосного колеса при этом не превышала половины максимальной).

На динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля при включении фрикционной муфты можно влиять, изменяя податливость трансмиссии, моменты инерции звеньев и режим включения муфты, определяемый начальной относительной скоростью буксования, а также величиной и характером нарастания момента трения.

Наиболее простым и эффективным способом является увеличение длительности буксования муфты, которое достигается более плавным нарастанием рабочего давления. При этом уменьшаются как конечные параметры этапа буксования муфты, так и степень возрастания динамического момента после сцепления. Следует также отметить, что длительность буксования фрикционной муфты должна ограничиваться допустимыми износами ее поверхности трения.

Воздействие на податливость трансмиссии и моменты инерции звеньев конструктивно оказывается затруднительным и не дает необходимого эффекта.

Снижение начальной относительной скорости буксования фрикциона не позволяет полностью решить вопроса, так как получаемое при этом снижение динамических нагрузок оказывается менее значительным, чем снижение относительной скорости буксования. Кроме того, величина начальной относительной скорости буксования связана с режимами включения, которые не могут назначаться произвольно и зависят от условий эксплуатации.

В числе основных факторов, определяющих оптимальную характеристику нарастания давления, включающего фрикционную муфту, изучался также вопрос о влиянии характера включения муфты на плавность движения автомобиля, в первую очередь, при трогании автомобиля с места. Характер движения автомобиля оценивают величинами ускорения и скорости изменения ускорения.

При проведении экспериментов процесс трогания автомобиля происходит плавно, если ускорение автомобиля при включении муфты не превышало $1-1,5 \text{ м/сек}^2$ при средней скорости нарастания ускорения за период буксования муфты не более $8-10 \text{ м/сек}^3$.

Плавное нарастание давления во включающем цилиндре фрикциона достигается ограничением расхода масла, поступающего в гидравлический цилиндр, и увеличением податливости гидравлической системы. Конструктивно ограничение расхода осуществляется либо уменьшением проходного сечения перед фрикционом, либо открытием сливного отверстия. Эгой

целью могут служить клапан плавности дроссельного типа или клапан плавности слива. Увеличение податливости гидравлической системы достигается применением в системе дополнительных упругих элементов (пружин или сжатого воздуха).

На Минском автозаводе ранее был спроектирован и внедрен клапан плавности дроссельного типа без специального гидравлического аккумулятора, роль которого выполняла естественная упругость гидравлической системы фрикциона при весьма малом проходном сечении.

Данный тип клапана отличается известной простотой и компактностью, однако при определенном сочетании величин утечки жидкости и сечения жиклера он может не обеспечить требуемой от него характеристики нарастания давления и величины конечного давления в гидравлическом цилиндре. Указанное обстоятельство в определенных условиях может привести фрикционную муфту к выходу из строя и потребует регулировки величины проходного сечения жиклера в каждом конкретном случае, что является недостатком.

Для улучшения работы серийного клапана плавности был разработан модернизированный клапан плавности, в котором для повышения надежности работы фрикциона предусмотрено дополнительное проходное сечение, открываемое в конце хода подпружиненного золотника. Увеличение общей податливости гидравлической системы было достигнуто использованием дополнительного перемещения золотника клапана плавности на этапе нарастания рабочего давления, которое в серийном клапане плавности отсутствует.

Клапан плавности должен выполнять в некоторой степени противоречивые требования: с одной стороны, обеспечивать быстрое перемещение поршня при выборе зазоров во фрикционной муфте, а с другой стороны, — плавное перемещение поршня на участке нарастания рабочего давления, включающего фрикционную муфту. Как это осуществляется в различных типах клапанов плавности, можно видеть из рис. 3 и 4.

Клапан плавности дроссельного типа

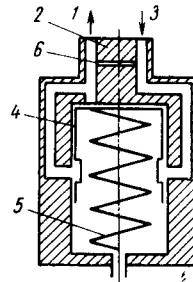


Рис. 3. Принципиальная схема клапана плавности дроссельного типа:

1 — канал подвода масла к гидравлическому цилиндру фрикциона; 2 — корпус; 3 — канал подачи масла от насоса; 4 — поршень клапана; 5 — пружина; 6 — канал.

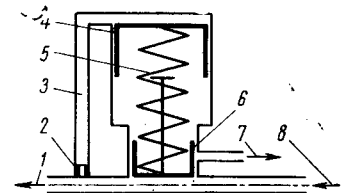


Рис. 4. Принципиальная схема клапана плавности слива:

1 — канал подвода масла к гидравлическому цилиндру фрикциона; 2 — жиклер; 3 — корпус; 4 — большой поршень; 5 — пружина; 6 — малый поршень; 7 — сливное отверстие; 8 — канал подачи масла от насоса.

работает следующим образом. При свободном перемещении поршня давление в гидравлическом цилиндре невелико и поршень клапана занимает верхнее положение. После соприкосновения дисков фрикционной муфты давление возрастает и поршень клапана, перемещаясь, закрывает большое проходное сечение, а дальнейшее наполнение цилиндра клапана происходит через малое проходное сечение.

В клапане слива малый поршень на участке устранения зазоров перекрывает сливное отверстие, в результате чего происходит быстрое перемещение поршня фрикциона. С возрастанием давления малый поршень клапана открывает сливное отверстие, и нарастание давления происходит по мере медленного заполнения через жиклер полости над большим поршнем и по мере сжатия пружины. В конце хода большого поршня последний принудительно перемещает малый поршень, который перекрывает сливное отверстие.

Выводы

1. При проектировании гидромеханической передачи необходимо предусматривать устройства для плавного включения фрикционных муфт. Начальный и конечный участки кривой нарастания давления в гидравлическом цилиндре фрикциона

должны быть более плавными, чем ее средний участок, а конечное давление желательно иметь переменным при различных режимах включения.

2. Время устранения зазоров во фрикционе должно быть по возможности минимальным, что достигается, главным образом, за счет увеличения гидравлической проводимости и сокращения объема, описываемого поршнем.

3. Использование естественной упругости гидравлического привода фрикциона при малых проходных сечениях благоприятно с точки зрения обеспечения оптимального характера нарастания давления, однако утечка жидкости требует введения специальной регулировки клапана плавности для каждого конкретного случая.

4. Клапан плавности дроссельного типа обеспечивает более благоприятный закон нарастания давления на среднем и конечном участках кривой нарастания давления; клапан плавности слива и воздушный аккумулятор обеспечивают получение более благоприятного закона нарастания давления на начальном и среднем участках кривой нарастания давления.

УДК 629.11.02:536.51

Автомобильный дистанционный термометр с полупроводниковым датчиком

И. В. СЕЛЕЗНЕВ, Л. Л. ШВАЛЬ
ВНИИАвтоприборов

ПРИМЕНЯЕМЫЕ в настоящее время на многих отечественных автомобилях электрические импульсные термометры недостаточно надежны и стабильны в работе. В процессе эксплуатации наблюдаются преждевременные выходы их из строя, а также значительная разрегулировка, вызываемая подгоранием контактов в датчике.

Кроме того, данные термометры обладают низкой чувствительностью, имея узкую шкалу с углом размаха порядка 45°, повышенной тепловой инерционностью и недостаточно высоким температурным пределом измерения, равным 110°.

Вибрирующие контакты в механизме датчика создают значительные радиопомехи, что делает нежелательным применение данных приборов на автомобилях с высокими требованиями в отношении радиопомех. Импульсные термометры рассчитаны на работу в цепях с питающим напряжением 6 и 12 в. Применение их на автомобилях с 24-вольтовой системой питания требует дополнительной установки делителя напряжения, так как непосредственное включение прибора на полное напряжение ведет к быстрому износу контактов в датчике.

Порождидкостные термометры типа УТ-100, устанавливаемые на некоторые типы автомобилей и автобусов, неудобны при дистанционном измерении, требуют тщательного монтажа трубопровода и недостаточно надежны в работе вследствие поломок трубопровода, вызываемых действием вибрации или механическими повреждениями. Особенно малонадежны данные термометры при больших длинах трассы от места измерения до щитка приборов.

Электрические термометры сопротивления типа ТУЭ-48, устанавливаемые преимущественно на автомобилях большой грузоподъемности и тягачах с 24-вольтовой системой электрооборудования, конструктивно сложны и дороги, а также имеют большие габариты датчика, затрудняющие его размещение в местах измерения.

В последнее время начинает устанавливаться на все новые модели отечественных автомобилей новый, более совершенный электрический автомобильный термометр.

В данных термометрах в качестве термочувствительного элемента используются полупроводниковые термосопротивления, или так называемые терморезисторы. Терморезисторы выгодно отличаются от других типов термочувствительных элементов, например ировольных, своим высоким температурным коэффициентом сопротивления, в несколько раз превышающим коэффициент сопротивления металлов и их сплавов высоким удельным сопротивлением и малыми габаритами. Температурный коэффициент сопротивления терморезисторов лежит в пределах 2—6% /°C, в то время как у металлов он не превышает 0,6—0,7% /°C. В отличие от металлов коэффициент сопротивления терморезисторов имеет отрицательное значение, т. е. с повышением температуры их сопротивление не увеличивается, а уменьшается. При очень малых размерах терморезисторов величина их сопротивления достигает десятков и сотен ком.

На рис. 1 показана температурная характеристика (кривая 1) терморезистора. Для сравнения показаны подобные характеристики медного (кривая 2) и никелевого (кривая 3)

проволочных сопротивлений, широко применяемых в тепловых приборах в качестве термочувствительных элементов.

Изменение сопротивления терморезисторов при изменении температуры происходит по экспоненциальному закону:

$$R = Ae^{\frac{B}{T}},$$

где R — сопротивление терморезистора при данной температуре;

A и B — постоянные коэффициенты;

T — температура в °K;

e — основание натуральных логарифмов.

Высокий температурный коэффициент сопротивления терморезисторов позволяет использовать в термометрах относительно простые по схеме и конструкции приемники с невысокой чувствительностью.

Простота геометрических форм, малые габариты и высокое омическое сопротивление терморезисторов позволяют получить простой по конструкции датчик, с малыми габаритами и небольшой тепловой инерционностью.

Выпускаемые промышленностью терморезисторы обладают удовлетворительной стабильностью характеристик. Согласно ГОСТу 10688-63 изменение сопротивления терморезисторов после 5000 ч работы не должно превышать $\pm 5\%$ от первоначальных значений.

Конструктивно терморезисторы выполняются в виде цилиндрических стержней, шайб, дисков и бусинок. Материалами терморезисторов служат смеси окислов различных металлов.

В автомобильных термометрах в качестве термочувствительного элемента были использованы терморезисторы типа ММТ-15. Они имеют форму таблетки диаметром 10—11 мм, толщиной 1,5 мм с двумя посеребренными торцовыми контактными поверхностями. Номинальная величина сопротивления при температуре 20° составляет 800 ом, температурный коэффициент сопротивления при 20°C равен 3,4%/°C.

При данных габаритах терморезисторы обладают необходимой мощностью рассеяния. Будучи установленными в датчик, они выдерживают значительные токи до 70—80 ма (в водяной и масляной среде с температурой 100°) без существенного нагрева током.

Повышенные токи в датчике, а следовательно, и приемнике упрощают схему и конструкцию приемника, улучшают его ха-

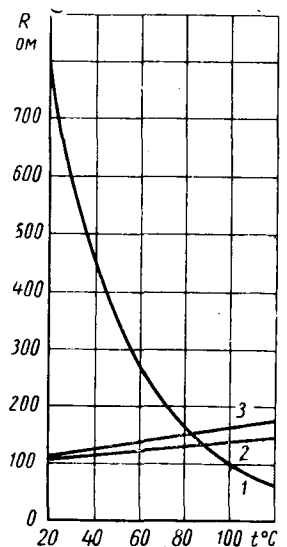


Рис. 1. Характеристики $R = f(t^{\circ}\text{C})$.

рактеристики. Кроме того, габариты терморезисторов ММТ-15 позволяют выполнить конструкцию датчика с посадочным размером, аналогичным в импульсных датчиках, что упрощает задачу перехода с одних термометров на другие.

В качестве приемника термометра был выбран двухкатушечный магнитоэлектрический логометр с одной дифференциальной катушкой. Данные логометры относительно просты в конструктивном исполнении, обладают удовлетворительной точностью показаний и повышенной чувствительностью. Показания логометрических приемников мало зависят от колебаний величины питающего напряжения.

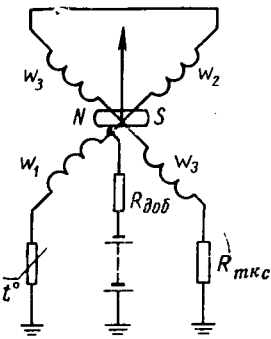


Рис. 2. Электрическая схема термометра с полупроводниковым датчиком.

На рис. 2 показана электрическая схема термометра с полупроводниковым датчиком. Логометр имеет две измерительные катушки, расположенные под углом 90° друг к другу. Одна из катушек является дифференциальной и состоит из двух частей w_1 и w_2 , имеющих одну общую ось, но взаимнопротивоположное направление м.д.с. Датчик включается последовательно катушке w_1 .

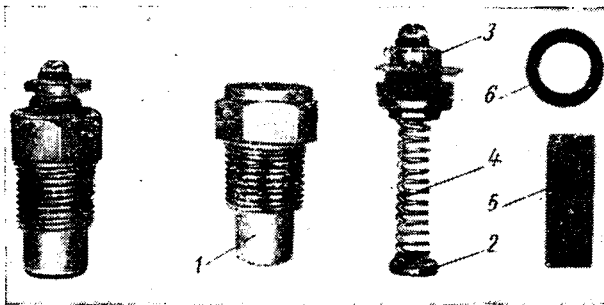


Рис. 3. Конструкция полупроводникового датчика.

Термокомпенсационное сопротивление $R_{ткс}$ служит для компенсации погрешности показаний, вызываемой изменением температуры окружающей среды. Связь датчика с приемником осуществляется по однопроводной схеме, вторым проводом служит масса автомобиля.

Термометр работает следующим образом. При изменении температуры датчика изменяется его сопротивление, что, в свою очередь, вызывает изменение тока в цепи первой катушки w_1 , а следовательно, и ее м.д.с. При этом изменяется результирующий вектор м.д.с. измерительных катушек как по величине, так и по направлению. За направлением результирующего вектора м.д.с. следует постоянный магнит со стрелкой.

На рис. 3 показана конструкция полупроводникового датчика. Основными элементами датчика являются: латунный баллон 1, терморезистор 2, выводная клемма 3, цилиндрическая пружина 4, изоляционная втулка 5 и уплотнительная прокладка 6.

Электрическая цепь датчика осуществляется через выводную клемму, пружину и терморезистор на массу. Пружина одним концом плотно насажена на цилиндрический выступ в клемме, а вторым прижата к терморезистору. Для исключения

коротких замыканий пружина и терморезистор отделены от боковой поверхности баллона с помощью изоляционной втулки 5.

На рис. 4 показана конструкция механизма приемника. Он состоит из каркаса 1, постоянного магнита 2, измерительных катушек 3, оси 4 со стрелкой 5, шкалы 6, экрана 7. Каркас 1 изготовляется из изоляционного материала. На каркас в двух взаимно перпендикулярных направлениях наматываются измерительные катушки. Внутри каркаса расположен постоянный магнит 2, который закреплен неподвижно на оси 4. Ось вращается в двух подшипниках, одним из которых служит подпятник 8, а другим мостик 9. К мостику прикреплена шкала 6.

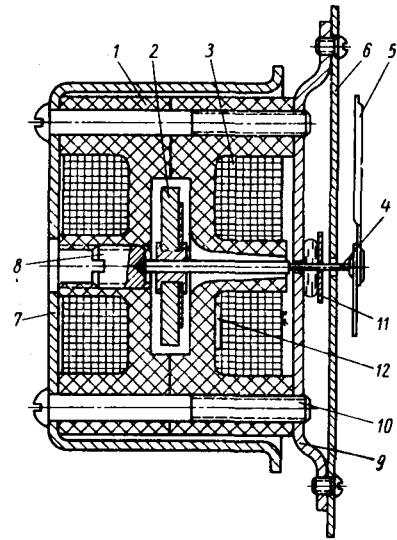


Рис. 4. Конструкция механизма приемника.

Каркас вставляется в экран 7, изготовляемый из низкоуглеродистой стали, и соединяется с ним с помощью винтов 10. Экран 7 служит для защиты показаний прибора от влияния внешних магнитных полей.

Демпфирование колебаний подвижной системы приемника, вызываемых вибрацией и тряской на автомобиле, осуществляется посредством высоковязкой кремнеорганической жидкости марки ПМС. Она закладывается в виде капли между мостиком 9 и шайбой 11, насаженной на ось 4.

Данная жидкость обладает высокой стабильностью свойств по времени и благодаря высокой вязкости обеспечивает хорошее демпфирование в диапазоне температур окружающей среды от -50° до $+60^\circ$.

Для возвращения стрелки прибора в исходное положение после выключения тока служит магнит 12, закрепляемый на каркасе. Собранный механизм логометра вместе с добавочным $R_{доб}$ и термокомпенсационным $R_{ткс}$ сопротивлением закрепляется на корпусе приемника.

Термометр имеет пределы измерения от 40 до 120°. Шкала термометра неравномерная, с растянутым диапазоном температур 80—100°. Угол размаха шкалы составляет примерно 90°. Широкая и удобная для наблюдения шкала облегчает контроль за показаниями термометра. Малые габариты полупроводникового датчика облегчают его размещение в местах измерения. Однопроводная связь датчика с приемником делает данные термометры удобными в монтаже. Сопротивление соединительного провода практически не оказывает влияния на точность показаний ввиду его незначительной величины по сравнению с сопротивлением датчика.

По точности показаний термометры с полупроводниковым датчиком не уступают другим типам автомобильных термометров. Их основная погрешность показаний (при нормальной температуре окружающей среды 20°) в рабочем диапазоне температур измеряемой среды 60—100°С не превышает $\pm 5^\circ$ С.

Данная погрешность показаний обеспечивается при соблюдении взаимозаменяемости как датчиков, так и приемников. Тепловая инерционность этих термометров значительно ниже по сравнению с импульсными термометрами.

Опыт эксплуатации термометров с полупроводниковым датчиком показывает их высокую надежность и удовлетворительную стабильность в работе.

Изменение показаний приборов после относительно больших пробегов автомобиля порядка 150—170 тыс. км не превышает 3° по сравнению с первоначальными.

В настоящее время термометры с полупроводниковым датчиком устанавливаются на целом ряде автомобилей: ЗИЛ-111, «Чайка», ГАЗ-53, автобусах ЛАЗ и др.

В дальнейшем по мере освоения и расширения производства терморезисторов предполагается установка данных термометров на все новые модели автомобилей, а также на тракторы, что значительно повысит надежность контроля теплового состояния двигателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Арутюнов В. О. Электромеханические логометры. Госэнергоиздат, 1956.
2. Нечаев Г. К. Термосопротивления в температурном контроле. Гостехиздат, УССР, 1959.
3. Селезнев И. В. «Автомобильное электрооборудование», 1963, № 4.
4. Браславский Д. А., Логунов С. С., Пельпор Д. С. Авиационные приборы. Машгиз, 1964.



УДК 621.746.392.003.1

Новый процесс отливки черных и цветных сплавов в анодированные алюминиевые кокили и его эффективность

А. А. СТАНКЕВИЧ

Минский филиал НИИТАвтопрома

ДЛЯ МНОГИХ видов деталей в массовом и крупносерийном производстве экономически выгодно отливать черные и цветные сплавы в постоянные металлические формы (кокили). Этот метод позволяет получать отливки повышенной точности с чистой поверхностью, а также обеспечивает условия для максимальной механизации и автоматизации процесса. В качестве материала для изготовления кокилей на большинстве предприятий в настоящее время используется серый перлитный чугун и специальные жаростойкие стали. Однако широкому внедрению в производство литья в кокиль препятствует сравнительно высокая трудоемкость и стоимость изготовления чугунных и стальных кокилей, а также значительные технологические трудности получения отливок сложной конфигурации.

Перспективной является технология литья черных и цветных сплавов в алюминиевые анодированные водоохлаждаемые кокили. Кокили, изготовленные из сплава на алюминиевой основе, имеют значительные преимущества перед чугунными и стальными. Они отливаются в чугунные или стальные мастер-кокили, не нуждаются в серьезной механической обработке, а по некоторым деталям могут использоваться без всякой механической обработки. В целях обеспечения высокой термостойкости на их рабочую поверхность путем электрохимического оксидирования наносятся жаростойкие покрытия из безводных и гидротированных оксидов толщиной до 300 мк. Образовавшаяся анодная пленка имеет термостойкость до 2000° и малую теплопроводность. Благодаря интенсивному охлаждению водой температура кокиля в период заливки металла не превышает 300°. Это способствует сокращению времени на затвердевание отливки в кокиле и устраняет возможность перегрева кокилей в процессе работы.

Область применения алюминиевых анодированных кокилей систематически расширяется. Как свидетельствуют некоторые итоги проведенной работы Минским филиалом НИИТАвтопрома, в алюминиевые анодированные кокили можно отливать детали из черных и цветных сплавов как бесстержневые, так и с металлическими и песчаными стержнями. Опытные образцы карусельно-кокильных машин, внедренные на основе данной технологии на Дубенском (Тульской области) чугунолитейном заводе, эксплуатируются успешно. И хотя на заводе отливаются детали сравнительно простой конфигурации с применением металлических стержней, будет получен годовой экономический эффект, рассчитанный на проектную мощность завода, в сумме 26,6 тыс. руб. Дополнительные

капитальные затраты (включая затраты на проектные работы и подготовку производства) окупятся в течение 1—1,5 лет.

Изменение текущих затрат в разрезе основных элементов показано в табл. 1. Условно-годовая экономия составляет 40140—12106 руб. = 28034 руб.

Таблица 1

Элементы затрат	Действующее производство		Автоматизированное производство		Изменение затрат ¹	
	Количество	Сумма в руб.	Количество	Сумма в руб.	Количество	Сумма в руб.
Изготовление кокилей (без цеховых расходов) (комплекты)	1 730	12 534	784	4 618	-948	-7 886
В том числе:						
материалы (за вычетом возврата)	—	4 753	—	1 130	—	-3 623
заработная плата с начислениями (ормо-ч)	14 178	7 751	6 380	3 483	-7 798	-4 263
Производство отливок	—	27 636	—	7 488	—	-20 148
В том числе:						
заработная плата рабочих с начислениями	18	27 636	4	5 723	-14	-21 913
ремонт оборудования (единицы сложности)	—	—	10	260	+10	+230
сжатый воздух (измерен в м ³)	—	—	77 400	155	+77 400	+155
Амортизационные отчисления	—	—	—	1 350	—	+1 350
		40 140		12 106		-28 034

¹ Знаком "+" отмечено увеличение, а знаком "-" — уменьшение затрат.

Как видно из таблицы, текущие затраты (без цеховых расходов) по участку изготовления кокилей снизились с 12,5 тыс. до 4,6 тыс. руб. в год. Это произошло как за счет уменьшения потребности в кокилях, так и за счет снижения стоимости одного кокиля (с 7,23 до 5,89 руб.). Потребность в кокилях в автоматизированном производстве уменьшилась благодаря более высокой стойкости алюминиевых анодированных кокилей по сравнению с чугунными.

В расчет принята средняя стойкость алюминиевых анодированных кокилей 2500 заливок, хотя опытные данные завода свидетельствуют о том, что многие кокили выдерживают 4000—5000 заливок жидкого чугуна и более. По данным завода средняя стойкость одного комплекта чугунного кокиля не превышает 1133 заливок. Особенно быстро подплавляется одна половина кокиля «верхник» (666 заливок) и толкатели. Низка стойкость металлических стержней (26 заливок) и толкателей (106 заливок). Это связано с высокой температурой нагрева чугунного кокиля, продолжительностью технологического цикла и сравнительно длительным временем нахождения металлических стержней в среде расплавленного металла. Отливка деталей в алюминиевые анодированные кокили осуществляется на полуавтоматической карусельно-кокильной машине, где продолжительность цикла на деталях без песчаных стержней составляет всего 18—20 сек. Несмотря на высокую стоимость исходных материалов, потребляемых для изготовления алюминиевых кокилей, стоимость материала, приходящегося на один кокиль, почти в 2 раза ниже стоимости материала, приходящегося на один чугунный кокиль (1,442 руб. вместо 2,74 руб.). Это обеспечивается многократным использованием материала. От каждого оборота потери составляют не более 6% на угар, а в шихтовку сплава добавляется только 19—20% свежих материалов. Таким образом, как видно из табл. 1, затраты на материалы снизились на 3623 руб. (на 76,2%): за счет уменьшения потребности в кокилях на 2605 руб. (на 54,8%) и за счет снижения затрат на один кокиль на 1018 руб. (на 21,4%).

Трудоемкость изготовления кокилей уменьшилась с 14178 до 6320 нормо-ч, т. е. на 7798 нормо-ч, или на 55%. Вместе с тем трудоемкость изготовления одного комплекта кокиля увеличилась с 8,13 до 8,38 нормо-ч.

Технологический процесс предусматривает резкое снижение трудоемкости изготовления кокилей за счет доведения до минимума, или ликвидации механической обработки. Однако на заводе пока еще кокили отливаются с повышенными припусками, и механическая обработка по существу осталась в прежнем объеме. В то же время появились дополнительные операции по электрохимическому оксидированию кокилей.

В действующем производстве графитовые и другие жаростойкие краски наносились на рабочую поверхность чугунных кокилей в основном рабочими, непосредственно занятыми изготовлением отливок на ручных кокильных станках. Это соответственно увеличивало трудоемкость осуществляемых ими операций. При освоении технологии производства алюминиевых анодированных кокилей трудоемкость в расчете на один кокиль неизбежно снизится.

До внедрения в производство карусельно-кокильной машины в технологическом цикле по изготовлению отливок участвовало три человека: на заливке кокилей один человек, на выбивке отливок один человек и один подсобный рабочий. Ими обеспечивалась производительность 180 отливок в час. Карусельно-кокильная машина при заливке металла на двух позициях обеспечивает 800 заливок в час (в расчет принято 600 заливок в час).

Машину обслуживают два человека. Готовые отливки транспортируются в обрубное отделение при помощи скрепового транспортера. Одна карусельно-кокильная машина при двухсменном режиме работы и коэффициенте использования рабочего времени на 75—80% обеспечивает проектную программу завода. Таким образом, потребность в производственных рабочих сокращается с 18 до 4 чел., или в 4,5 раза. Следовательно, затраты на заработную плату с начислениями сокращаются с 27,6 до 5,7 тыс. руб., или в 4,8 раза. В расчете не учтены затраты, связанные с эксплуатацией и ремонтом ручных кокильных станков. В то же время в расчет приняты годовые затраты, связанные со эксплуатацией и ремонтом карусельно-кокильной машины: затраты на ремонт 260 руб., на потребление 77,4 тыс. м³ сжатого воздуха 155 руб., амортизационные отчисления 1350 руб.

Имеющиеся опытные данные свидетельствуют о том, что в алюминиевые анодированные кокили экономически выгодно отливать чугунные детали более сложной конфигурации, требующие применения песчаных стержней.

Как показывают некоторые предварительные итоги проведенной работы по созданию участка для литья сложных алюминиевых деталей моторной группы на Минском моторном заводе, применение алюминиевых анодированных кокилей обеспечит не только большой рост производительности труда, снижение затрат на изготовление кокилей, но значительно

снизит брак по пористости отливок. Устраняются недостатки, связанные с эксплуатацией громоздких чугунных кокилей на специальных кокильных станках, имеющих низкую производительность (всего 25—50 заливок в час). Ликвидируются излишние технологические операции, осуществившиеся перед началом работы: очистка краски с рабочей поверхности чугунного кокиля, оставшейся от предшествующей заливки, нанесение жаростойких красок, разогрев кокиля до 250° путем проведения 7—9 холостых заливок и т. д. Благодаря быстрой кристаллизации сплава, протекающей в алюминиевом анодированном кокиле, отливки получают с более мелкой структурой металла с повышенной плотностью и лучшими механическими свойствами.

Расчет экономической эффективности на проектную программу участка по 14 наименованиям деталей показывает минимальный экономический эффект в сумме 106,6 тыс. руб. в год. При этом капитальные затраты на приобретение и монтаж оборудования сократятся на 23,0 тыс. руб. Потребность в производственных площадях под участок уменьшается более чем в 2 раза.

Сравнительные данные изменения текущих затрат в разрезе отдельных элементов приведены в табл. 2.

Таблица 2

Элементы затрат	По действующему производству		По автоматизированному производству		Изменение затрат ¹	
	Количество	Сумма в руб.	Количество	Сумма в руб.	Количество	Сумма в руб.
Модельная оснастка	—	2 805	—	1 929	—	—876
Изготовление рабочих кокилей (комплекты)	113	57 630	160	7 733	+47	—49 897
Отливка деталей	—	84 769	—	33 467	—	—52 302
В том числе:						
заработная плата рабочих с начислениями	56	74 256	18	28 474	—38	—45 782
электроэнергия (измерена в квт/ч)	227 500	2 048	—	—	—227 500	—2 048
сжатый воздух (измерен в м ³)	—	—	232,2	511	+232,2	+511
техническая вода (измерена в м ³)	—	—	12,5	276	+12,5	+276
ремонт оборудования (единицы служб)	112	2 921	36	939	—76	—1 982
амортизационные отчисления	—	5 544	—	3 267	—	2 277
		145 204		43 129		—102 075

¹ Знаком «+» отмечено увеличение, а знаком «-» — уменьшение затрат.

Условно-годовая экономия составляет: 145 204—43 129 руб. = 102 075 руб.

Как видно из приведенной таблицы, затраты на модельную оснастку сокращаются с 2805 до 1929 руб., т. е. на 30,8%. Размер этих затрат зависит как от одновременных затрат на изготовление моделей и стержневых ящиков, так и от срока службы последних.

На одно наименование деталей для отливки чугунных рабочих кокилей используется один комплект моделей, состоящий из четырех моделей и одного комплекта стержневых ящиков (2 шт.). Для отливки одного комплекта алюминиевого рабочего кокиля используется один комплект мастер-кокиля, состоящий из двух кокилей и одного комплекта стержневых ящиков (2 шт.). Таким образом, затраты на модельную оснастку, приходящиеся на год работы, характеризуются данными, приведенными в табл. 3.

В расчет принят нормативный срок службы мастер-кокиля 5 лет. В действительности его стойкость составляет 20 000—25 000 заливок, а потребность в рабочих кокилях на годовой выпуск деталей составляет всего 160 комплектов (с учетом возможного брака и резерва). Таким образом, срок службы мастер-кокилей практически не ограничен.

По данным Миинского моторного завода стоимость одного комплекта кокиля составляет 420—600 руб. и более. Как показали лабораторные исследования и практические данные, стоимость чугунного кокиля на отливке некоторых алюминиевых стержневых деталей выше стойкости алюминиевого

Таблица 3

Наименование комплектов оснастки	Стоимость комплекта в руб.	Срок службы в годах	По действующему производству			По автоматизированному производству		
			Количество	Единоновременные затраты в руб.	Текущие годовые затраты в руб.	Количество	Единоновременные затраты в руб.	Текущие годовые затраты в руб.
Модели металлические	400	3	14	5600	1867	—	—	—
Стержневые ящики деревянные	134	2	14	1876	938	14	1876	938
Мастер-кокили	354	5	—	—	—	14	4956	991
				7476	2805		6832	1929

анодированного кокиля на 20—40%. Однако стоимость изготовления алюминиевых анодированных кокилей, предназначенных для отливки этих деталей, меньше стоимости чугунных в 8,5—13 раз.

Калькуляция затрат на изготовление алюминиевых кокилей для кокильного участка Минского моторного завода приведена в табл. 4.

Таблица 4

Элементы затрат	Затраты в руб.	
	на годовой выпуск 160 комплектов	на один комплект
Шихтовые материалы (за вычетом возврата)	557,3	3,48
Материалы для анодирования кокилей	52,26	0,33
Заработная плата с начислениями:	2177,5	13,61
в том числе заработная плата основная	1872,0	11,7
Электроэнергия	65,39	0,41
Амортизационные отчисления	761,7	4,76
Цеховые расходы (без начислений на зарплату, электроэнергию и амортизационных отчислений), составляющие 220% от основной заработной платы	4118,4	25,74
	7732,6	48,08

В шихтовку сплава А19, используемого для изготовления кокилей, входит 7% первичного алюминия, 14% силумина и 79% вторичного алюминиевого сплава вышедших из строя кокилей. Вторичные сплавы могут использоваться неограниченное число раз. Незначительные добавки металлического магния существенно не влияют на увеличение стоимости кокилей. Кроме сплава А19, можно использовать и другие сплавы на алюминиевой основе, однако затраты на изготовление кокилей будут примерно одинаковыми. Для одного комплекта алюминиевого кокиля, как видно из калькуляции, на материалы, используемые при анодировании, расходуется 0,33 руб. К ним относятся: затраты на 5%-ный раствор серной кислоты в расчете 7 л на один кокиль, при этом раствор можно использовать 3 раза; затраты на хромовый ангидрид из расчета 5 г на 1 л раствора; затраты на техническую воду из расчета 1,08 м³ на один кокиль, а также затраты на некоторые другие вспомогательные материалы. Трудоемкость изготовления одного комплекта кокиля составляет 17,5 чел-ч: на плавку металла, заливку мастер-кокилей, протяжку и очистку отливок — 3,5 чел-ч; модельные работы, механическую и слесарную обработку — 8,75 чел-ч; анодирование кокиля — в среднем 5,25 чел-ч. Трудоемкость анодирования можно значительно снизить при условии резкого увеличения объема выпуска кокилей.

Расход электроэнергии в расчете на один комплект кокиля составляет 45,5 квт-ч: на плавку металла в электропечи 40 квт-ч, электрохимическое оксидирование 3 квт-ч и на эксплуатацию центробежных водяных насосов 2,5 квт-ч. Условно-постоянная часть цеховых расходов остается без изменений.

Текущие затраты, связанные с изготовлением деталей на карусельно-кокильных машинах, уменьшаются по сравнению с изготовлением этих деталей на специальных кокильных станках с 84 800 до 33 500 руб., или в 2,2 раза. Потребность в оборудовании сокращается с 14 до 3 единиц, или в 4,7 раза. С учетом высокого темпа работы карусельно-кокильного полу-

автомата мод. 4516 на его обслуживание было предусмотрено три человека: один человек на заливке, один человек на простановке стержней и один человек подменный. На специальных кокильных станках в действующем производстве используется два человека: один на заливке и один на простановке стержней. Они же периодически наносят жаростойкие краски на рабочие поверхности кокилей. В расчете на годовой выпуск литя потребность в основных производственных рабочих сокращается с 56 до 18 чел., или более чем в 3 раза. Несмотря на рост средней основной заработной платы одного рабочего на 15,8%, затраты по заработной плате с начислениями уменьшаются с 74256 до 28474 руб. или более, чем в 2,6 раза. В действующем производстве кокильные станки в расчете на программу потребляют 227500 квт-ч электроэнергии на сумму 2048 руб.

Карусельно-кокильные полуавтоматы расходуют 232 200 м³ сжатого воздуха в год на 511 руб. и технической воды для охлаждения кокилей на сумму 276 руб. в год.

Ремонтная сложность оборудования уменьшается с 112 до 36 единиц. Соответственно уменьшаются затраты на ремонт с 2921 до 939 руб., или более чем в 3 раза. В связи с уменьшением стоимости оборудования снижаются также затраты на амортизационные отчисления с 5544 до 3267 руб., или на 41%.

Значительный экономический эффект обеспечивается от литья бронзовых автомобильных деталей в алюминиевые анодированные кокили в сравнении с литьем их в разовые земляные формы.

Расчет экономической эффективности по создаваемому участку Минского автозавода по годовому выпуску литых бронзовых заготовок деталей группы «втулок» дает экономический эффект в сумме 26 587 руб. При этом основная экономия получается за счет резкого повышения точности литья и сокращения припусков на механическую обработку.

Изменение текущих затрат в разрезе отдельных элементов приведено в табл. 5.

Таблица 5

Элементы затрат	По действующей технологии		По новой технологии		Изменение затрат ¹	
	Количество	Сумма в руб.	Количество	Сумма в руб.	Количество	Сумма в руб.
Модельная оснастка	—	1667	—	486	—	-1181
Формовочная смесь (измерена в т)	210,1	1995	—	—	-210,1	-1995
Алюминиевые анодированные кокили (комплекты)	—	—	45	2160	+45	+2160
Заработная плата с начислениями (в нормо-ч)	18 500	12 725	14 700	9738	-3800	-2987

¹ Знаком «+» отмечено увеличение, знаком «-» уменьшение.

Условно-годовая экономия составляет: 72 844—46 257 руб. = 26 587 руб.

В действующей технологии из 13 наименований деталей пять формируется по металлическим моделям при стоимости одного комплекта 156,7 руб. и восемь наименований по деревянным моделям при средней стоимости одного комплекта 36,8 руб. Литые заготовки изготавливаются в одной опоке с применением дождевой заливки металла в литниковую чашу, скомпонованную с центровым стержнем. По новой технологии мастер-кокиль состоит из цельного чугунного кокиля, стоимость изготовления которого составляет 186 руб. Единоновременные затраты на изготовление 13 мастер-кокилей составляют 2418 руб., а с учетом нормативного срока службы 5 лет текущие годовые затраты составляют 486 руб. вместо затрат на модели по действующей технологии 1667 руб. На годовой выпуск литя потребность в рабочих кокилях определяется в количестве 45 шт. (с учетом резерва и возможного брака при изготовлении). Незначительный объем выпуска кокилей предопределяет сравнительно высокую стоимость изготовления одного кокиля. На годовой выпуск затраты на изготовление кокилей определяются в сумме 2160 руб. Такие же примерно затраты на изготовление кокилей будут при отливке их в земляные формы по деревянным моделям с применением песчаных стержней. Однако литье в земляные формы не обеспечивает требуемого качества коки-

лей, а поэтому изготовление их данным методом нецелесообразно.

Незначительный объем выпуска участка предопределяет нецелесообразность использования кокильной машины на отливке деталей. Отливки в данном случае наиболее целесообразно изготовлять вручную на стенде простой конструкции, имеющем емкость для постоянно-циркулирующей воды. Температура помещенного в воду вытряхного кокиля не превышает в период заливки 350°. Такой кокиль обеспечивает надежную быструю кристаллизацию сплава и затвердевание стливок. Отливки извлекаются поворотом крышки с кокилем на 180°, при этом отливка под действием собственного веса выпадает из кокиля на склиз. Использование стержней с центровыми вентиляционными каналами почти полностью ликвидирует газовые раковины, имеющиеся в отливках, изготовленных по действующей технологии. При литье в кокиль припуски на механическую обработку по внутренней и наружной поверхности отливок сокращаются в сумме с 7,5 до 4,5 мм, или на 40%. Соответственно отходы металла в стружку сокращаются с 62,7 до 37,6 т. При стоимости 1 т бронзы марки Вр. ОЦС 5-5-5 — 685,9 руб., а бронзы марки Вр. ОФ 10-1 — 1855,5 руб. суммарный экономический эффект за счет повышения точности литья составляет 22,6 тыс. руб. в год. Наряду с этим сокращается трудоемкость токарной и фрезерной обработки деталей с 11 900 до 10 300 нормо-ч,

или на 14%. Затраты по заработной плате с начислениями сокращаются с 6500 до 5600 руб.

Хотя предусмотрено осуществлять литье бронзовых заготовок вручную на кокильных стендах, тем не менее производительность труда рабочих возрастает на 50% и затраты по заработной плате с начислениями сокращаются с 6257 до 4175 руб., или на 33,7%.

Технико-экономические преимущества технологического процесса литья черных и цветных сплавов в алюминиевые анодированные кокили по сравнению с другими методами литья бесспорны. Основная задача заключается в том, чтобы максимально расширить номенклатуру отливок для перевода на новый технологический процесс. Внедрение кокильного литья наиболее целесообразно осуществлять в массовом и крупносерийном производстве с большим объемом выпуска однородных деталей. Вместе с тем необходимо провести большие экспериментально-исследовательские работы в целях отработки режимов отжига деталей, повышения их прочности и долговечности в эксплуатации. На основе данной технологии наиболее целесообразно создать несколько типоразмеров кокильных полуавтоматов высокой производительности, количеством технологичных двигателей, с максимальным количеством технологичных в изготовлении и надежных в эксплуатации нормализованных узлов и деталей.

УДК 629.113:621.867

Установка автоматического навешивания и снятия грузов с подвесных конвейеров

Н. Т. ТАРАМАКИН

Горьковский автозавод

НА ГОРЬКОВСКОМ автозаводе в цехе коробок передач Моторного корпуса внедрена установка для автоматического навешивания коробок передач с центральным тормозом автомобиля ГАЗ-51А на специальные подвески межцехового подвесного транспортного конвейера, который служит для передачи их в цех сборки двигателей.

В цехе сборки двигателей внедрена установка для автоматического съема указанных коробок подвесного транспортного конвейера.

До автоматизации процесса навешивания коробок передач с центральным тормозом на подвесной транспортный конвейер, эти операции выполнялись с применением ручного труда.

С внедрением автоматизированных установок операции навески и снятия выполняются автоматически, без участия рабочих.

Сборщик коробок передач, работающий на окончательной операции, снимает собранную коробку передач с центральным тормозом с тележки сборочного конвейера на склиз, передвигает коробку по склизу на продольный шаговый транспортер, расположенный на уровне склиза и сборочного конвейера, и устанавливает ее в определенное положение.

Все эти движения сборщик выполняет не отходя от рабочего места, так как шаговый транспортер расположен параллельно сборочному конвейеру.

С шагового транспортера коробки передач с центральным тормозом передаются на площадку пневматического подъемника для подъема и навешивания на подвески транспортного конвейера. Пневматический подъемник и шаговый транспортер приводятся в действие автоматически.

На каждой специальной подвеске установлен кулачок, а на специальных кронштейнах, прикрепленных к балке подвесного конвейера, установлены рычажные электроограничители типа ВК-211. При подходе подвески к месту навешивания коробки передач кулачок нажимает на рычаг электродатчика, который дает сигнал шаговому транспортеру для очередной подачи коробки передач на площадку пневматического подъемника.

Во время дальнейшего движения подвески кулачок нажимает на рычаг второго электродатчика, который дает сигнал

пневматическому подъемнику для подъема коробки передач на необходимую высоту, обеспечивающую свободный подход подвески под ушки-приливы картера коробки передач.

Когда подвеска подходит под указанные ушки картера коробки передач, кулачок подвески нажимает на рычаг третьего электродатчика, который дает сигнал пневмати-

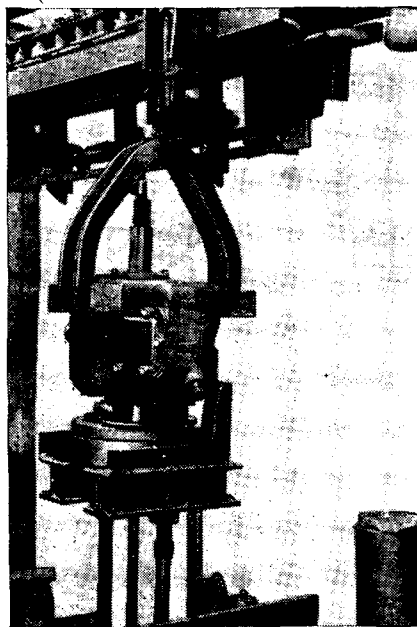


Рис. 1. Момент автоматического навешивания коробки перемены передач на специальную подвеску подвесного транспортного конвейера для передачи в цех сборки двигателей.

ческому подъемнику для опускания площадки подъемника (рис. 1). При опускании площадки подъемника коробка передач с центральным тормозом остается на движущейся подвеске подвесного конвейера, по которому она передается в цех сборки двигателей, а площадка подъемника опускается в первоначальное положение.

При подходе подвески с коробкой передач к установке автоматического съема коробок передач с центральным тормозом, которая находится в цехе сборки двигателей, кулачок подвески нажимает на рычаг электроограничителя типа ВК-211, расположенного на кронштейне, дающем сигнал пневматическому подъемнику на подъем посадочной площадки. Скорость движения подъема посадочной площадки и конвейера рассчитана по времени так, что когда посадочная площадка достигает своего верхнего положения, в этот момент подвеска с коробкой передач оказывается над посадочной площадкой, коробка передач немного приподнимается, подвеска освобождается и уходит дальше, а коробка передач остается на приподнятой посадочной площадке пневматического подъемника (рис. 2).

При дальнейшем движении подвески кулачок нажимает на рычаг второго электроограничителя, который дает сигнал на опускание посадочной площадки с коробкой передач в исходное положение.

В момент опускания площадки нажимает на плунжер, который через электроограничитель дает сигнал на передачу коробки передач с центральным тормозом с посадочной площадки на шаговый транспортер. Передача осуществляется пневматическим толкателем.

При отходе пневматического толкателя в первоначальное положение дается сигнал шаговому транспортеру пневматического действия на передвижение коробки передач с центральным тормозом на склиз-накопитель, откуда сборщик двигателей берет их электротельфером с захватом и устанавливает на двигатели.

Внедрение пневматических установок для автоматического навешивания и снятия коробок передач с центральным тормозом с подвесного транспортного конвейера дало возможность высвободить двух вспомогательных рабочих и значительно улучшить условия безопасной работы.

В изготовлении, монтаже и обслуживании указанные установки очень просты, трехлетняя эксплуатация показала их надежную работу.



Рис. 2. Момент автоматического снятия коробки перемены передач с центральным тормозом с подвески в цехе сборки двигателей.

На Горьковском автозаводе эти устройства нашли широкое применение для автоматического навешивания и других деталей.

УДК 621.983.002.2

Технологичность конструкции крупных изделий, получаемых холодной штамповкой из листового металла

(Первая часть)

Г. Н. РОВИНСКИЙ

Московский автозавод имени Лихачева

ПОД термином технологичности конструкции подразумевается такое качество конструкции, которое обеспечивает возможность производства с минимальными затратами средств, труда и материалов.

Понятие «технологичность» нельзя рассматривать в отрыве от условий производства. Так, например, в условиях мелкосерийного производства, где иногда применяются упрощенные технологические методы с применением большого объема ручных работ, при которых возможны различные трудоемкие доводочные операции — правка, рихтовка, заваривание рванин и трещин (с последующей зачисткой мест заваривания), ручная доводка контура по шаблонам, выправление гофров и других дефектов поверхности, — требования к технологичности конструкции могут быть менее жесткими, чем для условий крупносерийного и массового производства. В условиях небольшого объема выпуска деталей, штампованных из листового металла, естественно снижается также острота такого вопроса, как экономичность расходования металла, стойкость штампов, производительность труда. Наоборот, для массового и крупносерийного производства получение оптимальных результатов по таким показателям является решающим для оценки пригодности конструкции к производству.

К конструкциям штампуемых деталей для обеспечения их технологичности необходимо предъявлять некоторые требования:

1. Минимальный расход металла и отсутствие большого количества отходов при раскрое исходных заготовок или при окончательной обработке изделия.

2. Благоприятная для формообразования конфигурация, исключающая возможность брака в процессе глубокой вытяжки, гибки, отбортовки стенок отверстий и проемов и т. п.

3. Точность размеров на чертежах (отдельные размеры и допуски на отдельные размеры).

4. Конфигурация и отдельные конструктивные элементы изделия, обеспечивающие достижение отдельных оговоренных чертежом специальных качеств: строгой плоскостности отдельных поверхностей, отсутствия коробления изделия под действием сил внутренней упругости и др.

5. Возможная последовательность обработки или наиболее оптимальная для данных условий последовательность, обеспечивающая минимальную потребность в отдельных штампах и прессах, а также затратах труда.

6. Техническая возможность изготовления надежных в эксплуатации штампов.

7. Необходимость применения определенных для данных условий и объема производства технологических методов, например, надо учитывать автоматизацию производственного процесса штамповки, определенные методы фиксации обрабатываемого изделия в рабочем положении на штампах и др.

8. Прочие требования, в том числе возникающие в связи с условиями сборки узлов конструкций (например, контактной электросварки), с обеспечением технологичности сопрягаемых деталей и др.

В ряде случаев отдельные требования технологичности могут находиться во взаимном противоречии. Это может быть в случае оценки минимальных отходов при обработке и оценки конфигурации при глубокой вытяжке. Для достижения благоприятной при вытяжке конфигурации иногда сознательно приходится увеличивать отходы при последующей обработке. В данном случае технолог должен выбрать оптимальное по экономичности решение, отдавая предпочтение тому требованию, которое для данных конкретных условий производства является наиболее важным.

Наиболее экономичный раскрой наблюдается тогда, когда заготовка для изделия, развернутая на плоскость, не имеет резко выступающих частей контура, значительно выходящих

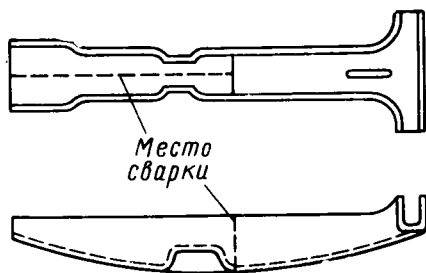


Рис. 1.

за пределы основной конфигурации. Если требования конструкции исключают возможность избежать таких выступов, то иногда рациональным является расчленение изделия на несколько деталей с последующей сваркой. Примером может служить стойка дверных проемов кузова (рис. 1). Благодаря расчленению изделия с введением сварки количество отходов при вырубке заготовок резко снижается. Но так как это ведет к увеличению трудоемкости изготовления изделия, нужно иметь экономический расчет целесообразности такого расчленения при заданном объеме производства. Очевидно, что при небольшом объеме производства некоторое увеличение расхода металла большого значения не имеет, а дополнительная оснастка может существенно увеличить первоначальные затраты.

Если необходимо получить крупные внутренние вырезы (например, оконные проемы в панелях кузова и др.), то в целях экономии металла очень желательно унифицировать толщину и марку более мелких штампованных деталей с толщиной и маркой металла изделия, дающего отход при вырезке. Тогда получаемые отходы от вырезки внутренних проемов в панелях кузова можно эффективно использовать для штамповки более мелких деталей. Однако важно учитывать потребность в металле для комплектного изготовления изделий. На практике могут быть такие случаи, когда количества металла от получаемых отходов недостаточно для комплектного изготовления подходящих более мелких деталей, применяемых в автомобиле. В этом случае от использования отхода иногда приходится отказываться.

При штамповке облицовочных деталей кузовов автомобилей расход металла часто зависит от того положения, которое занимает вытягиваемое изделие на вытяжном штампе. На рис. 2, а и б показано, как это положение может влиять на отходы металла при вытяжке переднего крыла. Придаем соответствующей благоприятной для вытяжки конфигурации поверхности крыла можно обеспечить и наиболее выгодное с точки зрения расхода металла построение вытяжного перехода.

Иногда удается достичь эффективного использования металла за счет спаривания изделий при глубокой вытяжке (рис. 3). Однако возможность такого спаривания также зависит от конфигурации изделия. В определенных случаях следует тщательно продумывать, что более целесообразно: сохранить ли первоначальную форму поверхности изделия

или несколько изменить ее с целью достижения экономии металла, даже если это потребует серьезной конструктивной переконфигурации того или другого узла или в какой-то мере поменяет внешнее архитектурное оформление автомобиля. Следует помнить, что, добиваясь строгого соответствия

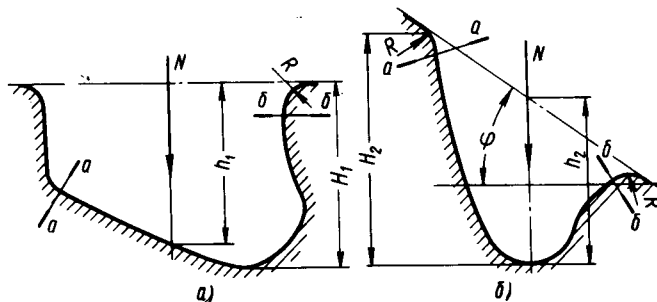


Рис. 2.

внешнего вида той или иной облицовочной детали кузова, кабины или оперения художественному замыслу автора макета автомобиля, можно очень легко перевести в бесполезные отходы сотни тонн качественной листовой стали. Поэтому и макеты автомобилей, выполненные из пластилина или из дерева, необходимо предварительно, до утверждения к разработке рабочих чертежей, согласовать с технологами-штамповщиками. Многие вопросы окончательной отработки технологичности той или иной детали, что особенно относится к крупногабаритным облицовочным деталям кузова и кабин, могут успешно решаться только в процессе конструирования штампов, а иногда даже только в процессе наладки штампов. Это обусловлено тем, что благоприятная штампуемость изделия часто зависит от таких факторов, которые предварительно предсказать даже при самом богатом опыте технолога практически не всегда удается.

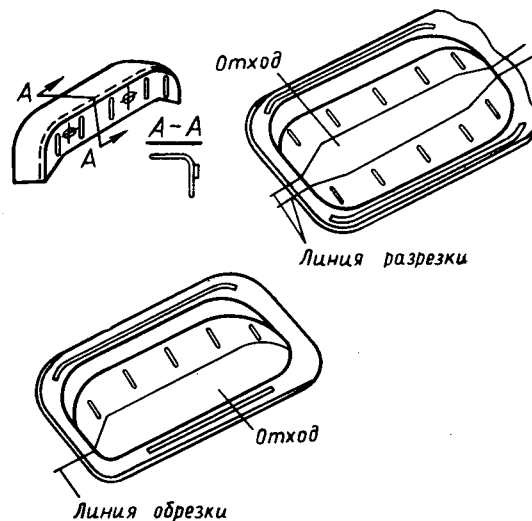


Рис. 3.

Многие облицовочные детали автомобильных кузовов, кабин и оперения представляют значительные трудности для формообразования их глубокой вытяжкой, так как металл в процессе вытяжки может подвергаться большим местным перенапряжениям, связанным с наличием сложных пересечений поверхностей, местных выдавок и углублений, малых радиусов закруглений в местах сопряжения поверхностей и т. п.

Здесь очень трудно дать какие-либо конкретные рекомендации, например, какая величина радиуса сопряжения в том или ином случае допустима, а какая уже недопустима. Решая подобную задачу, технолог должен учитывать многие сопутствующие факторы, которые систематизировать практически очень трудно.

Прежде всего решается задача: какое положение должно занимать подлежащее вытяжке изделие в вытяжном штампе относительно его вертикальной и горизонтальной осей.

От этого пространственного положения изделия зависит наибольшая глубина вытягиваемой полости, размеры технологических припусков к заготовке для последующей после вытяжки обрезки и возможность благоприятной вытяжки с минимальными напряжениями в металле без опасности образования морщин и складок. От правильно выбранного положения изделия зависит и возможность термообразования заданных поверхностей. Например, во время вытяжки крыла при определенном положении изделия в его поверхности может образоваться арка, в которую не может проникнуть вытяжной пуансон (рис. 2).

Для определения технологичности изделия с точки зрения возможности его глубокой вытяжки необходимо прикинуть его возможные положения в вытяжном штампе, определить, как при этом будут располагаться поверхности прижима заготовки наружным ползуном прессы двойного действия, на котором будет выполняться вытяжка, под какими углами к направлению вытяжки оказываются при этом те или иные поверхности штампуемого изделия и возможно ли при этом формообразование имеющихся на них местных выдавок и выштамповок.

Если положение изделия в штампе не обеспечивает проникновения пуансона вытяжного штампа в полость матрицы, то данное изделие по конфигурации нетехнологично и конструкцию его необходимо изменить. Иногда в таких случаях на помощь приходит метод спаривания изделий при вытяжке благодаря которому искусственно получается некая новая, более благоприятная для штамповки вытягиваемая полость.

Крайне нежелательны какие-либо резкие искривления в вертикальной и горизонтальной плоскостях — у контура, очерчивающего вытяжное закругление матрицы вытяжного штампа. Если конструкция изделия с неизбежностью требует наличия таких искривлений, то она заведомо нетехнологична, так как в соответствующих местах обязательно будут образовываться складки при вытяжке, а в отдельных случаях местные перенапряжения приведут к разрыву металла.

Наиболее благоприятна для вытяжки осесимметричная в плане кривая контура вытяжного закругления матрицы штампа, имеющая лишь весьма плавные перепады по высоте в вертикальной плоскости, также образованные плавными и желательными симметричными кривыми. Получить такие условия также помогает спаривание изделий при вытяжке, что необходимо учитывать при оценке технологичности изделия.

Важное значение для оценки технологичности изделия имеет также размерность выдавок и углублений в его поверхностях. Как правило, все облицовочные детали автомобиля вытягиваются только за одну операцию вытяжки. Этому условию должны удовлетворять все размеры вытягиваемого изделия, начиная с относительной глубины подлежащей вытяжке полости и кончая размерами местных выдавок на ее поверхностях. Вытяжка за несколько переходов не применяется главным образом потому, что невозможно добиться полного совпадения всех деталей сложного декоративного рельефа и всех пересечений поверхностей при установке изделий на последовательных операциях вытяжки, в результате чего на облицовочной поверхности изделия остаются отпечатки, царапины и другие дефекты. При вытяжке за один переход необходимо обеспечить отсутствие в деформируемом материале напряжений, приводящих к разрушению — к трещинам и разрывам. Так как все местные выдавки и углубления на вытягиваемых поверхностях изделия образуются в конце вытяжки, то их формообразование обычно возможно только за счет местного растяжения металла в отличие от формообразования основной вытягиваемой полости, которая образуется за счет перемещения материала из периферических зон штампуемой заготовки. Местное растяжение при переходе за допустимую величину неизбежно приводит к трещинам и разрывам в металле. Поэтому при оценке технологичности изделия следует проверить, насколько будет растягиваться металл в зоне местных выдавок. В приближенной оценке это растяжение не должно превышать показателя относительного удлинения для штампуемого металла. Однако

в каждом конкретном случае должны тщательно оцениваться другие сопутствующие факторы, облегчающие или затрудняющие вытяжку. В связи с этим и в данном вопросе решающая роль принадлежит производственному опыту технолога. Следующим важным вопросом является установление правильных размеров на наружные и внутренние отбортовки кромок изделий. Высота таких отборонок, выполняемых по кривым контурам, должна быть согласована с допустимой деформацией материала на растяжение или сжатие.

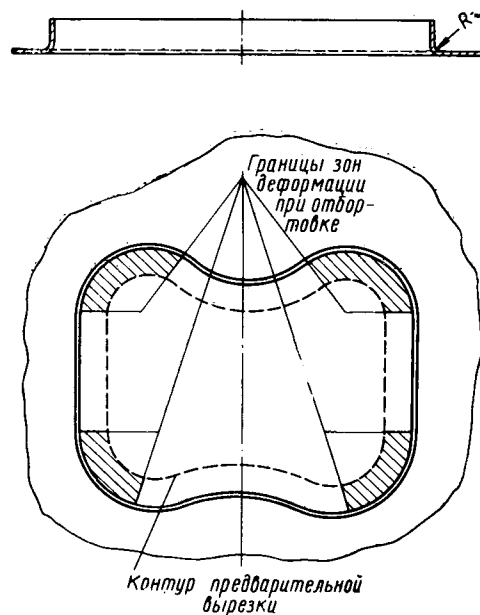


Рис. 4.

Например, отбортовки, выполняемые по контуру, при своем формообразовании подвергаются растяжению. Растяжение при этом не должно превышать допустимого предела, например, величины относительного удлинения для данного материала в процентах. Бортики, получаемые по выпуклому контуру, при отгибке будут подвергаться сжатию, причем усилия сжатия действуют в направлении, параллельном контуру кривизны отгибаемой кромки. При достаточно высоком бортике и значительной кривизне выпуклости контура бортик теряет устойчивость, на нем образуются складки. При сжатии материал бортика стремится утолщаться и защемляться в зазоре между рабочими частями штампа. Поэтому величина допустимой деформации меньше, чем при растяжении бортика (отбортовка по вогнутому контуру) и в процентах равна примерно половине деформации, допустимой при растяжении бортика до образования трещин (рис. 4).

Существуют и другие методы расчетного определения допустимых размеров отборонок.

Технологичность крупных облицовочных деталей изделий, получаемых обычной гибкой по прямым линиям, не имеет какой-либо специфики и оценивается по общим правилам для всех изделий, получаемых гибкой из листового металла, минимальный внутренний радиус гибки не должен быть меньше толщины металла во избежание трещин в растягиваемых слоях металла, а высота отгибаемой полки не должна быть меньше двух-трех радиусов перегиба, иначе получение прямого угла отгибки очень затруднено вследствие зазора между гибочным пуансоном и матрицей. На чертежах деталей обязательно нужно указывать внутренний (а не наружный) радиус гибки, так как внутренний радиус соответствует радиусу закругления гибочного пуансона.

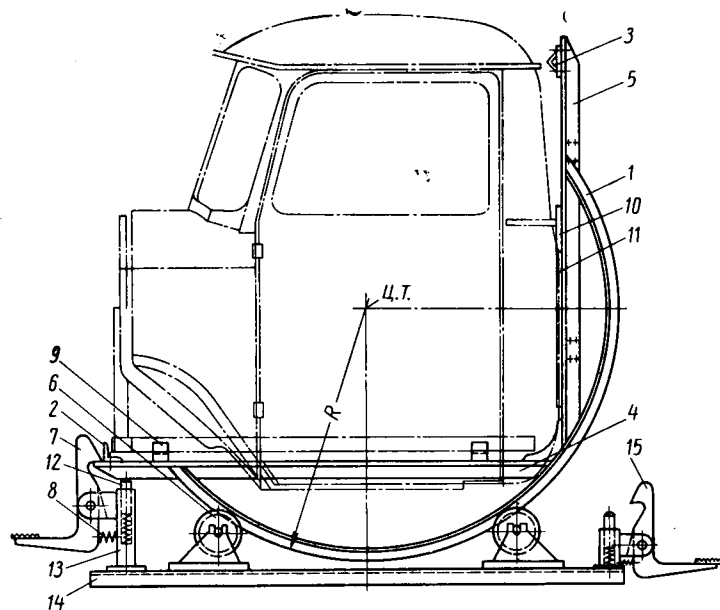
Маятниковый инерционный кантователь

П. В. ЛЕВКИН

Уральский автозавод

Для поворота кабины (длина 1480 мм, ширина 2010 мм, высота 1580 мм, вес ~300 кг) автомобиля «Урал» на угол 90° для обработки плоскости пола с нижней стороны на Уральском автозаводе спроектирован и внедрен маятниковый инерционный кантователь.

Основу конструкции кантователя составляет поворотная рама, состоящая из двух полуколец 1 (см. рисунок), скреплен-



ных поперечинами 2 и 3, имеющими базовые планки 4 и 5. Поворотная рама установлена на двух парах роликов 6, свободно вращающихся на шарикоподшипниках на неподвижных осях.

В исходном положении (см. рисунок) поворотная рама удерживается защелкой 7 при помощи пружины сжатия 8. В этом случае правая часть кабины тяжелее левой.

Кабина устанавливается в V-образные призмы 9 продольными лонжеронами пола и прижимается задней частью к полумягким подушкам 10 и 11. Две пары подпружиненных буферов 12 служат для смягчения толчков при перевороте

и дополнительного поджима поворотной рамы к защелке. Стойки 13 буферов, как и кронштейны роликов 6, закреплены на плоской неподвижной раме 14.

Для поворота кабины нажимом ноги на педаль защелки 7 поворотная рама освобождается от исходного фиксированного положения и за счет дисбаланса поворотной рамы вместе с установленной в нее кабиной стремится встать в среднее положение. Однако из-за большого махового момента поворотная рама переходит это положение при небольшом подталкивании обслуживающим рабочим и фиксируется противоположной защелкой 15 в положении поворота на угол в 90°. Усилие подталкивания практически невелико и равно сумме потерь на трение в роликах и на сопротивление защелки. Кабина переворачивается в исходное положение также нажатием на педаль защелки 15.

Базовые плоскости рассчитываются таким образом, что центр радиуса полуколец совпадает с центром тяжести переворачиваемой кабины. Для определения с достаточной точностью оси центра тяжести кабины она проверяется перекачиванием на круглом катке по горизонтальной плоскости в двух положениях — вертикальном и горизонтальном (на «спине»). В сбалансированном положении кабины определяются координаты оси центра тяжести.

При желании полностью уравновесить поворотную раму с целью создания одинакового усилия подталкивания во время переворота и возврата в исходное положение к поперечине 2 можно прикреплять уравнивающий контргруз.

Необходимый радиус полуколец поворотной части определяется в зависимости от габаритов и центра тяжести переворачиваемого узла.

Новая конструкция маятникового инерционного кантователя имеет следующие преимущества по сравнению с ранее существовавшим механическим кантователем с электроприводом:

1. Малые габариты приспособления и высота рабочего места — кабина поворачивается на угол 90° вокруг собственной оси.
2. Сокращение времени на установку кабины в кантователь, переворачивание и снятие ее за счет отсутствия прижимов и прочих закрепляющих устройств, быстрого действия инерционной системы. Кабина удерживается в кантователе собственным весом, имея опору на двух смежных плоскостях; смещение на перевороте исключается.
3. Экономия электроэнергии и простота изготовления за счет отсутствия электродвигателей и приводных устройств.
4. Максимальный доступ к нижней плоскости, подлежащей обработке, при малой высоте от пола.

ИНФОРМАЦИЯ

ПРОИЗВОДСТВО АВТОМОБИЛЕЙ ЗА РУБЕЖОМ

ПОСЛЕВОЕННОЕ производство автомобилей за рубежом продолжает увеличиваться. Приводимые в табл. 1 цифры (в тыс. шт.) по выпуску автомобилей по годам показывают, что по сравнению с 1950 г. общее производство выросло более чем в 2 раза. Крупное производство в 1950 г. было лишь в США, оно составляло почти 80% всего мирового выпуска автомобилей. Европейские страны в то время только создавали вновь свое в значительной мере разрушенное войной автомобильное производство. Япония практически только приступала к массовому выпуску автомоби-

В настоящее время положение резко изменилось. Рост производства автомобилей в США сравнительно незначителен. Хотя США и продолжают быть крупнейшей страной по производству автомобилей, доля их в мировом выпуске уменьшилась до 42,1%. Из стран, выпускающих автомобили в массовых количествах, наибольших успехов достигли ФРГ, увеличившая за период 1950—1964 гг. выпуск автомобилей в 9,5 раза, и Италия, увеличившая выпуск в 8,5 раза. Особенно велик рост автомобилестроения в Японии, где оно увеличилось за это время в 25 раз и составило в 1964 г. 1 702 000 шт. Обогнав Францию,

Япония занимает в настоящее время четвертое место в мире по общему выпуску автомобилей, а по выпуску грузовых автомобилей и автобусов — второе после США.

В табл. 2 приведены подробные сведения о количестве и типах автомобилей, выпущенных в 1964 г. всеми зарубежными странами. Из всех, выпущенных в 1964 г. автомобилей 79% приходится на легковые. В некоторых странах (Италии, ФРГ, Бельгии) этот процент значительно выше и достигает 89—93%. В США выпуск легковых автомобилей составил 83,2% от общего производства автомобилей в стране.

Таблица 1

Страны	1950 г.	1955 г.	1960 г.	1961 г.	1962 г.	1963 г.	1964 г.	Индекс производства 1964 г. (за 100 принят 1950 г.)
США	8003	9169	79,5	6653	8197	9169	9308	116
ФРГ	306	909	2,55	2148	2357	2668	2910	950
Англия	784	1237	1807	1464	1675	2012	2332	282
Франция	358	725	1368	1204	1538	1707	1582	443
Италия	128	269	670	759	947	1181	1090	855
Швеция	17	51	130	133	152	168	184	1082
Канада	390	451	396	390	509	633	668	171
Япония	67	157	715	814	991	1284	1702	2540
Австралия	20	65	181	177	330	374	408	2040
Прочие	47	116	569	655	915	1123	1275	271
	10 120	13152	15796	14397	17581	20259	21459	

Таблица 2

Страны	Легковые автомобили			Грузовые автомобили, автобусы и др.			Все автомобили		
	Количество в тыс. шт.	Доля в общем производстве автомобилей в стране в %	Доля в мировом производстве в %	Количество в тыс. шт.	Доля в общем производстве автомобилей в стране в %	Доля в мировом производстве в %	Количество в тыс. шт.	Доля в мировом производстве в %	Производство на 1000 жителей в шт.
США	7746	83,2	45,3	1562	16,8	36,0	9308	43,4	48
ФРГ	2597	89,5	15,2	313	10,5	7,2	2910	13,5	52
Англия	1869	71,7	11,0	465	28,3	10,7	2332	10,9	43
Япония	580	34,2	3,4	1122	65,8	25,9	1702	7,9	17
Франция	1358	86,0	7,9	224	14,0	5,2	1582	7,4	30
Италия	1029	94,6	6,1	61	5,4	1,4	1090	5,1	21
Канада	559	84,0	3,3	109	16,0	2,5	668	3,1	36
Австралия	335	82,1	1,9	73	17,9	1,7	408	1,9	34
Бельгия	298	93,2	1,7	22	6,8	0,5	320	1,5	33
Бразилия	100	54,0	0,6	85	46,0	2,0	185	0,9	2
Швеция	160	86,7	0,9	24	13,3	0,5	184	0,9	23
Испания	119	68,4	0,7	55	31,6	1,3	174	0,8	5
ГДР	90	79,6	0,5	23	10,4	0,5	113	0,5	6
Аргентина	64	57,1	0,4	48	42,9	1,1	112	0,5	5
Мексика	60	75,0	0,3	20	25,0	0,4	80	0,4	2
Чехословакия	60	82,1	0,3	13	17,9	0,3	73	0,3	5
Индия	19	30,1	0,1	44	69,9	1,0	63	0,3	1
Польша	30	52,7	0,2	27	47,3	0,6	57	0,2	2
Голландия	30	83,3	0,2	6	16,7	—	36	0,2	3
Югославия	6	42,8	—	8	57,2	0,2	14	—	1
Венгрия	—	—	—	10	100,0	0,4	10	—	1
Австрия	—	—	—	5	62,4	0,1	8	—	1
Прочие	3	37,6	—	27	90,0	0,5	30	0,2	—
	17115		100,0	4346		100,0	21459	100,0	7

Таблица 3

Предприятие	Страна	1960 г.	1961 г.	1962 г.	1963 г.	1964 г.	Доля в мировом производстве в 1964 г. в %
Дженерал Моторс Корпорейшн	США	3 687 700	3 144 200	4 228 200	4 661 700	4 590 950	20,9
Форд Моторс Корпорейшн	"	2 229 400	2 028 900	2 310 600	2 388 600	2 604 550	11,8
Крайслер Корпорейшн	"	1 089 600	718 500	812 900	1 158 700	1 377 750	6,3
Фольксваген	ФРГ	865 900	959 800	1 112 400	1 132 100	1 317 300	6,0
Фиат	Италия	538 400	621 250	809 800	760 000	938 200	4,3
ВМС	Англия	635 000	570 000	645 000	977 200	875 000	4,0
Опель	ФРГ	370 000	3 827 500	379 300	570 300	688 550	3,1
Форд	Англия	505 000	420 000	458 000	588 000	617 000	2,8
Рено	Франция	527 900	359 100	542 300	645 060	501 390	2,3
Ситроен	"	351 100	367 800	426 100	469 850	495 100	2,2
Тойота	Япония	151 000	210 900	230 300	318 500	425 750	1,9
Американ Моторс Корпорейшн	США	485 700	372 500	454 800	480 400	393 850	1,8
Ниссан	Япония	114 000	168 300	209 500	268 000	348 250	1,6
Воксхолл-Бедфорд	Англия	250 000	180 000	220 000	250 000	343 000	1,6
Форд	ФРГ	213 900	261 400	303 700	384 550	333 450	1,5
Дженерал Моторс	Канада	209 400	196 200	267 200	308 500	293 550	1,3
Пежо	Франция	218 500	236 650	258 850	289 150	279 885	1,2
Симка	"	219 200	211 500	252 800	273 600	276 600	1,2
Рутс	Англия	185 000	135 000	165 000	200 000	250 000	1,1
Тойо-Когиро	Япония	43 200	111 700	160 300	192 500	245 000	1,1

Превышение выпуска грузовых автомобилей в странах, имеющих крупное производство автомобилей, наблюдается лишь в Японии.

Более 40% грузовых автомобилей выпускают также Аргентина, Бразилия, Индия, Польша и Югославия.

Крупнейшей страной в Европе по выпуску грузовых автомобилей является Англия. Выпуск грузовых автомобилей в этой стране составляет 28,3% (общего выпуска).

Характерной особенностью послевоенного развития зарубежного автомобилестроения является концентрация производства в руках небольшого числа крупнейших предприятий, поглощающих или ликвидирующих мелкие и слабые в финансовом отношении фирмы.

В табл. 3 приведены данные о динамике роста автомобилей (в шт.) и масштабах производства 20 наиболее крупных предприятий, дающих в сумме ~80% (17,2 млн. шт.) мирового производства автомобилей. Наряду с гигантскими автомобильными монополиями в США, и в Европе создались крупнейшие концерны: Фольксваген в ФРГ, Фиат в Италии, Рено и Ситроен во Франции, ВМС в Англии, выпускающие не менее, чем по 0,5 млн. автомобилей в год. В частности, Фольксваген, выпустив в 1964 г. 1 317 300 автомобилей, лишь незначительно отстает от американского концерна Крайслер.

Заслуживает также внимания растущая экспансия американских монополий Дженерал Моторс Корпорейшн и Форд Моторс Корпорейшн за пределы США.

Дженерал Моторс является владельцем заводов Воксхолл и Бедфорд в Англии, Опель — в ФРГ, Холден — в Австралии и ряда заводов в Канаде, Бразилии, Аргентине и других странах. На всех этих зарубежных заводах в 1964 г. было выпущено 1,5 млн. автомобилей, что вместе с выпущенными в США 4,6 млн. составляет 6,1 млн. автомобилей, или 27,8% всего мирового производства.

Компания Форда принадлежит заводы: Форд в Даггенгейме (Англия), Форд в Кельне (ФРГ) и заводы в Канаде, Австралии, Бразилии, Аргентине. Общий выпуск этих зарубежных фордовских предприятий составил в 1964 г. 1,2 млн. автомобилей. Вместе с 2,6 млн. автомобилей, выпущенными в США, это составляет 3,8 млн., или 17,2% мирового производства.

Таким образом, две американские монополии дали в 1964 г. в США и за пределами США на принадлежащих им там заводах 45% всего мирового производства автомобилей.

ЛИТЕРАТУРА

1. «Argus», 1965, 27/V.
2. «Automotive Industries», 1965, 15/III.
3. «Automotive News», 1965.
4. Automobile in cifre, 1965.
5. Tatsachen und Zahlen. Verband der Automobilindustrie (VDA), 1964.
6. Motor Industry fo Great Britain, 1964.

Г. И. САМОЛЬ

УДК 629.113:629.1.078(87)

ЗАРУБЕЖНЫЕ АВТОМОБИЛИ-АМФИБИИ

Таблица 1

Основные данные	Автомобили-амфибии					
	«Олвис Столвет» фирмы Олвис, Англия, 1962 г. [1]	«Джигер» фирмы Ганспорт, Канада, 1962 г. [2]	«Амфикар» фирмы Амфикар, США, 1963 г. [3]	LVW фирмы Борг Вар- нер, США, 1962 г. [4, 5, 6]	LVHX-1 фирмы AVCO, США, 1961 г. [7]	SR-№5 фирмы Уэстленд Эйркрафт, Англия, 1964 г. [8, 9]
Тип автомобиля	Водоизмещающий	Водоизмещающий	Водоизмещающий	Глиссирующий	На подводных крыльях	На воздушной подушке
Полный вес в кг	13450	290	1378	14000	13600	7000
Грузоподъемность в кг	5000	200	300	5000	5000	2000
Коэффициент использования полного веса	0,372	0,69	0,218	0,357	0,368	0,286
Габаритные размеры в мм:						
длина	6250	1900	4346	11000	11250	12027
ширина	2540	1270	1574	3555	3300	6928
высота	2465	—	—	3300	3790	—
Отношение длины к ширине	2,46	1,5	2,75	3,1	3,42	1,74
Двигатели:						
тип и модель	Карбюраторный, Роллс-Ройс V81 Mk80	Два карбюраторных	Карбюраторный «Триумф Геральд»	Газотурбинный «Лайкоминг» TF-20	Газотурбинный, «Лайкоминг» TF-1460	Газотурбинный «Бристоль Сидли Гном» 900
мощность в л. с.	220	5,5×2	38	1500	1225	900
Удельная мощность в л. с. Двигатели:	16,4	38	27,5	107	90	128
на суше	Колеса 6×6	Колеса 6×6	Колеса 4×2	Колеса 4×4	Колеса 4×4	Воздушный вент То же
на воде	Два водомета	Два гребных винта	Два гребных винта	Два гребных винта	Гребной винт	
Максимальная скорость в км/ч:						
на суше	70	48	145	56	64	130
на воде	9,2	12	12	56	65	130
Шины	14,00—20	—	6,40—13	18,00—25	18,00—25	—
Диаметр рабочего колеса водоходного двигателя в мм	305	—	—	610	—	2300
Наибольший преодолеваемый подъем в град	24	45	—	—	31	—
Запас хода в км	640—800	480	—	288	388 на воде 400 на суше	445

ЗА ПОСЛЕДНЕЕ время автомобили-амфибии начинают получать все большее распространение в различных областях гражданского строительства при работе на неподготовленных участках местности в качестве автомобилей повышенной проходимости, которые наряду с прочими препятствиями преодолевают также и водные преграды.

Так, фирма Флорида пауэр (США) переоборудовала два плавающих автомобиля полным весом 10 т для обслуживания и ремонта линий электропередач во время грозы и после нее, во время урагана, наводнения в низкорасположенных районах, которые могут быть затоплены.

Фирма Шелл ойл (США) широко использовала плавающие автомобили во время геологических изысканий в прибрежных районах, подверженных приливам и отливам.

Широкое использование находят плавающие автомобили при прокладке нефте- и газопроводов. Плавающие автомобили применяются для быстрого наведения мостов, для переброски оборудования и людей через встречающиеся водные преграды. Фирма Крайслер (США) спроектировала и построила 12 экспериментальных автомобилей-амфибий для перевозки и монтажа мостовых ферм.

Экипаж каждой амфибии состоит из трех человек. Секция моста из четырех амфибий собирается из экипажами за 15 мин. Мост длиной 120 м и грузоподъемностью 60 т наводится за 1 ч при использовании 16 амфибий. Обычный понтонный мост сравнимой грузоподъемности наводится за 5 ч при работе 400 человек.

На всех четырех колесах автомобиля, которые могут быть и ведущими и управляемыми, установлены шины 18,00—25. Максимальная скорость движения по суше 56 км/ч. После входа в воду колеса подтягиваются в колесные ниши гидравлическими подъемниками. Движение по воде осуществляется с помощью четырехлопастного гребного винта в насадке, который приводится во вращение от установленного на автомобиле дизеля мощностью 335 л. с. через автоматическую коробку передач, вал отбора мощности и карданный вал.

Фирма Олвис (Англия) приступила к серийному производству плавающего автомобиля «Олвис Столвет», использование которого в коммерческих целях предполагается в Скандинавских странах для перевозки барабанов с электрокабелем через горы и фиорды без перегрузки на корабль.

Этот автомобиль-амфибия способен с грузом 5 т передвигаться по труднопроходимой местности, преодолевать вертикальные препятствия высотой 45 см и рвы шириной 1,5 м; буксировать прицеп общим весом 10 т; преодолевать водные преграды со скоростью 9,2 км/ч без какой-либо предварительной подготовки и транспортироваться по воздуху самолетом (табл. 1).

Большой интерес проявляется в настоящее время к созданию сверхлегких

вездеходных средств транспорта, приспособленных для преодоления водных препятствий и предназначенных для использования в поисковых, нефте-разведывательных партиях, лесниками, дорожными рабочими, охотниками, рыбаками и др. Эти плавающие автомобили («Джигер» и др.) отличаются малогабаритностью, легкостью и простой конструкции.

Водонепроницаемый корпус двухместного автомобиля «Джигер» (канадская фирма Ганспорт) изготовлен из стекловолокна, к корпусу жестко прикреплены шесть пневмокатков сверхнизкого давления, по три с каждого борта (рис. 1). Катки обеспечивают давление на грунт порядка 0,7 кг/см², что позволяет передвигаться по мягкому грунту и снегу.

Автомобиль снабжен двумя бензиновыми двигателями мощностью 5,5 л. с. каждый. Привод от каждого из двигателей к трем расположенным с одного борта каткам осуществляется через клиноременный вариатор, позволяющий менять передаточное число. Такая система привода обеспечивает минимальный радиус поворота, равный ширине колес.

Управление автомобилем осуществляется одним Т-образным рычагом. Дополнительно имеются лишь рычажки включения двух гребных винтов при движении по воде, каждый из которых приводится одним двигателем.

Управление на воде осуществляется изменением числа оборотов двигателей. Скорость автомобиля на воде составляет 9—12 км/ч, а на суше при движении в условиях бездорожья 32—48 км/ч.

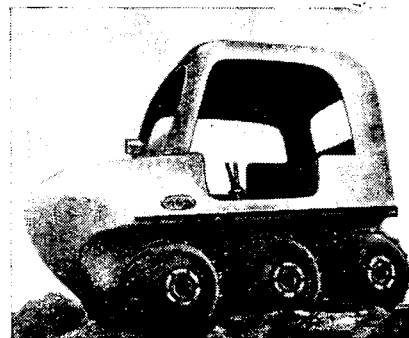


Рис. 1. Двухместный водоизмещающий автомобиль «Джигер».

Новая область применения плавающего автомобиля предложена инженерами ФРГ. По их проекту американская фирма Амфикар построила легковой автомобиль для семейных нужд, выполняющий одновременно роль моторной лодки для прогулки по внутренним водоемам, а также по морю в штилевую погоду.

Автомобиль имеет форму четырехместного кабриолета со съёмным верхом,

герметичным кузовом и двумя нейлоновыми гребными винтами (рис. 2). Двери снабжены дополнительными замками для предотвращения случайного открытия при движении по воде. Днище кузова плоское, скошенное спереди и сзади, нос закруглен.

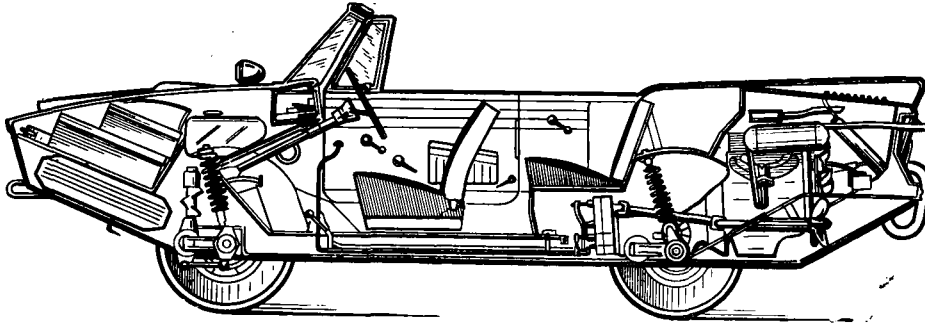


Рис. 2. Схематический разрез легкового автомобиля-амфибии «Амфикар».

Сзади установлен четырехцилиндровый двигатель «Триумф Геральд» фирмы Стандарт Мотор с рабочим объемом 1147 см³. Мощность двигателя составляет 38 л. с. при 4750 об/мин коленчатого вала. Забор воздуха осуществляется сверху через капот с регулируемой жалюзи. Выпускная труба выведена под капотом выше ватерлинии. При движении по воде расход топлива составляет 5,65 л/ч и на суше 7,5 л/100 км.

Привод на колеса и гребные винты осуществляется через четырехступенчатую коробку передач и раздаточную коробку с помощью карданных валов. Подвеска всех колес независимая, рычажная.

Размер шин 6,40—13, давление воздуха 1,0 атм в передних и 2,1 атм в задних шинах. При входе в воду и выходе из нее на мягком грунте давление в задних шинах понижается до 1,5 атм. При движении по воде колеса способствуют держанию курса и повышают остойчивость автомобиля. Передние колеса используются в качестве водяных рулей при движении по воде, хотя и отмечается несколько замедленное их действие. Высота надводного борта (546 мм) обеспечивает надежную плавучесть. Однако на крутых поворотах наблюдается повышенный крен. Максимальная скорость при движении по воде равна 12 км/ч, по суше — 145 км/ч (эксплуатационная 120 км/ч).

Дополнительное оборудование, связанное со специфическими условиями работы на воде, включает в себя трюмный насос, лодочную сирену и поворотную фару.

Некоторые фирмы проводят работы по созданию новых типов движителей, значительно улучшающих проходимость и скорость движения плавающих автомобилей по болоту, снегу и воде.

Автомобили отделения Ингерсолл Каламазо фирмы Борг Варнер (США) «Эйрол» и «Эйрол-1» (рис. 3) оборудованы совершенно новым типом движителя, сочетающим элементы колесного и гусеничного движителей. Каждый движитель состоит из нескольких свободно вращающихся пневматических

катков с низким внутренним давлением, установленных на бесконечной цепи, вращающейся вокруг ведущей звездочки и ленивца. Цепь ставит одну шину за другой перед корпусом автомобиля, который непосредственно опирается на нижние катки. Затем кор-

пус катится по ним, пока цепь сзади не поднимет шины с земли и не возвратит их опять вперед. Получается тот же эффект, что при движении тяжелых предметов по каткам.

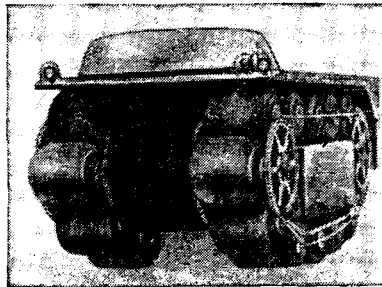


Рис. 3. Водоизмещающая амфибия «Эйрол-1».

На твердой опорной поверхности колеса вращаются свободно, и автомобиль движется со скоростью, в 2 раза большей, чем скорость движения цепи. При испытаниях на бетонированном шоссе автомобиль «Эйрол» достиг скорости 54 км/ч. Когда автомобиль движется по грязи или болоту, грязь попадает на площадку контакта корпуса и пневмокотков. Катки автоматически прекращают движение вследствие уменьшения коэффициента сцепления и действуют, как траки или грунтозащепы гусеничных машин, а скорость автомобиля уменьшается вдвое.

Проведены испытания автомобиля «Эйрол» на снегу глубиной более 1 м. Он без труда двигался по этому снегу, причем сцепление автомобиля повышалось с увеличением глубины снежного покрова. Легко преодолевались также искусственные насыпи высотой 3,65 м с углом подъема 31°.

При движении по воде катки используются как плицы гребных колес. Кроме того, они значительно увеличивают водоизмещение автомобиля, основную часть которого составляют погруженная в воду сваренная из алюминевых листов центральная секция и два пловучих поддерживателя.

В центральной секции размещаются грузовое отделение, двигатель и отделение водителя. Управление осуществляется притормаживанием одного из движителей с помощью гидравлических бортовых тормозов.

В качестве движителя может быть использовано различное количество пневмокотков разного диаметра. На автомобилях «Эйрол» и «Эйрол-1» использованы пневмокотки «Терра Тайрс» диаметром 610 мм фирмы Гуднр, причем на первом из них установлено по 16 пневмокотков с каждой стороны, на втором — по 13. В табл. 2 приведены основные данные этих автомобилей.

Таблица 2

Основные данные	«Эйрол»	«Эйрол-1»
Грузоподъемность в кг	—	450
Полный вес в кг	8630	3000
Размеры в мм:		
длина	4420	4740
ширина	2440	2430
высота	2130	2430
Мощность двигателя в л. с.	80	102
Наибольшая скорость движения в км/ч:		
на суше	64	40
на воде	16	10,4
Запас хода в км:		
на суше	—	12)
на воде	—	48

Значительные выгоды дает использование плавающих автомобилей для загрузки и разгрузки стоящих на рейде кораблей, снабжения их топливом и продовольствием, особенно в местах, где имеющих специально оборудованных причалов. Здесь с увеличением отдаленности корабля от берега увеличивается сфера деятельности глссирующих, крыльевых амфибий, а также автомобилей, использующих при движении по воде воздушную подушку.

Скорость движения по воде плавающих автомобилей с водоизмещающим корпусом не превышает 10—12 км/ч, т. е. в 8—10 раз меньше скорости движения на суше.

Появление за последние годы экспериментальных образцов плавающих автомобилей, скорость движения по воде которых соизмерима со скоростью движения на суше, явилось результатом разработки принципиально новых направлений в конструировании подобных машин. Все они сводятся к уменьшению гидродинамического сопротивления за счет частичного или полного выталкивания корпуса автомобиля из воды. При этом гидростатические силы подержания заменяются вертикальной (подъемной) составляющей гидродинамических сил, возникающих при движении автомобиля с корпусом глссирующего типа; гидродинамическими подъемными силами, возникающими при движении плавающего автомобиля на подводных крыльях; повышенным давлением под днищем машины в случае применения воздушной подушки.

Специфические условия работы накладывают отпечаток на компоновку, а также на конструкцию узлов и агрегатов плавающих автомобилей. Водоизмещающие автомобили, обладающие

небольшой скоростью движения по воде, сохраняют определенную преэманентность по отношению к сухопутным многоприводным автомобилям, хотя на них и устанавливается большое число узлов и агрегатов, служащих для обеспечения движения автомобиля по воде и не характерных для сухопутных автомобилей или отсутствующих на них. Быстроходные плавающие автомобили (глыссирующие, на подводных крыльях и на воздушной подушке) еще в большей степени отличаются от сухопутных автомобилей. При этом не пренебрегают простого заимствования элементов судовых конструкций, так как применяемые системы, узлы и агрегаты должны органически вписываться в конструкцию автомобиля.

Появление плавающих автомобилей с одинаково высокой скоростью движения по суше и воде значительно расширяет область их применения. Развитие и совершенствование конструкции этих автомобилей позволит совершенно по-иному рассмотреть ряд вопросов взаимодействия автомобильного и водного транспорта при осуществлении некоторых грузовых перевозок, особенно в труднопроходимых, заболоченных и подверженных приливам и отливам районах.

Из всех типов быстроходных автомобилей-амфибий в настоящее время меньше всего построено автомобилей глыссирующего типа, что можно объяснить их существенными недостатками. Увеличение отношения длины автомобиля к его ширине, которое необходимо для придания корпусу глыссирующих автомобилей, ухудшает проходимость автомобиля в связи с увеличением радиуса продольной проходимости и уменьшением углов переднего и заднего свеса. Глыссирующие автомобили требуют больших мощностей для движения, чем амфибии на подводных крыльях и на воздушной подушке, а также уступают им по мореходности.

Достоинством глыссирующих автомобилей является их конструктивная простота по сравнению с другими типами быстроходных амфибий: от водоизмещающих автомобилей они по существу отличаются лишь очертаниями корпуса и убирающимися колесами.

Глыссирующий автомобиль LVW (рис. 4) спроектирован и построен отделением «Нигерсолл Каламазо» фирмы Борн Варнер (США) в 1962 г. Это первый образец глыссирующего автомобиля развивает на суше и воде скорость 56 км/ч. Большая грузоподъемность автомобиля (5 т) и большой радиус эксплуатации по воде (около 290 км) позволяют использовать его при разгрузке кораблей, отстоящих от берега на расстоянии 40—80 км.

На автомобиле сразу за кабиной водителя установлен газотурбинный двигатель «Лайкоминг» TF-20 мощностью 1500 л. с. при температуре окружающего воздуха 26°. Это морской вариант авиационного двигателя T55. От двигателя мощность передается к двухступенчатой коробке передач, а затем к раздаточной коробке, от которой карданными валами — на оба ведущих моста и на два вращающихся в противоположные стороны гребных

винта диаметром 610 мм, причем предусмотрена возможность отключения переднего моста и винтов.

В цельносваренном несущем корпусе, изготовленном из высокопрочных алюминиевых листов, имеются выемки для

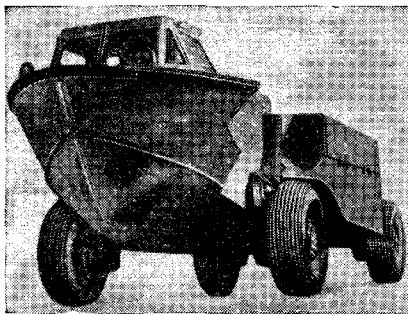


Рис. 4. Автомобиль LVW с корпусом глыссирующего типа.

размещения колес во время движения по воде. Убираясь, колеса поворачиваются на 180°. Затем с помощью гидротривода опускаются створки, закрывающие ниши снизу и придающие корпусу глыссирующие очертания.

Управление при движении по воде осуществляется двумя водяными рулями, расположенными за гребными винтами; привод водяных рулей гидравлический.

При движении по суше гребные винты и рули убираются в корпус, а колеса возвращаются в нижнее положение. Предусмотрены варианты управления на суше как двумя передними, так и всеми четырьмя колесами. Автомобиль лишен упругой подвески, а ее роль выполняют шины размером 18.00—25 с централизованной системой подкачки.

Выгодность установки подводных крыльев вместо движения в режиме глыссирования в отношении потребных мощностей была проверена путем испытания масштабных моделей. Так, по данным А. С. Вотре, если при скорости 74 км/ч глыссирующему автомобилю длиной 13,7 м требуется удельная мощность порядка 100 л. с./т, то у автомобиля на подводных крыльях она снижается до 50 л. с./т, а при увеличении удельной мощности до 100 л. с./т скорость может быть повышена до 100 км/ч. В общем случае считают целесообразным установку подводных крыльев, когда число Фруда по водоизмещению $Fr_v > 3$.

Несмотря на их очевидное преимущество, строительство автомобилей на подводных крыльях пока не выходит из стадии экспериментов. Это связано с трудностью разрешения вопросов, возникающих при движении на подводных крыльях, как-то: обеспечение продольной и поперечной устойчивости, необходимость установки автоматической системы управления крыльями, сложность трансмиссии и т. д.

Амфибия LVHX-1 (рис. 5), которая проходит испытания в настоящее время, оборудована полностью погруженными крыльями: носовым на двух стойках и кормовым на одной стойке.

Носовой и кормовой крыльевые комплексы имеют устройства для подъема их из воды путем поворота вокруг поперечных осей, после чего носовое крыло укладывается в П-образную нишу позади кабины водителя, а кормовое — в продольную нишу на корме.

Колеса автомобиля при движении по воде убираются в ниши, что позволяет увеличить его скорость в неспокойной воде до 65 км/ч. В водоизмещающем положении в прибрежной зоне с поднятыми крыльями скорость движения амфибии достигает 22 км/ч, что вдвое превышает скорости существующих амфибий. Для движения в режиме малого хода используется специальный откидной гребной винт, расположенный в корме. Его редуктор соединен с редуктором задних колес, чем достигается непрерывный переход от режима плавания к режиму движения по суше. При подходе к берегу опускаются в рабочее положение колеса, и амфибия преодолевает прибрежную зону с помощью сухопутного и водяного движителей. В рабочем положении винт малого хода может поворачиваться в горизонтальной плоскости на 90°, чем осуществляется управление при подходе к берегу. Радиус циркуляции при движении в водоизмещающем режиме 11 м, в крыльевом режиме 55 м.

На амфибии используется газотурбинный двигатель «Лайкоминг» TF-1460 максимальной мощностью 1225 л. с. при температуре окружающего воздуха 26°. Вес двигателя с вспомогательными механизмами составляет 545 кг. С двигателя в рабочем режиме снимается мощность около 900 л. с. Удельный расход топлива составляет 304 г/л. с. ч.

Газотурбинный двигатель расположен непосредственно за кабиной водителя. Два воздухозаборника расположены по бортам. Главный редуктор размещен под грузовым отделением и соединен с двигателем и колесами с помощью карданных валов.

Хорошая проходимость по суше обеспечивается подводом мощности ко всем четырем колесам автомобиля с шинами размером 18.00—25. Использование газотурбинного двигателя позволило предельно упростить трансмиссию: коробка передач имеет всего лишь две скорости и реверс.

Открытая грузовая платформа размерами 4,15×3,1 м позволяет разместить восемь стандартных контейнеров. Погрузочно-разгрузочные операции на суше производятся путем посадки амфибии днищем на грунт за счет тяги винта колес, на что требуется 12 сек. При этом погрузочная высота платформы составляет 838 мм. Откидные борта грузового отделения (корпус автомобиля выполнен из алюминиевых листов) используются в качестве сходней.

Вследствие расположения грузового производятся путем посадки амфибии влияние на устойчивость несимметричного распределения грузов сводится к минимуму. Так, при перевозке контейнеров общим весом 4750 кг автомобиль возвращается в нормальное положение из крена 45°. При этом стабилизация амфибии, как и в случае бортовой и килевой качки, осуществляется управляемыми закрылками, которыми снабжено но-

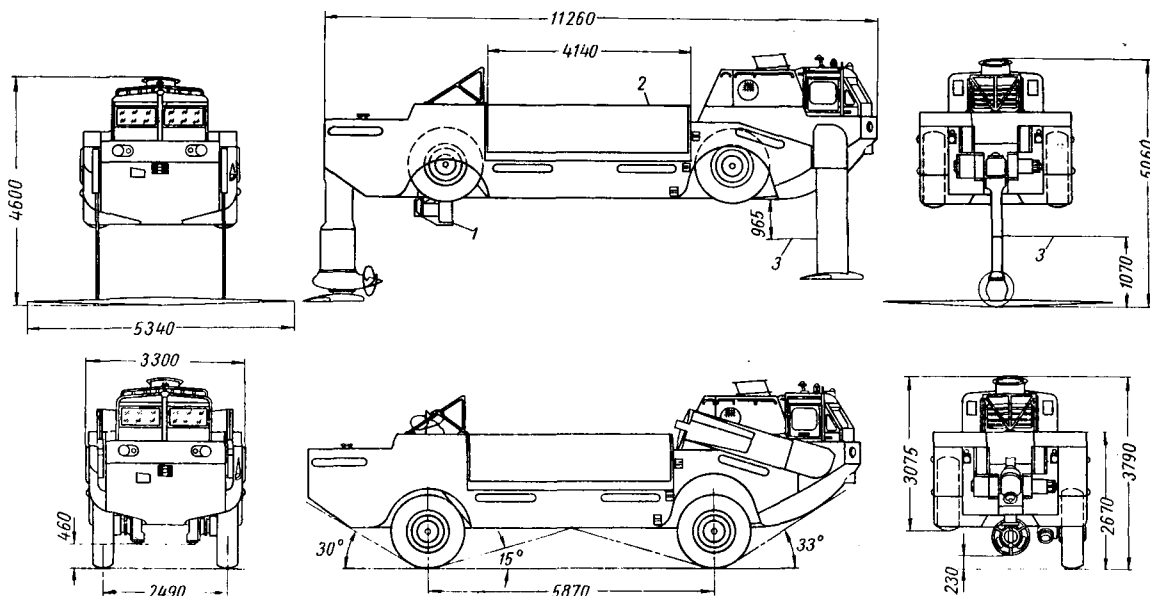


Рис. 5. Общий вид автомобиля LVHX-1:

1 — гребной винт малого хода; 2 — откидной борт; 3 — уровень воды при движении со скоростью 65 км/ч.

совое крыло. Эти закрылки приводятся в действие автопилотом фирмы Лайкоминг с помощью гидравлической системы.

Техническая характеристика этого и других быстроходных плавающих автомобилей приведена в табл. 1. Для возможности сравнения здесь же включена

нутных заездов в день и перевезти 500 пассажиров.

Во время демонстрации в США амфибия SR-№ 5 прошла расстояние 9600 км за 130 ч эксплуатации и перевезла 2000 пассажиров. Кроме движения по воде, показ включал в себя выход на берег, движение по болоту, преодоление глубоких борозд. Заросли высокой болотной травы амфибия преодолела со скоростью 54 км/ч.

Фирма Уэстленд приступила к мелкосерийному производству аппаратов SR-№ 5. Два первых образца были проданы в Англии. По одному образцу для исследовательских целей купили США, Канада, Норвегия и Япония.

по воде, обладают также хорошей опорной проходимостью и, следовательно, высокой скоростью преодоления заболоченной прибрежной зоны.

3. На быстроходных амфибиях в связи с большой потребной мощностью для движения по воде получают преимущественное распространение газотурбинные двигатели, которые хорошо подходят по своим характеристикам для привода движителей плавающих автомобилей.

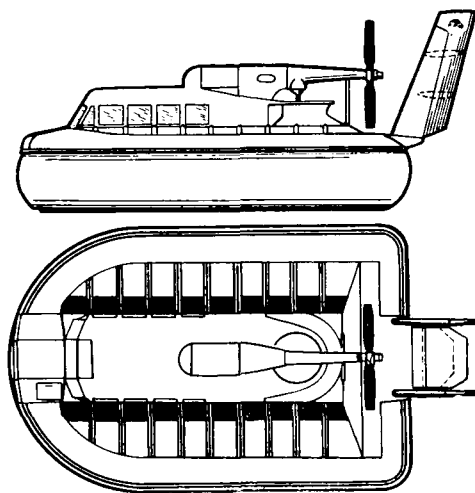


Рис. 6. Амфибия на воздушной подушке SR-№ 5.

техническая характеристика одного из последних английских АВП-амфибий SR-№ 5 (рис. 6). Площадь подушки равна 51 м², давление в воздушной подушке 137 кг/м².

Имея запас топлива 1200 л и средний расход его 344 л/ч (0,382 л/л.с.ч.), амфибия располагает запасом хода по топливу 3,5 ч, может совершить сорок 20-ми-

Выводы

1. Способность своим ходом преодолевать встречающиеся водные препятствия становится обычным требованием, предъявляемым в настоящее время за рубежом к автомобилям повышенной проходимости в связи с их широким использованием в различных областях. Эти автомобили, имея невысокую скорость движения по воде, большую часть времени работают на суше и предназначены в основном для форсирования внутренних водных преград.

2. Наряду с водоизмещающими автомобилями, за последние годы созданы принципиально новые образцы плавающих автомобилей с высокой скоростью движения как на суше, так и на воде, предназначенные для проведения транспортных операций в обеих средах. Из них наиболее перспективными являются автомобили на подводных крыльях и амфибии на воздушной подушке. Последние, кроме большой скорости движения

ЛИТЕРАТУРА

1. «Commercial Motor», v. 116, № 2977, стр. 63–65.
2. «Mechanical Engineering», 1962, v. 84, № 6, стр. 70.
3. «Autocar», 1963, v. 119, № 3522, стр. 294–295.
4. «Automotive Industries», 1962, v. 127, № 11, стр. 21–22, 29, 32, 133, 154, 155, 160.
5. «SAE», Preprint, 1961, № 5270.
6. «SAE», Preprint, 1963, № 685A.
7. «SAE Journal», 1963, № 7, стр. 70–73.
8. «Hovering Craft and Hydrofoil», 1964, v. 3, № 5, стр. 16–19, № 7, стр. 22–31.
9. «Hovering Craft and Hydrofoil», 1964, v. 4, № 2, стр. 16–17, 20–21.
10. «Flight», ACV, 1964, Oct. 29, стр. 44, 49, 50a–56.
11. «Helicopter and Hovercraft World», 1964, v. 7, № 9, стр. 229–302, № 11, стр. 357–361.

Канд. техн. наук Л. А. ЕГОРОВ,
Б. М. ШОЙХЕТ

САМОБЛОКИРУЮЩИЕСЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ СОПРОТИВЛЕНИЕМ

ОДНИМ из важнейших мероприятий повышения проходимости автомобилей является применение блокируемых дифференциалов. Существующие конструкции самоблокирующихся дифференциалов (повышенного трения, свободного хода, с переменным передаточным отношением и др.) значительно повышают проходимость автомобиля, но они имеют некоторые недостатки. Основным недостатком является то, что у автомобилей, снабженных самоблокирующимися дифференциалами, значительно ухудшается управляемость и устойчивость. Это является следствием того, что крутящий момент перераспределяется на ведущих колесах скачкообразно, как толчок возникает разность скоростей вращения колес независимо от причины ее возникновения. Разность скоростей вращения ведущих колес возникает при буксовании колеса и при движении на повороте, по неровной дороге, с различным радиусами качения колес.

Перераспределение момента в последнем случае не только не нужно, но вредно. Поэтому в последнее время ведутся поиски конструкций дифференциалов, которые, повышая проходимость автомобиля, не ухудшали бы его управляемости и устойчивости. Такими свойствами обладают дифференциальные механизмы, в которых для блокирования используется гидравлическое трение жидкости. Принцип действия таких механизмов заключается в том, что параллельно с обычным шестеренчатым дифференциалом устанавливают гидронасос (поршневой, шестеренчатый, лопастной или другого типа). При появлении относительных оборотов полуосей возникает относительное движение ведущих и ведомых частей гидромеханизма, за счет чего создается гидравлическое сопротивление жидкости, которое и будет блокировать дифференциал, причем в необходимой степени.

Опыт эксплуатации убеждает, что при повороте автомобиля относительные обороты полуосей сравнительно невелики. Так, по данным расчета¹ величина относительных оборотов полуосей даже при наиболее крутых поворотах автомобиля средней грузоподъемности (с $R_{min} = 10$ м при $v = 10$ км/ч) составляет 5,3 об/мин. Для автомобилей большой грузоподъемности величина этих чисел оборотов еще меньше и составляет 3,5—4.

При буксовании колес относительные числа оборотов в минуту значительно больше, чем при повороте, и достигают 30 и более у автомобилей повышенной проходимости средней грузоподъемности и 25 и более у автомобилей повышенной проходимости большой грузоподъемности с тремя и более ведущими мостами.

У грузовых автомобилей обычной проходимости относительные числа оборотов при буксовании на этой же передаче достигают еще большей величины. Это и положено в основу работы гидравлических дифференциальных механизмов.

В известных конструкциях дифференциалов сопротивление жидкости создается либо за счет перебалтывания ее лопастями, либо за счет продавливания жидкости через калиброванные отверстия. Во всех случаях давление жидкости, а следовательно, и момент сопротивления будут пропорциональны скорости давления жидкости. Скорость движения жидкости прямо пропорциональна величине относительных оборотов полуосей. На режиме поворота автомобиля, когда относительные обороты полуосей невелики, момент сопротивления гидродифференциала будет мал, а на режиме буксования резко возрастет.

Особенно большой эффект получается при продавливании жидкости через калиброванное отверстие, так как здесь момент сопротивления жидкости пропорционален квадрату относительных оборотов полуосей.

Докажем это на примере плунжерного насоса, использованного в дифференциале. Производительность насоса при продавливании им жидкости через калиброванное отверстие

$$Q = \mu f_{\partial} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p}, \quad (1)$$

где $\mu = \text{const}$ — коэффициент расхода;

$f_{\partial} = \frac{\pi d^2}{4}$ — площадь калиброванного отверстия;

γ — удельный вес жидкости;

$g = 9,81$ м/сек² — ускорение силы тяжести;

Δp — перепад давления до отверстия и за ним.

С другой стороны,

$$Q = Q_m \eta_{об}, \quad (2)$$

где $Q_m = v F_n$ — теоретическая производительность плунжера;

v — скорость протекания жидкости;

F_n — площадь плунжера;

$\eta_{об}$ — объемный к.п.д.

Приравняв уравнения (1) и (2), найдем

$$\Delta p = \frac{\gamma \eta_{об}^2}{2g \mu^2} \cdot \frac{F_n^2}{f_{\partial}^2} v^2 = A v^2. \quad (3)$$

В формуле (3) все величины, кроме скорости v , постоянны, поэтому обозначим их через A . В свою очередь, теоретический момент сопротивления такого гидронасоса

$$M_{теор} = 0,159 \Delta p q, \quad (4)$$

где $q = \text{const}$ — объемная производительность гидронасоса за один оборот.

Подставив выражение (3) в уравнение (4), получим

$$M_{теор} = 0,159 q A v^2 = k v^2. \quad (5)$$

В правой части выражения (5) все постоянные величины обозначены через k . Но скорость протекания жидкости прямо пропорциональна относительным оборотам полуосей, тогда выражение (5) запишем так:

$$M_{теор} = k' n_{отн}^2. \quad (6)$$

Блокировочные свойства самоблокирующегося дифференциала оцениваются так называемым коэффициентом блокировки

$$k_{б} = \frac{M_{теор}}{M_0} = \frac{k' n_{отн}^2}{M_0}. \quad (7)$$

Предположив, что к корпусу дифференциала подводится постоянный крутящий момент M_0 , получим

$$k_{б} = C n_{отн}^2,$$

где

$$C = \text{const}.$$

Таким образом, момент сопротивления и коэффициент блокировки данного дифференциала будут пропорциональны квадрату относительных оборотов полуосей, вследствие чего будет обеспечиваться практически «чистый» поворот и в то же время повысится проходимость автомобиля при буксовании его колес.

За последние годы появилось много конструкций самоблокирующихся дифференциалов, блокировка которых осуществляется при помощи гидравлического сопротивления.

Все гидравлические дифференциальные механизмы делятся на чисто гидравлические, где для блокировки дифференциала используется практически только сопротивление жидкости, и смешанные, где для блокировки используется как механическое трение, так и сопротивление жидкости (рассматриваются только первые из них).

Простейшими из гидравлических дифференциалов являются такие, у которых на сателлитах или полуосевых шестернях устанавливаются дополнительные лопасти, перебалтывающие жидкость при наличии относительного вращения полуосей.

На рис. 1 приведена схема дифференциала с гидравлической блокировкой,

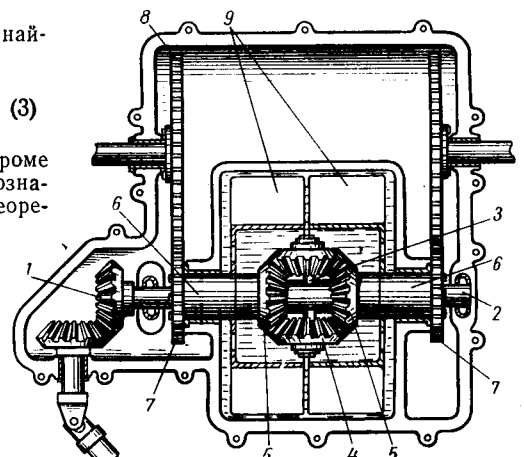


Рис. 1. Дифференциал с гидравлической блокировкой (продольный разрез).

изобретенная Р. М. Келли (США, патент № 2886980, 1959 г.).

С ведомой конической шестерней 1 жестко связан вал 2, на котором на шлицах 3 сидят сателлиты 4.

¹ Бухарин И. А., Малюков А. А. «Автомобильная промышленность», 1963, № 3.

С сателлитами находятся в зацеплении две конические полуосевые шестерни 5, каждая из которых выполнена заодно с полым валом 6, имеющим на другом конце цилиндрическую зубчатую шестерню 7. Эта шестерня, в свою очередь, находится в зацеплении с цилиндрической шестерней полуоси 8. Каждая из конических полуосевых шестерен 5 имеет лопасти 9. Сателлиты, конические полуосевые шестерни с лопастями заключены в картер, в котором находится жидкость.

При наличии относительного вращения полуосевых шестерен (при повороте или буксовании) лопасти их будут также перемещаться относительно друг друга и придавать жидкости круговое движение, вследствие чего циркулирующая жидкость стремится предотвратить относительное вращение лопастей и, как следствие, конических полуосевых шестерен.

Такой дифференциал имеет следующие недостатки: он создает дополнительный гидравлический тормозной момент за счет перебалтывания жидкости лопастями и при езде на прямой, когда дифференциал не работает, он не обеспечивает чистого поворота, так как на этом скоростном режиме будет создаваться значительный гидравлический момент сопротивления и в то же время на режиме буксования коэффициент блокировки будет значительно меньше необходимого.

Характеристика такого дифференциала

$$M_{mp} = f(n_{отн})$$

будет иметь линейную зависимость.

К такому типу относится и гидравлический дифференциальный механизм, изображенный на рис. 2 — изобретение Г. Д. Алжи (США, патент № 2746320, 1956 г.).

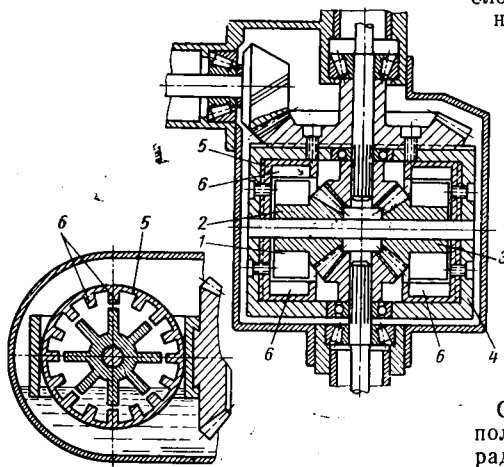


Рис. 2. Дифференциал с гидравлической блокировкой Г. Д. Алжи.

В отличие от описанного, здесь лопасти 1 установлены на сателлитах 2 и 3, а с корпусом дифференциала 4 жестко связаны специальные круглые чашки 5 с выступами 6. Когда дифференциал не работает, то сателлиты не вращаются относительно корпуса и, следовательно, перемешивания жидкости лопастями не происходит. При вращении сателлитов лопасти перемешивают жидкость, за счет чего образуется гидравлическое сопро-

тивление и, кроме того, между торцами лопастей 1 и выступов 6 из-за небольшого зазора создается дополнительное гидравлическое сопротивление. Благодаря последнему свойству данного дифференциального механизма $M_{mp} = f(n_{отн})$ будет отлична от линейной, особенно при больших относительных скоростях вращения.

Этот дифференциальный механизм устраняет в некоторой степени первый недостаток предыдущего дифференциала, но остаются все остальные.

Следующую группу гидравлических дифференциальных механизмов представляют такие, блокировка в которых осу-

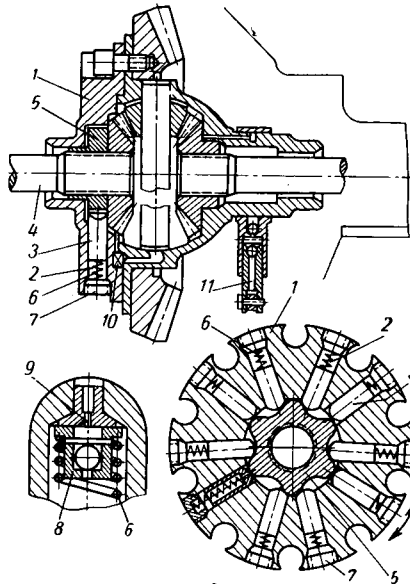


Рис. 3. Дифференциал с гидравлической блокировкой А. О. Роберта (продольный, поперечный разрез и клапан).

ществляется при помощи чисто гидравлического сопротивления, создаваемого насосами различного типа: поршневыми, роторными и т. д.

Более совершенным с точки зрения получения необходимого момента сопротивления является гидравлический дифференциальный механизм изобретения А. О. Роберта (США, патент № 2978929, 1961 г.), который показан на рис. 3.

Одна из чашек дифференциала 1 выполнена в виде блока цилиндров и имеет радиальные отверстия 2, в которых располагаются поршни 3. На полуоси 4 на шлицы насажен кулачковый диск 5.

Таким образом, кулачковый диск вращается заодно с полуосью, а поршни 3 — заодно с корпусом дифференциала. Поршни прижимаются к кулачкам пружинами 6. В каждый цилиндр с торца заворачивается пробка 7, которая закрывает полость цилиндра и служит для сборки механизма. В поршне 3 установлено клапанное устройство 8 с калиброванным отверстием 9, служащее для выпуска сжатой жидкости.

В блоке цилиндров имеется впускное отверстие 10 с клапаном, через которое

жидкость из корпуса дифференциала попадает в полость цилиндров. Кроме того, имеется специальное устройство 11, служащее для постоянной подачи масла внутрь корпуса дифференциала.

Принцип действия заключается в следующем: при появлении оборотов полуоси относительно корпуса дифференциала кулачки набегают на поршни, последние, перемещаясь, сжимают жидкость и продавливают ее через калиброванные отверстия, за счет чего возникнет гидравлическое сопротивление.

Величина момента сопротивления зависит от квадрата относительных оборотов: чем больше относительные обороты, тем больший создается момент сопротивления, который и реализуется на отстающей полуоси. При повороте автомобиля относительные обороты невелики, и поэтому гидравлическое сопротивление мало. Следовательно, происходит почти «чистый» поворот.

При буксовании колес относительные обороты значительно больше и момент сопротивления дифференциала резко возрастает. Характеристика этого дифференциала имеет квадратичную зависимость:

$$M_{mp} = An^2_{отн}$$

где $A = \text{const}$.

Этот дифференциал обладает рядом преимуществ по сравнению со всеми рассмотренными: он обеспечивает почти «чистый» поворот автомобиля; создает большой гидравлический момент сопротивления на режиме буксования, причем полностью реализуется запас сцепления под обоими колесами.

Оригинальным является дифференциальный механизм конструкции О. Мюллера (патент США № 2861477, 1958 г.), показанный на рис. 4.

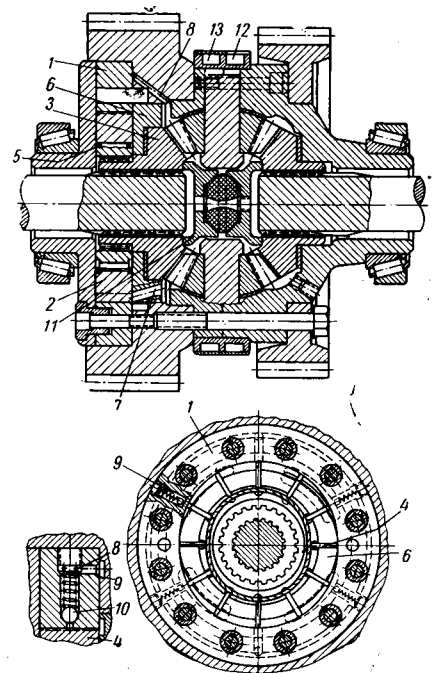


Рис. 4. Дифференциал с гидравлической блокировкой О. Мюллера (продольный и поперечный разрезы).

Здесь параллельно с обычным коническим шестеренчатым дифференциалом установлено гидравлическое блокирующее устройство, представляющее собой гидронасос роторного типа, который при помощи лопаток сжимает жидкость и продавливает ее через калиброванные отверстия. За счет этого создается момент сопротивления, величина которого пропорциональна квадрату относительных оборотов.

К чашке дифференциала шпильками прикрепляется так называемое компрессионное кольцо 1, имеющее овальную внутреннюю поверхность. Ротор 2 гидромеханизма шлицами соединен с полуосевой шестерней 3. В роторе 2 имеются прорези, в которые входят лопатки 4. Последние прижимаются к внутренней поверхности компрессионного кольца 1 двумя кольцевыми пружинами 5. С внутренней стороны ротора и компрессионного кольца имеется пластина 6 с двумя впускными отверстиями 7 и двумя выпускными отверстиями 8, причем впускные и выпускные отверстия меняются ролями в зависимости от направления движения автомобиля.

Масло, сжатое между ротором и компрессионным кольцом, подается к контрольным шаровым клапанам 9, которых четыре. Величина давления масла, а следовательно, и степень блокировки регулируются давлением пружин на шарики 10.

Между полуосевыми шестернями расположено устройство 11, служащее

для давления на полуосевую шестерню, последняя, в свою очередь, давит на пластину 6, плотно прижимая ее к ротору и компрессионному кольцу.

Для принудительной подачи масла внутрь дифференциала имеется специальный насос, установленный на корпусе дифференциала. Он имеет захваты и каналы 12 и 13, которыми вычерпывает масло со дна картера моста. Насос действует как при движении автомобиля вперед, так и при движении назад.

Характеристика данного дифференциала аналогична предыдущему. Отличие заключается в том, что роторный насос может обеспечить максимальное давление масла, а следовательно, и момент сопротивления значительно меньше, чем поршневой насос.

Кроме недостатков отдельных конструкций гидродифференциалов, они обладают еще рядом общих недостатков, главными из которых являются такие: коэффициент блокировки гидродифференциала зависит от вязкости рабочей жидкости, которая, в свою очередь, зависит от температуры. Так как в дифференциале происходит дросселирование, то температура жидкости будет значительно повышаться, но, несмотря на это, как показали исследования, тепловой режим дифференциала с гидравлическим трением следует считать удовлетворительным; возникает необходимость в высокой точности обработки и чистоты поверхностей ряда деталей, особенно у поршневых гидромеханизмов; в ряде случаев необходима переработка балок ведущих мостов

при установке этих механизмов в основные конструкции мостов. При конструировании новых мостов перспективных автомобилей этот недостаток может быть устранен.

Выводы

1. Все гидродифференциалы гораздо сложнее обычных шестеренчатых дифференциалов.

2. Все они создают гораздо меньшее сопротивление на режиме поворота, чем самоблокирующиеся дифференциальные механизмы, работающие на принципе механического трения.

3. Из всех гидромеханизмов наилучшим по характеристике являются гидронасосы поршневого и роторного типа, продавливающие жидкость через калиброванные отверстия (О. Мюллера, А. Робертса), так как на режиме поворота (при небольших относительных оборотах) момент сопротивления их очень мал и практически обеспечивается чистый поворот. В то же время на режиме буксования гидравлическое сопротивление резко возрастает, за счет чего дифференциал блокируется с необходимой степенью блокировки.

4. Следует более широко развить конструктивные и опытно-экспериментальные работы по созданию конструкций самоблокирующихся дифференциалов с гидравлическим сопротивлением и нелинейной характеристикой блокирования.

Ю. М. ВАХРУШЕВ, В. Т. КАЛАШНИК

К юбилею А. Д. Асонова

ИСПОЛНИЛОСЬ 70 лет со дня рождения д-ра техн. наук проф. Александра Денисовича Асонова.

А. Д. Асонов является пионером советского автомобилестроения. В 1923 г.



он, будучи еще студентом Московского высшего технического училища, поступил на завод АМО в литейный цех, а в 1924 г. уже принимал участие в выпуске первых автомобилей АМО-Ф-15.

В течение нескольких лет он прошел школу от инструктора по цветному литью до начальника цеха. Являясь металлургом по образованию, он приобрел на заводе специальности: литейщика, металловеда и термиста.

К тридцатым годам А. Д. Асонов написал оригинальный труд по технологии термической обработки, положив начало в этой области по регламентации процессов и созданию курса для студентов высших учебных заведений.

В начале 1930 г., после поездки в Америку для специализации в области автомобилестроения, А. Д. Асонов приступил к созданию новых термических цехов на Московском автозаводе и в сотрудничестве с учеными создал оригинальные технологические процессы: газовую цементацию и закалку при нагреве т.в.ч. Следуя примеру Московского автозавода, многие отечественные машиностроительные заводы стали переходить на прогрессивные методы термической обработки, благодаря чему технический уровень в этой области технологий повысился до зарубежного, а вскоре и превзошел зарубежный. Этому способствовало также внедрение новых марок сталей — титанистых, созданных непосредственно Александром Денисовичем.

Дважды (в 1946 г. и в 1951 г.) А. Д. Асонову было присвоено звание

лауреата Государственной премии за создание прогрессивного метода получения высокопрочного чугуна, так называемого дисперсионного метода, и за создание титанистых сталей.

Работая непрестанно с коллективом над совершенствованием технологии производства стали, он предложил оригинальный метод газовой цементации с использованием индукционного нагрева для термической обработки. Этот процесс и установки для него завоевали приоритет в данной области в Советском Союзе и за рубежом. За весь комплекс этих работ А. Д. Асонов был награжден орденом Ленина.

К моменту создания грузового автомобиля ЗИЛ-150 на заводе под руководством Александра Денисовича был разработан и внедрен процесс карбонизации шестерен (в отличие от процесса нитроцементации), который позволил значительно улучшить качество шестерен, снизить стоимость их обработки, а также повысить надежность и долговечность.

Ученые труды А. Д. Асонова широко известны как в Советском Союзе, так и за рубежом. Он неоднократно выступал с докладами на всемирных конференциях металлургов. Всего им написано более 50 печатных трудов. На его трудах воспитаны многие металлурги.

Работая в течение 25 лет главным металлургом Московского автозавода имени Лихачева, Александр Денисович занимался в то же время педагогической деятельностью.

Много внимания он уделяет общественной работе, являясь членом редколлегий журналов: «Вестник машиностроения», «Металловедение и термическая обработка металлов» и др., а также членом редколлегии издательства «Машиностроение». На 1947—1950 гг. А. Д. Ассоннов был избран депутатом Московского областного совета депутатов трудящихся. За все время сорокалетней работы на Московском автозаводе имени Лихачева он не отрывался от многообразной жизни завода.

В настоящее время А. Д. Ассоннов преподает в Московском вечернем металлургическом институте и передает свой большой опыт будущим специалистам.

Поздравляем Александра Денисовича с славным юбилеем и желаем ему дальнейших творческих успехов.

КРИТИКА и БИБЛИОГРАФИЯ

УДК 621.431.73:019.941

К. Г. Попык. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. «Машиностроение», 1965.

РЕЦЕНЗИРУЕМАЯ книга является учебником для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» (специализация «Автомобильные и тракторные двигатели»). В книге рассматриваются вопросы кинематики и динамики кривошипно-шатунного механизма, уравнивания и обеспечения необходимой равномерности хода автомобильных и тракторных двигателей, а также вопросы расчета систем коленчатых валов этих двигателей на крутильные колебания. Рассматриваемые вопросы написаны в объеме, необходимом для определения расчетных режимов и расчетных усилий, действующих на детали автомобильных и тракторных двигателей, причем некоторые расчеты иллюстрированы численными примерами.

Издание книги является вполне своевременным и нужным, так как специализированные учебники и учебные пособия по динамике автомобильных и тракторных двигателей до настоящего времени не издавались.

Автор использует отечественные и зарубежные теоретические и экспериментальные материалы по автомобильным и тракторным двигателям и излагает их последовательно и доходчиво. Расчетные формулы приводятся в большинстве случаев с необходимыми выводами, что облегчает читателю понимание сущности изучаемых явлений. В тех случаях, когда графические методы дают более простые и наглядные решения, они приводятся параллельно с аналитическими методами.

В книге имеются некоторые недостатки. В главе первой излагаются основные положения кинематики нормального и дезаксиального кривошипно-шатунных механизмов, а также кривошипно-шатунного механизма с прицепным шатуном.

В этой главе вопросы кинематики кривошипно-шатунного механизма с прицепным шатуном можно было рассмотреть менее подробно, ограничившись приведением окончательных формул без подробных выводов. Это следует из того, что V-образные автомобильные и тракторные двигатели с прицепными шатунами выпускаются сравнительно редко. Однако желательно было бы указать, что для случая, когда угол между осью главного шатуна и радиусом прицепа равен углу развала цилиндров ($\gamma_1 = \gamma$), длина прицепного шатуна l_1 при заданных радиусе кривошипа r , длине главного шатуна l и радиусе прицепа r_1 определяется из условия одинаковых степеней сжатия в главном и боковом цилиндрах.

Во второй главе «Динамика кривошипно-шатунного механизма» желательно было привести соотношения между приведенными массами m_1 , m_2 и массой шатуна $m_{ш}$ для двигателей разных типов (карбюраторных, дизелей и др.). В этой главе целесообразно было бы дать пример приведения массы колена более сложной формы (например, с двумя шатунными шейками между двумя опорами). Следует, однако, пожелать, чтобы при переиздании книги было рассмотрено построение поляр-

ных диаграмм давлений на коренные шейки V-образных двигателей для случая, когда центробежные силы P_c , действующие на эти шейки, не равны силам инерции противовесов $P_{пр}$. Желательно также, подобно тому, как это сделано для рядных двигателей, показать влияние величины противовесов на характер распределения нагрузки, а также на величину максимальной и средней нагрузок на коренные шейки V-образных двигателей.

Глава третья посвящена вопросам уравнивания автомобильных и тракторных двигателей. В этой главе следовало привести различные варианты установки противовесов для шестицилиндровых V-образных двигателей, подобно тому, как это сделано для V-образных восьмицилиндровых двигателей.

Содержание § 25 «Теоретическая и действительная уравниваемость двигателя» следовало бы дополнить данными по весовым отклонениям и дисбалансам для деталей автомобильных и тракторных двигателей, выпускаемых в последние годы (ЗИЛ-130, СМД-14, ЯМЗ-238 и др.).

Вопросы равномерности хода и расчета маховиков автомобильных и тракторных двигателей рассматриваются в четвертой главе. Изложение расчета маховика по диаграмме крутящих моментов следует несколько сократить, отсылая читателя к соответствующим разделам курса «Теории механизмов и машин». Вместе с тем эту главу желательно дополнить примером расчета маховика тракторного двигателя. В последующем издании книги целесообразно дать понятие о приближенном определении размеров маховиков автомобильных и тракторных двигателей, исходя из величины их безразмерного момента инерции.

Заключительная пятая глава посвящена теории и расчету систем коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей на крутильные колебания.

Разделы, посвященные крутильным колебаниям одномассовых, двухмассовых и трехмассовых систем, следовало бы несколько сократить, поскольку они рассматриваются в курсе «Теоретической механики». Из этих соображений можно было бы также не давать вывода формулы для определения приведенной длины конических участков вала. Желательно включить в эту главу пример приведения системы с коленчатым валом сложной формы (четырёхопорного коленчатого вала шестицилиндрового рядного или V-образного двигателей и др.).

В целом книга построена в методическом отношении правильно и, несмотря на некоторые недостатки, полностью отвечает требованиям, предъявляемым к учебникам для вузов. Книга может быть также полезной для инженеров и техников, работающих в области проектирования и исследования автомобильных и тракторных двигателей внутреннего сгорания.

Л. Ф. ЗУБАРЕВ, канд. техн. наук А. В. КОСТРОВ

Университет им. П. Лумумбы,
Московский автомеханический институт.



Агейкин Д. И., Костина Е. Н. и Кузнецова Н. Н. **Датчики контроля и регулирования.** Справочные материалы. Изд. 2-е, переработ. и доп. Изд-во «Машиностроение», 1965. 928 с., т. 19 000, ц. 3 р. 35 к. в пер.

Систематизированные данные по методам расчета, принципам построения, структурным схемам и выбору параметров для автоматических систем датчиков технологических величин: перемещения, угла поворота и силы, момента вращения, размеров и уровня, скорости, ускорения и вибраций, давления, расхода, температуры и др. Технические данные наиболее интересных образцов зарубежных датчиков.

Для инженерно-технических работников, связанных с разработкой и применением датчиков.

Базовский И. **Надежность. Теория и практика.** Пер. с англ. Под ред. Б. Р. Левина. М., Изд-во «Мир», 1965. 373 с., ц. 1 р. 63 к. в пер.

Основные положения теории надежности, пути и методы ее практического применения при конструировании, изготовлении и эксплуатации технических устройств.

Для широкого круга инженерно-технических работников, организаторов производства, экономистов и планировщиков.

Баранова Н. Л. **Коленчатые валы тракторных двигателей повышенной надежности и долговечности.** М., НИИНавтосельхозмаш, 1965. 56 с. («Тракторостроение»), т. 450, ц. 29 коп.

Условия эксплуатации коленчатых валов и методы исследования их динамической жесткости и прочности. Конструктивные и технологические факторы, влияющие на усталостную прочность коленчатых валов. Обеспечение долговечности и надежности валов.

Для конструкторов и технологов двигателестроения и авто-тракторостроения.

Бялковская В. С. **Экономические вопросы механизации и автоматизации производства в кузнечном производстве.** М., Изд-во «Машиностроение», 1965. 204 с., т. 3300, ц. 79 коп. в пер.

Современное состояние механизации и автоматизации технологических процессов в кузнечном производстве. Экономическое обоснование технических и организационных предпосылок автоматизации. Области эффективного применения средств механизации и автоматизации в зависимости от типа и масштаба производства.

Для инженерно-технических работников кузнечного производства.

Гидравлические машины и гидроприводы. Сб. 1. Исследования гидравлических устройств и систем. Киев, Изд-во «Техника», 1965. 222 с., т. 2500, ц. 98 коп. в пер.

Исследования и расчет гидравлических приводов, устройств и средств гидроавтоматики применительно к использованию в различных отраслях машиностроительной промышленности.

Для инженерно-технических работников, конструирующих и эксплуатирующих гидроприводы статического и динамического типа и средств гидроавтоматики.

Контрольно-измерительные автоматы и приборы для автоматических линий. Под ред. М. И. Каченова. М., Изд-во «Машиностроение», 1965. 372 с., т. 7660, ц. 1 р. 36 к. в пер.

Конструкции и электрические схемы автоматов и приборов, разработанных для автоматических линий. Выбор схем измерения. Рекомендации по конструированию автоматов и приборов. Допустимые погрешности измерения при автоматическом контроле и методы проверки точности контрольных автоматов.

Для инженерно-технических работников машиностроения.

Кошкин Л. Н. **Комплексная автоматизация производства на базе роторных линий.** М., Изд-во «Машиностроение», 1965, 280 с., т. 5000, ц. 1 р. 03 к. в пер.

Данные об устройстве роторных машин и принципиальные схемы автоматических роторных линий. Конструктивные схемы роторов и особенности их работы при выполнении различных технологических процессов, при контроле и сборке. Конструкции вспомогательных (транспортных, загрузочных и др.) устройств автоматических линий. Применение автоматических роторных и роторно-цепных линий.

Для инженерно-технических работников машиностроительной промышленности.

Кушуль В. М. **Новый тип двигателя внутреннего сгорания.** Л., Изд-во «Судостроение», 1965. 212 с., т. 4300, ц. 83 коп. в пер.

Разработка нового по принципу действия и по конструкции двигателя внутреннего сгорания, превосходящего существующие своими технико-экономическими показателями. Условия, определяющие наивысшие значения к.п.д. и удельную мощность двигателя и новый термодинамический цикл, позволяющий максимально приблизить реальный рабочий процесс к теоретическому с оптимальными параметрами. Методика теплового расчета двигателя при переменном количестве рабочего тела в цилиндре и методика расчета энтропии с учетом изменения состава рабочего тела. Компоновка нового двигателя на автомашине «Волга».

Для инженерно-технических работников машиностроительной и судостроительной промышленности.

Лебедев Б. И. и Янков В. А. **Повышение долговечности прецизионных деталей дизельной топливной аппаратуры.** М., НИИНавтосельхозмаш, 1965. 40 с. («Автомобилестроение»), т. 600, ц. 19 коп.

Данные о практическом сроке службы, механизме и топографии изнашивания плунжерной, распылительной и клапанной пар. Методика ускоренных износных испытаний. Рекомендуемые материалы и рациональные способы повышения долговечности прецизионных деталей топливной аппаратуры.

Для инженерно-технических работников дизелестроения и автомобильной промышленности.

Маталин А. А. **Конструкторские и технологические базы.** Изд. 3-е, переработ. и доп. Л., Изд-во «Машиностроение», 1965. 208 с., т. 8700, ц. 80 коп. в пер.

Теория и классификация конструкторских и технологических баз в машиностроении. Выбор установочных баз при проектировании технологических процессов. Назначение конструкторских баз при создании технологических конструкций изделий. Методы протановки размеров в чертежах в соответствии с современными требованиями автоматического производства, групповой обработки и применения программных станков.

Для инженерно-технических работников машиностроительных предприятий и проектно-конструкторских бюро.

Парамонов Ф. И. и Петров А. И. **Групповые поточные линии в многономенклатурном цехе.** Из опыта предприятий Куйбышевской области. Куйбышев, Книжное изд-во, 1965. 84 с., т. 2000, ц. 14 коп.

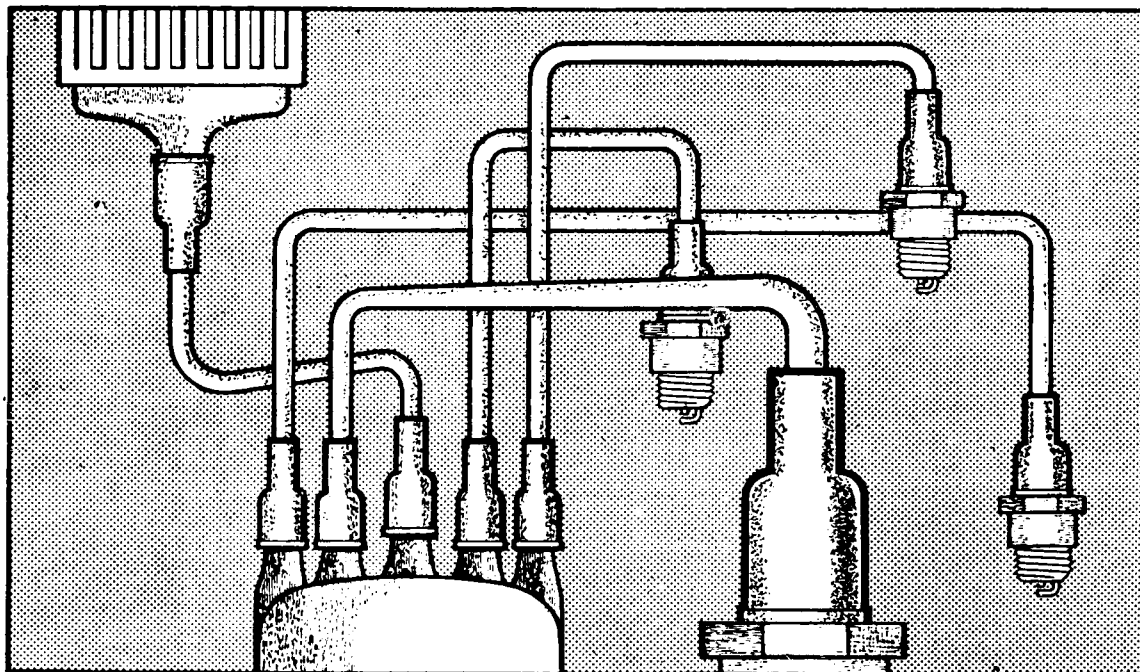
Описание многономенклатурных поточных линий в мелкосерийном производстве, разработанных и внедренных на куйбышевских машиностроительных предприятиях. Результаты организации групповых поточных линий и их технико-экономическая эффективность.

Для инженерно-технических работников машиностроения.

ИНФОРМАЦИЯ О КАУЧУКЕ



СИЛОПРЕН ОБЛАДАЕТ ОТЛИЧНЫМИ ИЗОЛИРУЮЩИМИ СВОЙСТВАМИ ДАЖЕ ПРИ 20000 В И 200°С



Защитные колпачки из силопрена используются в системе зажигания двигателей внутреннего сгорания для обеспечения надежности в работе. Они сохраняют эластичность на протяжении многих лет, несмотря на постоянное воздействие температуры двигателя (170° С и выше). Защитные колпачки из силопрена также не боятся сильных морозов и сохраняют предельную упругость даже при — 100° С.

Силопреновые защитные колпачки обеспечивают водонепроницаемость, изоляцию, стойкость к скользящим разрядам, устойчивость против воздействия азона и коронных разрядов. Силопреновые защитные колпачки являются гарантией против оледенения контактов, которое может происходить при использовании защитных колпачков из обычной резины. По приведенным выше причинам в тех случаях, когда надежность, безопасность и точность являются естественными требованиями, следует применять силопрен.

Физико-механические и изоляционные свойства силопрена в течение многих лет остаются неизменными даже после постоянного воздействия резких перепадов температуры.

О многостороннем целесообразном применении силопрена имеются следующие информационные материалы:

- брошюра «Силопрен»
 - звуковой фильм, 16 мм
 - серия диапозитивов, 5×5 см
- которые можно выписать бесплатно. Для этого нужно вырезать купон и послать его по следующему адресу:
- СССР, Москва, Д-182, Живописная ул., 32, В/О
Внешторгреклама

КУПОН прошу Вас выслать мне

Брошюру «Силопрен», богато иллюстрированную Звуковой фильм «Силопрен», 16 мм Серию диапозитивов «Силопрен», 5×5 см [Пожалуйста, обозначьте крестиком интересующий Вас материал] БАЙЕР ЛЕВЕРКУЗЕН	Имя:
	Улица:
	Город:

Силопрен

