ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва
"Машиностроение"

УЧРЕДИТЕЛИ:

МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ,
науки и технологий РФ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 7 • июль • 2017

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 338.24:656.078.0

ЦЕЛЕВОЕ ИМПОРТОЗАМЕЩЕНИЕ КАК ЗНАЧИМЫЙ ФАКТОР ПОВЫШЕНИЯ УРОВНЯ СТРАТЕГИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТЬЮ РОССИЙСКОЙ ИННОВАЦИОННОЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Канд. экон. наук **НЕВЕЛЕВ В.А.**
Институт мировой экономики (499.796-53-30)

Рассматривается один из возможных вариантов решения задачи практического применения целевого импортозамещения для повышения уровня стратегического управления конкурентоспособностью российской инновационной автомобильной техники. Применён методический инструментарий количественной поэтапной оценки влияния фактора целевого импортозамещения на уровень стратегического управления конкурентоспособностью инновационных отечественных автомобилей.

Ключевые слова: *практическое применение, целевое импортозамещение, уровень стратегического управления, конкурентоспособность, инновационная российская автомобильная техника, методический инструментарий, количественная поэтапная оценка.*

Nevelev V.A.

TARGET IMPORT SUBSTITUTION AS A IMPORTANT FACTOR OF GROWTH THE LEVEL OF STRATEGIC MANAGEMENT BY THE RUSSIAN INNOVATIVE AUTOMOBILE TECHNIQUE

The paper considers one from possible versions of decision the task by practice using target import substitution for growth the level of strategic management of competitiveness by the innovative russian automobile technique. It was used the methodical instrumental of quantitative stage appraisal by the influence factor target import substitution into the level of strategic management by competitiveness innovative native automobiles.

Keywords: *practice using target import substitution, level of strategic management, competitiveness, innovative russian automobile technique, methodical instrumental, quantitative stage appraisal.*

Принято считать, что программы импортозамещения, принятые к реализации в ответ на экономические санкции стран Запада, могут положительно сказаться на производстве и экспорте отечественной автомобильной техники. Но есть у этих программ и другая особенность: санкции более чётко "высветили" необходимость повышения уровня стратегического управления её конкурентоспособностью как на внутреннем, так и на внешних рынках. В связи с этим была поставлена целевая задача реализации "Национальной технологической инициативы", предусматривающей обеспечение ведущих позиций российских автомобилестроительных фирм и продукции. Причём нельзя не отметить, что данная задача появилась не сегодня. Она назревала все последние годы. Например, если посмотреть данные Федеральной службы государственной статистики ("Росстат"), за 2014—2015 гг., то они сообщают следующее: выпуск легковых автомобилей сократился с 1695 до 1213 тыс. шт., т. е. на 38,7 %, а грузовых — с 153 до 131 тыс. шт., т.е. на 16,8 %. Что, естественно, обостряет многие проблемы — занятости в самой автомобильной отрасли и в смежных отраслях, заработной платы и т.д.

Решать их должны программы импортозамещения. И, безусловно, решат, если будет организована поэтапная количественная оценка его влияния на уровень стратегического управления конкурентоспособностью инновационной отечественной автомобильной техники. И такая возможность есть. Это метод "дерева целей" [1].

Первым этапом данного метода является, по мнению автора, определение среднегодового уровня $\overline{Q^t_{sia}}$ стратегического управления качеством инновационных отечественных автомобилей с учё-

том влияния целевого импортозамещения на основе балльных оценок. Значение этого показателя можно вычислить, как это рекомендуют учёные-экономисты Центрального экономико-математического института РАН [2] и Института народнохозяйственного прогнозирования РАН [3], по формуле 1 (см. таблицу).

Второй этап — обоснование среднегодового уровня $\overline{P^t_{sia}}$ стратегического управления производством отечественных инновационных автомобилей с учётом влияния фактора целевого импортозамещения, используя рекомендации Высшей школы экономики [4] по формуле *2*.

Наконец, **третий этап** — количественная оценка по формуле *3* интегрального индикатора $\overline{C^t_{sia}}$ среднегодового уровня стратегического управления конкурентоспособностью отечественных инновационных автомобилей с учётом влияния фактора целевого импортозамещения на основе предлагаемого автором порядка действий и рекомендаций специалистов Московского Политехнического университета (Университет машиностроения; МАМИ) [5].

Практическая значимость перечисленных выше формул состоит в том, что они дают количественную оценку влияния фактора целевого импортозамещения на уровень стратегического управления конкурентоспособностью любых инновационных транспортных средств, в том числе автомобилей беспилотных, большегрузных автомобилей-амфибий на воздушной подушке и др. При этом сценарии роста показателей качества данных АТС (долговечность, надёжность, безопасность, топливная экономичность, доступность технического обслуживания и ремонта, пробег с грузом и другие индикаторы) опережают рост их цен, что должно повысить экспортные возможности отечественного автомобилестроения, снизить его импортозависимость и повысить его экспортный потенциал. В том числе, разумеется, свести на нет влияние экономических санкций. Что в общем-то уже и происходит: при сокращении объёмов поставок легковых автомобилей по импорту за тот же период (2014—2015 гг.) сократились, по данным Росстата, с 704 тыс. шт. до 350 тыс. шт., или в 2 раза, а грузовых — с 61,5 тыс. шт. до 22,5 тыс. шт., или в 2,7 раза. Причём это снижение оказалось

№	Формула	Примечания
1	$\overline{Q^t_{sia}} = \frac{\sum_{a=1}^{n_a} \overline{q^t_a} i^t_a (E^t_a - J^t_a)}{V^t_a} = \frac{\sum_{ia=1}^{n_{ia}} \overline{q^t_{ia}} (E^t_{ia} - J^t_{ia})}{V^t_a}$	$\overline{q^t_a}$ — среднегодовой уровень стратегического управления качеством одного отечественного автомобиля в *t*-м году, балл; n_a — численность парка отечественных автомобилей в стране; i_a — стратегический уровень инновационного производства отечественной автомобильной техники в стране на *t*-й год, коэфф.; E^t_a — стратегический объём поставок на экспорт отечественных автомобилей в *t*-м году, тыс. шт.; J^t_a — стратегический объём поставок по импорту зарубежных автомобилей на *t*-й год, тыс. шт., V^t_a — объём производства отечественных автомобилей в стране на *t*-й год, тыс. шт., $\overline{q^t_{ia}}$ — среднегодовой уровень стратегического управления качеством одного инновационного отечественного автомобиля в *t*-м году, балл; n_{ia} — численность парка отечественных инновационных автомобилей в стране, тыс. шт.; E^t_{ia} — стратегический уровень поставок на экспорт инновационных отечественных автомобилей в *t*-м году, тыс. шт., J^t_{ia} — стратегический объём поставок по импорту инновационных зарубежных автомобилей на *t*-й год, тыс. шт.
2	$\overline{P^t_{sia}} = \frac{\sum_{a=1}^{n_a} \overline{p^t_a} i^t_a (E^t_a - J^t_a)}{V^t_a} = \frac{\sum_{ia=1}^{n_{ia}} \overline{p^t_{ia}} (E^t_{ia} - J^t_{ia})}{V^t_a}$	$\overline{p^t_a}$ — среднегодовой уровень стратегического управления ценой одного отечественного автомобиля в *t*-м году, тыс. долл. США в сопоставимых ценах, $\overline{p^t_{ia}}$ — среднегодовой уровень стратегического управления ценой одного инновационного отечественного автомобиля в *t*-м году, тыс. долл. США в сопоставимых ценах
3	$\overline{C^t_{sia}} = \frac{\overline{Q^t_{sia}}}{\overline{P^t_{sia}}} = \frac{\sum_{ia=1}^{n_{ia}} \overline{q^t_{ia}} (E^t_{ia} - J^t_{ia})}{V^t_a} : \frac{\sum_{ia=1}^{n_{ia}} \overline{p^t_{ia}} (E^t_{ia} - J^t_{ia})}{V^t_a} = \frac{\sum_{ia=1}^{n_{ia}} \overline{q^t_{ia}}}{\sum_{ia=1}^{n_{ia}} \overline{p^t_{ia}}}$	—

особенно существенным для стран дальнего зарубежья: в 2014 г. легковых автомобилей было поставлено по импорту 671 тыс., а в 2015 г. — 336 тыс., т.е. в 2 раза меньше, а грузовых — 58,9 тыс. и 20,1 тыс. соответственно, т.е. меньше в 2,9 раза. Хотя российский парк автомобилей обоих типов в этот период возрастал.

Такая тенденция — явный плюс: во многом благодаря ей вырос и экспортный потенциал российских автопроизводителей. Если суммарные поставки за рубеж легковых автомобилей сократились, по данным Росстата, с 129 тыс. шт. в 2014 г. до 97,4 тыс. шт. в 2015 г., или на 32,4 %, то в страны дальнего зарубежья увеличились с 4,4 тыс. шт. в 2014 г. до 11,3 тыс. шт., или 2,6 раза. С грузовыми автомобилями дела ещё лучше: 2014 г. — 5,0 тыс. шт., 2015 г. — 5,3 тыс. шт., т.е. рост на 6 %.

По расчётам автора общая экспортоёмкость производства легковых автомобилей увеличилась с 76 тыс. шт. в 2014 г. до 80 тыс. шт. в 2015 г., или на 5,3 %, а в страны дальнего зарубежья — с 0,3 тыс. шт. в 2014 г. до 0,9 тыс. шт., т.е. втрое. По грузовым же автомобилям он вырос с 147 тыс. шт. до 152,7 тыс. шт., или на 3,9 %, а в страны дальнего зарубежья — с 32,7 тыс. шт. до 40,5 тыс. шт., т.е. в 1,2 раза.

Приведённые выше цифры означают одно: продукция наших автозаводов пользуется, несмотря на санкции, всё возрастающей популярностью. Причём объёмы её экспорта явно не удовлетворяют внешний спрос на неё. И этот разрыв между спросом и производством инновационной техники нельзя не учитывать в программах импортозамещения. Инструментом же такого учёта могут и должны быть формулы *1—3*. Это подтверждают специалисты Центрального экономико-математического института РАН и Московского политехнического университета (МАМИ), проводившие их апробацию. Формулы можно использовать при доработке и реализации "Стратегии развития автомобильной промышленности Российской Федерации на период до 2025 года".

Литература

1. Голубков Е.П. Использование системного анализа в принятии плановых решений. — М.: Экономика,1982.
2. Азгалтдов Г.Г., Берёза Т.Н. Деревья свойств в оценке качества продукции. Часть II. — М.: ЦЭМИ РАН, 2009.
3. Ивантер В.В., Комков Н.И. Перспективы и условия инновационно-технологического развития экономики России //Проблемы прогнозирования. 2007. № 3. — С. 3—20.
4. Липсиц И.В. Ценообразование. — М.: Юрайт, 2014.
5. Сорокина Г.П., Захаров А.В. Управление конкурентоспособностью в автомобильной промышленности. Под редакцией Г.П. Сорокиной. — М.: Университет машиностроения, 2013.

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 621.436

ОЦЕНКА ТОКСИЧНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЯ В ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССАХ

Д-р техн. наук **МАРКОВ В.А.**, канд. техн. наук **БАРЧЕНКО Ф.Б.**, **РЯЗАНОВ К.П.**, **ХАРИТОНОВ И.П.**
МГТУ имени Н.Э. Баумана (vladimir.markov58@yandex.ru)

Предложена методика оценки токсичности отработавших газов дизеля в переходных процессах. Проведены расчётные исследования токсичности отработавших газов дизеля в переходных процессах.

Ключевые слова: *дизельный двигатель, внешняя скоростная характеристика, токсичность отработавших газов, переходный процесс.*

Markov V.A., Barchenko F.B., Ryazanov K.P., Kharitonov I.P.

EVALUATION OF TOXICITY OF EXHAUST GASES OF A DIESEL ENGINE IN TRANSIENT PROCESSES

Evaluation method of exhaust gases toxicity of a diesel engine in transient processes is suggested. Calculation research of the diesel engine exhaust gases toxicity in transient processes is conducted.

Keywords: *diesel engine, external speed characteristic, toxicity of exhaust gases, transient process.*

О динамических качествах, топливной экономичности, дымности и токсичности отработавших газов дизеля обычно судят по его внешней скоростной характеристике. Однако для практики знать эти данные необходимо не только для установившихся, но для неустановившихся (переходных) режимов его работы. И получать их, особенно показатели токсичности отработавших газов, — одна из наиболее сложных задач: соответствующей измерительной аппаратуры фактически нет. Поэтому при разработке и совершенствовании систем автоматического регулирования частоты вращения колен-

чатого вала дизеля приходится ориентироваться на расчётно-экспериментальные методы. Тем более что математическое моделирование всегда сокращает временные и материальные затраты при проведении исследований. Важно лишь, чтобы результаты, полученные с его помощью, были достаточно близки к результатам эксперимента.

Основой таких методов служит внешняя скоростная характеристика, т.е. ограничительная статическая характеристика, объединяющая точки с различными частотами вращения коленчатого вала и максимальными мощностными показателями дизеля — подачей топлива, эффективной мощностью и крутящим моментом. Она включает два основных участка — положительной и отрицательной коррекции [1]. Участок отрицательной коррекции ограничивает подачу топлива в диапазоне скоростных режимов от режима максимального крутящего момента при частоте вращения $n_{M\max}$ до минимального скоростного режима при минимальной частоте вращения $n_{\min}$. При этом диапазон корректирования топливоподачи на участке отрицательной коррекции оценивается коэффициентом отрицательного корректирования $K_{Me\ \text{отр}}$, вычисляемым в виде отношения крутящего момента $M_{e\ n\ \min}$ при $n_{\min}$ и номинального крутящего момента $M_{e\ \text{ном}}$ при $n_{\text{ном}}$ (формула *1* в таблице).

Диапазон корректирования топливоподачи на участке положительной коррекции определяется коэффициентом положительного корректирования $K_{Me\ \text{пол}}$ в виде отношения крутящего момента $M_{e\ \max}$ при $n_{M\max}$ и номинального крутящего момента $M_{e\ \text{ном}}$ при $n_{\text{ном}}$ (формула *2*).

Форма внешней скоростной характеристики определяется указанными диапазонами корректирования топливоподачи на указанных участках. Для оценки влияния формы ВСХ на показатели автомобильного дизеля проведены исследования параметров дизеля КамАЗ-740 в переходных процессах.

При расчётных исследованиях переходных процессов дизелей широко применяют системы линейных дифференциальных уравнений, описывающих элементы системы автоматического регулирования. Однако в ряде случаев целесообразна разработка нелинейных математических моделей, содержащих нелинейные дифференциальные уравнения элементов САР и учитывающих реальные нелинейные характеристики параметров дизеля. При этом указанные нелинейные характеристики могут быть заданы различным образом [1, 2]. Хорошие результаты даёт описание этих характеристик полиномиальными зависимостями [2].

Выбор тех или иных математических моделей системы автоматического регулирования в значительной мере определяется типом исследуемых переходных процессов. Характерные переходные процессы — наброс и сброс нагрузки [1, 3]. Они отличаются незначительными отклонениями значений частоты вращения коленчатого вала двигателя от её значения на установившемся режиме, и при их исследованиях применение линейных моделей даёт достаточно хорошее совпадение расчётных и экспериментальных данных. Для транспортных дизелей более характерны переходные процессы разгона и торможения [1, 3]. Они отличаются широким диапазоном изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя $\omega_{\text{д}}$. При расчётных исследованиях этих переходных процессов более оправданным представляется использование нелинейных моделей.

Оценка влияния формы ВСХ на показатели токсичности отработавших газов дизеля в переходных процессах проведена с использованием разработанной математической модели САР комбинированного двигателя. В разработанной модели дифференциальные уравнения наиболее значимых элементов дизеля с турбонаддувом используются в следующем виде [1, 3]. Для поршневой части двигателя — формула *3*, для турбокомпрессора — формула *4*, для — впускного трубопровода — формула *5*, для выпускного трубопровода — формула *6*.

Значения параметров двигателя, входящих в правые части уравнений *3—6*, в соответствии с рекомендациями работ [1, 3] определялись в виде функциональных зависимостей *7*. При расчётных исследованиях использовали и ряд дополнительных функциональных зависимостей: для температур наддувочного воздуха и отработавших газов (*8*), для концентраций в отработавших газах оксидов азота, монооксида углерода, углеводородов и дымности отработавших газов (*9*).

Для определения функциональных зависимостей *7—9* параметров, входящих в правые части уравнений *3—6* исследуемого дизеля КамаАЗ-740 была разработана программа аппроксимации экспериментальных данных полиномиальными зависимостями, написанная на языке *"Fortran"* и использующая метод наименьших квадратов. При этом исходный массив контрольных точек, включающий 45 установившихся режимов, определялся с использованием экспериментальных данных по исследуемому дизелю КамАЗ-740, приведённых в работах [1, 4] (рис. 1 и 2). Для расчётов использован квазистационарный метод, при котором экспериментальные данные, полученные на установившихся режимах, используются для определения указанных полиноми-

№	Формула	Примечания
1	$K_{Me\text{отр}} = M_{e\text{min}}/M_{e\text{ном}}$	—
2	$K_{Me\text{пол}} = M_{e\text{max}}/M_{e\text{ном}}$	—
3	$J_{\text{д}}\dfrac{d\omega_{\text{д}}}{dt} = M_{\text{д}} - M_{\text{с}}$	$J_{\text{д}}$ и $J_{\text{т}}$ — моменты инерции валов дизеля с потребителем и турбокомпрессора соответственно; $\omega_{\text{д}}$ и $\omega_{\text{т}}$ — частоты вращения валов дизеля и турбокомпрессора; $M_{\text{д}}$, $M_{\text{с}}$, $M_{\text{т}}$, $M_{\text{к}}$ — моменты: крутящий дизеля, сопротивления потребителя, развиваемый турбиной, потребляемый компрессором
4	$J_{\text{т}}\dfrac{d\omega_{\text{т}}}{dt} = M_{\text{т}} - M_{\text{к}}$	
5	$\dfrac{V_{\text{вп}}}{R_{\text{в}}T_{\text{к}}}\dfrac{dp_{\text{к}}}{dt} = G_{\text{к}} - G_{\text{д}}$	$V_{\text{вп}}$ и $V_{\text{вып}}$ — объёмы впускного и выпускного трубопроводов; $p_{\text{к}}$ и $p_{\text{т}}$ — давления наддувочного воздуха на выходе из компрессора и отработавших газов на входе в турбину; $R_{\text{в}}$ и $R_{\text{т}}$ — газовые постоянные наддувочного воздуха и отработавших газов; $T_{\text{в}}$ и $T_{\text{г}}$ — температуры наддувочного воздуха и отработавших газов; $G_{\text{д}}$, $G_{\text{к}}$, $G_{\text{г}}$, $G_{\text{т}}$ — расходы воздуха через двигатель и компрессор, газов через двигатель и турбину
6	$\dfrac{V_{\text{вып}}}{R_{\text{г}}T_{\text{г}}}\dfrac{dp_{\text{т}}}{dt} = G_{\text{г}} - G_{\text{т}}$	
7	$M_{\text{д}} = f(\omega_{\text{д}}, h_{\text{р}}, p_{\text{к}})$; $M_{\text{т}} = f(\omega_{\text{т}}, h_{\text{р}}, p_{\text{т}})$; $M_{\text{к}} = f(\omega_{\text{т}}, p_{\text{к}})$; $G_{\text{к}} = f(\omega_{\text{т}}, p_{\text{к}})$; $G_{\text{д}} = f(\omega_{\text{д}}, p_{\text{к}})$; $G_{\text{г}} = f(\omega_{\text{д}}, p_{\text{т}}, p_{\text{к}})$; $G_{\text{т}} = f(p_{\text{т}}, h_{\text{р}})$	$h_{\text{р}}$ — положение рейки ТНВД
8	$T_{\text{к}} = f(\omega_{\text{д}}, h_{\text{р}})$; $T_{\text{г}} = f(\omega_{\text{д}}, h_{\text{р}}, p_{\text{к}})$	
9	$C_{\text{NO}_x} = f(\omega_{\text{д}}, h_{\text{р}}, p_{\text{к}})$; $C_{\text{CO}} = f(\omega_{\text{д}}, h_{\text{р}}, p_{\text{к}})$; $C_{\text{CH}_x} = f(\omega_{\text{д}}, h_{\text{р}}, p_{\text{к}})$; $K_{\text{X}} = f(\omega_{\text{д}}, h_{\text{р}}, p_{\text{к}})$	
10	$M_{\text{д}}(\omega_{\text{д}}, h_{\text{р}}, p_{\text{к}}) = -990{,}89 + 2{,}2746\omega_{\text{д}} + 49493{,}0h_{\text{р}} + 5902{,}6p_{\text{к}} - 241{,}14\omega_{\text{д}}h_{\text{р}} -$ $- 2{,}8145\omega_{\text{д}}p_{\text{к}} + 592430{,}0h_{\text{р}}p_{\text{к}} + 0{,}0014412\,\omega_{\text{д}}^2 + 95432{,}0\,h_{\text{р}}^2 - 34605{,}0\,p_{\text{к}}^2$	
11	$M_{\text{с}} = k_N\omega_{\text{д}}^2$	k_N — коэффициент, пропорциональный настройке потребителя N
12	$C_{\text{NO}_x}(\omega_{\text{д}}, h_{\text{р}}, p_{\text{к}}) = -0{,}68942 + 0{,}0047573\omega_{\text{д}} + 130{,}260h_{\text{р}} - 5{,}8697p_{\text{к}} -$ $- 0{,}54951\omega_{\text{д}}h_{\text{р}} + 0{,}020\omega_{\text{д}}p_{\text{к}} + 810{,}09h_{\text{р}}p_{\text{к}} - 0{,}00000614\,\omega_{\text{д}}^2 - 6023{,}1\,h_{\text{р}}^2 - 20{,}46\,p_{\text{к}}^2$; $C_{\text{CO}}(\omega_{\text{д}}, h_{\text{р}}, p_{\text{к}}) = 1{,}2281 - 0{,}010641\omega_{\text{д}} - 271{,}60h_{\text{р}} + 12{,}737p_{\text{к}} + 1{,}0985\omega_{\text{д}}h_{\text{р}} -$ $- 0{,}026629\omega_{\text{д}}p_{\text{к}} + 290{,}18h_{\text{р}}p_{\text{к}} + 0{,}000032162\,\omega_{\text{д}}^2 + 13667{,}0\,h_{\text{р}}^2 - 107{,}52\,p_{\text{к}}^2 +$ $+ 2{,}0081\omega_{\text{д}}h_{\text{р}}p_{\text{к}} - 11{,}627\cdot 10^{-8}\,\omega_{\text{д}}^3 + 79014{,}0\,h_{\text{р}}^3 + 259{,}17\,p_{\text{к}}^3 - 0{,}0012248\,\omega_{\text{д}}^2\,h_{\text{р}} +$ $+ 0{,}00041418\,\omega_{\text{д}}^2\,p_{\text{к}} - 44{,}6\omega_{\text{д}}h_{\text{р}}^2 - 84901{,}0\,p_{\text{к}}^2\,p_{\text{к}} - 0{,}53873\omega_{\text{д}}p_{\text{к}}^2 + 7118{,}8h_{\text{р}}p_{\text{к}}^2$; $C_{\text{CH}_x}(\omega_{\text{д}}, h_{\text{р}}, p_{\text{к}}) = 0{,}091397 + 0{,}000014919\omega_{\text{д}} - 13{,}4840h_{\text{р}} + 0{,}094903p_{\text{к}} -$ $- 0{,}078545\omega_{\text{д}}h_{\text{р}} + 0{,}020369\omega_{\text{д}}p_{\text{к}} + 165{,}21h_{\text{р}}p_{\text{к}} - 0{,}0000053221\,\omega_{\text{д}}^2 + 281{,}63\,h_{\text{р}}^2 - 20{,}197\,p_{\text{к}}^2$; $K_{\text{X}}(\omega_{\text{д}}, h_{\text{р}}, p_{\text{к}}) = -126{,}170 + 0{,}91023\omega_{\text{д}} - 780{,}6h_{\text{р}} + 799{,}59p_{\text{к}} - 30{,}139\omega_{\text{д}}h_{\text{р}} -$ $- 3{,}4768\omega_{\text{д}}p_{\text{к}} - 192350{,}0h_{\text{р}}p_{\text{к}} - 0{,}0007332\,\omega_{\text{д}}^2 + 1395800{,}0\,h_{\text{р}}^2 + 8410{,}6\,p_{\text{к}}^2$	—
13	$U_{\text{упр}} = k_{\text{п}}U_{\varphi} + k_{\text{и}}\int U_{\varphi}dt + k_{\text{д}}\dfrac{dU_{\varphi}}{dt}$	$U_{\text{упр}}$ — выходной сигнал вычислительного устройства; U_{φ} — сигнал частоты вращения коленчатого вала $\varphi = \Delta\omega_{\text{д}}/\omega_{\text{до}}$; $k_{\text{п}}$, $k_{\text{и}}$, $k_{\text{д}}$ — коэффициенты усиления пропорциональной, интегральной и дифференциальной составляющих закона управления
14	$T_{\text{им}}\dfrac{d\eta}{dt} + \eta = k_{\text{им}}U_{\text{упр}}$	—

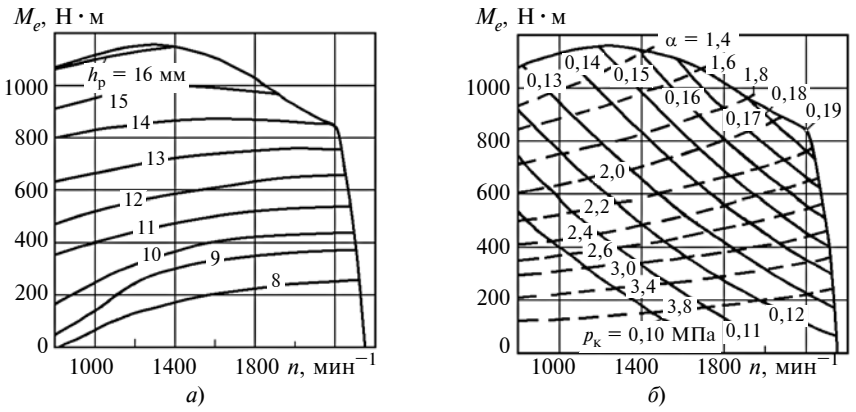


Рис. 1. Характеристика дизеля типа КамАЗ-740:
для положения рейки ТНВД (*а*); для давления наддувочного воздуха и коэффициента избытка воздуха (*б*)

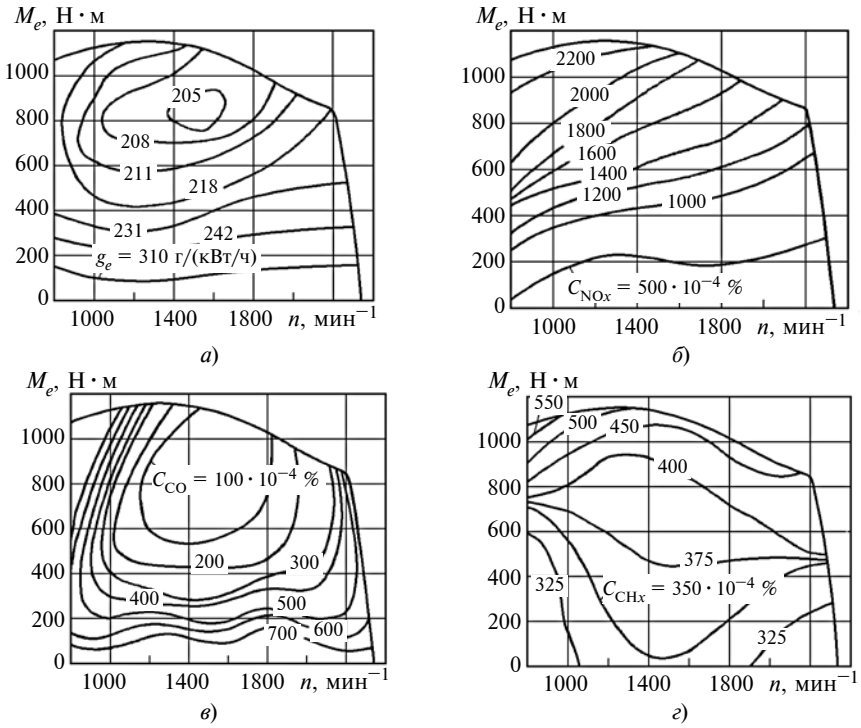


Рис. 2. Характеристики дизеля КамАЗ-740:
для удельного эффективного расхода топлива (*а*); для содержания в отработавших газах оксидов азота (*б*), монооксида углерода (*в*) и углеводородов (*г*)

альных зависимостей, входящих в математическую модель системы автоматического регулирования.

В итоге были определены коэффициенты полиномов *7—9*. В частности, полиномиальная зависимость второй степени для крутящего момента $M_д$ от частоты вращения коленчатого вала двигателя $\omega_д$, давления наддувочного воздуха $p_к$, положения дозирующего органа (рейки ТНВД) $h_р$, входящая в уравнение *3*, определена в виде формулы *10*. Визуализация этой полиномиальной зависимости приведена на рис. 3. Момент сопротивления потребителя, входящий в формулу *3*, описывался выражением *11*, приведённым в работе [5].

По аналогии с выражением для крутящего момента двигателя $M_д$ получены полиномиальные зависимости и для других параметров дизеля, входящих в правые части уравнений *4*, *5* и *6*. Для описания функциональных зависимостей содержания в отработавших газах оксидов азота C_{NOx}, углеводородов C_{CHx} и дымности K_X использованы полиномы второго порядка, а для описания функциональной зависимости содержания в отработавших газах монооксида углерода C_{CO} — полином третьего порядка (см. формулы *12*).

На рис. 4 приведены визуализированные результаты аппроксимации полиномов для показателей токсичности ОГ — C_{NOx}, C_{CO}, C_{CHx} и K_X.

Данная математическая модель дизеля КамАЗ-740 дополнена уравнениями, описывающими автоматический регулятор частоты вращения. Рассмотрен электронный регулятор частоты вращения коленчатого вала дизеля, содержащий датчик частоты вращения, электронный блок управления и исполнительный механизм, воздействующий на орган управления топливоподачей дизеля — рейку ТНВД. При этом датчик частоты вращения имеет свойства идеального усилительного звена. Электронный блок формирует пропорционально-интегрально-дифференциальный закон управления (ПИД-закон) в виде формулы *13*.

Использованы следующие значения ПИД-закона регулирования: $k_п = 10$, $k_и = 2$, $k_д = 1$.

В ходе исследований рассмотрена также возможность исполь-

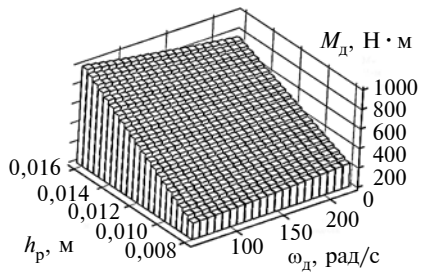


Рис. 3. Визуализация полиномиальной зависимости $M_д(\omega_д, p_к, h_р)$ при давлении наддува 0,1 МПа

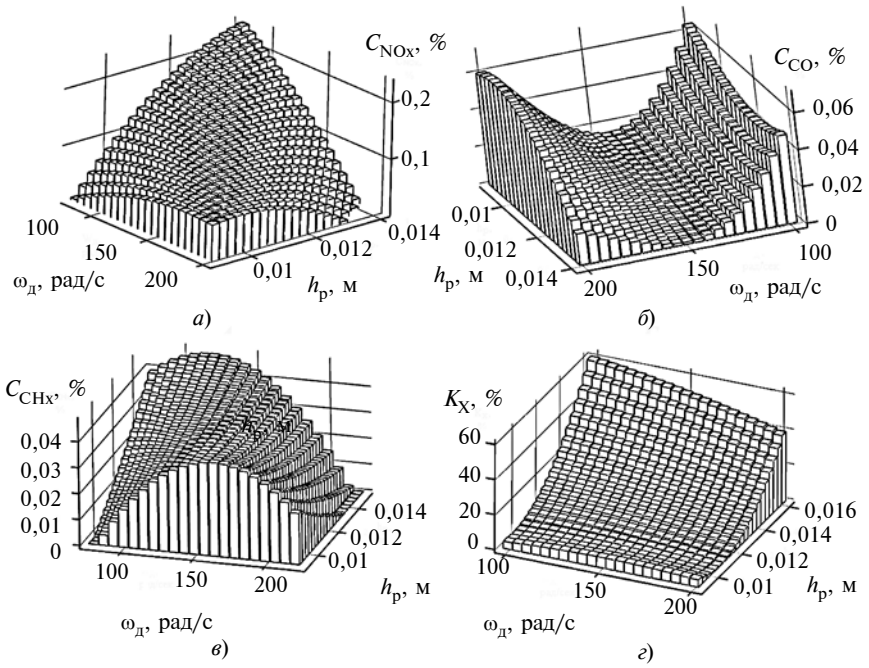


Рис. 4. Визуализация характеристик токсичности отработавших газов дизеля КамАЗ-740 от его частоты вращения и положения рейки ТНВД при давлении наддува 0,12 МПа:

а — оксиды азота; *б* — монооксид углерода; *в* — несгоревшие углеводороды; *г* — дымность

зования электрогидравлического исполнительного механизма, перемещающего рейку ТНВД на величину $\eta = \Delta h_р / h_{ро}$ (формула *14*). Описанная математическая модель использована для расчёта переходных процессов системы автоматического регулирования частоты вращения дизеля КамАЗ-740.

Литература

1. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. Москва: Изд-во "Легион-Автодата", 2005. 344 с.
2. Крутов В.И., Кузьмик П.К. Расчёт переходных процессов системы автоматического регулирования дизеля с турбонаддувом с учётом нелинейных характеристик. Известия вузов. М.: Машиностроение, 1969, № 10. С. 102—108.
3. Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1989. 416 с.
4. Хрящев Ю.Е. Обоснование перспективных способов и разработка средств регулирования частоты вращения автомобильных дизелей: Автореферат дисс. ... докт. техн. наук. Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. 32 с.
5. Крутов В.И. Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект. М.: Машиностроение, 1978. 472 с.
6. Юлдашев А.К., Шестаков А.А., Мамин Б.В. Критерий оценки динамических качеств автотракторных дизелей. Двигателестроение, 1984, № 6. С. 38—41.
7. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 376 с.

(*Окончание следует.*)

УДК 629.3

О КРИТЕРИЯХ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

Д-р техн. наук **ГОДЖАЕВ З.А.**,
канд. техн. наук **БОРИСОВ С.В.**, **КАМИТОВ М.С.**
Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ (499.171-19-33), МАДИ (ГТУ),
Московский политехнический университет (МАМИ)

В статье рассмотрены существующие методики оценки подвески и предложены критерии для комплексной оценки её эффективности.

Ключевые слова: *система подрессоривания, подвеска, динамическая нагруженность, гидравлические амортизаторы, плавность хода, виброускорение, ресурс, долговечность, коэффициент сцепления, средняя скорость, скоростная характеристика, эксплуатация автомобилей.*

Godzhaev Z.A., Borisov S.V., Kamitov M.S.
CRITERIONS FOR EVALUATION THE VEHICLE SUSPENSION SYSTEM EFFECTIVENESS

The existing methods of suspension evaluation are considered and criterions for a comprehensive suspension system evaluation are offered in this article.

Keywords: *suspension system, suspension, dynamic loading, hydraulic shock absorbers, ride comfort, vibration acceleration, resource, durability, friction coefficient, average speed, speed characteristic, vehicles operation.*

Критерии эффективности подвески, по которым оценивается её эффективность, можно разделить на две группы. К одной из них относятся критерии, обеспечивающие сравнение по плавности хода подвесок различных типов или подвески одного типа с различными параметрами. К другой — критерии, по которым можно судить об ухудшении технико-эксплуатационного состояния отдельных элементов конструкции подвески в ходе эксплуатации автомобиля и принятии решения о необходимости их замены из-за накопления усталостных микротрещин и износа трущихся деталей в узлах элементов подвески (рис. 1).

Если говорить о сравнении подвесок различных типов, то очевидно, что эффективность подвески будет зависеть не только от конкретного выбора оценочного критерия плавности хода, но также и

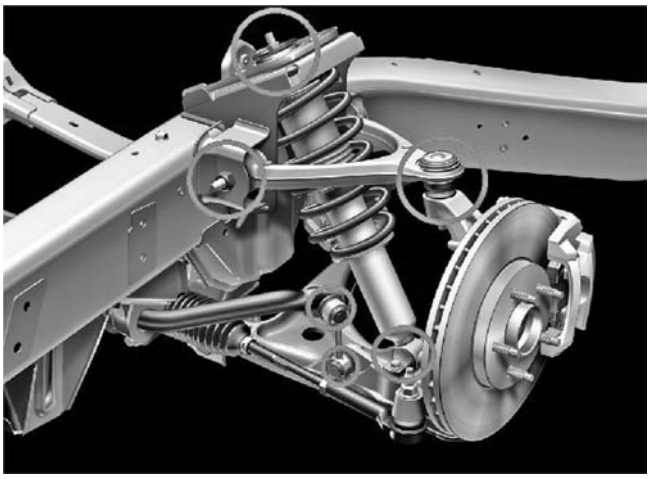


Рис. 1. Области накопления усталостных повреждений в элементах подвески

от того, учитывает ли выбранный критерий уровень безопасности автомобиля. Если безопасность учитывается при оценке эффективности подвески, то на количественную оценку критерия будет также оказывать влияние выбор величин, ограничивающих показатели безопасности. В дополнение к этому количественная оценка показателя будет зависеть и от профиля дороги.

Нормируемые показатели вибрации на месте водителя

Вибрации, передаваемые на тело человека или отдельные его части, оказывают сложное биологическое действие и могут вызывать ряд функциональных изменений организма, влияющих на работоспособность, утомляемость, здоровье. Действие вибрации на организм зависит от её частоты, амплитуды, продолжительности действия и направления. В частности вестибулярный аппарат реагирует на вибрации с частотой до 3—5 Гц, что может сопровождаться укачиванием (морской болезнью). В диапазоне частот 11—45 Гц находятся собственные частоты колебаний внутренних органов. Вибрация такой частоты может стать причиной функциональных расстройств ряда внутренних органов, снижения зрения, тошноты и рвоты. Вибрации с частотами свыше 45 Гц распространяются по коже человека и при определённой интенсивности могут вызвать так называемую вибрационную болезнь. Ощущения, которые испытывает человек при разных виброускорениях, приведены в табл. 1.

Многочисленные исследования доказывают, что человеческое тело можно рассматривать как нелинейную, нестационарную колебательную систему. В Российской Федерации действующие стандарты и санитарные нормы устанавливают различные критерии, оценивающие воздействие вибрации на человека. Так, ГОСТ 12.1.012—2004 устанавливает, что машины не относят к виброопасным, если в любых режимах её работы максимальное среднеквадратическое значение виброускорения не превышает 0,5 м/с^2 для локальной и 0,1 м/с^2 для общей вибрации [1].

Для оценки эффективности системы подрессоривания с точки зрения ощущения человека в автомобиле и влияния колебаний на профессиональную деятельность необходимы качественные критерии. Международной организацией по стандартизации (ИСО) предложен стандарт ИСО 2631—1:1997 "Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка её воздействия на человека. Часть 1. Общие требования", применимый также к человеку, находящемуся в салоне автомобиля [2, 3].

Если воздействие вибрации состоит из двух или нескольких периодов, различающихся по длительности и уровню вибрации, то согласно этому стандарту эквивалентное значение воздействия вибрации можно рассчитать по формуле *1* (табл. 2).

В качестве другого оценочного параметра предложена эквивалентная доза вибрации *eVDV* [3] (формула *2*). Значения дозы вибрации, соответствующие нижней и верхней границам зоны предупреждения (рис. 2), равны соответственно 8,5 и 17.

В общем случае вибрация является широкополосной с различной амплитудой и продолжительностью действия частотных составляющих. Поэтому необходимо привести продолжительности действия отдельных составляющих по третьоктавным полосам к одной эквивалентной, например, с центральной частотой 4 Гц. Если t_i — действительное, а $[T_i]$ — допустимое время действия виброускорения с i-й частотной полосой, то, обозначая через $[T]$ допустимое время действия колебания с выбранной частотой (4 Гц), получим

Таблица 1

Уровень вибрации	Ощущения водителя
Менее 0,315 м/с^2	Дискомфорт не ощущается
От 0,315 до 0,63 м/с^2	Лёгкое ощущение дискомфорта
От 0,5 до 1 м/с^2	Приемлемое ощущение дискомфорта
От 0,8 до 1,6 м/с^2	Отчётливое ощущение дискомфорта
От 1,25 до 2,5 м/с^2	Ощущение сильного дискомфорта
Свыше 2 м/с^2	Крайняя степень дискомфорта

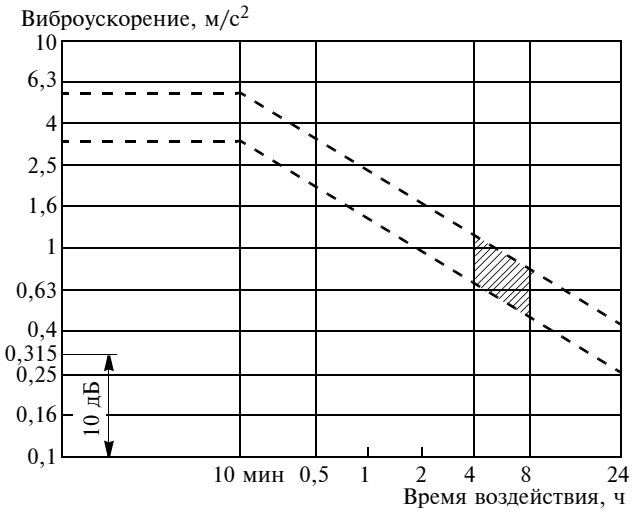


Рис. 2. Зоны предупреждения при оценке влияния вибрации на здоровье человека

эквивалентную продолжительность вибраций (формула *3*). Воздействие вибраций допустимо при условии $T_э < [T]$.

Приведённые выше критерии используются для оценки воздействия вибрации на человека. Их можно использовать для оценки плавности хода автомобиля в целом. Большинство этих критериев построено на основе квадратичных функционалов, что представляется весьма целесообразным. Действительно, если провести сравнение функционалов (формула *4*), то можно сделать следующие выводы. При $m = 2$ получаем квадратичный функционал (т. е. функционал, основанный на средних квадратах). При $m > 2$ больший удельный вес получат большие значения ускорений, в итоге оптимальная упругая характеристика подвески будет очень крутой в области малых её деформаций. При $m < 2$ большие значения ускорений получат меньший удельный вес, что приведёт к частым пробоям подвески [4]. Это еще раз говорит в пользу обоснованности использования квадратичных функционалов, что и подтверждается применением их на практике, тем более, если случайный процесс является нормальным. В этом случае исчерпывающими статистическими характеристиками будут первые два момента, и, следовательно, критерий эффективности может быть построен на основе среднеквадратических значений.

Важная характеристика, определяющая эффективность автомобиля, как и любого другого транспортного средства, — скорость движения, которая оказывает значительное влияние на динамические нагрузки ходовой части автомобиля при заданных дорожных условиях. Оптимизация подвески автомобиля позволяет снизить ускорения подрессоренной массы и, следовательно, увеличить среднюю скорость движения. Испытания показывают, что в зависимости от свойств подвески скорости движения на неровных дорогах могут уменьшаться в 3—4 раза, а на одной и той же дороге разность в скоростях движения, определяемых способностью подвески демпфировать колебания, достигает 50 % [5].

В работе [6] приводится понятие технической скорости движения, которое используется при оценке систем подрессоривания военных гусеничных машин. Эффективность системы подрессоривания оценивается возможностью движения транспортного средства без пробоев подвески.

Таблица 2

№	Формула	Примечание
1	$a_{w,\,e} = \left[\frac{\sum a_{wi}^2 T_i}{\sum T_i}\right]^{1/2}$	a_{wi} — среднеквадратическое значение корректированного виброускорения, м/с^2, на периоде T_i, с
2	$\mathrm{eVDV} = 1{,}4 a_w T^{1/4}$	a_w — среднеквадратичное значение корректированного виброускорения, м/с^2, T — длительность воздействия, с
3	$T_э = [T]\Sigma \frac{t_i}{T_i}$	—
4	$\Phi = \frac{1}{T}\int_0^T \sum_{k=1}^{n} b_k^m \ddot{Z}_k^m dt$	b_k — весовые коэффициенты, $\ddot{Z}_k$ — ускорения различных точек автомобиля, m — различные показатели степени
5	$\psi_р = 0{,}082 + 0{,}005 P_w^{0,9}$	0,082 и 0,005 [атм]^{0,9} — постоянные для исследуемого пневмоэлемента
6	$\psi_п = 4\psi_р$	—
7	$K_{1А} = (H_{1Э}/H_{1КД})$, %	$H_{1Э}$ — высота пружины при номинальной нагрузке (части снаряженной массы $m_с$ автомобиля, приходящаяся на пружину), измеряемая в процессе эксплуатации автомобиля; $H_{1КД}$ — высота пружины при номинальной нагрузке, предусмотренная конструкторской документацией
8	$K_{1В} = (H_{2Э}/H_{2КД})$, %	$H_{2Э}$ — высота пружины при максимальной рабочей нагрузке, измеряется в процессе эксплуатации; $H_{2КД}$ — высота пружины при максимальной рабочей нагрузке, указанная в конструкторской документации
9	$K_2 = (m_д/m_{стат})$, %	—

Авторами также предложен такой критерий, как скоростная характеристика системы подрессоривания, которая представляет собой зависимость скорости движения от максимальной высоты неровностей, при которой транспортное средство движется без пробоев подвески.

Такой подход представляется не совсем оправданным, так как не учитывает тот факт, что дорога является случайной поверхностью, а следовательно, при изучении движения транспортных средств по дорожной поверхности необходимо использовать вероятностный подход. Таким образом, более целесообразно использовать критерий вероятности пробоя подвески, т. е. определять вероятность превышения или непревышения деформации подвески, соответствующей её пробою. При оценке снижения эффективности подвески могут быть использованы критерии, приведённые ниже.

В связи с широким распространением пневматической подвески на современных пассажирских автобусах, грузовых и некоторых легковых автомобилях назревает необходимость в оценке упруго-демпфирующих свойств пневматических упругих элементов рукавного типа. В статье [7] предложена методика оценки гашения вертикальных колебаний в подвеске пассажирского автобуса. Путём обработки экспериментальных данных получены: зависимость коэффициента рассеяния энергии $\psi_р$ от давления воздуха в пневморессоре P_w (формула *5*) и коэффициент поглощения энергии $\psi_п$ [8] (формула *6*).

Метод дорожного контроля технического состояния амортизаторов предложен в статье [9]. Интерес здесь представляет оценка эффективности конструкции подвески.

Для контроля технического состояния подвески автомобилей существуют два наиболее часто применяемых метода: *Boge/Maha* и *Eusama*. При использовании метода *Eusama* производится измерение нагрузки на колесо диагностируемой оси при частоте возмущающего воздействия, соответствующей резонансу. При использовании же метода *Boge/Maha* измеряется амплитуда колебаний в момент резонанса.

Такие показатели, как коэффициент снижения нормальной нагрузки на колёса (метод *Eusama*) и амплитудно-резонансный показатель (метод *Boge/Maha*), являются малоинформативными диагностическими параметрами, поскольку абсолютно не учитывают сцепных свойств шин с опорной поверхностью. Эти показатели не позволяют качественно оценивать влияние эффективности подвески автомобиля на стабильность пятна контакта колеса с дорожным полотном, а также на управляемость и устойчивость.

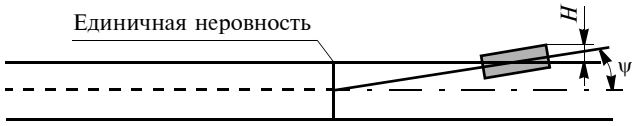


Рис. 3. Схема измерительной площадки для оценки эффективности упругодемпфирующих характеристик подвески автомобиля

Одна из проблем оценки эффективности демпфирующих свойств подвески на вибростендах заключается в том, что на стенде контролируется только снижение нормальных реакций R_z на колёсах автомобиля и не учитывается влияние характеристик подвески на критерии безопасности, т.е. не контролируются такие параметры, как коэффициент сцепления и боковые реакции на колёсах, которые определяют поперечную устойчивость автомобиля. Это обусловлено тем, что эти методы предназначены для оценки технико-эксплуатационного состояния подвески, а не для оценки плавности хода автомобиля.

Для разработки метода контроля тестовым методом для анализа устойчивости движения автомобиля по дороге с поперечным уклоном необходимы такие параметры, как скорость автомобиля — V, м/с; масса автомобиля — G_a, кг; угол поперечного уклона дороги — β, град.; коэффициент сцепления шин с дорогой — φ [9]. В качестве контрольного единичного воздействия на подвеску вполне корректно применить переезд колёсами исследуемого автомобиля через единичную неровность прямоугольной формы [9].

Контролируемыми параметрами, позволяющими весьма точно оценивать эффективность системы подрессоривания и устойчивость автомобиля при переезде через единичную неровность, могут быть (рис. 3) максимальный угол отклонения продольной оси автомобиля от прямолинейной траектории движения ψ и линейное отклонение автомобиля от границы коридора движения H.

Таким образом, оценку эффективности демпфирующих характеристик подвески с позиции влияния на устойчивость автомобиля необходимо проводить на ровной дороге, имеющей поперечный уклон β и покрытие, которое обеспечивает необходимый коэффициент сцепления φ. В процессе проверки автомобиль разгоняют до необходимой скорости V и на этой скорости проезжают весь тестовый участок под действием боковой силы. В центре (либо в конце) участка автомобиль переезжает единичную неровность (брусок разме-

ром 50 × 50 мм, 40 × 40 мм или 30 × 30 мм), в результате чего в подвеске возникают колебания.

Амплитуда колебаний в подвеске зависит от эффективности демпфирующих характеристик подвески (амортизаторов, сайлент-блоков) и влияет на стабильность пятна контакта колёс с дорогой. Непрерывное действие на автомобиль боковой силы вызовет его отклонение от заданной траектории тем сильнее, чем хуже демпфирующие характеристики подвески. Поэтому такие параметры устойчивости движения автомобиля, как угол ψ и линейное отклонение H контролируются в процессе переезда колёс через единичную неровность.

Еще одной немаловажной характеристикой подвески является ресурс элементов её конструкции. Например, ресурс пружины подвески определяется накоплением усталостных повреждений, изменением структуры металла, "проседанием" пружины.

Существует несколько методов обнаружения микротрещин: звуковые тестеры, магнитные тестеры, поиск микротрещин при помощи ультрафиолета, фотохимический метод определения проникающей краской. Однако для проведения подобных тестов на пружинах автомобилей в процессе эксплуатации необходимы их снятие и очистка для дальнейшей проверки. Это требует больших затрат времени и ресурсов. Необходимо применять иные параметры оценки работоспособности пружины, её износа и работоспособности.

ГОСТ Р 53827—2010 "Автомобильные транспортные средства. Пружины цилиндрические, винтовые, торсионы, стабилизаторы подвески. Технические требования и методы испытаний" предъявляет следующие требования к цилиндрическим винтовым пружинам, торсионам, стабилизаторам [10]: внешний вид, качество антикоррозионного покрытия; геометрические размеры в свободном состоянии; контрольная высота H_1 и H_2 при номинальной и максимальной рабочей нагрузке соответственно; жесткость пружины; высота H_4 после трёхкратной осадки до соприкосновения витков; отклонение наружного диаметра $D \pm 0{,}8$ % и полного числа витков $n_1 \pm 0{,}125$.

Логичным решением было бы применить данные критерии для оценки изношенности пружины, определения её ресурса, однако если визуальные параметры (полное число витков, наружный диаметр, сохранность антикоррозионного покрытия, отсутствие видимых повреждений, смятия витков) можно проверить без снятия пружины, то проверка таких параметров, как геометрические размеры в свободном состоянии, осадка до соприкосновения витков требует демонтажа пружины. Это несложно выполнить, например, для пружины задней подвески с полунезависимой неразрезной балкой *U*-образного сечения, но подавляющее большинство современных легковых автомобилей оснащаются передней подвеской "МакФерсон", где для снятия пружины требуется демонтаж амортизатора с поворотной сошкой, поворотного кулака, а при сборке потребуется регулировка углов схождения-развала.

ГОСТ предъявляет требования по отсутствию трещин при повторной осадке до соприкосновения витков. Пружина испытывает осадку до состояния, близкого к соприкосновению витков в процессе наезда автомобиля на высокую единичную неровность на большой скорости, визуальное отсутствие трещин в этом случае говорит об исправности пружины.

Таким образом, интерес представляет разработка критериев оценки работоспособности пружины, не требующих её снятия. Коэффициент статического "проседания" пружины при номинальной нагрузке определяется по формуле *7*, а коэффициент динамического "проседания" пружины — формулой *8*. В процессе эксплуатации необходимо измерить высоту пружины при максимальной статической нагрузке (части полной массы автомобиля $m_{пб}$, приходящейся на пружину). Затем, приняв динамический коэффициент 1,75, учитывающий перегрузки, возникающие в момент наезда на неровности дороги, и что жёсткость пружины в первом приближении имеет линейную характеристику, произвести перерасчёт. Либо произвести перерасчет на основе значения $H_{1Э}$.

Нетрудно заметить, что для новой пружины оба коэффициента равны 100 %. В процессе эксплуатации пружины "проседают", и коэффициенты $K_{1А}$ и $K_{1В}$ постепенно снижаются. "Проседание" вызвано накоплением микротрещин и изменением структуры металла. Предельные значения коэффициентов свидетельствуют о критическом "проседании" пружины, косвенно свидетельствуют о скорой поломке пружины вследствие накопления усталостных микротрещин, скопления в макротрещины. Поломка пружины — отказ, препятствующий сдвижению автомобиля, приводит к потере времени на доставку к месту ремонта, простою и приводити к убыткам предприятия.

Предлагается проведение периодических проверок в целях контроля технического состояния пружин с занесением текущих значений коэффициентов $K_{1А}$ и $K_{1В}$ в журнал контроля технического состояния пружин. Это вполне реализуемо в

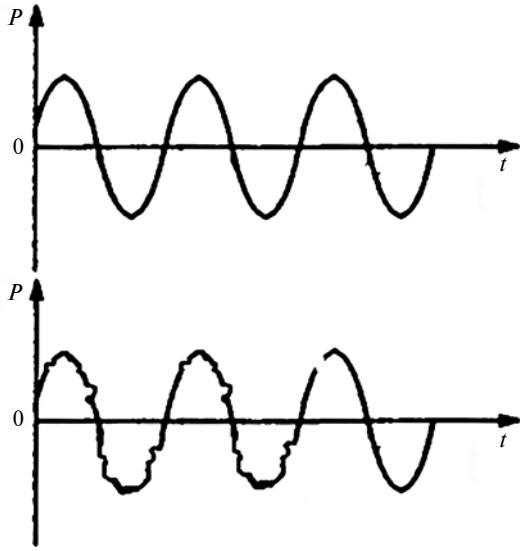


Рис. 4. Зависимость усилия на штоке от времени рабочего и неисправного амортизатора

условиях грузовых и таксомоторных автотранспортных предприятий, в которых основу парка составляют автомобили с пружинной подвеской. Проведение периодических проверок на порядок значительно ниже вышеуказанных затрат. В этом отношении от изготовителя пружин требуется указывать в КД предельные значения коэффициентов, при которых пружина считается вышедшей из строя, непригодной для дальнейшей эксплуатации, а автомобиль представляет опасность для других участников движения. Таким образом, критерием является пробег автомобиля с данной пружиной или торсионом, при котором коэффициенты K_{1A} и K_{1B} становятся ниже предельных значений.

ГОСТ 53816—2010 "Автомобильные транспортные средства. Амортизаторы гидравлические телескопические. Технические требования и методы испытаний" не допускает наличие неокрашенных зон, следов амортизаторной жидкости, механических повреждений, деформаций штока и резервуаров.

Проверяют герметичность амортизатора и плавность перемещения подвижных деталей. Герметичность — прокачкой на стенде с последующим вылеживанием — нахождением амортизатора в горизонтальном положении на протяжении 12 ч. Долговечность амортизаторов, установленных на автомобиле, определяют по снижению сил сопротивления до предельно допускаемого уровня, равного 75 % номинальной силы сопротивления амортизатора, как при отбое, так и при сжатии. Запись рабочих диаграмм амортизаторов производят на стендах при скоростях поршня, обеспечивающих работу амортизатора как с открытыми (0,25—0,52 м/с), так и с закрытыми клапанами сжатия и отбоя (0,08—0,2 м/с).

Для дорожных условий, характеризуемых движением по дорогам с частыми единичными большими случайными неровностями целесообразно увеличить верхнюю границу максимальной скорости поршня до 1 м/с. Критерий работоспособности амортизатора — отклонение его рабочей диаграммы от эталонной. На рис. 4 хорошо видны участки эмульсирования жидкости и "провала" неисправного амортизатора.

Оценка ресурса амортизаторов в целом

При достижении предельного ресурса амортизатор теряет эффективность. Об исправности амортизатора и его ресурсе можно говорить по эффективности гашения колебаний. ГОСТ определяет, что ресурс амортизатора должен быть не менее 50 % ресурса до первого капитального ремонта исходного автомобиля [11].

В практике диагностирования амортизаторов и подвески применяют метод измерения сцепления колёс с дорогой [12]. При этом в состоянии покоя измеряется статический вес на колесе, а затем с помощью электродвигателя осуществляется периодическое возбуждение колебаний с частотой 25 Гц. Полученный в результате динамический вес на колесе (вес на плите при частоте колебаний 25 Гц) сравнивается со статическим весом. Коэффициент падения веса на колесе определяется формулой *9*. Состояние амортизаторов оценивают по следующим уровням: хорошее — не менее 70 %; слабое — от 40 до 70 %; неисправное — менее 40 %.

Долговечность амортизаторов, установленных на автомобиле, определяют по снижению сил сопротивления до предельно допускаемого уровня, равного 75 % номинальной силы сопротивления амортизатора, как при отбое, так и при сжатии [11].

Для выявления влияния износа амортизаторов на амплитудно-частотные характеристики было проведено расчётно-теоретическое исследование [13]. На рис. 5 приведены расчётные амплитудно-частотные характеристики ускорений подрессоренной массы с исправными (кривая *1*) и изношенными на 25 % амортизаторами (кривая *2*), которые считаются неисправными [11]. Амплитуда возмущения составляла 0,01 м, что соответствует среднеквадратической высоте неровностей асфальтовой дороги. Анализ полученных данных

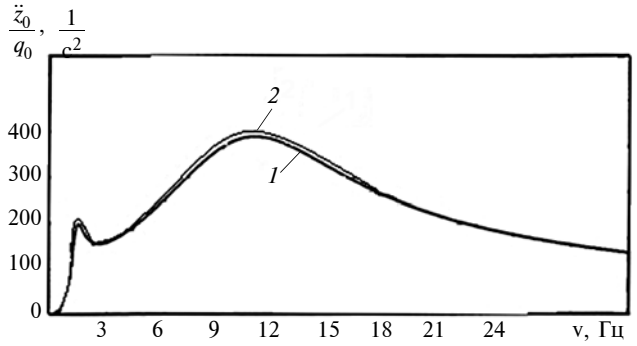


Рис. 5. Расчётные амплитудно-частотные характеристики ускорений подрессоренной массы с исправными (кривая 1) и изношенными на 25 % амортизаторами (кривая 2)

показывает, что при изношенных на 25 % амортизаторах колебания кузова в области низкочастотного резонанса увеличиваются на 30 %, а ускорения кузова — на 20 %. При использовании низкопрофильных шин при частоте более 12,5 Гц происходит отрыв колёс от поверхности дороги. Ускорение кузова в области высокочастотного резонанса остаётся на прежнем уровне.

Таким образом, снижение усилий сжатия—отбоя амортизатора на предельный нормативный уровень увеличивает колебания кузова на 30 %. Повышение значения виброускорения на 30 % приводит к ухудшению уровня комфорта (табл. 1), уровень общей вибрации может превысить нормированное значение, установленное ГОСТом [1]. По увеличению колебаний и ускорений кузова в резонансном режиме можно делать вывод об износе амортизаторов и необходимости их замены.

Функция гашения колебаний, возникающих при движении автомобиля по дорожным неровностям — одна из важнейших функций подвески. С этой точки зрения подвеску можно считать фильтром, на вход которого подается один сигнал, а на выходе получается другой сигнал. Но с этой же точки зрения автомобиль целиком также является фильтром, и его конструктивные особенности, в том числе и геометрические размеры и инерционные характеристики, не говоря уже о других виброзащитных системах автомобиля, таких как шины, сиденья и упругие опоры агрегатов, оказывают существенное влияние на процесс "фильтрации". Поэтому оценка эффективности подвески по общим критериям, применяемым при оценке плавности хода автомобиля, является в некоторой степени приближённой. Так, если входным сигналом служит профиль дороги, а выходным — траектории, скорости и ускорения различных точек кузова, в процессе "фильтрации" будет задействована не только подвеска, но и весь автомобиль в целом. Помимо этого в такой ситуации приходится рассматривать систему со многими входами и выходами. С этой точки зрения система с одним входом и одним выходом, безусловно, не только более наглядна, но и более пригодна для оценки эффективности самой подвески, а не автомобиля в целом. Хотя, конечно, никто не отменяет необходимости настройки подвески с учётом особенностей конструкции всего автомобиля.

Литература

1. ГОСТ 12.1.012—2004 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Вибрационная безопасность. Общие требования.
2. ИСО 2631—1:1997 "Вибрация и удар. Оценка воздействия общей вибрации на человека. Часть 1. Общие требования".
3. ГОСТ 31191.1—2004 "Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 1. Общие требования"
4. Кольцов В.И. Принципиальные возможности подвески наземных видов транспорта: Диссертация канд. техн. наук. Специальность 05.05.03 — Автомобили и тракторы — М., 1967. — 233 с.
5. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. В.Н. Челомей (пред). — М.: Машиностроение, 1980. — Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. 1980. 544 с.
6. Котиев Г.О., Сарач Е.Б., Смирнов И.А. Метод оценки качества системы подрессоривания военных гусеничных машин на этапе проектирования. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. "Машиностроение". 2010.
7. Годжаев З.А., Поповский А.А., Гончаренко С.В. Исследование характеристик пневматического упругого элемента рукавного типа в зависимости от давления воздуха, хода и формы поршня. Вісник СевНТУ. 2011. № 120. С. 306—311.
8. Сорокин Е.С. К теории внутреннего трения при колебаниях упругих систем / Е.С. Сорокин. — М.: Госстройиздат, 1960. — 122 с.
9. Федотов А.И., Лысенко А.В., Тихов-Тинников Д.А. Контроль технического состояния подвески автомобилей в условиях эксплуатации методом движения по поперечному уклону. Журнал автомобильных инженеров, № 6 (95), 2015.
10. ГОСТ Р 53827—2010 "Автомобильные транспортные средства. Пружины цилиндрические, винтовые, торсионы, стабилизаторы подвески. Технические требования и методы испытаний".
11. ГОСТ 53816—2010 "Автомобильные транспортные средства. Амортизаторы гидравлические телескопические. Технические требования и методы испытаний".
12. http://ustroistvo-avtomobilya.ru/diagnostirovanie/metody-diagnostirovaniya-amortizatorov-i-podveski/
13. Рябов И.М., Чернышов К.В., Гасанов М.М., Мухучев Ш.М. О проблеме безопасности при эксплуатации автомобилей с неисправными амортизаторами. Известия ВолгГТУ.

УДК 629.114.3

АЛГОРИТМ РАСЧЁТА ТРАЕКТОРИИ ДВИЖЕНИЯ АВТОПОЕЗДА И АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ

Д-р техн. наук **ГЛАДОВ Г.И.**,
канд. техн. наук **ПРЕСНЯКОВ Л.А.**
МГТУ имени Н.Э. Баумана (499.263-63-91),
МАДИ (ГТУ)

Рассматривается математический метод оценки криволинейного движения автопоезда и программа расчёта параметров с учётом влияния гидромеханического привода поворота колёс.

Ключевые слова: *автопоезд, траектория движения, дифференциальное уравнение движения, программа расчёта параметров.*

Gladov G.I., Presnyakov L.A.

THE ALGORITHM FOR CALCULATING THE TRAJECTORY OF MOTION OF ROAD TRAIN AND ANALYSIS OF RESULTS

The article deals with mathematical method of estimation of curvilinear motion of road train and the program of calculation of parameters taking into account the influence of the hydromechanical drive of rotation of the wheels.

Keywords: *road train, the trajectory of motion, the differential equation of motion, the program of calculation of parameters.*

Уравнения и алгоритмы определения параметров криволинейного движения автопоездов, оснащённых системами поворота колёс прицепа, хорошо известны, поэтому давно уже стали составной частью теории движения таких АТС [1—3]. Но в последние годы всё более широкое распространение получают системы с гидромеханическим и даже с чисто гидравлическим приводом поворота колёс. Что, естественно, требует внесения дополнений в данную теорию.

Рассмотрим расчётную схему движения автопоезда "тягач + полуприцеп", приведённую на рис. 1.

Исходное положение автопоезда определяется следующим образом. Точка сцепки смещена относительно основной точки тягача на размер C_0, что приводит к образованию угла α_0. Продольные оси тягача и полуприцепа повёрнуты по отношению к исходному прямолинейному положению вдоль оси X на углы соответственно ψ_0 и ψ_1. Дифференцирование равенства $\gamma_1 = \psi_0 - \psi_1$ по времени дает уравнение *1* изменения угла складывания автопоезда (см. таблицу).

Движение автопоезда по отношению к опорной поверхности XOY — абсолютное. В каждый момент времени каждое звено автопоезда имеет свой мгновенный абсолютный центр вращения: тягач — O_0, полуприцеп — O_1. Полуприцеп, совершая абсолютное движение вокруг центра O_1, одновременно перемещается относительно тягача с мгновенным центром вращения O_C в точке сцепки. Движение же тягача является для полуприцепа переносным с мгновенным центром в точке O_0. Таким образом, полуприцеп совершает сложное движение: переносное вместе с тягачом с угловой скоростью ω_0, относительное с угловой скоростью ω_C и абсолютное с угловой скоростью ω_1 с соответствующими мгновенными центрами вращения O_0, O_C, O_1. Абсолютный, переносный и относительный центры вращения полуприцепа лежат на одной прямой. Отношение расстояний O_0O_1 и O_CO_1 пропорционально отношению относительной и переносной угловых скоростей (формула *2*).

Поскольку $\omega_c = \frac{d\gamma_1}{dt}$, то, учитывая, что $O_0O_1 = O_CO_1 - O_CO_0$, получаем формулу *3*. Из построений расчётной схемы следуют формулы *4*, *5* и *6*. После преобразований получаем дифференциальное уравнение, описывающее движение автопоезда — формулу *7*.

Для определения параметров движения автопоезда на основе предложенных уравнений движения разработана программа расчёта с учётом влияния гидромеханического привода поворота колёс, алгоритм работы которой представлен на рис. 2. Программа включает определение коэффициентов передачи гидромеханического привода поворота колёс прицепного звена автопоезда с учётом реального профиля копирного устройства, кроме того, позволяет учесть характеристики золотникового устройства и подачи насосной уста-

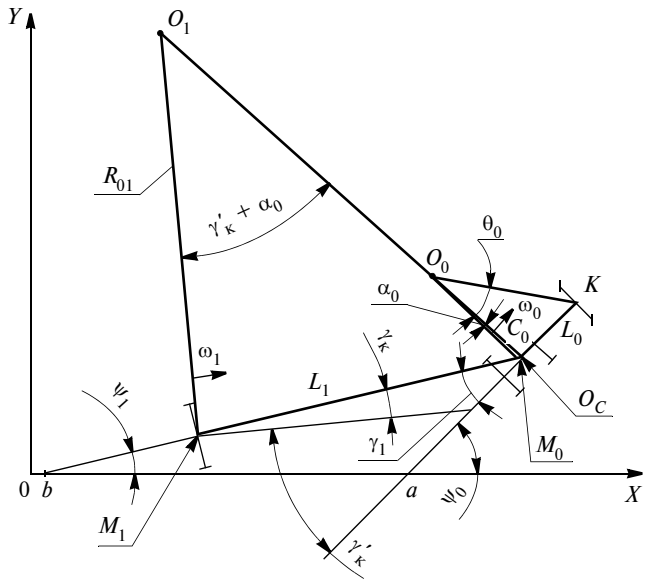


Рис. 1. Расчётная схема движения автопоезда

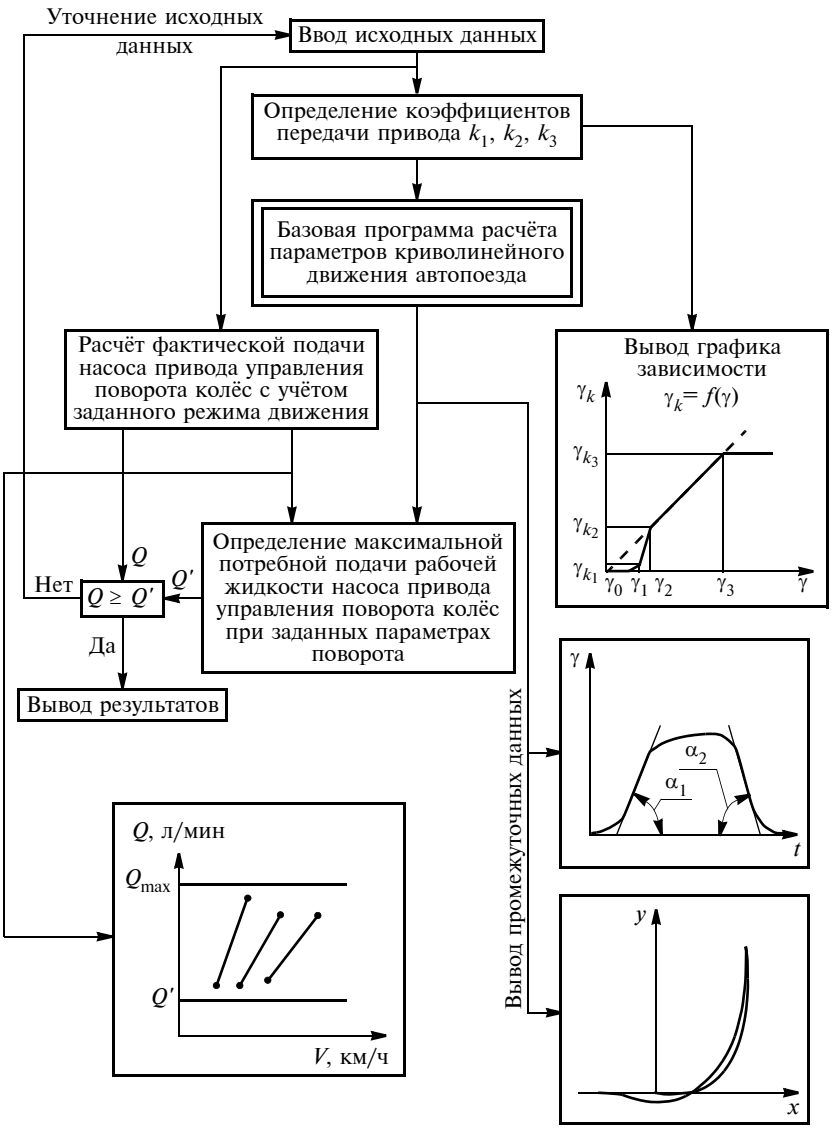


Рис. 2. Алгоритм работы программы расчёта параметров движения автопоезда

новки гидромеханического привода, которая находится в зависимости от режимов работы двигателя и трансмиссии тягача.

Сравнение фактической и расчётной производительности позволяет на стадии проектирования оценить соответствие конструктивных параметров системы управления поворотом требованиям, предъявляемым к автопоезду по условиям маневренности. С применением разработанной программы выполнены расчёты параметров криволинейного движения экспериментального автопоезда с тягачом КЗКТ, что позволило провести сравнительную оценку результатов натурного эксперимента и теоретических исследований.

На рис. 3—5 представлены результаты расчёта некоторых параметров исследуемого автопоезда по разработанному алгоритму. В частности рис. 3 отражает характер зависимости между углом складывания и углом поворота управляемых колёс полуприцепа, соответствующий заданному профилю копирного устройства. Рисунок 4 позволяет оценить скорость изменения угла складывания γ на входе в поворот и на выходе из него по кру-

№	Формула	Примечания
1	$\frac{d\gamma_1}{dt} = \frac{d\psi_0}{dt} - \frac{d\psi_1}{dt} = \omega_0 - \omega_1$	—
2	$\frac{O_0O_1}{O_cO_1} = \frac{\omega_c}{\omega_0}$	—
3	$\frac{d\gamma_1}{dt} = \omega_0 \frac{O_0O_1}{O_cO_1} = \omega_0\left[1 - \frac{O_cO_0}{O_cO_1}\right]$	$O_CO_0 = R_0$ — мгновенный радиус поворота тягача; $O_CO_1 = R_1$ — мгновенный радиус поворота полуприцепа
4	$O_cO_0 = \frac{L_0}{\mathrm{tg}\theta_0}\sqrt{1 + \left(\frac{C_0}{L_0}\mathrm{tg}\theta_0\right)^2}$	v_0 — поступательная окружная скорость тягача; Θ_0 — угол поворота приведённого колеса передней оси тягача; L_0 — база тягача
5	$O_cO_1 = L_1\frac{\sin[\pi/2 - (\gamma'_k - \gamma_1)]}{\sin(\gamma'_k + \alpha_0)}$	
6	$\omega_0 = \frac{v_0\mathrm{tg}\theta_0}{L_0}$	
7	$\frac{d\gamma_1}{d\theta_0} + \frac{\mathrm{tg}(\gamma_1 + \gamma_k) + \frac{C_0}{L_0}\mathrm{tg}\theta_0}{k_п L_1[1 + \mathrm{tg}\gamma_1\mathrm{tg}(\gamma_1 + \gamma_k)]\cos\gamma_1} = \frac{\mathrm{tg}\theta_0}{k_п L_0}$	$k_п$ — режимный параметр поворота

тизне характеристики $\gamma = f(t)$. Параметры $tg\lambda_1$, и $tg\lambda_2$ характеризуют величину потребной производительности насосной установки и позволяют определить её максимальное значение. На рис. 5 представлено изменение производительности насосной установки гидромеханического привода поворота колёс в зависимости от выбранной передачи в коробке передач тягача и режимов работы двигателя. График зависимости $Q = f(V)$ позволяет также наглядно оценить достаточность производительности насосной установки на заданных режимах движения.

В результате расчёта по разработанной программе получена характеристика движения исследуемого автопоезда в виде траекторий движения основной точки тягача и характерной точки полуприцепа, представленная на рис. 6, на основании которой определены расчётные максимальные отклонения траекторий движения тягача и полуприцепа на входе в поворот и на выходе из него.

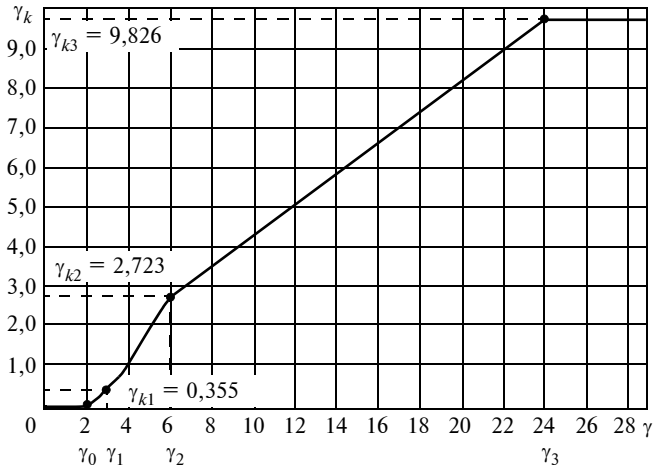


Рис. 3. Зависимость между углом складывания автопоезда и углом поворота управляемых колёс полуприцепа

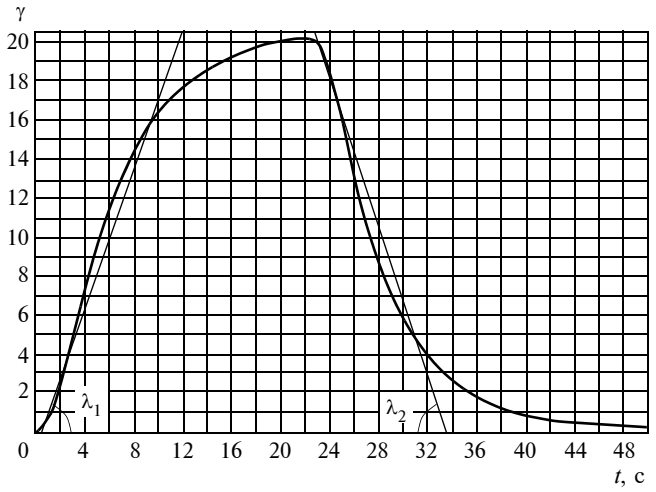


Рис. 4. Изменение угла складывания автопоезда по времени

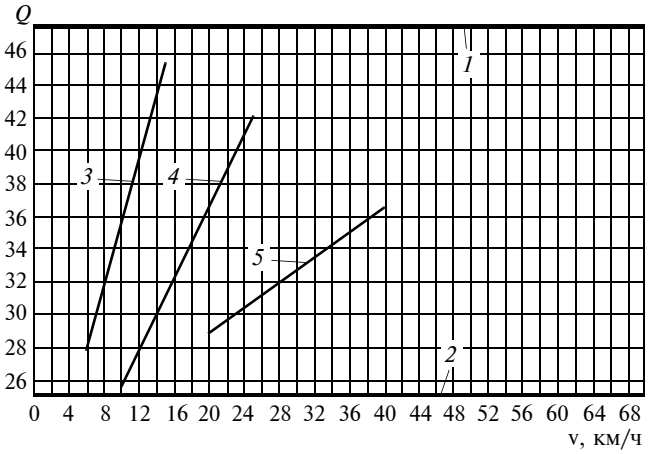


Рис. 5. Зависимость потребной производительности насосной установки от режимов работы двигателя тягача

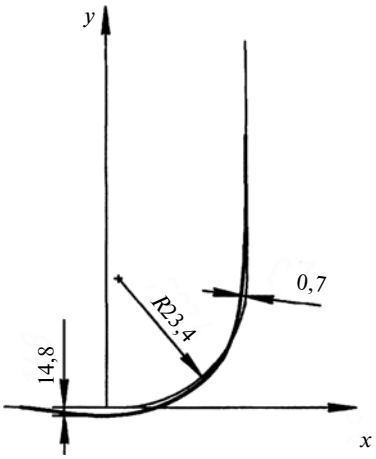


Рис. 6. Расчётная траектория движения звеньев исследуемого автопоезда

Сравнение результатов расчётов с результатами экспериментальных исследований рассматриваемого автопоезда показало практически полную их идентичность. То есть предлагаемая авторами технология расчётов может и должна прийти на смену традиционным технологиям проектирования новых автопоездов, которые сопряжены с большими объемами экспериментальных работ, с соответствующим сокращением сроков и стоимости этих работ.

Литература

1. Гладов Г.И., Петренко А.М. Специальные транспортные средства: Теория: Учебник для вузов / под ред. Г.И. Гладова. — М.: ИКЦ: "Академкнига", 2006. — 215 с.
2. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет / под общ. ред. Б.Н. Белоусова. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. — 728 с.
3. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда. — М.: Транспорт, 1986. — 137 с.

УДК 629.1.02

МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЗНОГО УПРАВЛЕНИЯ КОЛЁСНЫХ МАШИН

РЯЗАНЦЕВ В.А., д-р техн. наук **АХМЕТШИН А.М.**
НАМИ, Московский политехнический университет (МАМИ)
(valentin.ryazantsev@nami.ru)

В статье рассматриваются возможность и целесообразность повышения эффективности тормозного управления автомобиля методом "связанного управления" колёсами передней и задней оси. Приводится структурная схема "связанного управления", рекомендуются основы алгоритма организации такого управления.

Ключевые слова: *тормозная система, управление, "особое управление", антиблокировочная система, математические методы оптимальных процессов.*

Ryazantsev V.A., Ahmetshin A.M.

A CONTROL METHOD OF INCREASING THE EFFICIENCY OF THE VEHICLE BRAKING

The article discusses the possibility and desirability of increasing the efficiency of the vehicle braking by a connected wheels control of the front and rear axle. There is a block diagram of a coherent control based on the algorithm of organization such control.

Keywords: *brake system control, "special control", anti-lock braking system, mathematical methods of optimal processes.*

Тормозная система автомобиля — важнейшая из систем, обеспечивающих безопасность его движения. Поэтому с ростом скоростей, что давно уже стало наиболее характерной тенденцией развития, требования к тормозным системам постоянно ужесточаются. Отсюда и поиск всё новых технических решений, способствующих удовлетворению данных требований, и участие в таком поиске практически всех учёных-автомобилистов — Е.А. Чудакова, Н.А. Бухарина, Л.В. Гуревича, А.К. Фрумкина и многих других. Именно они стали рассматривать тормозную систему в координатах "автомобиль—колесо—опорная поверхность", связали движение автомобиля с пройденным им расстоянием S, скоростью $V_a = \frac{dS}{dt}$ и производными более высокого порядка, а также с тем, что эти параметры представляют функциональную зависимость не только от воздействия водителя на орган управления, но и от состояния опорной поверхности. Другими словами, создали инструмент, позволяющий связать между собой управляющее воздействие p, параметры состояния (фазовые координаты) автомобиля (S, V_a) и ΣR_x — отклик на изменение управляющего воздействия.

Итогом всех этих работ стали математические модели автомобиля в виде системы дифференциальных уравнений. Воспользуемся одной из них — моделью двухосного объекта *1* (табл. 1).

Исследование процесса экстренного торможения предполагает: во-первых, изучение условий получения экстремальных характеристик изменения фазовых траекторий; во-вторых, решение задачи формирования необходимого управления при отклонениях от оптимальной (экстремальной) траектории под воздействием возмущений. В общем виде экстремаль для рассматриваемой динамической системы "автомобиль + колесо + дорога" (формула *1*) существует как решение функционала (формула *2*).

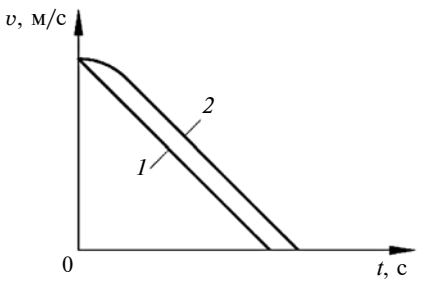


Рис. 1. График изменения скорости автомобиля:
1 — без учёта влияния переходных процессов; *2* — с учётом влияния переходных процессов

Графически процесс экстренного торможения в соответствии с формулой *2* иллюстрирует рис. 1. Для начального момента времени $t = 0$, не учитывая переходные процессы объекта "колесо + дорога", можно подобрать такие значения тормозных сил, что для функционала *2* будет выполняться условие, описываемое формулой *3*, определяемое характеристикой коэффициента сцепления (φ) с опорной поверхностью ($j_{\max} = \varphi g$). Данное условие представлено на рисунке наклонной прямой *1*, значения замедления для которой не могут быть ниже определяемых исходя из условия максимального сцепления с дорожным полотном. Наличие переходных процессов, свойственных любому реальному объекту, вызывает смещение данной характеристики по времени вправо (кривая *2*). Однако максимальная величина замедления $j_{\max}$ (угол касательной в каждый момент времени к кривой *2*) также будет ограничен условием *3*, вследствие чего реализация функционала (2) означает минимум площади фигуры, под кривой *2*, что соответствует функционалу, представленному в таблице формулой *4*.

Принятый в виде формулы *4* функционал качества торможения объекта "автомобиль + колесо + дорога" даёт задачу оптимального управления. Ввиду сложности исследуемого объекта (рассматривается двухосный автомобиль), применение классических методов вариационного исчисления или методов экстремальных систем с учётом взаимо-

влияния колёс передней и задней оси, является крайне затруднительным. Однако данная задача в равной мере может рассматриваться функционалом для задач быстродействия [1], вытекающим из представления величины $V_a(t)dt$ как некоторого безразмерного параметра с изменённым масштабом времени $d\tau$. Это позволяет применить мощный математический аппарат принципа максимума Понтрягина для решения поставленной задачи, не требующий линеаризации исходных уравнений *1*. Для задачи быстродействия [2] функционал качества, обеспечивающий быстродействие, дается условием *5*.

Таким образом, задача сводится к определению среди допусти-

Таблица 1

№	Формула	Примечания
1	$\begin{cases} \dfrac{dS}{dt} = V_a \\ \dfrac{dV_a}{dt} = -\dfrac{R_{z_1}\varphi(s_1) + R_{z_2}\varphi(s_2)}{m_a} = -\dfrac{f_1(\omega_1, \omega_2, V_a)}{m_a} - \dfrac{f_2(\omega_1, \omega_2, V_a)}{m_a} \\ J_{\Sigma_1}\dfrac{d\omega_1}{dt} = R_{z_1}\varphi(s_1)r_д - k_{T_1}p_1 = f_1(\omega_1, \omega_2, V_a)r_д - k_{T_1}p_1 \\ J_{\Sigma_2}\dfrac{d\omega_2}{dt} = R_{z_2}\varphi(s_2)r_д - k_{T_2}p_2 = f_2(\omega_1, \omega_2, V_a)r_д - k_{T_2}p_2 \end{cases}$	S — пройденный путь; V_a — линейная скорость автомобиля; R_{z_1}, R_{z_2} — вертикальная реакция в пятне контакта колеса с опорной поверхностью передней и задней оси соответственно; $\varphi(s_1)$, $\varphi(s_2)$ — нелинейная эмпирическая характеристика зависимости коэффициента сцепления в продольном направлении от коэффициента относительного скольжения передней и задней оси соответственно; J_{Σ_1} J_{Σ_2} — приведённый к колесу момент инерции вращающихся частей, соединённых с колесом передней и задней оси соответственно; $r_д$ — динамический радиус колеса; k_{T_1}, k_{T_2} — коэффициент усиления тормозного механизма передней и задней оси соответственно; p_1, p_2 — значения давления в рабочей полости исполнительной части тормозного механизма передней и задней оси соответственно
2	$\left\lvert\dfrac{dV_a}{dt}\right\rvert = f(m_a, L, l_1, l_2, h_g, V_a, t, p_1, p_2, \zeta) \to \max$	Конструктивные параметры: m_a — масса автомобиля; L — база автомобиля; l_1 — расстояние от передней оси до проекции центра масс в горизонтальной плоскости; l_2 — расстояние от задней оси до проекции центра масс в горизонтальной плоскости; h_g — высота центра масс. Режимные параметры: V_a — скорость автомобиля; t — время. Управляющие функции: p_1 — давление в тормозном приводе передней оси; p_2 — давление в тормозном приводе задней оси. ζ — случайная вектор-функция возмущений
3	$\dfrac{dV_a}{dt} = j_{\max}$	—
4	$S = \int\limits_{t_0}^{t_{ост}} V_a(t)dt \to \min$	t_0 — начальный момент торможения; $t_{ост}$ — время остановки
5	$J = \int\limits_{\tau_0}^{\tau_{ост}} d\tau = \tau_{ост} - \tau_0$	τ_0 — безразмерный начальный момент торможения; $\tau_{ост}$ — безразмерный момент остановки
6	$\begin{cases} 0 \leqslant p_1 \leqslant p_{1\max} \\ 0 \leqslant p_2 \leqslant p_{2\max} \end{cases}$	—
7	$H = \Psi_0 V_a - \Psi_1\dfrac{f_1}{m_a} - \Psi_1\dfrac{f_2}{m_a} + \Psi_2\dfrac{f_1}{J_{\Sigma_1}}r_k - \Psi_2\dfrac{k_{T_1}p_1}{J_{\Sigma_1}} + \Psi_3\dfrac{f_2}{J_{\Sigma_2}}r_k - \Psi_3\dfrac{k_{T_3}p_2}{J_{\Sigma_2}}$	Ψ_0, Ψ_1, Ψ_2, Ψ_3 — вспомогательные переменные
8	$p_1 = \begin{cases} p_{1\max} \text{ при } \Psi_2 < 0 \\ p_{1\min} \text{ при } \Psi_2 > 0 \end{cases}$	—
9	$p_2 = \begin{cases} p_{2\max} \text{ при } \Psi_3 < 0 \\ p_{2\min} \text{ при } \Psi_3 > 0 \end{cases}$	—
10	$\Psi_2\dfrac{k_{T_1}p_1}{J_{\Sigma_1}} = 0$	—
11	$\Psi_3\dfrac{k_{T_3}p_2}{J_{\Sigma_2}} = 0$	—
12	$\varepsilon = \dfrac{Z_{AL}}{k_f}$	—

мых управлений такого вектора управления давлением $U = \{p_1, p_2\}$, который доставляет минимум функционалу *5*. Это означает следующее: требуется найти такой алгоритм управления тормозными силами колёс передней и задней оси, при котором объект управления пройдёт минимальный тормозной путь или обеспечит остановку за минимально возможное время. Причём решение ищется при нижеследующих граничных условиях.

Уравнения *1* определены в некоторой области (назовем её N), являющейся областью "управляемости" [1, 3], т.е. областью, в которой существует решение данной модели, и содержащей ограничения на управление (формула *6*), связанные с давлением в тормозном приводе. Уравнения *1* определены на конечном интервале времени $T = [t_0, t_{ост}]$, причём величина $t_{ост}$ неизвестна и не может быть назначена заранее, а величина $t_0 = 0$, так как можно принять, что отсчёт времени начинается в момент начала торможения.

Граничные условия соответствуют физическому смыслу задачи: если автомобиль начинает торможение, то на левом конце траектории на фазовой поверхности будем иметь: $t_0 = 0$, $V_a = V_a(0)$, $\omega_1 = \omega_1(0)$, $\omega_2 = \omega_2(0)$. На правом конце траектории можно фиксировать лишь три переменные, с требованием одновременного обращения в ноль вектора скоростей: $t_{ост} = T$, $V_a(T) = 0$, $\omega_1(T) = 0$, $\omega_2(T) = 0$. Величина $t_{ост} = T$ остается свободной и, как сказано выше, не может быть назначена заранее. Соответственно, на оптимальной траектории определён функционал *5*, который стремится к минимуму.

На основании рекомендаций [2] составим функцию Гамильтона (формула *7*). Оптимальные управления определяются из того положения, что функция Гамильтона стационарна. Данная функция с использованием принципа максимума [1] позволяет рассматривать плоскость (p_1H) и получить оптимальное управление в виде отрезков, описываемых формулой *8*, а для плоскости (p_2H) — идентичные условия оптимального управления колёсами задней оси, выраженные формулой *9*. Решения *8* и *9* отвечают принципу максимума, однако не исчерпывают вариаций, дающих минимум функционалу *5*, которые соответствуют "особым решениям" [3] с помощью тождеств *10* и *11*.

Как видим, решение задачи ищется в виде заданной в фазовом пространстве функции U, принимающей в области управления такие значения, что движение объекта достигает максимально близкий вид к оптимальным траекториям. При этом все решения, отвечающие минимуму функционала *5*, определены двумя условиями принципа максимума (формулы *8*, *9*) и "особыми траекториями", зависящими от динамической ситуации (опережающего достижения блокирования колёс передней или задней оси). Исходя из физики задачи первым управлением до "особой траектории" всегда будет условие $\Psi_2 < 0$ и $\Psi_3 < 0$, так как начало торможения всегда определено подъёмом давления в исполнительных механизмах, и в общем случае соответствие условиям *8* и *9* можно считать началом антиблокировочного управления с достижением в приводе квазиоптимального значения давления p^* [4], находящегося на поверхности особого управления.

В зоне "особого управления" не может существовать двух условий, однозначно принадлежащих антиблокировочному управлению, возвращающему вектор объекта в область "особого управления". Это означает, что при попадании в зону "особого управления" контроль тормозных сил должен осуществляться с учётом взаимовлияния динамических звеньев.

Эти правила дают условия "связанного управления" колёсами передней и задней оси, возвращая изображающую точку на траекторию "особого управления", обеспечивая формирование вектора "связанного управления" давлением на колёсах одной из осей при учёте управления давлением на колёсах другой оси.

Особый интерес представляет тот факт, что удержание давления в области "особого управления" в течение фазы подъёма давления позволяет предотвратить прогрессирующий выход колеса в неустойчивую зону $\varphi - s$ диаграммы в результате перераспределения вертикальной реакции на одной оси под действием изменяющейся тангенциальной силы на колёсах другой оси, возвращая изображающую точку в зону "особого управления". Вследствие этого указанное "связанное управление" позволяет обеспечить в резерве некоторый запас поперечной силы реакции колеса R_y для гашения случайных боковых возмущений.

Для реализации алгоритма "связанного управления" сформирована структурная схема с дополнительным блоком логики "особого управления" (рис. 2), которая обеспечивает необходимые переходы и осуществляет "связанное управление".

В целях исследования эффективности применения "связанного управления" проведены математические эксперименты в программном комплексе *MATLab/Simulink*. Объектом исследования является двухосный автомобиль. На рис. 3 представлены графики запаса суммарной поперечной силы при обычном антиблокировочном управлении и при наличии корректирующего блока "связанного

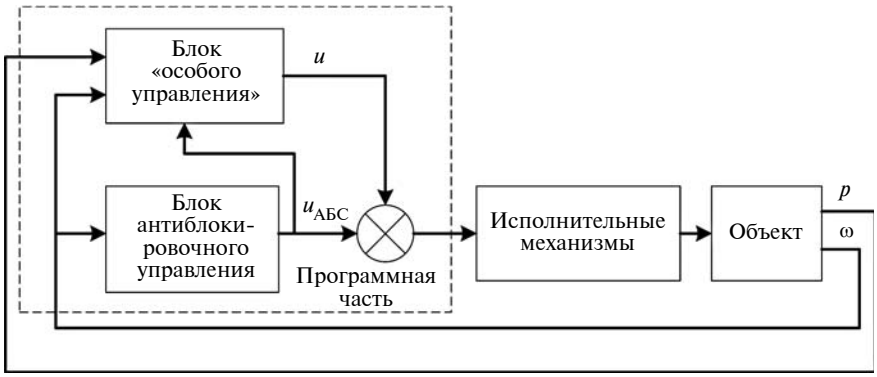


Рис. 2. Структурная схема реализации "связанного управления"

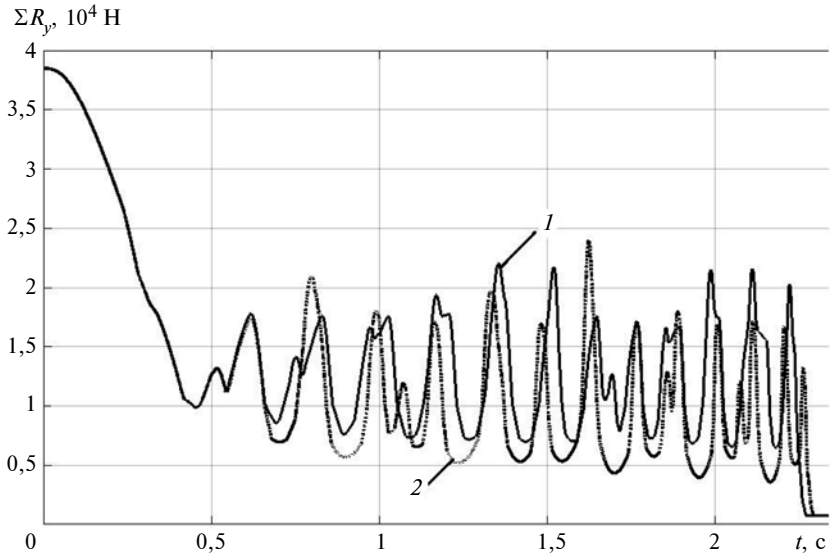


Рис. 3. Результаты математического эксперимента:
1 — кривая запаса суммарной поперечной силы при наличии корректирующего блока "связанного управления"; *2* — кривая запаса суммарной поперечной силы при обычном антиблокировочном управлении

управления". Как можно заметить, такой подход к управлению позволяет повысить запас поперечной силы (площади под кривыми).

Таблица 2

Весовое состояние	Коэффициент сцепления φ_x	Значения ε для АБС	
		без "связанного управления"	со "связанным управлением"
Снаряжённое	0,2	0,91	0,96
	0,5	0,93	0,97
	0,8	0,94	0,96
Гружёное	0,2	0,93	0,97
	0,5	0,94	0,95
	0,8	0,95	0,94

Для проведения численных сравнений используется методика [5] оценки коэффициента используемого сцепления (формула *12*). Где k_f соответствует значениям коэффициента сцепления, выбранного для модели ($k_f = \varphi_x$).

В табл. 2 представлены результаты определения коэффициента используемого сцепления при различных коэффициентах сцепления и весовых состояниях автомобиля. Они относятся к исследованиям снаряжённого и гружёного состояния и на трёх вариантах опорной поверхности: с низким (φ_x = 0,2), средним (φ_x = 0,5) и высоким (φ_x = 0,8) коэффициентом сцепления.

Как видно "связанное управление" позволяет поддерживать изменение угловой скорости колёс в зоне оптимального проскальзывания. Применение "связанного управления" позволяет повысить коэффициент используемого сцепления до 5 %.

Выводы, вытекающие из сказанного выше, очевидны.

1. Для повышения эффективности и надёжности тормозного управления автомобиля не только возможно, но и нужно применять "связанное управление" колёсами передней и задней осей.

2. Организация "связанного управления" сводится к двум операциям — решению задачи быстродействия теории оптимальных процессов с помощью математического аппарата принципа максимума, дающий индивидуальное регулирование колёс, и добавлением к штатной антиблокировочной системы автомобиля структурной схемы, реализующей "особое решение" принципа максимума. Другими словами, АБС обладает вариативностью решений, обеспечивающих максимум эффективности, что требует формирования дополнительных связей, в противном случае, достижение максимальной эффективности происходит со снижением устойчивости.

Литература

1. Понтрягин Л.С., Болтянский В.Г., Гамкрелидзе Р.В., Мищенко Е.Ф. Математическая теория оптимальных процессов. — 4-е изд. — М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1983. — 392 с.
2. Летов А.М. Динамика полета и управление. — М.: Наука, 1969.
3. Габасов Р., Кириллова Ф.М. Особые оптимальные управления. Изд. 2-е. — М.: Книжный дом "ЛИБРОКОМ", 2013. — 256 с.
4. Ахметшин А.М. Адаптивная антиблокировочная тормозная система колесных машин: Дисс. докт. техн. наук. М., 2003. — 255 с.
5. Приложение 13 к Правилам № 13 Предписания, касающиеся испытаний тормозных систем, оборудованных антиблокировочными устройствами TRANS/Sc.1/P.29/CRF/3.

УДК 629.113

ПРОРЫВ В НАУКЕ?
Пусть ответит непредвзятый читатель

Д-р техн. наук **МАМИТИ Г.И.**
Горский ГАУ (8672.53-28-84)

В журнале "АП" (2017 г., № 3) опубликована статья "Прорыв в науке или банальная ошибка?", в которой утверждается, что выведенное Г.И. Мамити новое уравнение движения колёсной машины является ошибочным. Аналогичное утверждение содержится в статье, опубликованной в журнале "Т и СХМ" (2016 г., № 4). На основе разработанных силовых и эквивалентным им расчётных схем и физических моделях доказано, что новое уравнение движения колёсной машины подтверждается теоретически, экспериментально и практикой конструирования гоночных автомобилей и подвесных вагонов (эмпирически).

Ключевые слова: *прорыв в науке; новое уравнение движения колёсной машины; верно; теоретически; экспериментально; практика конструирования; гоночный автомобиль; подвесной вагон.*

Mamiti G.I.

A BREAKTHROUGH IN SCIENCE?
LET THE ANSWER TO AN UNBIASED READER

In the magazine "AP" (2017, No. 3) published an article "Breakthrough in science or a mistake?", alleging that derived G.I. Mamiti the new equation of motion of the wheeled machine is incorrect. A similar statement is contained in an article published in the journal "T and SKhM" (2016, No. 4). Based on the developed power and equivalent design schemes and physical models proved that the new equation of motion of wheeled vehicles is confirmed by theoretically, experimentally and practice of designing racing cars and hanging cars (empirically).

Keywords: *break in science; the new equation of motion of the wheeled vehicle; correct; theoretically; experimentally; experience of design; racing car; underslung wagon.*

В 1916 г. Е.А. Чудаков прочитал первые лекции по автомобилям в МВТУ. Позднее он создал учебники по теории, конструкции и расчёту автомобиля, положив тем самым начало широкому изучению автомобиля в учебных заведениях. В последующем отдельные разделы теории и расчёта автомобиля получили дальнейшее развитие в трудах отечественных и зарубежных учёных.

Теория автомобиля зародилась в начале XX века, когда скорости движения автомобилей были невелики и сопротивлением воздуха, которое находится в квадратичной зависимости от скорости движения, можно было пренебречь. Действительно, до скорости движения 50 км/ч сопротивление воздуха мало ощутимо, но затем начинает возрастать по параболе довольно резко, став естественным ограничителем скорости движения автомобиля.

Первый рекорд скорости на автомобиле с ДВС установил французский гонщик и конструктор Эмиль Левассор в 1895 г. в гонке Париж—Бордо. Он ликовал: "Мы выдавали 30 км/ч! Это было настоящее безумие!".

Ясно, что при расчёте современных высокоскоростных колёсных машин особое внимание следует уделить уравнению движения машины, при помощи которого, если оно верно, решаются основные задачи динамики автомобиля, прежде всего определение мощности сопротивлений движению, и тем самым требуемой мощности двигателя машины для достижения максимальной скорости.

Было выведено новое уравнение движения колёсной машины [1; 2], против которого выступили, как и следовало ожидать, сторонники общепринятого уравнения движения.

Оппонентов возмутило, что "д-р техн. наук Г.И. Мамити предложил новое уравнение движения колёсной машины, принципиально отличающееся от общепринятого в настоящее время... новое уравнение движения является ошибочным, так как противоречит закону сохранения энергии" [3] и "На авторитет классического уравнения тягового баланса, разработанного корифеями отечественной автомобильной науки, посягают работы проф. Г.И. Мамити, в которых предлагается заменить эти проверенные временем теоретические разработки на новое уравнение движения" [4].

Причём тут закон сохранения энергии или проверка временем? Теоретические разработки проверяются методом изменения основной системы. Оппоненты обнаружили полное непонимание сути обсуждаемого и отсутствие здравого смысла, со своими арифметическими проверками [3; 4] и бессмысленными экспериментами [4], в чём может убедиться непредвзятый читатель, ознакомившись с их статьями.

По их мнению, теория автомобиля является застывшей, окостеневшей наукой, не требующей развития. Между тем основоположник курса "Теория автомобиля" (1935 г.) акад. Е.А. Чудаков [5] первоочередным требованием к проходимости автомобилей специального назначения считал преодоление вертикальных препятствий и рвов, а проф. Г.В. Зимелев [6] отмечал, что "теоретические вопросы, связанные с возможностью преодоления автомобилем вертикальных стенок, рвов и т.п. в настоящее время разработаны ещё недостаточно". Ещё определённее высказался проф. А.И. Гришкевич [7]: *"Теория автомобиля является относительно молодой наукой, и многие её разделы нуждаются в дальнейшей разработке и уточнении"*. В том же духе высказались проф. А.С. Литвинов и проф. Я.Е. Фаробин [8], проф. В.Н. Кравец [9].

Как видим, основоположник теории автомобиля и учёные, внесшие в неё весомый вклад, считали и считают необходимым дальнейшее её совершенствование, чем собственно занимаются многие исследователи, в том числе и мы [10—12 и др.].

"Новое знание трудно пробивает себе путь, как мы убедились на собственном опыте, прежде всего из-за нежелания окружающих понять иные мысли, чем привычные" [13].

Мы уважаем специалистов и авторов учебников из России, Беларуси, Казахстана, Израиля, обратившихся в редколлегию журнала Т и СХМ с замечанием о недопустимости таких [1] публикаций, но как сказал Платон (427—347 до н. э.) о своем учителе: "Сократ мне друг, но истина дороже".

Для теоретического и экспериментального доказательства обсуждаемого уравнения были разработаны новые силовые и эквивалентные им расчётные схемы колёсной машины, на основе которых ***повторно*** получено новое уравнение движения колёсной машины, а также физические модели для их экспериментальной проверки [14—16 и др.], которые существенно расширены в настоящей работе. Она является квинтэссенцией наших работ по теме, справедливо названной редакцией "АП" (2017 г., № 3, с. 17) "животрепещущей".

Расчётная схема и общепринятое уравнение движения автомобиля

Общепринятая силовая расчётная схема заднеприводной колёсной машины при разгоне на подъёме для случая, когда радиус r колеса меньше высоты h центра масс, высоты h_w центра парусности, высоты h_x расположения буксирного крюка, т.е. $r < h$, h_w, h_x, представлена на рис. 1, где угол α подъёма можно выразить и как отношение превышения к заложению $H_\alpha/B_\alpha = \mathrm{tg}\alpha = i_\alpha$.

Уравнение движения машины получают проецированием всех действующих в продольном направлении сил на плоскость дороги

$$X_2 - X_1 - P_w - P_j - P_\alpha - P_x = 0,$$

которое после преобразования принимает вид

$$P - mj\delta - \psi G - P_w - P_x = 0, \qquad (1)$$

где Z_1, Z_2, X_1, X_2 — нормальные и касательные (тангенциальные) реакции дороги на передние и задние колёса; P_w — сила сопротивления воздуха, приложена на высоте h_w центра парусности; P_j — сила инерции поступательно движущихся масс, приложена на высоте h центра C масс, $P_j = mj$; m, j — масса и ускорение машины; δ — коэффициент учёта вращающихся масс машины; P_α — составляющая силы G тяжести машины, параллельная дороге, $P_\alpha = G\sin\alpha$; Z_1, $Z_2 = G\cos\alpha$; ψ — коэффициент сопротивления дороги; P_x — сила сопротивления прицепа, приложенная на высоте h_x, включающая силы сопротивления дороги, воздуха, инерции и подъёму; P — сила тяги при равномерном движении.

Уравнение (1) общепринято в отечественной и зарубежной литературе, но оно ошибочно, так как не учитывает высоты точек приложения действующих сил.

Оно верно только для исключительно теоретически возможного случая, когда высоты приложения продольных сил сопротивления движению равны радиусу ведущих колес, т.е. непригодно для оптимального проектирования колёсных машин.

Новое уравнение движения колёсной машины

Для этого же случая ($r < h$, h_w, h_x) на основе расчётной схемы (рис. 1) в работах [1; 2 и др.] получено и использовано для решения различных задач новое уравнение движения колёсной машины, где учтены точки приложения сил и правила их переноса, принятые в механике.

Заблаговременно определив результирующую всех касательных сил, действующих на ведущие и ведомые колёса машины, без учёта касательных реакций дороги, создаваемых силами P_w, P_j, P_α, P_x:

$$X_2 - X_1 = (M_e - J_м\varepsilon_м)i\eta/r - J_к\varepsilon_к/r - M_f/r,$$

можем записать уравнение с учётом всех действующих сил в виде

$$X_2 - X_1 - P_w(h_w - r)/r - P_j(h - r)/r - \\ - P_\alpha(h - r)/r - P_x(h_x - r)/r - P_к = 0$$

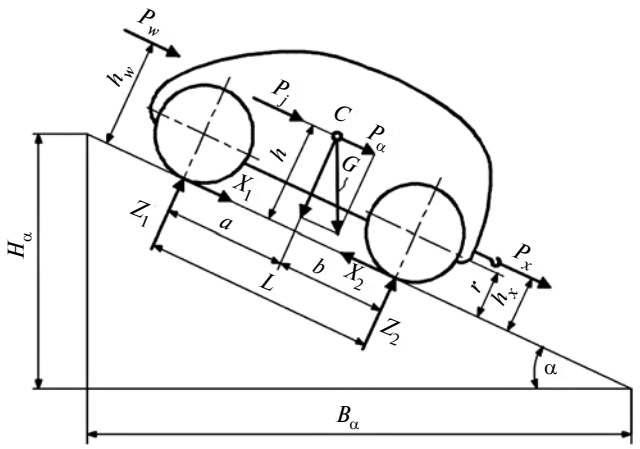


Рис. 1. Общепринятая схема сил, действующих на автомобиль при разгоне на подъёме

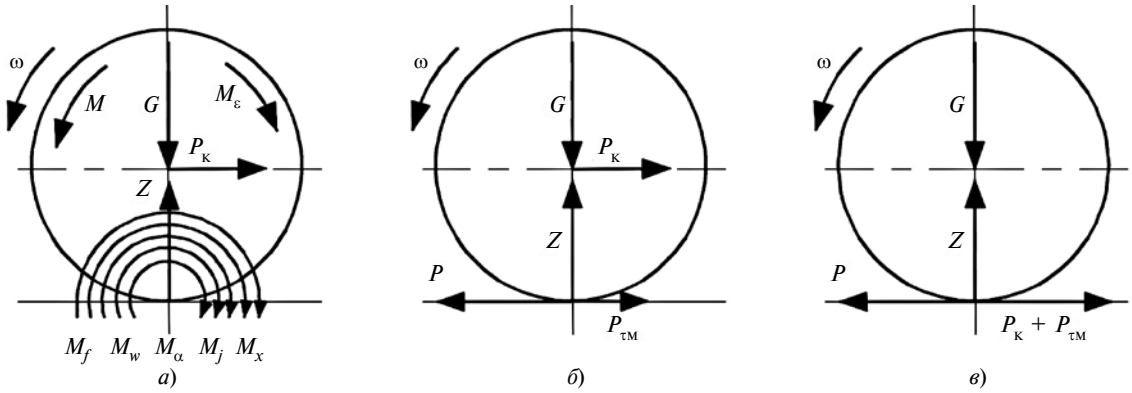


Рис. 2. Новая расчётная схема, в которой все силы и моменты, действующие на колёсную машину, приведены к оси ведущих колёс и их контакту с дорогой (а) и эквивалентные ей расчётные схемы (б, в)

или, раскрывая значения составляющих уравнения,

$$(M_e - J_м\varepsilon_м)i\eta/r - J_к\varepsilon_к/r - M_f/r - \\ - mj(h - r)/r - G\sin\alpha(h - r)/r - P_w(h_w - r)/r - \\ - P_x(h_x - r)/r - P_к = 0.$$

С учетом того, что $\varepsilon_к = j/r$, $\varepsilon_м = \varepsilon_к i = ji/r$, получим уравнение движения колёсной машины

$$M_e i\eta/r - J_м ji^2\eta/r^2 - J_к j/r^2 - f\cos\alpha - \\ - mj(h - r)/r - G\sin\alpha(h - r)/r - P_w(h_w - r)/r - \\ - P_x(h_x - r)/r - P_к = 0,$$

которое после преобразований примет вид

$$P - mj[(h - r)/r + (J_м\eta i^2 + J_k)/mr^2] - \\ - G\{f\cos\alpha + [(h - r)/r]\sin\alpha\} - P_w(h_w - r)/r - \\ - P_x(h_x - r)/r - P_k = 0,$$

где $P_k = P_w + P_j + P_\alpha + P_x$.

Если в этом уравнении выражения в квадратных и фигурных скобках обозначить через $\delta_в$ и $\psi_в$, считая их соответственно коэффициентом учёта вращающихся масс

$$\delta_в = (h - r)/r + (J_м\eta i^2 + J_k)/mr^2$$

$$\text{или } \delta_в = h/r + (J_м\eta i^2 + J_k)/mr^2$$

и коэффициентом сопротивления дороги

$$\psi_в = f\cos\alpha + [(h - r)/r]\sin\alpha$$

$$\text{или } \psi_в = f\cos\alpha + (h/r)\sin\alpha,$$

то уравнение движения колёсной машины с прицепом запишется как

$$P - mj\delta_в - \psi_в G - P_w(h_w - r)/r - \\ - P_x(h_x - r)/r - P_k = 0, \qquad (2)$$

где P — сила тяги при равномерном движении, $P = M_e i\eta/r$; индекс "*в*" при δ и ψ означает принадлежность к верному уравнению движения колёсной машины; $P_k = P_w + P_x$, так как остальные составляющие P_j и P_α учтены в выражениях для $\delta_в$ и $\psi_в$.

Новое уравнение движения колёсной машины (2) принципиально отличается от приводимого во всех отечественных и зарубежных источниках тем, что в нём впервые учтено воздействие приложенных к корпусу машины сил на ведущие колёса автомобиля, через образуемые ими моменты относительно их оси вращения.

Новая силовая расчётная схема автомобиля

В работах [14—16 и др.] составлена новая расчётная силовая схема колёсной машины, в которой к оси ведущих колёс приведены, по теореме Вариньона, все действующие на машину силы Z, P_w, P_j, P_α, P_x и образуемые ими моменты $M_f = Z \cdot a$, где a — смещение вперед, по ходу движения, равнодействующей Z нормальных реакций дороги от вертикального диаметра колеса; $M_w = P_w(h_w - r)$; $M_j = P_j(h_w - r)$; $M_a = (h - r)$, $M_x = P_x(h_x - r)$, а также тяговый момент M и инерционный момент M_ε сопротивления ускоренному вращению колёс машины (рис. 2, *а*).

Эти моменты в контакте ведущих колёс с дорогой вызовут силу тяги P и касательные реакции (рис. 2, *б*) противодействия опорной поверхности $P_{τм}$, сумма которых $P_{τм} = (M_\varepsilon + M_f + M_w + M_\alpha + M_j + M_x)/r$.

Новая расчётная силовая схема (рис. 2) позволяет, в отличие от схемы (рис. 1), просто и безошибочно вывести уравнение движения автомобиля проецированием суммы приведённых к оси ведущих колёс продольных сил $P_к = P_w + P_j + P_\alpha + P_x$ на плоскость контакта колёс с дорогой и нахождения реакций $P_{τм}$ опорной поверхности на воздействие возникающих при переносе сил моментов $P_{τм}$.

Из рис. 2, *в* находим

$$P - P_к - P_{тм} = 0,$$

откуда после подстановок значений вновь приходим к новому уравнению движения колёсной машины

$$P - mj\delta - \psi G - P_w(h_w - r)/r - \\ - P_x(h_x - r)/r - P_k = 0 \qquad (2)$$

или

$$P - mj\delta - \psi G - P_w h_w/r - P_x h_x/r = 0, \qquad (3)$$

где P — сила тяги при равномерном движении, $P = M_e i\eta/r$, M_e — эффективный момент двигателя; i, η — передаточное число и коэффициент полезного действия трансмиссии; r — радиус колеса; $mj\delta$ — приведённая сила инерции; m, j — масса и ускорение машины; δ — коэффициент учёта вращающихся масс, $\delta = h/r + (J_м\eta i^2 + J_k)/mr$; J_M — момент инерции маховика двигателя; J_k — момент инерции всех колёс машины; G — сила тяжести машины, $G = mg$; g — ускорение свободного падения; ψ — коэффициент сопротивления дороги, $\psi = f\cos\alpha + (h/r)\sin\alpha$; f — коэффициент сопротивления качению; α — угол подъёма; P_w — сила сопротивления воздуха; P_x — сила сопротивления прицепа; P_k — сумма сил, приложенных к корпусу машины, приведённых к оси ведущих колёс, $P_k = P_w + P_j + P_\alpha + P_x$ (на схеме рис. 1), а в уравнении (2) для автомобиля с прицепом $P_k = P_w + P_x$, для одиночного автомобиля $P_k = P_w$, так как силы P_j и P_α вошли в выражения для δ и ψ; P_j — сила инерции поступательно движущихся масс автомобиля, $P_j = mg$; P_α — сила сопротивления подъёму, $P_\alpha = G\sin\alpha$.

Уравнение движения колёсной машины для тягового расчёта

Уравнение движения автомобиля используется, прежде всего при тяговом расчёте, для определения мощности сопротивлений движению и тем самым требуемой мощности двигателя, необходимой для их преодоления с максимальной скоростью движения. В этом, самом важном для проектирования автомобиля случае, расчётная схема предельно упрощается.

При равномерном движении заднеприводного автомобиля, прижатого к опорной поверхности силой G тяжести, приложенной в центре C масс, по ровной, с хорошим покрытием, горизонтальной ($\psi = f$) дороге с максимальной скоростью V_{max}, он преодолевает при помощи подведённого от двигателя к оси ведущих колёс тягового момента M, силу P_w сопротивления воздуха, приложенную на высоте h_w центра парусности, и моменты $M_f = M_{f1} + M_{f2}$ сопротивления качению передних M_{f1} и задних M_{f2} колёс. Нормальные реакции опорной поверхности уравновешивают силу тяжести, $G = Z_1 + Z_2$ (рис. 3).

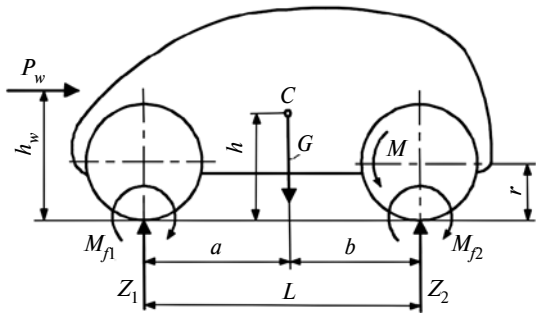


Рис. 3. Силы и моменты, действующие на заднеприводный автомобиль при равномерном движении с максимальной скоростью

Общепринятое уравнение движения для рассматриваемого случая получают ***проецированием*** силы P_w сопротивления воздуха на опорную плоскость, где возникают реакции дороги на действие моментов M и M_f — сила P тяги и сила сопротивления качению fG,

$$P - P_w - fG = 0. \qquad (4)$$

Разделив тяговый момент M на радиус r ведущих колёс, найдем величину силы P тяги при равномерном движении

$$P = M/r = M_e i\eta/r,$$

где M_e — эффективный момент двигателя; i, η — передаточное число и коэффициент полезного действия трансмиссии.

Из уравнения (4) следует, что высота (точка) h_w приложения силы P_w не имеет значения, что противоречит самому понятию "сила" в механике.

Теорема Вариньона и приведение силы сопротивления воздуха и нормальной реакции дороги к контакту ведущих колёс с дорогой

Для того, чтобы правильно составить уравнение движения автомобиля, необходимо все действующие силовые факторы ***не проецировать, а привести*** к плоскости контакта колёс с дорогой в виде сил и реакций, так как через колёса осуществляется связь с опорной поверхностью.

Как уже отмечено, наибольшее противодействие движению автомобиля с высокой скоростью оказывает сила сопротивления воздуха, которая многократно превышает силу сопротивления качению.

Приведём силу P_w сопротивления воздуха, приложенную к корпусу машины на высоте h_w, проходящую через центр парусности, к оси вращения ведущих колёс и их контакту с дорогой (рис. 4), где ω — угловая скорость колеса.

Движение автомобиля осуществляется при помощи ведущих колёс и их оси, к которым подводится тяговый момент. Силу, приложенную к корпусу машины, в данном случае P_w (рис. 4, *а*), можно по теореме Вариньона привести в любую точку, но в рассматриваемом случае имеет смысл привести её к оси вращения ведущих колёс, которая является центром моментов.

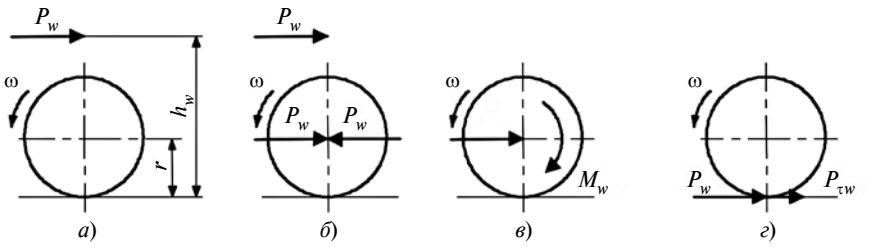


Рис. 4. Приведение силы P_w сопротивления воздуха (а) к оси вращения ведущих колёс (б, в) и их контакту с дорогой (г)

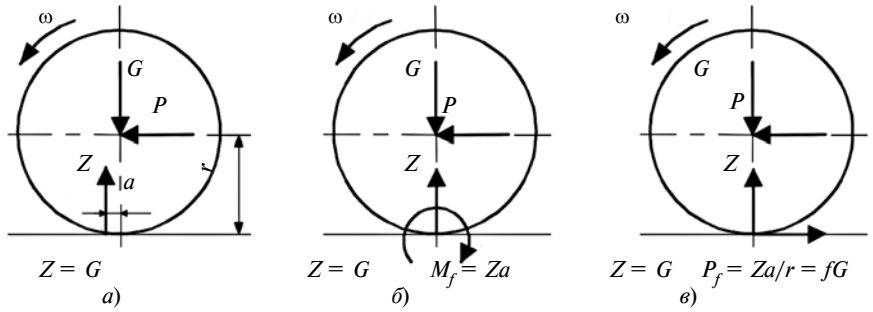


Рис. 5. Действительная (а) и эквивалентные ей расчётные схемы равномерно катящегося ведомого эластичного колеса (б, в)

Расчётной схеме (рис. 4, *а*) эквивалентна схема (рис. 4, *б*), так как две противоположно направленные по одной линии силы одинаковой величины взаимно уничтожаются. Далее схема (рис. 4, *б*) эквивалентна схеме (рис. 4, *в*), в которой в результате переноса силы P_w к оси колеса образовался момент, равный $M_w = P_w(h_w - r)$.

Сила, возникающая в точке контакта ведущих колёс с дорогой (рис. 4, *г*), состоит из двух составляющих — силы P_w и реакции опорной поверхности на воздействие момента M_w, равной $P_{\tau w} = M_w/r = P_w(h_w - r)/r$. Тогда общее сопротивление от силовых факторов, связанных с преодолением сопротивления воздуха, будет равно

$$P_w + P_w(h_w - r)/r = P_w h_w/r. \qquad (5)$$

Необходимо отметить, что теорема Вариньона давно безымянно используется в теории качения эластичного колеса. К примеру, рассмотрим равномерно катящееся колесо, к оси которого приложена сила тяжести G, толкающая сила P и нормальная реакция дороги Z, смещённая от оси вперёд по ходу движения на расстояние a (рис. 5).

Вследствие переноса нормальной реакции Z (рис. 5, *а*) на расстояние a (рис. 5, *б*) возникает момент сопротивления качению $M_f = Z \cdot a = Ga$. Если разделить этот момент на радиус колеса, получим силу сопротивления качению

$$P_f = M_f/r = Ga/r = fG, \qquad (6)$$

где $f = a/r$ — коэффициент сопротивления качению.

Тут же заметим, что на расчётной схеме рис. 3 приведена не действительная (рис. 5, *а*), а эквивалентная ей расчётная схема (рис. 5, *б*) равномерно катящегося колеса.

Вычитая из силы P тяги, силы сопротивления (5) и (6), получим уравнение движения автомобиля при равномерном движении с максимальной скоростью

$$P - [P_w + P_w(h_w - r)/r] - fG = 0$$

$$\text{или } P - P_w h_w/r - fG = 0, \qquad (7)$$

которые равнозначны, но первое уравнение позволяет исследовать влияние высоты h_w приложения силы и радиуса r ведущего колеса на динамику автомобиля в целях определения их оптимальных значений для проектируемых автомобилей, в том числе гоночных.

Уравнение (7) получено исходя из следующих положений механики: сила имеет точку приложения, величину и направление действия; при параллельном переносе силы возникает момент, равный произведению силы на расстояние переноса (теорема Вариньона). Эти основополагающие положения механики не соблюдены в общепринятом уравнении движения (1), (4), в которых не учтены высоты, и тем самым точки приложения сил к корпусу машины и, следовательно, не учтены моменты, возникающие при переносе сил к оси ведущих колёс.

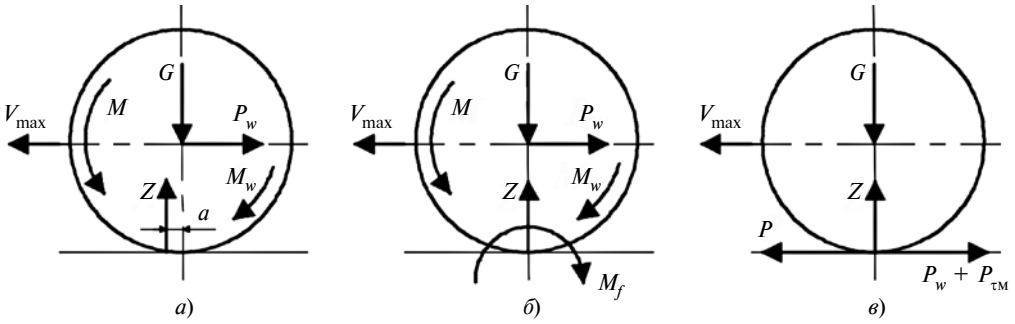


Рис. 6. Новая расчётная силовая схема (а), в которой все силы и моменты, действующие на автомобиль при равномерном движении с максимальной скоростью, приведены к оси ведущих колёс и их контакту с дорогой и эквивалентные ей (б, в) расчётные схемы

Заметим, что устойчивое движение машины обеспечивается надёжным контактом колёс с дорогой и происходит благодаря вращению катящихся ведущих колёс вокруг оси, одновременно являющейся центром моментов.

Собственно колесо и его ось являются средством передачи сил и моментов, действующих на машину, к плоскости контакта колёс с дорогой.

Однако не всем это понятно [3; 4]. Новое уравнение и методы его получения объявлены оппонентами ошибочными, не вникая в суть обсуждаемого, не проверяя аналитически. Даже разъяснения [17] не помогли.

Чтобы исчерпывающе доказать, что новое уравнение верно, потребовалась разработка новых расчётных силовых схем и физических моделей для их экспериментального подтверждения [14—16 и др.], дополненных в настоящей работе эквивалентными расчётными силовыми схемами и расширением физических моделей.

Новая расчётная силовая схема колёсной машины

Составим новую расчётную силовую схему автомобиля, равномерно движущегося с максимальной скоростью под действием тягового момента M (рис. 6), освободив ось ведущих колёс от дополнительных связей, приведя к оси ведущих колёс по теореме Вариньона действующие на машину силы Z, P_w и образуемые ими момент $M_f = Z \cdot a$, где a — смещение вперед, по ходу движения, равнодействующей $Z = G$ нормальных реакций дороги от вертикального диаметра колеса, и момент, создаваемый силой P_w при ее переносе к оси колеса $M_w = P_w(h_w - r)$.

Новая силовая схема (рис. 6, *а*) позволяет безошибочно вывести уравнение движения автомобиля проецированием продольной силы P_w (рис. 6, *б*), приведённой к оси ведущих колёс, на плоскость контакта колёс с дорогой и нахождения реакций опорной поверхности от действующих моментов M_f, M путем деления на радиус r (рис. 6, *в*):

$$P - P_w - P_{\tau м} = 0,$$

где $P_{\tau м}$ — реакции опорной поверхности от воздействия действующих моментов, $P_{\tau м} = (M_f + M_w)/r$.

Подставив в это уравнение значения составляющих, приходим к ранее полученному уравнению движения колёсной машины (7).

Метаморфозы динамики движения гоночных автомобилей, связанные с радиусом ведущих колёс и высотой приложения силы сопротивления воздуха

Воспользуемся первым уравнением движения (7), которое имеет вид

$$P - [P_w + P_w(h_w - r)/r] - fG = 0.$$

Составим силовые расчётные схемы равномерно движущегося с максимальной скоростью автомобиля для случаев, когда радиус r ведущего колеса меньше, равен или больше высоты h_w приложения силы P_w сопротивления воздуха (рис. 7).

Если сила P_w сопротивления воздуха приложена выше радиуса r колеса (рис. 7, *а*), что характерно для серийного легкового автомобиля, то при переносе её к оси колеса возникнет момент $M_w = P_w(h_w - r)$. Суммарное воздействие их на опорную поверхность выразится как $P_w + P_w(h_w - r)/r = P_w h_w/r$.

Если высота приложения силы P_w равна радиусу r колеса (рис. 7, *б*), что возможно для гоночного автомобиля, то $M_w = 0$. На ось и, следовательно, опорную поверхность будет действовать сила P_w.

Если сила P_w приложена ниже радиуса r колеса (рис. 7, *в*), что желательно для гоночного автомобиля, то при переносе её к оси колеса возникает движущий момент $M_w = P_w(r - h_w)$. И здесь на

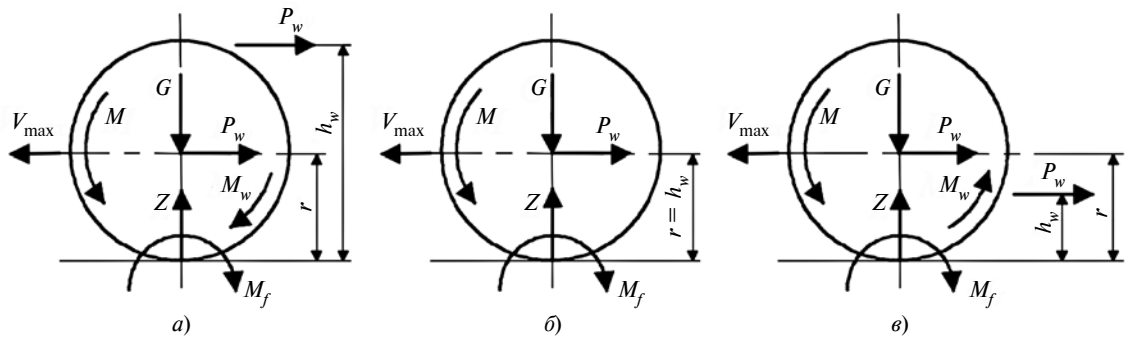


Рис. 7. Расчётные силовые схемы автомобиля при равномерном движении с максимальной скоростью в случаях, когда $r < h_w$ (а), $r = h_w$ (б) и $r > h_w$ (в). Отдельно показано приложение силы P_w для каждого случая

опорную поверхность будет воздействовать сила $P_w - P_w(r - h_w)/r = P_w h_w/r$.

Отсюда следуют выводы:

Первое уравнение (7) позволяет выявить влияние высоты приложения силы сопротивления воздуха и радиуса ведущих колёс на динамику автомобиля; им следует пользоваться при конструировании автомобиля, пользуясь расчётными схемами (рис. 7), охватывающими все возможные случаи приложения продольных сил.

Второе уравнение, названное универсальным, проще, показывает зависимость динамики автомобиля непосредственно от высоты приложения силы сопротивления воздуха.

Из уравнений (7) вытекает — чем ниже приложена сила сопротивления воздуха, тем меньше она препятствует движению автомобиля, что нашло практическое воплощение при конструировании гоночных автомобилей. Это один из тех случаев, когда практика опередила теорию.

Как видно из схем, с уменьшением высоты h_w (рис. 7, *а*) приложения силы P_w к корпусу автомобиля, когда $h_w > r$, уменьшается момент $M_w = P_w(h_w - r)$, который при $h_w = r$ становится равным нулю (рис. 7, *б*), затем меняет направление действия, становясь движущим моментом $M_w = P_w(r - h_w)$, т. е. происходит метаморфоза из момента сопротивления движению, M_w при $h_w < r$ становится движущим (рис. 7, *в*).

Ярким практическим подтверждением уравнений (7) являются конструкции гоночных автомобилей, где высоты приложения продольных сил сведены до возможного минимума.

Исследование влияния высоты приложения силы сопротивления воздуха на мощность сопротивлений движению

Полученные уравнения (7) позволяют решить главную задачу тягового расчёта — определить мощность сопротивлений движению и тем самым требуемую мощность двигателя автомобиля для достижения максимальной скорости V_{max} на горизонтальном участке дороги

$$N_{ev} = [(f_v G + P_w h_w/r) V_{max}]/\eta. \quad (8)$$

Так как $P_w = kFV_{max}^2$, то для определения мощности двигателя автомобиля по формуле (8) необходимо иметь значение коэффициента обтекаемости k, рассчитать площадь фронтального (лобового) сечения F автомобиля, определить центр парусности и высоту h_w его расположения, а также коэффициент f_v сопротивления качению при максимальной скорости. Разработанные методики определения F, h_w, f_v и пример их расчёта приведены в работе [2], где в формуле для N_{ev} по вине автора, не заметившего отстутствия $P_к$ в уравнении, допущена опечатка.

Кроме того, формула (8) и расчётные схемы (рис. 7) позволяют исследовать влияние высоты h_w на величину сопротивлений движению.

Исследование показало: при прочих равных условиях высота h_w приложения силы P_w сопротивления воздуха играет решающую роль в динамике автомобиля. В уравнении (7), в отличие от общепринятого уравнения, сила P_w имеет множитель h_w/r. Это значит, что при использовании общепринятого уравнения сила P_w занижается в h_w/r раза.

Конструкторы гоночных автомобилей давно эмпирически пришли к выводу: чем ниже приложена сила сопротивления воздуха, тем меньше сопротивление движению. Теперь это доказано теоретически новым уравнением движения, которое имеет особое значение для проектирования автомобилей в общем случае, когда $r < h_w$, h, h_x, где h — высота центра масс и одновременно приложения силы P_j инерции и силы P_α сопротивления подъёму.

Теоретические проверки полученных уравнений

Теперь проведём аналитическую проверку уравнения методом изменения основной системы (центра моментов).

Этим методом в работах [14—16 и др.] исчерпывающе доказано, что новое уравнение движения колёсной машины верно. В зависимости от выбора центров моментов основной системы получено два разных уравнения.

Если за центр моментов принять ось ведущих задних колёс одиночного автомобиля, то получим первое уравнение движения (7)

$$[P - mj\delta - \psi G - P_w + P_w(h_w - r)/r] = 0.$$

Если же за центр моментов принять точку касания ведущего колеса с дорогой, то получим второе уравнение движения автомобиля (7)

$$P - mj\delta - \psi G - P_w h_w/r = 0,$$

где P — сила тяги; $mj\delta$ — приведённая сила инерции автомобиля при разгоне; ψG — сила сопротивления дороги; P_w — сила сопротивления воздуха; h_w — высота парусности; r — радиус ведущих колёс.

Уравнения (7), с учетом того, что $[P_w + P_w(h_w - r)/r] = P_w h_w/r$, трансформируются друг в друга. Это является исчерпывающим доказательством того, что новые уравнения движения колёсной машины верны. Кроме того, уравнения, полученные на основе разных расчётных схем (рис. 1 и 2), совпали, тем самым ещё раз подтвердив их верность.

Физические модели для проверки расчётных схем

Выше теоретически доказано, что новое уравнение верно, что вполне достаточно для проверки аналитических результатов. Ведь еще Больцман (Boltzmann) Людвиг (1844—1906), австрийский физик, один из основателей статистической физики и физической кинетики, отмечал — "Нет ничего более практичного, чем хорошая теория". Тем не менее проверим экспериментально при помощи физических моделей разработанные нами силовые и эквивалентные им расчётные схемы, на основе которых ещё раз повторен вывод нового уравнения движения колёсной машины (7).

Оппонент, обсуждая наши работы [1; 2], писал: "*... Ведь существует возможность увеличить диаметр колёс до размера, при котором радиус качения r станет больше каждой из величин h, h_x. При этом силы сопротивления движению (2)—(5) изменяют знак на противоположный и станут движущими силами. Сила инерции (2) будет разгонять машину, сила сопротивления подъёму (3) будет поднимать её на холмы, а сила сопротивления воздуха (4) вместе с тяговым сопротивлением прицепа (5) будет толкать машину вперёд. Двигатель внутреннего сгорания окажется ненужным. Колёсная машина превратится в неиссякаемый источник даровой энергии — вечный двигатель*".

Приводим фрагмент из наших разъяснений по этому поводу: *"Если бы силы P_j, P_w, P_α и P_x были приложены на высотах, ниже r ($r > h$, h_w, h_x), то действительно создавались бы движущие моменты относительно оси вращения ведущих колёс. Наиболее серьёзным из этих предположений является воздействие на буксирный крюк со стороны прицепа, потому что это вполне возможно"* [17]. Рассмотрим еще раз этот случай. Положим, что $r > h_x$ (рис. 8, *а*).

Относительно оси ведущего колеса сила сопротивления прицепа P_x на плече $(r - h_x)$ создаст движущий момент $M_x = P_x(r - h_x)$. Момент M_x (рис. 8, *б*) в контакте колеса с дорогой создаст касательную реакцию дороги, направленную в сторону движения автомобиля (рис. 8, *в*), но меньшую, чем сопротивление прицепа P_x (рис. 8, *г*), $P_{\tau x} = M_x/r = P_x(r - h_x)/r$.

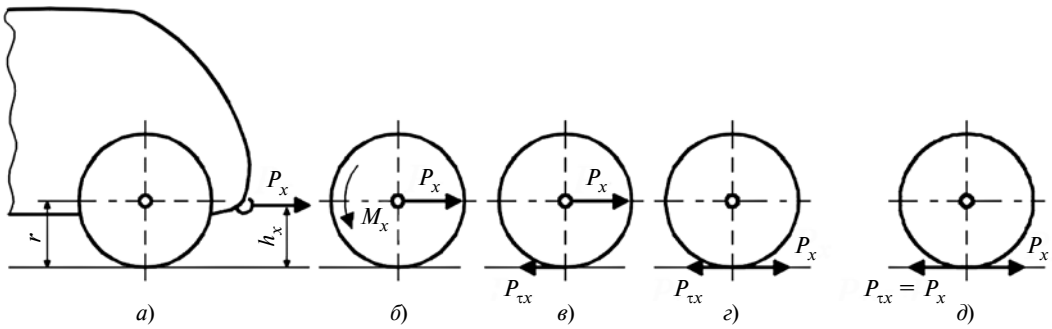


Рис. 8. Возможное нагружение крюка (а) и эквивалентные ему расчётные схемы (б), (в), (г), (д) в случае расположения крюка ниже радиуса колеса, в пределах ($r > h_w \geq 0$)

Сумма этих сил даст силу сопротивления движению, равную

$$P_{\tau x} - P_x = P_x(r - h_x)/r - P_x = \\ = -P_x h_x/r.$$

С уменьшением величины h_x будет увеличиваться движущий момент, создаваемый силой P_x на плече $(r - h_x)$, который достигнет максимума $M_x = P_x r$ при $h_x = 0$. В этом случае силы $P_{\tau x}$ и P_x уравновесятся (рис. 8, *д*).

Рисунок 3 и вывод о том, что сумма $P_{\tau x} + P_x$ будет отрицательной, т. е. направленной против движения, содержится не только в работе [17], но и в работе [2]. Единственное отличие текста настоящей статьи заключается в том, что рис. 8 дополнен, для лучшего понимания, эквивалентными расчетными схемами (*г*) и (*д*). Ошибка оппонента вызвана тем, что он не учитывает приведённую к оси ведущего колеса силу P_x, считая её исчезнувшей.

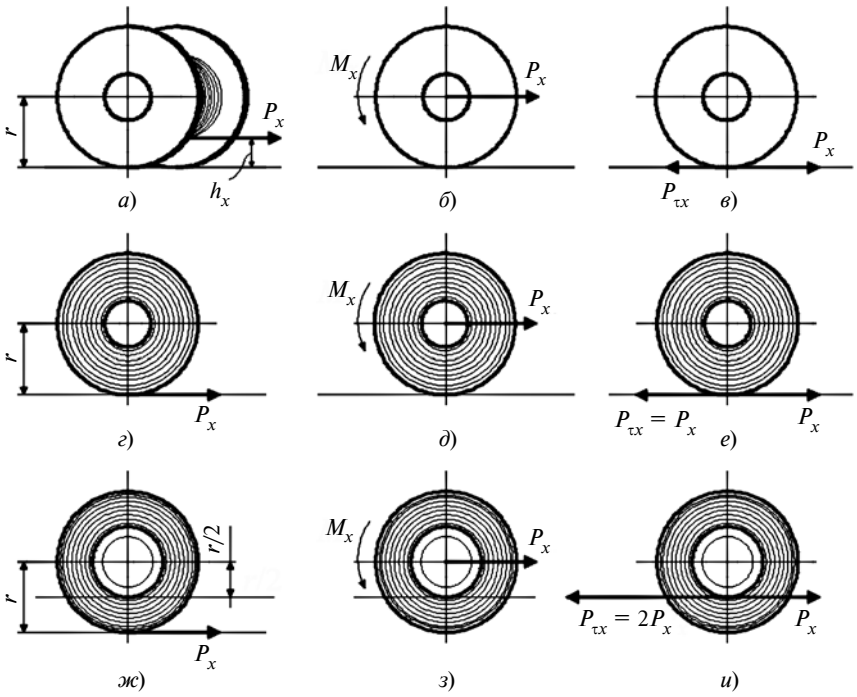


Рис. 9. Катушки с внутренней (а) и наружной (г) намоткой ниток и эквивалентные им расчётные схемы (б) и (в), в случаях $r > h_x > 0$ и $r > h_x = 0$ (д) и (е). Катушка с наружной намоткой нити (ж), опирающаяся выступающими концами (катками) на края траншеи или рельсы, и эквивалентные ей расчётные схемы (з) и (и) для случая, когда сила P_x приложена ниже радиуса r оси вращения катушки и мест контакта катков с опорной поверхностью, с радиусом, к примеру, $r' = r/2$

Хотя оппоненты знакомы, судя по ссылкам, с работами [2; 17], ими не понято, что при $r > h$, движущие реакции дороги от моментов, создаваемых активными силами, приложенными ниже радиуса r ведущих колёс, всегда будут меньше сил, действующих на ось вращения колёс (рис. 8, *в*, *г*), поэтому движение автомобиля вперёд, как полагают оппоненты, невозможно.

Необходимо понять, что движущие реакции вторичны — если нет активных сил сопротивления, приложенных ниже радиуса ведущих колёс, не будет и ответных реакций, уменьшающих общее сопротивление движению.

Для доказательства теоретических выводов проведём физический эксперимент. С этой целью возьмем две катушки, с внутренней (рис. 9, *а*) и внешней (рис. 9, *г*) намоткой ниток, и потянем нити с силой P_x, приложенной ниже радиуса r, моделируя продольные силы сопротивления движению.

Из рис. 9, *б* видно, что момент $M_x = P_x(r - h_x)$, вызовет в контакте колеса с дорогой касательную реакцию $P_{\tau x} = M_x/r$ (рис. 9, *в*), которая будет меньше величины P_x и первая катушка $(r > h_x \neq 0)$ покатится в сторону большей силы P_x.

Вторая катушка $(r > h_x = 0)$ не покатится, так как момент $M_x = P_x r$ (рис. 9, *д*) вызовет реакцию $P_{\tau x} = M_x/r$, равную P_x, и действующие в контакте силы (рис. 9, *е*) уравновесятся.

Катушка с наружной намоткой нити (рис. 9, *ж*), опирающаяся своими выступами радиусом, к примеру, $r' = r/2$ на края траншеи (рельсы), при воздействии силы P_x образует момент $M_x = P_x r$ (рис. 9, *з*), который на опорной поверхности создаёт движущую силу $P_{\tau x} = M_x/r' = P_x(r - h_x)/r = 2P_x$, которая в два раза больше силы сопротивления движению P_x и катушка покатится в сторону большей силы (рис. 9, *и*). ***Это экспериментально подтверждает возможность создания активной силой сопротивления движению, приложенной к корпусу колёсной подвесной машины, ниже контакта колёс с рельсами, ответной реакции, превосходящей по величине вызвавшую её силу.***

Физические модели (рис. 9) показывают выдающуюся роль радиуса качения колеса для теории и практики движения автомобиля и трактора.

Теперь вернёмся к расчётным схемам рис. 8. Физические модели рис. 9 подтверждают экспериментально все разработанные расчётные схемы, в чём может убедиться любой читатель. Катушка (рис. 9, *в*), соответствующая (рис. 8, *г*), покатится в сторону действия P_x, а катушка (рис. 9, *е*), соответствующая (рис. 8, *д*), не покатится, так как действующие в контакте катушки с опор-

ной поверхностью силы уравновесятся. Катушка (рис. 9, *ж*) покатится противоположно действию активной силы P_x (рис. 9, *з*), так как реакция $P_{\tau x} > P_x$ (рис. 9, *и*).

Общепринятое уравнение движения автомобиля ошибочно, потому что получено ***проецированием, а не приведением*** продольных составляющих действующих на автомобиль сил на плоскость контакта колёс с дорогой. В нём не учитываются моменты, возникающие ***при приведении*** продольных сил сопротивления, приложенных к корпусу автомобиля, к оси ведущих колёс и, следовательно, ответные реакции от этих моментов в плоскости контакта ведущих колёс с дорогой.

Выведено два уравнения движения, трансформирующиеся друг в друга. Первое уравнение позволяет оптимизировать высоты приложения продольных сил и радиус ведущих колёс. Его следует использовать при проектировании автомобилей, руководствуясь для каждой силы разработанными расчётными схемами, в целях снижения конструктивными мерами сопротивления движению до минимума.

Второе уравнение, названное универсальным, проще, позволяет выявить влияние высот приложения продольных сил на динамику автомобиля.

Общепринятое уравнение движения автомобиля может использоваться для приблизительной оценки динамики только гоночных автомобилей, так как продольные силы сопротивления в них проходят на высоте, близкой радиусу колеса.

Наиболее точно расчётным путём можно оценить динамику автомобиля по новому уравнению движения (первому)

$$P - mj\delta_в - \psi_в G - P_w(h_w - r)/r - P_w = 0,$$

которое приводится к уравнению (второму)

$$P - mj\delta_в - \psi_в G - P_w h_w/r = 0,$$

где $\delta_в = h/r + (J_м \eta i^2 + J_k)/mr^2$ — коэффициент учёта вращающихся масс; $\psi_в = f\cos\alpha + (h/r)\sin\alpha$ — коэффициент сопротивления дороги.

Оно отличается от общепринятого уравнения составляющей $P_w(h_w - r)/r$ или множителем h_w/r при P_w и иными значениями коэффициентов $\delta_в$ и $\psi_в$, вызванными ***приведением*** продольных сил к оси ведущих колёс и к плоскости контакта их с дорогой.

Новое уравнение основано на положениях механики. Доказано аналитически, физически и эмпирически (практикой конструирования гоночных автомобилей и подвесных вагонов), что оно верно.

Физические модели подтверждают экспериментально все разработанные расчётные силовые схемы. ***Чтобы убедиться экспериментально в нашей правоте, достаточно читателю потянуть за нити представленных физических моделей, а оппонентам понять свою несостоятельность и успокоиться, ведь противоречить механике бессмысленно.***

Ярким практическим подтверждением выведенных уравнений движения являются конструкции гоночных автомобилей, где высоты приложения продольных сил сопротивления сведены до возможного минимума, и подвесных колёсных транспортных средств, у которых радиус качения опорных катков меньше плеч приложения продольных сил сопротивления движению.

Новое уравнение движения колёсной машины позволит оптимизировать проектирование и эксплуатацию наземных и подвесных транспортных средств.

Литература

1. Мамити Г.И. Новое уравнение движения колесной машины // Тракторы и сельхозмашины, 2014, № 6. — С. 15—18.
2. Мамити Г.И. Новое уравнение движения, тяговый расчёт, определение площади фронтального сечения и высоты центра парусности автомобиля // Автомобильная промышленность. — 2015. — № 10. — С. 16—18.
3. Пожидаев С.П. Прорыв в науке или банальная ошибка? // Автомобильная промышленность, 2017, № 3. — С. 17—21.
4. Кузьмин Н.А., Сердюк В.И., Песков В.И. Анализ нового уравнения движения колесной машины // Тракторы и сельхозмашины, 2016, № 4. — С. 24—28.
5. Чудаков Е.А. Избранные труды. Том 1. Теория автомобиля. — М.: Изд-во АН СССР, 1961. — 464 с.
6. Зимелев Г.В. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1959. — 240 с.
7. Гришкевич, А.И. Автомобили: Теория. — Минск: Вышэйшая школа, 1986. — 208 с.
8. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. — М.: Машиностроение. 1989. — 240 с.
9. Кравец В.Н. Теория автомобиля. — Нижний Новгород: Изд-во НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2013. — 413 с.
10. Мамити Г.И. Теория движения двухосной колесной машины. В 2-х книгах. — Владикавказ: Изд-во "Горский ГАУ", 2012. — 216 с. — 168 с.
11. Мамити Г.И., Плиев С.Х. Проходимость колесной машины. Монография. — Владикавказ: ООО НПКП "Мавр", 213. — 168 с.
12. Мамити Г.И., Плиев В.Х., Тедеев В.Б. Устойчивость двухосной колесной машины. Монография. — Владикавказ: Изд-во "Горский ГАУ", 2016. — 184 с.
13. Мамити Г.И. Проектирование тормозов автомобилей и мотоциклов. — Минск: Дизайн ПРО, 1997. — 112 с.
14. Мамити Г.И. Новые уравнения тяговой и тормозной динамики колесной машины // Материалы международной научно-практической конференции "Проектирование специальных машин для освоения горных территорий". 30 сентября — 2 октября 2016 г. — Владикавказ: Изд-во ФГБОУ ВО "Горский госагроуниверситет", 2016. С. 5—24.
15. Мамити Г.И. Уравнения прямолинейного движения колесной машины // Вестник Белорусско-Российского университета, 2017. № 1 (54). — С. 47—53.
16. Мамити Г.И. Новое уравнение движения колёсной машины — верно // Автомобильная промышленность, 2017, № 3. — С. 22—27.
17. Мамити Г.И. О сути нового уравнения движения колесной машины // Известия ФГБОУ ВПО "Горский ГАУ": научно-теоретический журнал. Т. 52, Ч. 2. — Владикавказ, 2015. — С. 152—157.

УДК 629.1.02

ЕЩЁ РАЗ О НОВОЙ РАСЧЁТНОЙ СХЕМЕ И УРАВНЕНИИ ДВИЖЕНИЯ КОЛЁСНОЙ МАШИНЫ

Канд. техн. наук **КОПОТИЛОВ В.И.**
Тюменское ВВИКУ имени маршала инженерных войск А.И. Прошлякова (8.912.920-88-23)

Даётся критический анализ новой расчётной силовой схемы и уравнения движения колёсной машины, предложенных проф. Г.И. Мамити, в основу которых положено приведение всех действующих сил и моментов к середине пятна контакта колеса с дорогой.

Ключевые слова: *колёсная машина, дорога, колесо, силовая схема, сила, момент, пятно контакта, уравнение движения.*

Kopotilov V.I.

ONCE AGAIN ABOUT THE NEW DESIGN SCHEME AND THE EQUATION OF MOTION OF THE WHEELED VEHICLE

A critical analysis is given of the proposed new design power circuit and the equation of motion of the wheeled vehicle proposed by Professor G.I. Mamiti, which are the based on bringing all acting forces and moments to the middle of the contact spot between wheel and the road.

Keywords: *wheeled vehicle, road, wheel, force diagram, force, moment, contact spot, equation of motion.*

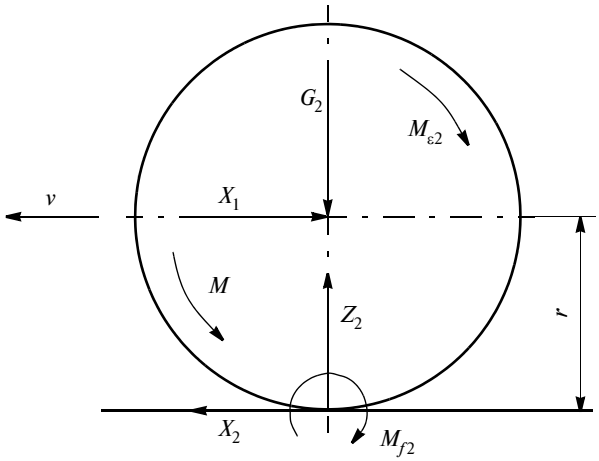
Уравнение движения колёсной машины — важнейший инструмент исследования процесса её перемещения. Это уравнение в форме силового баланса предложено ещё академиком Е.А. Чудаковым и практически в неизменном виде сохранилось до нашего времени. Отдельные компоненты этого уравнения, безусловно, требуют уточнений и даже нуждаются пересмотре. Такие новации, хотя и редко, но появляются. Так, например, получила признание методика количественного учёта внутренних сил сопротивления движению автомобиля, а также построения уравнения силового баланса, которую предложили В.А. Петрушов, В.В. Московкин и А.Н. Евграфов в книге "Мощностной баланс автомобиля" (М., 1984). В этом плане само по себе стремление к усовершенствованию уравнения движения следует конечно же приветствовать. Естественно, что не только само уравнение, но и все вносимые в него уточнения должны при этом иметь строгое научное обоснование, базирующееся на законах теоретической механики.

Попытку по новому взглянуть на механизм действия сил и процесс формирования силового баланса колёсной машины предпринял и д.т.н., профессор Г.И. Мамити, который засомневался *"...в правильности общепринятой расчётной силовой схемы автомобиля и полученного на её основе уравнения движения" [1]. Он внёс изменения и поведал о них сразу в трёх солидных журналах [1, 2 и 3]. Однако предложенное им уравнение силового баланса вызвало жёсткую, но справедливую критику [4, 5].*

Указанные критики на основе конкретных расчётов показали неадекватность нового уравнения и его неприемлемость для практического использования. Однако сконцентрировав всё своё внимание лишь на практической неадекватности самого уравнения, они почти не затронули вопрос о его теоретической состоятельности и гносеологических причинах его появления. Поэтому хотелось бы восполнить указанный пробел и дать исчерпывающую оценку тем новациям, с которыми выступил Г.И. Мамити.

Для анализа нового уравнения и процедуры его вывода автор данной статьи использовал в основном текст статьи [1]. Новое уравнение силового баланса Г.И. Мамити строит на основе схем сил, действующих на машину в целом и её ведущие колёса, которые в статье [1] представлены соответственно на рис. 1 и 2. Схема внешних сил (рис. 1), действующих на колёсную машину, традиционная и никаких возражений не вызывает. Однако схема сил, воздействующих на ведущее колесо, представленная на рис. 2, оригинальна и весьма показательна. Чтобы было ясно читателю, копию последнего (т.е. рис. 2) приведём и в нашей статье (см. рисунок).

Если рассмотреть эту схему внимательно, то обнаруживается много странного. Во-первых, автор изымает из схемы сил продольное усилие, прикладываемое к колесу корпусом, но при этом оставляет вертикальное, т.е. силу тяжести G_2. Во-вторых, исключая из рассмотрения все продольные силы, передаваемые колесу корпусом, автор почему-то делает одно исключение. Он оставляет продольную силу X_1 сопротивления, создаваемую ведомыми колёсами. Однако для корпуса, как и ведущих колёс, эта сила в принципе ничем не отличается от всех других продольных усилий, прикладываемых к корпусу машины, т.е. сил инерции поступательного движения P_j, сопро-



Силы и моменты сил, действующие на ведущее колесо при разгоне [1]

тивления воздуха P_w, сопротивления подъёму P_α и сопротивления на крюке P_x (от буксируемого прицепа). Автор нового уравнения посчитал почему-то, что эти силы особенные и их надо рассматривать отдельно. В-третьих, при выводе нового уравнения силового баланса, принимая во внимание неравномерность движения колёсной машины, Г.И. Мамити вводит инерционный момент её ведущих колёс $M_\varepsilon = J_к\varepsilon_к$, а также инерционный момент маховика двигателя $J_м\varepsilon_м$, который определяет так называемый тяговый момент двигателя $M = (M_e - J_м\varepsilon_м)i\eta$.

Указанные моменты инерции в явном ($M_{\varepsilon 2}$) и неявном виде (через крутящий момент M) учтены автором и показаны на схеме сил, прикладываемых к ведущему колесу. Однако если колесо совершает неравномерное вращение и при этом не буксует, то где же на схеме сила инерции поступательного движения самого колеса? Её также нет. Заметим, если используется принцип Даламбера, то в составляемое уравнение равновесия надо включать все силы инерции, прикладываемые к колесу, а не только силы инерции вращательного движения. Таким образом, можно заключить, что исходная схема сил, положенная в основу вывода уравнения движения не только весьма странная, но и ущербная.

Рассмотрим далее, что получил автор на основе данной схемы сил.

Г.И. Мамити пишет [1]: *"Касательная реакция дороги, действующая на ведущее колесо при разгоне ..., имеет вид:*

$$X_2 = (M - M_{\varepsilon 2} - M_{f2})/r - X_1 = \\ = (M_e - J_м\varepsilon_м)i\eta/r - J_{к2}\varepsilon_2/r - M_{f2}/r - X_1''. \quad (1)$$

Глядя на это уравнение, хочется, во-первых, спросить автора, каким образом в это уравнение попала уже упоминаемая выше "результирующая касательная реакция дороги, действующая на ведомое колесо", т.е. продольная сила X_1, значение которой автор выражает формулой:

$$X_1 = J_{к1}\varepsilon_1 r + M_{f1}/r. \quad (2)$$

Во-вторых, возникает вопрос: как влияет корпус машины, создающий сопротивление, на величину продольной реакции, воспринимаемую ведущими колёсами?

Если исходить из формулы (1), то выходит, что все продольные силы, прикладываемые к корпусу (раме) колёсной машины, на продольную реакцию X_2 никакого влияния не оказывают. Но такого, разумеется, не может быть!

Если учесть, что из всей совокупности продольных сил сопротивления автор учёл только силу сопротивления ведомых колёс, то следует заключить, что X_2 — это вовсе не касательная реакция дороги! В лучшем случае — это лишь часть этой реакции. И автору не следовало бы называть силу X_2 "касательной реакцией дороги".

В-третьих, из предлагаемого уравнения (1) следует, что если сила X_1 сопротивления ведомых колёс возрастает, то продольная реакция ведущих колёс должна уменьшаться. Другими словами, при увеличении сопротивления ведомых колёс потребность в усилии ведущих колёс уменьшается, что конечно же не так. Элементарная проверка уравнения (1) показывает, что в этом уравнении, если совершать все математические действия корректно, сила X_1 присутствовать не должна. Покажем это.

Ведущее колесо совершает плоскопараллельное движение, которое, как известно, описывается тремя уравнениями движения. Одна из них — это уравнение моментов, характеризующее вращательную часть движения. Используя схему сил автора (см. рисунок), составим это уравнение относительно оси вращения колеса: $M - X_2 r - M_{\varepsilon 2} - M_{f2} = 0$. Из него следует, что продольная реакция $X_2 = (M - M_{\varepsilon 2} - M_{f2})/r$. Как видим, в формуле продольной реакции X_2 силы X_1 нет и быть не может, так как сила X_1 относительно оси вращения колеса не имеет плеча.

Последуем за автором далее.

Не известно для чего составлена сумма реакций на ведущих и ведомых колёсах, т.е. $X_1 + X_2$. И здесь автор снова не в ладах с механикой, так как не видит разницы между модулем вектора силы и проекцией силы на ось. Сила X_1 в том виде, каком их представил автор аналитически (2) — это арифметическая (положительная) величина, т.е. модуль вектора силы. Так как вектора сил X_1 и X_2 направлены в противоположные стороны, то арифметическая сумма модулей этих двух сил не имеет определённого физического смысла. Чтобы придать операции сложения хоть какой-то физический смысл, располагая при этом модулями сил, надо найти не арифметическую, а их алгебраическую сумму. При этом её следует находить, вычитая из модуля силы X_2 модуль силы X_1. Автор же складывает именно модули сил и получает из одного ошибочного уравнения (1) другое, столь же ошибочное уравнение:

$$X_2 + X_1 = (M_e - J_м\varepsilon_м)i\eta/r - J_к\varepsilon_2/r - M_f/r, \quad (3)$$

где $J_к$ — момент инерции всех колёс машины; M_f — момент сопротивления качению всех колёс машины.

Сопоставляя уравнение (3) с уравнением (1), обнаруживаем несоответствие. Действительно, если находить сумму величин $X_2 + X_1$, то автор должен получить выражение, правая часть которого есть та же самая правая часть уравнения (1), но без X_1. Что же мы видим? Исчезла сила X_1, но не с того, ни с сего осевой момент ведущих колёс $J_{к2}$ авто-

ром превращён в осевой момент всех колёс $J_к$, а момент сопротивления качению ведущих колёс M_{f2} — в момент M_f, т.е. момент сопротивления качению всех колёс.

Здесь уместно отметить, что эти "ляпы" автор впоследствии без всяких комментариев устранил в статье, вышедшей гораздо позже [6].

Идём по тексту далее.

Автор заявляет, что "*Все действующие на корпус силы и моменты сил реализуются только в контакте ведущих колёс с опорной поверхностью*". Однако этот броский тезис не только туманен, но и просто ошибочен! Все силы, прикладываемые к корпусу (раме) колёсной машины, реализуются не в точках контакта её ведущих колёс с дорогой, а в соответствующих точках самой машины. При этом их величины и направления совсем не зависят от того, где и каким образом ведущие колёса соприкасаются с дорогой. В пятне контакта колеса с дорогой реализуется только одна сила, воспринимаемая автомобилем, — это реакция дороги R. Она является равнодействующей распределённых усилий, возникающих при взаимодействии протектора с опорной поверхностью. При плоскопараллельном движении колеса эту силу в целях удобства принято раскладывать на три компонента: силовую пару с моментом M_f, отражающую сопротивление качению, и две силы, т.е. продольную R_x и нормальную R_z реакции дороги.

Если же Г.И. Мамити под термином "реализация" понимает взаимосвязь сил, действующих в пятне контакта ведущих колёс, и сил воздействия на корпус машины, то эта взаимосвязь, как было отмечено выше, реализуется посредством двух сил: продольного усилия X и вертикального усилия G_2, прикладываемых корпусом (рамой) к оси ведущих колёс.

Однако рассмотрим, какой видит эту взаимосвязь автор. Он предлагает привести силы, приложенные к корпусу машины, "*к центрам пятен контакта ведущих колёс с опорной поверхностью*" [1], будучи уверенным, что "*Данные силы создадут крутящие моменты относительно оси вращения ведущих колёс ...:*

$$M_w = P_w(h_w - r); \quad M_j = P_j(h - r);$$
$$M_\alpha = P_\alpha(h - r); \quad M_x = P_x(h_x - r),$$

которые в свою очередь вызывают касательные реакции противодействия опорной поверхности:

$$P_{\tau w} = M_w/r = P_w(h_w - r)/r;$$
$$P_{\tau j} = M_j/r = P_j(h - r)/r;$$
$$P_{\tau\alpha} = M_\alpha/r = P_\alpha(h - r)/r;$$
$$P_{\tau x} = M_x/r = P_x(h_x - r)/r''.$$

И здесь автор допускает грубую ошибку, на которую справедливо указывали критики в статье [4]. Суть этой ошибки заключается в том, что моменты сил, т.е. M_w, M_j, M_α и M_x к ведущим колёсам прикладывать нельзя, так как они на ведущие колёса не передаются. Однако в своих опровержениях [6 и 7] Г.И. Мамити на это никак не прореагировал, а лишь вновь повторил эту же ошибку. Судя по всему, это связано с двумя нюансами из теоретической механики, которые он не понимает или же совсем не знает. Поэтому имеет смысл ещё раз объяснить автору, а заодно и читателям, указанные нюансы теоретической механики, приведшие его к заблуждению.

Во-первых, параллельный перенос вектора силы с добавлением момента возможен только в пределах одно и того же тела. А корпус и ведущее колесо — это разные тела. Следовательно, простой перенос силы невозможен.

Во-вторых, передача момента с одного тела (корпуса) на другое (колесо) невозможен, потому что между колесом, как опорой, и корпусом (т.е. другим телом) имеет место не жёсткая, а шарнирная связь. Как известно, цилиндрический шарнир не передаёт момент, а может воспринимать только радиальные (по отношению к оси шарнира) силы. Другими словами, наличие в ступицах ведущих колёс подшипников, приводит к тому, что колёса не могут воспринимать от корпуса и передавать на корпус крутящие моменты, но могут через свою ось передавать и воспринимать все радиальные усилия, в том числе поперечную силу G_2 и продольные силы P_w, P_j, P_α, P_x. Это относится и к силе X_1, которая передаётся на ведущее колесо через корпус (раму).

Таким образом, никаких моментов этих сил к ведущим колёсам и им соответствующих сил $P_{\tau w}$, $P_{\tau j}$, $P_{\tau\alpha}$ и $P_{\tau x}$ в зонах контакта прикладывать, как это делает Г.И. Мамити, нельзя!

Здесь уместно обратить внимание читателей на то, что сила X_1 как-то незаметно выпала из набора сил, которые автор прикладывает в пятне контакта ведущих колёс. Как отмечалось выше, эту силу автор, в виде исключения, приложил к оси ведущих колёс, а не в пятне контакта. Однако сила X_1 подводится к ведущему колесу, как и все другие продольные силы P_w, P_j, P_α, P_x через корпус. Поэтому, если следовать Г.И. Мамити, она, также как и остальные силы, создаёт относительно оси ведущего колеса крутящий момент, численно равный $M(X_1) = X_1 r$. Поделив этот момент на радиус r колеса, автор должен был бы получить силу X_1 и приложить как и все другие силы ($P_{\tau w}$, $P_{\tau j}$, $P_{\tau\alpha}$ и $P_{\tau x}$) также в пятне контакта ведущего колеса. Где же логика?

Прикладывая к ведущему колесу физически несуществующие крутящие моменты, Г.И. Мамити совершил, пожалуй, свою самую грубую ошибку, рассматривая которую, можно отметить и другую

странность, свидетельствующую об отсутствии у автора какой-либо логики в решении этой задачи. Суть этого замечания вот в чем.

Во-первых, автор, составляя крутящие моменты и прикладывая в пятне контакта силы, почему-то не стал учитывать поперечные силы, которые также как и продольные силы воздействуют на корпус машины и создают момент относительно оси ведущих колёс. Речь идёт о нормальной составляющей силы тяжести машины, равной $G\sin\alpha$, а также нормальной реакции Z_1, действующей на ведомые колёса. Разумеется, сумма моментов LZ_1 и $bG\sin\alpha$ в процессе равномерного движения машины по абсолютно гладкой дороге с малой скоростью близка к нулю. Однако, если ведомые колеса (у Г.И. Мамити в качестве таких приняты передние) отрываются от опорной поверхности хотя бы на очень короткое время, то, согласно логике автора, ведущие колёса должны получать огромный и при этом положительный крутящий момент, равный $bG\sin\alpha$, который на несколько порядков (!) может превышать крутящий момент, получаемых от двигателя через трансмиссию. Даже если учесть, что не весь этот момент может быть реализован по сцеплению колёс, то, следуя за Мамити Г.И., его размер надо оценивать величиной, как минимум, равной $G\varphi r$, дающий ускорение $j \sim g\varphi$. Если бы в действительности всё было так, как у проф. Мамити Г.И., то человечество уже давно получило бы для колёсной машины колоссальный и дармовой источник движущий сил!

Во-вторых, если колёса воспринимают моменты сил P_w, P_j, P_α и P_x, то хочется спросить у автора: почему они передаются только на ведущие колёса? Ведь эти же самые силы создают точно такие же моменты и относительно оси ведомых колёс? Следовательно, автор, следуя своей логике, должен точно такие же моменты приложить и к ведомых колёсам! При этом ведомые колеса, если следовать логике автора, должны превратиться в ведущие.

Как видим, вывод уравнений движения Г.И. Мамити — это сплошная цепь ошибок. По этой причине обсуждение обоснованности дальнейших действий автора по выводу уравнения движения лишено смысла, поскольку и так ясно, что "новая расчётная схема колёсной машины и уравнение её движения" — это интеллектуальный брак. Остановимся лишь на конечном результате усилий автора — на самом уравнении [1]:

$$P - mj\delta - \psi G - kFV^2\frac{h_w - r}{r} - P_x\frac{h_x - r}{r} = 0, \quad (3)$$

где δ — коэффициент вращающихся масс:

$$\delta = \frac{h - r}{r} + \frac{J_м \eta i^2 + J_к}{mr^2}; \quad (4)$$

ψ — коэффициент сопротивления дороги:

$$\psi = f\cos\alpha + \frac{h - r}{r}\sin\alpha; \quad (5)$$

P — сила тяги при равномерном движении:

$$P = M_e i\eta/r.$$

В статье [6], вышедшей в 2017 г., т.е. уже после публикаций [1 и 2], автор, ссылаясь на ряд своих ранних работ, в том числе [М-69 и М-74], сообщает, что ранее он получил не уравнение (3), а уравнение

$$P - mj\delta - \psi G - kFV^2\frac{h_w - r}{r} - P_x\frac{h_x - r}{r} - P_k = 0, \quad (6)$$

в котором, как видим, есть сила P_k, которой нет в уравнении (3).

Эту силу автор определил как "часть продольных сил, приложенных к корпусу машины", а её значение автор представил в виде суммы сил сопротивления воздуха и прицепа:

$$P_k = P_w + P_x. \quad (7)$$

Она получена потому, что, введя у параметров δ и ψ индексы, автор изменив формулы (4) и (5), которые теперь приобрели следующий вид:

$$\delta_в = \frac{h}{r} + \frac{J_м \eta i^2 + J_к}{mr^2}, \quad (8)$$

$$\psi_в = f\cos\alpha + \frac{h}{r}\sin\alpha. \quad (9)$$

Однако в этом случае, как показывает элементарная проверка, сила $P_k = mj + mg\sin\alpha$ должна войти в уравнение (6) со знаком плюс, а не минус. Что это небрежность автора или опять "опечатка"? В результате своё ошибочное уравнение (2) автор заменил на другое "верное" уравнение (6), в котором содержится ещё одна ошибка!

Теперь остановимся на очень важном вопросе о том, почему у Г.И. Мамити возникла идея привести все силы к плоскости пятна контакта, т.е. на гносеологических корнях его заблуждений.

По его мнению, "*Все, без исключения, авторы, как отечественные, так и зарубежные, проецируют силы, действующие на колёсную машину, на плоскость дороги потому, что в этой плоскости возникает движущая сила — сила тяги, создаваемая подведённым к оси ведущих колёс моментом двигателя*" [7]. Однако в этом автор заблуждается или же выдаёт желаемое за действительное. Во-первых, при выводе уравнений движения никто силы на плоскость дороги не проецирует. Исследуя плоскопараллельное движение любой механической системы, все действующие силы всегда проецируют на продольную и поперечную координатные оси и тем самым находят их алгебраические проекции. И обусловлено это тем, что в теоретической ме-

ханике проекция силы на плоскость — это векторная величина. Векторами же сил ни Г.И. Мамити, ни другие авторы при выводе уравнений силового баланса не оперируют. Во-вторых, проецировать силы на плоскость дороги нет никакой необходимости. Согласно теореме о движении центра масс механической системы, проекция вектора его ускорения на продольную координатную ось численно равна алгебраической сумме проекций сил, действующих на систему. При этом совсем не важно, лежит ли сама ось в плоскости дороги или нет. Это объясняется тем, что проекция любой силы на продольную ось не зависит от координат точки приложения силы, а зависит от модуля вектора силы, направления её действия и угла, образованного линией действия и координатной осью. Другими словами, высота точки приложения силы к корпусу машины ни прямо, ни косвенно не определяет её проекцию на продольную координатную ось. Из этого следует, что высота точек приложения сил P_w, P_j, P_α и P_x не имеет никакого отношения как к величине их проекций на продольную ось, так и к проекции вектора ускорения центра масс машины на эту же ось. По этой причине присутствие высот точек приложения указанных сил в уравнении движения машины есть верный признак его ошибочности. Это ещё раз указывает на теоретическую несостоятельность уравнений (3) и (6), и всех рассуждений автора о том, что будет с машиной, если высота h точек приложения сил будет меньше или больше радиуса r колеса. Высота точек приложения указанных выше сил влияет лишь на распределение нормальных реакций опорной поверхности на передние и задние колёса, т.е. на абсолютную величину и соотношение сил Z_1 и Z_2.

Судя по анализируемым статьям [1 и 2], главными мотивами, побудившими автора к приведению совокупности всех сил к пятну контакта ведущих колёс, явились два ошибочных тезиса. Первый состоит в том, "*что все действующие на машину силы могут реализоваться только в контакте ведущих колёс с опорной поверхностью*" [2]. Второй тезис — *сила тяги ведущего колеса лежит в плоскости дороги.* Ошибочность первого была рассмотрена выше, поэтому рассмотрим только второй тезис, взятый Г.И. Мамити на вооружение.

Анализируя [1 и 2], нетрудно заметить, что автор не видит никаких различий между силой тяги ведущего колеса и воспринимаемой колесом продольной реакцией опорной поверхности R_x. К сожалению, приходится констатировать, что ложное представление о силе тяги ведущего колеса, как силе, лежащей в плоскости соприкосновения ведущего колеса с дорогой, свойственны не только Г.И. Мамити, но и многим другим, в том числе его оппонентам, авторам упомянутых выше критических статей. Это давнее и, к сожалению, глубоко укоренившееся не только в отечественной, но и в зарубежной литературе, заблуждение.

Автору данной статьи уже неоднократно приходилось в печати указывать о научной несостоятельности такого взгляда на силу тяги [8, 9 и др.]. Более того, в статьях [9, 10, 11 и др.] было дано развёрнутое теоретическое обоснование силы тяги как вектора и "механизма" её образования. Не вдаваясь в подробности, отметим лишь самую суть разработанной теории силы тяги.

Сила тяги P_o — это одна из двух продольных сил пары ($P_o - P_A$) с моментом M_m, которая подводится к ведущему колесу со стороны двигателя. Эта сила воздействует на ось O колеса и направлена в сторону движения машины. Вектор другой продольной силы (P_A) этой пары лежит в плоскости контакта колеса с дорогой и приложена к наружной поверхности шины в некоторой точке A. По отношению к вектору P_o вектор P_A направлен в противоположную сторону и уравновешивается продольной реакцией дороги R_x. Вследствие уравновешенности двух последних сил ($R_x + P_A = 0$), нижняя часть шины выступает мгновенно неподвижной шарнирной опорой, вокруг которой под действием продольной силы P_o и поворачивается рычаг, роль которого выполняет само колесо. Продольная сила P_o, приложенная на конце этого "рычага", т.е. к оси колеса, и является силой тяги ведущего колеса. Так как плечо силовой пары ($P_o - P_A$), действующей на ведущем колесе, равно динамическому радиусу $r_д$, то численное значение силы тяги выражает формулой:

$$P_o = \frac{M_к}{r_д}.$$

Важно отметить и то, что сила тяги P_o, приложенная к оси ведущего колеса, по отношению к колёсной машине есть не что иное как **внутреннее усилие**, создаваемое её двигателем при посредстве трансмиссии и обязательном взаимодействии колеса с опорной поверхностью. И это совсем не противоречит известной теореме о движении центра масс механической системы, так как колёсная машина не является замкнутой системой.

Если бы Г.И. Мамити исходил из такого понимания силы тяги, то он бы не стал приводить все силы к центру пятна контакта ведущих колёс, привёл бы все силы к оси ведущего колеса. Его убеждённость в том, что продольная реакция опорной поверхности — это и есть сила тяги, сыграла злую шутку, которая, наряду с другими заблуждениями, привела к столь печальному результату.

Литература

1. Мамити Г.И. Новая расчётная силовая схема колёсной машины и уравнение её движения // Вестник машиностроения, 2015, № 4. — С. 35—37.
2. Мамити Г.И. Новое уравнение движения колёсной машины // Тракторы и сельхозмашины, 2014, № 6. — С. 15—18.
3. Мамити Г.И. Новое уравнение движения, тяговый расчёт, определение площади фронтального сечения и высоты центра парусности автомобиля // Автомобильная промышленность, 2015, № 10. — С. 16—18.
4. Кузьмин Н.А., Сердюк В.И., Песков В.И. Анализ нового уравнения движения колесной машины // Тракторы и сельхозмашины, 2016, № 4. — С. 24—28.
5. Пожидаев С.П. Прорыв в науке или банальная ошибка? // Автомобильная промышленность, 2017, № 3. — С. 17—21.
6. Мамити Г.И. Новое уравнение движения колёсной машины — верно // Автомобильная промышленность, 2017, № 3. — С. 16—18.
7. Мамити Г.И. О сути уравнения движения колёсной машины // Изв. Горского государственного аграрного университета, 2015, Т. 52, Ч. 2. — С. 152—157.
8. Копотилов В.И. Анализ некоторых версий силы тяги автомобиля // Грузовик. — 2014. — № 1. — С. 39—43.
9. Копотилов В.И. Механизм движения самоходной транспортной машины // Вестник машиностроения, 2014, № 11. — С. 36—40.
10. Копотилов В.И. Механизм образования силы тяги у колёсных строительно-дорожных машин // Направления развития и перспективные способы строительства дорог, мостов и оборудования переправ: Материалы межвузовской региональной научн.-техн. конф. 29 апреля 2015 г. — Тюмень: ТВВИКУ, 2015. — С. 45—49.
11. Копотилов В.И. Сила тяги и механизм её образования // Автомобильная промышленность. — 2015. — № 7. — С. 4—9.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 629.113-223.2-55

ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ КАЧЕСТВО СБОРКИ РЕДУКТОРОВ ВЕДУЩИХ МОСТОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Кандидаты техн. наук **ШАНДРОВ Б.В.** и **БУЛАВИН И.А.**, **САМОЙЛОВА А.С.**

Московский политехнический университет (МАМИ)

(495.223-05-23)

Рассмотрены особенности конструкции и технологии сборки редукторов ведущих мостов автомобилей. Приведены взаимосвязи силовых, деформационных и динамических факторов и их влияние на точность заданных техническими требованиями параметров сборки. Представлен комплекс технологической оснастки для исследования взаимосвязи факторов, влияющих на качество сборки редукторов ведущих мостов автомобилей.

Ключевые слова: *предварительный натяг, подшипники, сборка, регулировка, момент трения, силовые факторы, технологическая сила, деформации, компенсатор.*

Shandrov B.V., Bulavin I.A., Samoilova A.S.

THE FACTORS DEFINING QUALITY OF ASSEMBLY OF REDUCERS OF THE LEADING BRIDGES OF VEHICLES

The features of the design and technology of assembling the reducers of the leading automobile bridges are considered. The interrelationships of force, deformation and dynamic factors and their influence on the accuracy of the assembly parameters specified in the technical requirements are given. The complex of technological equipment for research of interrelation of factors influencing on quality of assemblage of reducers of leading bridges of cars is presented.

Keywords: *preliminary tightness, bearings, assembly, adjustment, friction moment, power factors, technological force, deformations, jack.*

Специалистами кафедры "Технологии и оборудование машиностроения" Московского политехнического университета (МАМИ) в результате многолетней совместной работы с заводами отрасли (ВАЗ, ЗИЛ, КамАЗ, ГАЗ, КААЗ), направленной на совершенствование конструкции и технологии изготовления редукторов ведущих мостов автомобилей, разработан комплекс нового технологического оборудования и оснастки для сборки редукторов. Создание такого комплекса стало возможным благодаря исследованиям взаимосвязи выходных параметров качества сборки редукторов и сборочных факторов. Разработан и принципиально новый технологический процесс сборки редукторов, позволяющий сократить трудоёмкость, повысить качество и эксплуатационную надёжность узла.

Один из важнейших параметров качества сборки редукторов — преднатяг конических подшипников, т.е. их осевое сжатие при дуплексации.

Конструктивная схема редуктора ведущего моста автомобиля, в котором регулировка преднатяга подшипников ведущей шестерни осуществляется с помощью жёсткой распорной втулки и компенсатора, показана на рис. 1. В других конструкциях редукторов может использоваться также втулка-компенсатор или одно компенсаторное кольцо. Точность регулировки преднатяга подшипников контролируется по моменту трения при вращении корпуса или вала-шестерни.

На рис. 2 показана конструктивная схема редуктора, в котором регулировка преднатяга подшипников ведущей шестерни осуществляется с помощью деформируемой распорной втулки, установленной между внутренними кольцами подшипников. Контроль преднатяга при их дуплексации также выполняется по моменту трения в процессе выполнения резьбозатяжной (при помощи гайки) операции на хвостовике ведущей шестерни. Момент трения в подшипниках задаётся в технических условиях на сборку редукторов и в различных конструкциях редукторов составляет 14 Н · м. Этот параметр преднатяга, хотя и является косвенным, но в производственных условиях довольно широко применяется и поддается автоматизации.

При сборке главных передач одними из наиболее трудоёмких и ответственных операций являются следующие: спаривание конических шестерён по боковому зазору и пятну контакта до сборки редуктора; регулировка преднатяга подшипников ведущей шестерни; регулирование

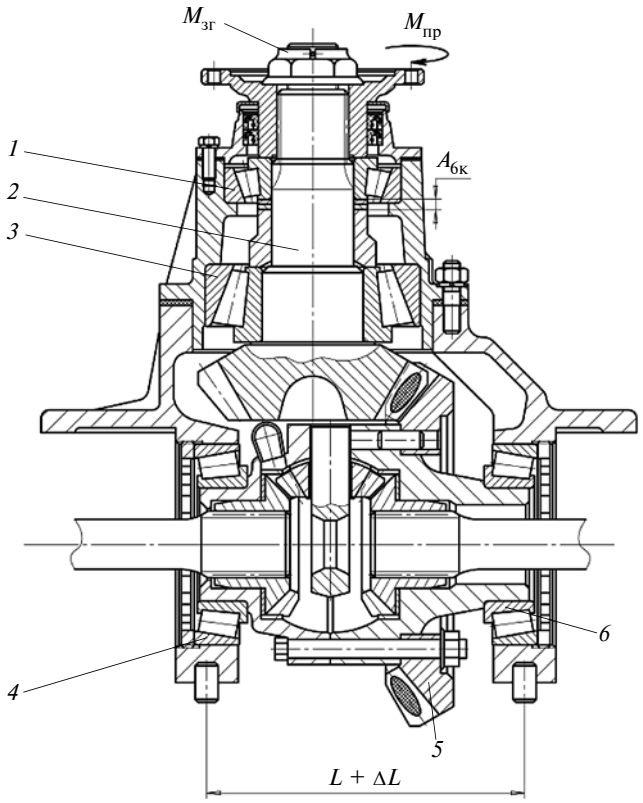


Рис. 1. Редуктор заднего моста автомобиля с жёсткой распорной втулкой:

1 и *3* — дуплексируемые с преднатягом подшипники; *2* — ведущая шестерня; *4* и *6* — подшипники дифференциала; *5* — ведомая шестерня

осевого положения ведущей шестерни; регулировка преднатяга подшипников дифференциала; операция регулировки параметров зацепления главной передачи (пятно контакта по краске и боковой зазор между зубьями ведомой и ведущей шестерни).

Как показывает опыт, эти операции в большинстве технологических процессов сборки слабо механизированы и имеют технологическое оснащение, не обеспечивающее в поточном режиме точность выходных параметров. Требуемое качество сборки редукторов и производительность процесса достигается, главным образом, за счёт высокой квалификации рабочих и методом проб и ошибок. Эти операции сопровождаются постоянными переборками редукторов, достигающими 30...50 % от программы выпуска.

Также установлено в целом ряде работ А.В. Воронина, Б.В. Шандрова, И.А. Булавина, С.В. Герасименко, что точность выходных параметров при сборке редуктора зависит от комплекса взаимосвязанных силовых, деформационных и динамических факторов. В данной статье результаты этих работ представлены в виде обобщённых зависимостей в последовательности их проявления в технологическом процессе сборки.

Первая операция сборки — запрессовка колец подшипников в корпус и на вал-шестерню. Результаты исследования процесса запрессовки наружных колец в корпус с различными конструктивными параметрами, схемами базирования и диаметральными натягами показаны на рис. 3, *а*. Установлено влияние натяга на силу запрессовки (кривая *3*), влияние схемы базирования при запрессовке с переходом (кривая *2*) и оптимальная схема установки запрессованных колец и корпуса при номинальном натяге (кривая *1*).

В процессе запрессовки колец конических роликоподшипников в корпус и на вал-шестерню возникает радиальная деформация, приводящая в зависимости от угла конуса к приращению монтажной высоты подшипника, величина которого соизмерима с параметрами регулировки монтажного размера ведущей шестерни и преднатяга подшипника. Из графика на рис. 3, *б* следует, что приращение монтажной высоты подшипника при запрессовке внутреннего кольца на вал-шестерню (кривая *5*) больше чем приращение высоты подшипника при запрессовке наружного кольца в корпус (кривая *4*). Это обусловлено тем, что у внутреннего кольца угол наклона поверхности качения меньше на величину угла ролика (4...8 град).

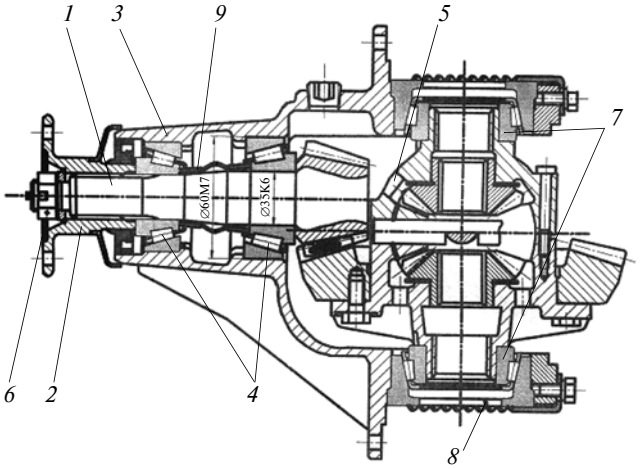


Рис. 2. Редуктор заднего моста автомобиля с деформируемой втулкой:

1 — ведущая шестерня РЗМ; *2* — карданный фланец; *3* — картер редуктора; *4* — подшипники ведущей шестерни; *5* — конический дифференциал в сборе с ведомой шестернёй; *6* — гайка хвостовика; *7* — подшипник дифференциала; *8* — корончатые резьбовые регулировочные кольца; *9* — деформируемая втулка

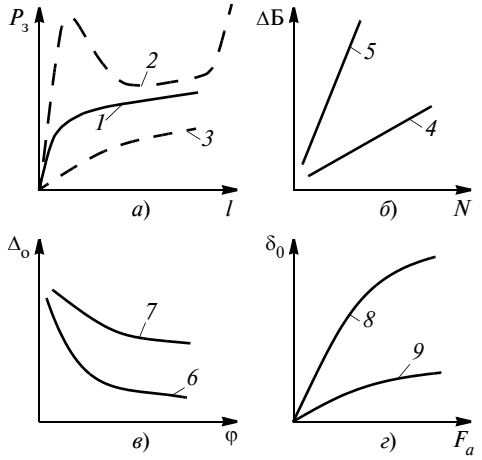


Рис. 3. Взаимосязь силовых и деформационных факторов при сборке подшипниковых узлов редукторов. Зависимости силы запрессовки $P_з$ от длины запрессовки l (а), приращения монтажной высоты подшипника ΔL при запрессовке наружного кольца подшипника от натяга (б), осевой усадки $\Delta_о$ конического подшипника от угла поворота φ (в), осевой податливости $\delta_о$ конического подшипника от осевой силы $F_а$ (г):

1 — запрессовка с заданным по ТУ натягом; *2* — запрессовка с перекосом; *3* — запрессовка с уменьшенным натягом; *4* — запрессовка наружного кольца подшипника в корпус; *5* — запрессовка внутреннего кольца на вал; *6* и *8* — с малым углом конуса; *7* и *9* — с увеличенным углом конуса

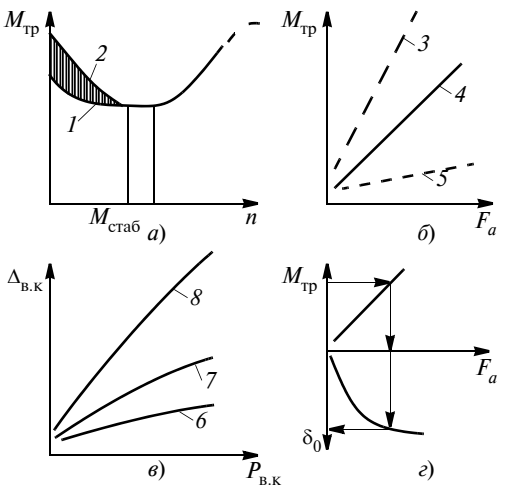


Рис. 4. Взаимосвязь параметров регулирования преднатяга подшипников. Зависимости стабильности момента трения $M_{тр}$ в дуплексах подшипников от частоты вращения вала (а), момента трения $M_{тр}$ в коническом подшипнике от осевой силы $F_о$ (б), деформации $\Delta_{в.к}$ внутреннего контура от осевой силы(в), момента трения $M_{тр}$ осевой деформации $\delta_о$ от осевой силы при создании преднатяга $F_а$ в подшипниковых узлах (г):

1 и *2* — границы нестабильности момента трения; *3* — после сборки с погрешностями от деформации колец; *4* — в состоянии поставки; *5* — после приработки; *6* — кольцо-компенсатор; *7* — втулка с комплектом шайб; *8* — длинная втулка с пакетом регулировочных прокладок; *9* и *10* — связь между осевой силой, моментом трения и деформацией подшипника при создании преднатяга

Конические подшипники характеризуются осевой усадкой колец относительно друг друга, величина которой зависит от угла поворота вала-шестерни при сборке (рис. 3, *в*, кривые *6*, *7*). Это чрезвычайно важный фактор сборки подшипниковых узлов в редукторах, который влияет как на точность монтажного расстояния ведущей шестерни относительно оси ведомого колеса, так и на точность регулировки преднатяга подшипника.

Ещё один не менее важный фактор сборки — осевая податливость конических роликовых подшипников. Зависимость этого фактора от осевой силы на подшипник при сборке с различными углами конуса показана на рис. 3, *г*.

Регулирование и контроль преднатяга в технических условиях практически всех типов редукторов от легковых до грузовых автомобилей регламентируются по моменту трения в дуплексах подшипников. Однако при какой частоте вращения контролировать этот параметр, в технических условиях не оговаривается. На рис. 4, *а* показана зависимость момента трения в дуплексах подшипников от частоты. В процессе исследований установлено, что в начальный момент имеет место нестабильность при малых частотах вращения, а с увеличением частоты характеристика момента трения стабилизируется, но возрастает. Из графика следует, что контроль может осуществляться в некотором узком диапазоне чисел оборотов, который необходимо определить для каждого типа регулируемых подшипников экспериментально.

Зависимость момента трения от осевой силы, как показали многочисленные исследования, — характеристика линейная (рис. 4, *б*). Однако если кольца подшипников установлены с погрешностями на вал и в корпус, то характеристика резко возрастает (кривая *3*). Приработанные подшипники (кривая *5*) имеют характеристику, составляющую примерно 40—50 % от подшипников в состоянии поставки (кривая *4*).

При регулировке преднатяга подшипников с жёстким распорным элементом точность регулировки преднатяга в значительной степени зависит от осевой деформации внутреннего контура. На рис. 4, *в* кривая *1* — это деформация втулки-компенсатора, кривая *2* — втулки с двумя регулировочными шайбами, а кривая *3* — деформация от осевой силы удлинённой распорной втулки с пакетом компенсаторных прокладок. Как видно из графика, различие в деформациях здесь может дестигать 5...10 раз.

Для установления взаимосвязи параметров преднатяга: момента и осевой деформации от осевой силы разработана диаграмма (рис. 4, *г*), которая позволяет установить количественные параметры преднатяга подшипников и их допустимые значения. Такой график определяется экспериментально для каждого типа дуплексируемых подшипников.

При регулировке преднатяга подшипников с деформируемым распорным элементом необходимо знать характеристику осевой деформации и силы при различных параметрах деформируемого участка втулки. Один из важнейших факторов этой зависимости — линейная величина осевой деформации втулки и силы, при которой начинается необратимое разрушение втулки. Эта зависимость показана на рис. 5, *а*.

При сборке редукторов преднатяг подшипников ведущей и ведомой шестерни создается за счёт силового замыкания с помощью резьбового соединения. В этом случае разброс характеристик момента затяжки и от осевой силы, создаваемой от гайки, приводит к погрешностям осевого сжатия подшипникового узла в целом (рис. 5, *б*). Зависимость бокового зазора от величины осевого смещения ведомой шестерни показана на рис. 5, *в*, а зависимость смещения пятна контакта вдоль зуба ведомой шестерни от осевого смещения — на рис. 5, *г*.

Преднатяг подшипников — осевое сжатие, создаваемое в процессе сборки. Согласно исследованиям Хариса (Швеция, фирма SKF) преднатяг, являясь дополнительной осевой нагрузкой на подшипники, влияет на их долговечность. Как следует из графика на рис. 6, сверхбольшой преднатяг, ровно как и сверхбольшой зазор, в подшипниках приводят к резкому снижению долговечности. В работах Хариса подчёркивается, что увеличение осевой нагрузки на подшипник в два раза приводит к снижению долговечности подшипника в 10 раз.

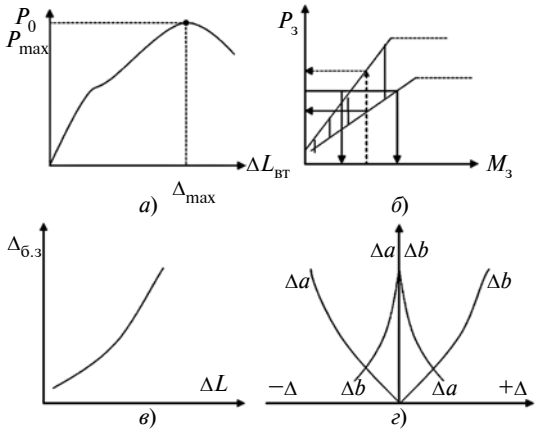


Рис. 5. Характеристики деформируемой втулки, резьбового соединения и параметров зацепления при сборке редукторов. Зависимости осевой силы P_0 от деформации ΔL при сжатии деформируемой втулки в подшипниковом узле (а), осевой силы $P_з$ от момента затяжки $M_з$ в резьбовом соединении (б), бокового зазора $\Delta_{б.з}$ от величины смещения ведомой шестерни ΔL (в), смещения пятна контакта от смещения ведущей шестерни Δ (г)

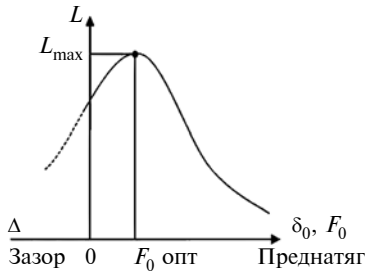


Рис. 6. Зависимость долговечности подшипников L от величины преднатяга (зазора) в подшипниках

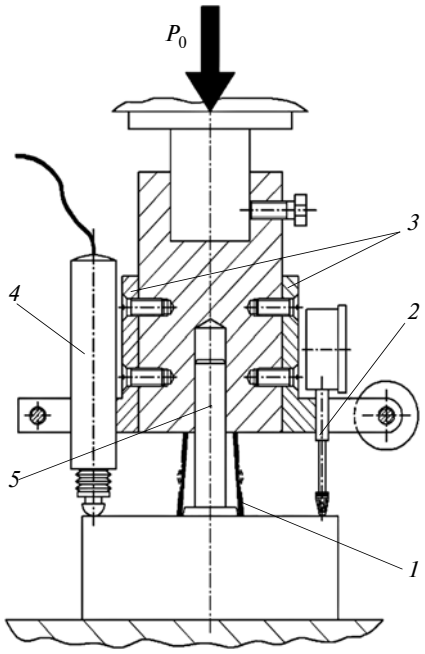


Рис. 7. Технологическая оснастка для исследования деформации распорных элементов под действием осевой силы:

1 — деформируемая втулка; *2* — индикатор; *3* — кронштейн; *4* — индуктивный датчик; *5* — направляющий палец

Анализ перечисленных факторов сборки и их влияния на точность выходных параметров качества, показывает, что большая часть указанных взаимосвязей изучена недостаточно и установлена только для очень узкого спектра типоразмеров подшипников и конструктивных разновидностей редукторов ведущих мостов автомобилей. В связи с этим для более углублённого и основательного изучения влияния силовых, деформационных и динамических факторов на точность сборки редукторов и создан вышеупомянутый комплекс технологической оснастки и экспериментальных стедов с использованием различных контрольно измерительных средств.

Комплекс включает два гидравлических пресса, на одном из которых проводятся исследования осевой деформации деформируемых распорных втулок и процесса запрессовки колец подшипников с контролем важнейшего параметра — силы запрессовки. На втором прессе выполняется комплекс исследований связанных с осевой деформацией дуплексов конических подшипников, распорной втулки с компенсатором, а также зависимости момента трения в подшипниках от осевой силы и от частоты вращения.

Данная экспериментальная установка позволяет осуществлять точную затяжку гайки на хвостовике ведущей шестерни с предварительным осевым нагружением при окончательной сборке подшипникового узла. Для измерения линейных осевых деформаций используется отечественная измерительная система с индуктивным датчиком, а для измерения характеристики момента трения в подшипниках — специальное торсионное устройство. Линейные деформации фиксируются профилографом "Калибр" с индуктивным датчиком. Для сборки и регулировки подшипников дифференциала, а также пятна контакта и бокового зазора используется специальный стенд, позволяющий контролировать преднатяг подшипников ведомой шестерни по осевой деформации гнёзд.

Представленная экспериментальная измерительная система позволяет, контролируя перед сборкой комплекс сборочных технологических факторов, обеспечивать обратную связь и адаптивное управление процессом регулировки подшипниковых узлов с преднатягом. Контролируя действительные значения диаметрального натяга при запрессовке колец подшипников, действительные значения осевой деформации распорного элемента и действительную характеристику осевой податливости регулируемых подшипников, данная система позволяет определять требуемую технологическую осевую силу, прикладываемую к дуплексу регулируемых подшипников при измерении необходимого размера компенсатора на преднатяг подшипников. Для подбора компенсатора при регулировке преднатяга и проверки набранного пакета в системе предусмотрен специальный комплект регулировочных шайб со ступенью компенсации 0,05 мм и специальная измерительная позиция с индуктивной системой набранного пакета регулировочных шайб.

Настройка измерительной системы для определения размера компенсатора и контрольной системы для определения набранного компенсатора осуществляется с помощью двух технологических одинаковых по размеру шайб соответствующих минимальному размеру компенсатора. Измерение компенсатора осуществляется с вращением под осевой нагрузкой, соответствующей полученному значению технологической силы после 5...8 оборотов корпуса, с числом оборотов соответствующим наиболее стабильной зоне в характеристике момента трения.

Контроль объективности и точности проводимых измерений на всех операциях обеспечивается дублированием измерений по индикаторам часового типа. Для исследования осей деформации распорной втулки разработана оснастка, показанная на рис. 7 и располагающаяся на столе и пиноли технологического пресса. Динамометром фиксируется гидравлическая сила, а с помощью индикатора часового типа и индуктивного датчика — деформация. Эти деформационные факторы по величине соизмеримы с точностью линейной величины преднатяга.

Полученные с помощью рассматриваемого комплекса данные облегчают задачу технолога: остается исключить влияние "вредных" факторов или свести его к минимуму. То есть обеспечить управление процессом сборки с учетом реальных значений этих факторов в условиях производства.

Литература

1. Шандров Б.В., Булавин И.А., Масленникова Г.В. Изменение монтажной высоты конических роликоподшипников под действием осевой нагрузки в процессе силового замыкания подшипниковых узлов с преднатягом. Автомобильная промышленность, 2015, № 6.
2. Булавин И.А., Груздев А.Ю. Технологическое обеспечение преднатяга подшипников в редукторах ведущих мостов. Автомобильная промышленность. 2001. № 2.
3. Булавин И.А., Груздев А.Ю. Взаимосвязь параметров преднатяга конических роликоподшипников. Автомобильная промышленность. 2001. № 6.
4. Новиков М.П. Основы технологии сборки машин и механизмов, 1980.
5. Калашников С.Н., Калашников А.С. Изготовление зубчатых колес, 1980.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Невелев В.А. — Целевое импортозамещение как значимый фактор повышения уровня стратегического управления конкурентоспособностью российской инновационной автомобильной техники 1

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Марков В.А., Барченко Ф.Б., Рязанов К.П., Харитонов И.П. — Оценка токсичности отработавших газов дизеля в переходных процессах 3

Годжаев З.А., Борисов С.В., Камитов М.С. — О критериях оценки эффективности системы подрессоривания автомобилей 7

Гладов Г.И., Пресняков Л.А. — Алгоритм расчёта траектории движения автопоезда и анализ результатов 14

Рязанцев В.А., Ахметшин А.М. — Метод повышения эффективности тормозного управления колёсных машин 17

Мамити Г.И. — Прорыв в науке? Пусть ответит непредвзятый читатель 21

Копотилов В.И. — Ещё раз о новой расчётной схеме и уравнении движения колёсной машины . . . 31

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Шандров Б.В., Булавин И.А., Самойлова А.С. — Факторы, определяющие качество сборки редукторов ведущих мостов транспортных средств . . . 36

Главный редактор Н.А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Балабин И.В. — *д-р техн. наук, профессор Университета машиностроения (МАМИ)*
Бахмутов С.В. — *д-р техн. наук, зам. директора по научной работе ГНЦ "НАМИ"*
Гируцкий О.И. — *д-р техн. наук, профессор, зам. председателя Экспертного совета НАМИ*
Гладков В.И. — *канд. техн. наук, зам. генерального директора по научной работе ОАО "НИИТавтопром"*
Ковригин А.С. — *зам. генерального директора ОАО "АСМ-холдинг"*
Комаров В.В. — *канд. техн. наук, зам. генерального директора ОАО "НИИАТ" по научной работе*
Коровкин И.А. — *исполнительный директор НП "ОАР"*
Котиев Г.О. — *д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана*
Круглов С.М. — *зам. генерального директора ОАО "НИИТавтопром"*
Ксеневич Т.И. — *канд. физ.-мат. наук, МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЦ "Русаен"*
Мамити Г.И. — *д-р техн. наук, профессор Горского Агроуниверситета (Владикавказ)*
Марков В.А. — *д-р техн. наук, профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана*
Николаенко А.В. — *д-р экон. наук, ректор Университета машиностроения (МАМИ)*
Сорокин Н.Т. — *д-р экон. наук, директор ФГБНУ ВНИМС ФАНО России*
Тер-Мкртичьян Г.Г. — *д-р техн. наук, ГНЦ "НАМИ"*
Титков А.И. — *канд. техн. наук, эксперт аналитического центра ОАО "АСМ-холдинг"*
Топалиди В.А. — *канд. техн. наук, ТАДИ*
Филимонов В.Н. — *ответственный секретарь "АП"*
Чернов А.В. — *зам. директора по научной работе НИИАЭ*

Белорусский редакционный совет:

Альгин В.Б. — *д-р техн. наук, профессор, заместитель директора по научной работе ОИМ НАН Беларуси*
Егоров А.Н. — *генеральный конструктор — начальник НТЦ ПО "БелАЗ"*
Захарик А.М. — *канд. техн. наук, технический директор РУП "МАЗ"*
Кухаренок Г.М. — *д-р техн. наук, профессор БНТУ*
Мариев П.Л. — *д-р техн. наук, директор НТЦ "Карьерная техника" ОИМ НАН Беларуси*
Николаев Ю.И. — *главный конструктор ОАО "МЗКТ"*
Сазонов И.С. — *д-р техн. наук, проф., ректор Болорусско-Российского университета (Могилёв)*
Харитончик С.В. — *д-р техн. наук, доцент БНТУ (Минск)*

Информационный партнёр АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор *Шацкая Т.А.*
Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 11.06.2017. Подписано в печать 04.07.2017.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Канцлер".
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"
Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2
Телефоны: (915) 412-52-56 и (499) 269-54-98; (495) 785-60-69 (реклама и реализация)
E-mail: avtoprom-atd@mail.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПИ № 77-7184
Цена свободная.
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней, в базу данных *"CHEMICAL ABSTRACTS"*.

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.
Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.