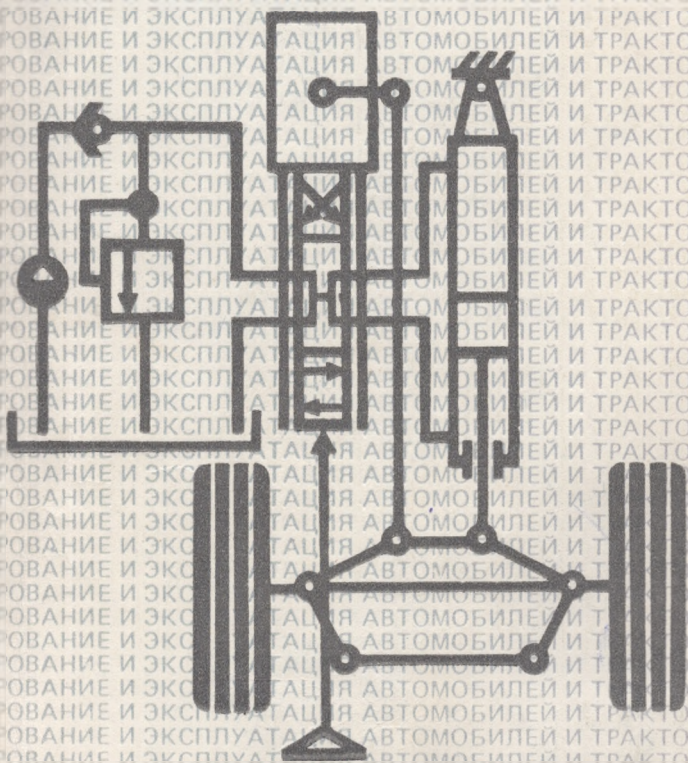


КОНСТРУИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ



2

Министерство высшего и среднего специального образования БССР

Белорусский ордена Трудового Красного
Знамени политехнический институт

КОНСТРУИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

РЕСПУБЛИКАНСКИЙ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЙ СБОРНИК

ВЫПУСК 2

Минск
"Вышэйшая школа"
1987

Главный редактор

Н.Ф. Метлюк, доктор технических наук, профессор

Редакционный совет:

А.Ф. Андреев, В.С. Апанасенко, С.М. Белов, М.П. Бренч, Г.Ф. Бутусов, А.Г. Выгонный, А.И. Гришкевич, В.В. Гуськов, Б.Е. Железко, Г.И. Иванов, Н.М. Капустин, А.Х. Лефаров, С.М. Луговцева, А.М. Расолько, А.С. Савич, В.П. Тарасик, С.И. Терешко, С.В. Шумик

Ответственный за выпуск С.Г. Луговцева, А.С. Савич

Рассматриваются новые вопросы теории, проектирования и исследования автомобилей, тракторов и их двигателей, повышения надежности, совершенствования организации и технологии технического обслуживания и ремонта автомобилей.

Предназначен для инженерно-технических работников заводов, автотранспортных предприятий, научно-исследовательских организаций, преподавателей и аспирантов вузов.

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

УДК 629.113-597.5

В.П. АВТУШКО, канд.техн.наук (БПИ),
М.М. ЗАБОЛОЦКИЙ, А.М. ТАРАСЕВИЧ
(БелАЗ)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ЦИЛИНДРА С ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕМ ДАВЛЕНИЯ

Основными задачами экспериментального исследования являлись: 1) определение характеристик пневмогидравлического и колесного цилиндров; 2) определение статических и динамических характеристик пневмогидравлического цилиндра (ПГЦ) с преобразователем давления (ПД) и без него; 3) влияние конструктивных параметров ПГЦ с ПД на его статические и динамические характеристики.

Исследования были проведены в экспериментальном цехе БелАЗа на установке, схема которой показана на рис. 1. Установка состоит из ресивера 1, тормозного крана 4, электропневмоклапана 5, двухмагистрального клапана 3, ускорительного клапана 2, пневмогидроцилиндра 8, устройства срабатывания 6, колесного тормозного цилиндра 7.

При снятии статических характеристик ПГЦ давление воздуха в его пневматической полости медленно повышалось тормозным краном до максимального и при этом записывались на магнитофон давление воздуха в ПГЦ, жидкости в рабочей и штоковой полостях ПГЦ и колесном тормозном цилиндре, ход поршня ПГЦ. Схема установки датчиков приведена на рис. 1.

Динамические характеристики снимались следующим образом: после подачи электрического сигнала на электропневмоклапан 5 сжатый воздух из ресивера через двухмагистральный 3 и ускорительный 2 клапаны подается в пневматическую полость ПГЦ 8. При этом дополнительно регистрировалось давление рабочей жидкости за дроссельным элементом реле задержки времени ПД.

Данные испытаний записаны на магнитофон, обработаны на вычислительной машине IN110 и получены в виде графиков и таблиц. Типичные статические и динамические характеристики ПГЦ с ПД приведены на рис. 2.

На линии перемещения поршня h_p точка 11 (рис. 2, а) соответствует началу перемещения поршня, в точке 12_п наблюдается перелом линии перемещения h_p , соответствующий возникновению рабочих нагрузок в колесном тормозном механизме; точка 13 соответствует началу изменения передаточного отношения ПГЦ. Давление жидкости в рабочей полости p_p начинает повы-

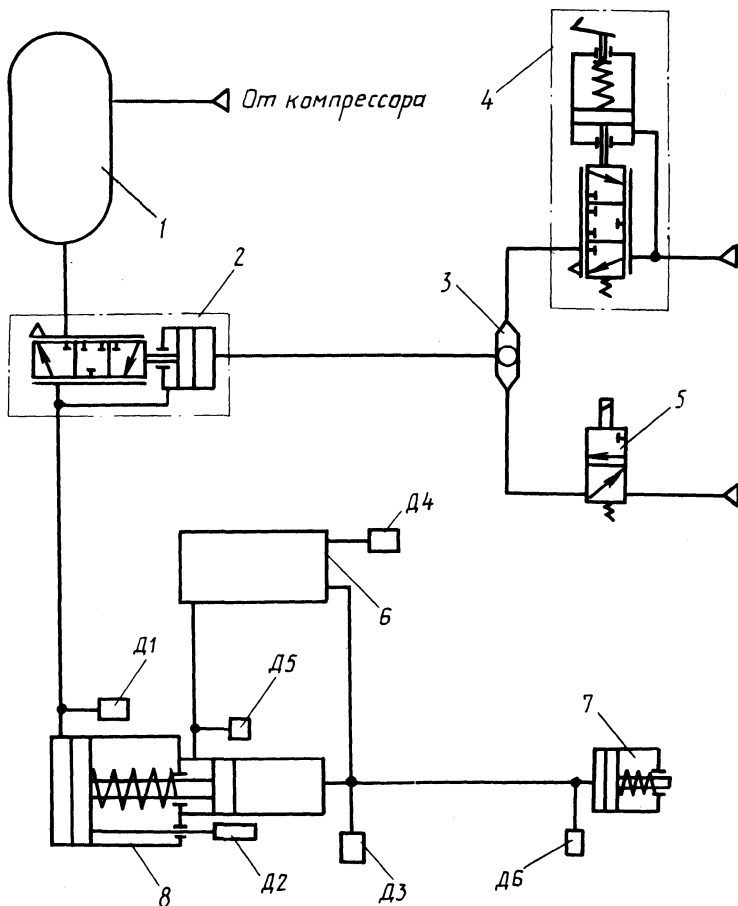


Рис. 1. Принципиальная схема установки для получения статических и динамических характеристик ПГЦ и ПД

шаться в точке 11 и первоначально определяется сжатием возвратных пружин пневмогидравлического и колесного цилиндров. В точке 22 происходит изменение характеристики ПГЦ в связи с появлением рабочих нагрузок; в точке 23 происходит срабатывание ПД: открывается дозирующий клапан и ПД начинает отслеживать давление в штоковой полости ПГЦ, что приводит к изменению его передаточного отношения. В точке 24 происходит полное срабатывание ПД, давление жидкости в рабочей p_p и штоковой $p_{шт}$ полостях выравнивается, а передаточное отношение достигает своего максимального значения, определяемого геометрическими параметрами ПГЦ. В штоковой полости вначале наблюдается разрежение, необходимое для подсоса жидкости из резервуара и определяемое работой обратного клапана. Давление в штоковой полости начинает повышаться в точке 32, соответствующей моменту срабатывания ПД. При оттормаживании линии h_p , p_p и $p_{шт}$ имеют петлю гистерезиса. Проведено несколько серий статических испытаний ПГЦ с ПД с различными его геомет-

рическими параметрами (передаточное отношение ПД выбиралось равным 2,09; 2,40; 2,92), а также его устройства срабатывания дозирующего типа (передаточное отношение дозирующего клапана было равно 4; 4,60; 6,25). Усилие силовой пружины устройства срабатывания корректировалось при испытаниях регулировочными шайбами.

При анализе полученных характеристик установлено, что положение точки срабатывания ПД должно определяться исходя из характеристики колесного тормозного механизма, а полное срабатывание ПД для улучшения качества слежения ПГЦ — происходит при давлении воздуха, близком к минимальному рабочему давлению. Качество слежения исследуемого цилиндра в значительной мере определяется силой трения и передаточным отношением ПД. Установлено, что с уменьшением сил трения в ПГЦ и увеличением передаточного отношения ПД наблюдается скачкообразное увеличение давления в штоковой и рабочей полостях ПГЦ.

На рис. 2, б показано изменение во времени давления жидкости в устройстве срабатывания за дроссельным элементом реле времени $p_{др}$, давление жидкости в колесном цилиндре $p_{к.ц}$ и давление воздуха в пневматической полости ПГЦ p_v . На кривой $p_{шт}$ точка 11 соответствует началу повышения давления воздуха в ПГЦ, а в точке 12 оно достигает максимального значения. В соответствии с этим происходит перемещение поршня ПГЦ h_p и изменение давления жидкости в рабочей полости ПГЦ. Точка 21 соответствует началу работы силовой пружины реле времени, дополняющей усилие возвратной. В точке 22 реле времени открывается, жидкость начинает поступать в штоковую полость ПД, и дроссельный элемент прекращает свою работу. Точка 31 на кривой $p_{шт}$ соответствует началу срабатывания реле времени.

При исследовании динамических характеристик ПГЦ с ПД установлена необходимость применения реле времени перед устройством срабатывания с целью исключения провала тормозной педали при экстренных торможениях и обеспечения свободного прохода жидкости в штоковую полость после срабатывания ПД. При испытаниях реле времени, дроссельным элементом которого является хвостовик запорного элемента, находящийся в осевом отверстии втулки, были испытаны дроссели с различными диаметрами хвостовика. Время задержки срабатывания ПД от 6,57 до 0,3 с. Проведены испытания реле

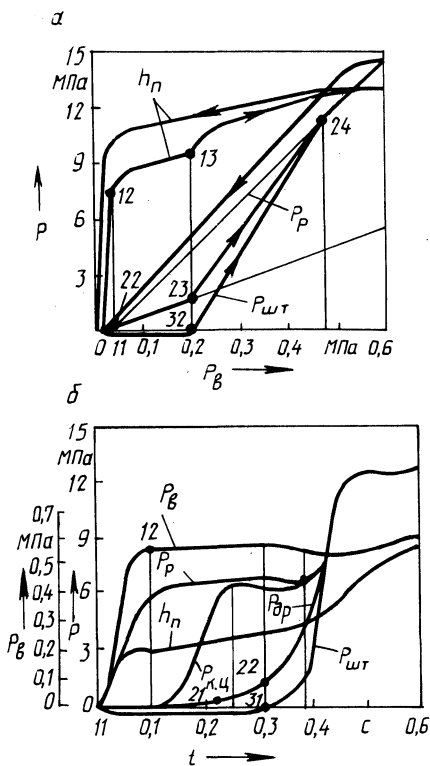


Рис. 2. Статические (а) и динамические (б) характеристики ПГЦ с ПД

времени с дроссельным элементом, состоящим из хвостовика, установленного во втулке с минимальным зазором, и сквозного отверстия во втулке. Данная конструкция показала более стабильное время задержки срабатывания ПД и технологически более приемлема.

Полученные экспериментальные данные позволяют обосновать математическую модель, описывающую динамические и статические характеристики ПГЦ с переменным передаточным отношением.

УДК 629.114

С.Ю. АРТАМОНОВ, С.Б. ТРИБУХОВСКИЙ,
С.П. ЧИЧЕНКОВ (БПИ)

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСА АВТОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

При рассмотрении процесса торможения автотранспортного средства как с противоблокировочной системой (ПБС), так и без нее необходимо точно описать взаимодействие его колеса с опорной поверхностью. В работе [2] указывается, что "... коэффициент сцепления является важнейшим параметром, оценивающим взаимодействие автомобильного колеса с опорной поверхностью".

Развитие вычислительной техники позволяет широко применять методы математического моделирования различных процессов в научно-исследовательских работах. Так, при создании ПБС для автотранспортных средств математическое моделирование позволяет существенно сократить затраты времени и материальных средств на экспериментальные исследования. Однако для разработки математической модели, адекватной реальному процессу, необходима корректная постановка задачи, правильная трактовка сущности физических процессов.

Анализируя работы по исследованию коэффициента сцепления автомобильного колеса с опорной поверхностью [1–4], можно сделать следующий вывод: на данном этапе развития научных исследований пока не существует удобного аналитического выражения для описания изменения коэффициента сцепления при торможении. В данной работе сделана попытка получить такое аналитическое выражение для использования его при расчетах на ЭВМ.

Рассмотрим процесс движения колеса при торможении. Его можно условно разделить на несколько этапов [5]: 1) суммарная реакция опорной поверхности R в площадке контакта с колесом меньше предельной по сцеплению R_{φ} : $k < R_{\varphi}$; 2) суммарная реакция опорной поверхности R равна предельной по сцеплению R_{φ} :

$$R = R_{\varphi} . \quad (1)$$

При выполнении условия (1) начинается процесс блокирования колеса, т. е. относительное проскальзывание колеса S изменяется от $S = S_{\text{кр}}$ до $S = 1$.

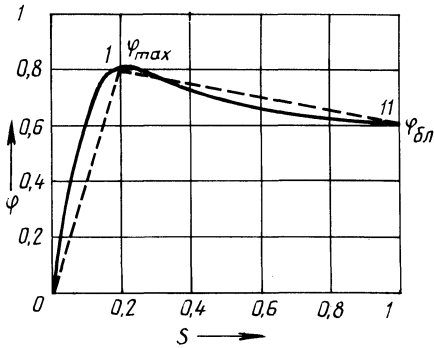


Рис. 1. Зависимость коэффициента сцепления от относительного проскальзывания автомобильного колеса

На рис. 1 представлено графическое изображение функции $\varphi = f(S)$. Данная функция имеет экстремальное значение φ_{\max} при $S_{\text{кр}} = 0,1 \dots 0,3$ [1]. Поэтому можно считать правомерным, что $S_{\text{кр}}$ для большинства видов дорожных условий равно 0,2.

График зависимости $\varphi = f(S)$ можно аппроксимировать двумя отрезками прямой 0-1 и 1-11. Тогда для определения коэффициента сцепления можно записать следующие выражения:

$$\varphi = \left\{ \begin{array}{l} a_1 S, \text{ если } S < S_{\text{кр}} \text{ при } R < R_\varphi; \\ \varphi_{\max}, \text{ если } S = S_{\text{кр}} \\ \varphi_{\max} - k_\varphi (S - S_{\text{кр}}), \text{ если } S_{\text{кр}} < S < 1 \\ \varphi_{\text{бл}}, \text{ если } S = 1 \end{array} \right\} \text{ при } R = R_\varphi, \quad (2)$$

где a_1 — коэффициент наклона аппроксимирующей прямой на участке 0-1:

$$a_1 = \frac{\varphi_{\max}}{S_{\text{кр}}} = \varphi_{\max} / 0,2 = 5\varphi_{\max}; \quad (3)$$

S — относительное проскальзывание автомобильного колеса:

$$S = (v_a - \omega_k r_k) / v_a; \quad (4)$$

v_a — текущая скорость автотранспортного средства; ω_k — частота вращения колеса; r_k — радиус качения колеса; k_φ — коэффициент наклона аппроксимирующей прямой на участке 1-11:

$$k_\varphi = (\varphi_{\max} - \varphi_{\text{бл}}) / (1 - S_{\text{кр}}); \quad (5)$$

$$\varphi_{\text{бл}} = (0,80 \dots 0,84) \varphi_{\max} [5].$$

Максимальный коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью зависит от многих факторов, в том числе от микропрофиля опорной поверхности, рисунка протектора, давления воздуха в шине, радиальной и тангенциальной жесткостей шины, ее сопротивления боковому уводу и др. А в целом максимальное значение коэффициента сцепления колеблется в относительно узком интервале около некоторого среднего значения $\varphi_{\text{max}}^{\text{сп}}$ и носит случайный

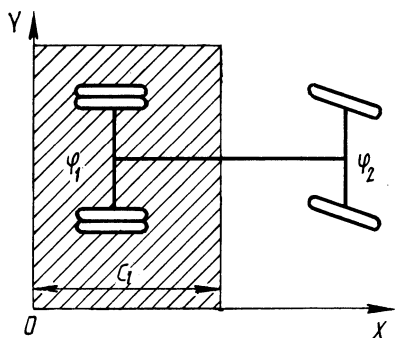


Рис. 2. Опорная поверхность с различными значениями φ по длине пути торможения

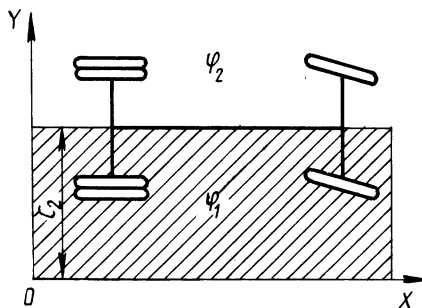


Рис. 3. Опорная поверхность с различными значениями φ по бортам автотранспортного средства

характер. Для реализации расчета на ЭВМ, с учетом вышесказанного, значение максимального коэффициента можно определить по следующей зависимости:

$$\varphi_{\max} = k_1 A + k_2 \varphi_{\max}^{\text{CP}} \quad (6)$$

где k_1 , k_2 – коэффициенты, определяющие нижнюю и верхнюю границы изменения максимального коэффициента сцепления; A – случайное число от 0 до 1, генерируемое стандартной программой, которая входит в библиотеку математического обеспечения ЭВМ.

Используя выражения (2) ... (6), можно достаточно точно моделировать взаимодействие колеса с опорной поверхностью.

Вышеизложенная методика определения коэффициента сцепления используется при моделировании движения автотранспортного средства в различных дорожных условиях.

Рассмотрим методику моделирования следующих типов дорожных условий: дорога с различными значениями коэффициента сцепления по длине пути торможения (рис. 2); дорога с различными значениями коэффициента сцепления по бортам автотранспортного средства (рис. 3); дорога с одинаковыми значениями коэффициента сцепления по длине пути торможения и по бортам автотранспортного средства.

Третий тип дорожных условий можно представить как частный случай первого или второго, когда коэффициенты сцепления φ_1 и φ_2 (рис. 2 и 3) равны.

Тип дорожных условий задается следующим образом. В системе координат XOY записываем уравнение линии, разделяющей участки дороги с коэффициентами сцепления φ_1 и φ_2 :

для первого типа дорожных условий

$$X = C_1 ;$$

для второго

$$Y = C_2 ,$$

где C_1 , C_2 – расстояния от осей ординат и абсцисс до линии разделения участков дороги с коэффициентами φ_1 и φ_2 соответственно для первого и второго типов дорожных условий.

Положение автотранспортного средства относительно разделяющей линии будет определять тип дорожных условий. Тогда, зная в каждый момент времени положение центров контактов колес в плоскости дороги, можно определить и коэффициент сцепления для каждого колеса. Аналитически это можно представить следующими уравнениями:
для первого типа дорожных условий

$$\varphi_1 = \begin{cases} \varphi_1, & \text{если } X_k < C_1; \\ \varphi_2, & \text{если } X_k \geq C_1; \end{cases}$$

для второго типа дорожных условий

$$\varphi = \begin{cases} \varphi_1, & \text{если } Y_k \geq C_2; \\ \varphi_2, & \text{если } Y_k < C_2, \end{cases}$$

где X_k , Y_k – координаты центра контакта колеса с опорной поверхностью; φ_1 , φ_2 – коэффициенты сцепления с учетом формул (2) ... (6).

В заключение отметим, что использование предложенных зависимостей для определения значений коэффициента сцепления и задания дорожных условий в теоретических исследованиях процесса торможения автотранспортного средства позволяет получить результаты, хорошо согласующиеся с экспериментально полученными данными. Расхождение не превышает 7...9 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Петров В.А. Противоблокировочные системы и их алгоритмы функционирования // Автомоб. пром-сть. – 1979. – № 7. – С. 20–24.
2. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме. – Новосибирск: Зап.-Сиб. кн. изд-во, 1973. – 224 с.
3. Розанов В.Г. Торможение автомобиля и автопоезда. – М.: Машиностроение, 1964. – 243 с.
4. Кнороз В.И., Кленников Е.В. Шины и колеса. – М.: Машиностроение, 1975. – 184 с.
5. Флерко И.М. Исследование характеристик взаимодействия загоряжаемого колеса с дорогой, устойчивости и эффективности торможения большегрузных автомобилей с противоблокировочной системой: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Минск, 1981. – 25 с.

УДК 629.113

Г.Е. АТЛАС (БПИ)

АЛГОРИТМ ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ СТЕНДОВЫХ РЕСУРСНЫХ ИСПЫТАНИЙ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ АВТОПОГРУЗЧИКА

При ускоренных испытаниях гидромеханических трансмиссий (ГМТ) колесных машин широкое распространение получили методы выбора комплексных режимов нагружения, обеспечивающих то же количество накопленных повреждений деталей трансмиссий, что и в течение нормируемого времени эксплуатации машин. Условие равенства накопленных повреждений в деталях трансмиссии [1] за время работы автопогрузчика в эксплуатации и за время испытаний может быть представлено в виде

$$\sigma_{\text{п.э}}^m K_{\text{п.э}} n_{\text{э}} N_{\text{э}} = \sigma_{\text{п.у}}^m K_{\text{п.у}} n_{\text{у}} N_{\text{у}}, \quad (1)$$

где $\sigma_{\text{э}}^m$, $\sigma_{\text{у}}^m$ — напряжения в материале детали, вызванные расчетными нагрузками $M_{\text{п.э}}$ и $M_{\text{п.у}}$ ("э" — обозначает условия эксплуатации, "у" — ускоренные испытания); $K_{\text{п.э}}$, $K_{\text{п.у}}$ — коэффициенты приведения действительного числа циклов нагружения детали при случайном характере изменения нагрузки к эквивалентному числу циклов нагружения при действии нагрузки постоянного уровня $M_{\text{р}}$; $n_{\text{э}}$, $n_{\text{у}}$ — действительное число циклов нагружения детали соответственно за один типовой технологический цикл работы погрузчика в условиях эксплуатации и за один цикл ускоренных испытаний в режиме "трогание—разгон—торможение"; $N_{\text{э}}$, $N_{\text{у}}$ — соответственно количество типовых технологических циклов за время эксплуатации и количество циклов "трогание—разгон—торможение" в общем объеме ресурсных испытаний.

Если принять $M_{\text{п.э}} = M_{\text{п.у}}$ и обозначить $K_{\text{п}} n = R$, равенство (1) преобразуется к виду

$$R_{\text{э}} N_{\text{э}} = R_{\text{у}} N_{\text{у}}. \quad (2)$$

Значение R характеризует число циклов нагружения при расчетном моменте постоянного уровня — $M_{\text{р}}$, эквивалентное по накоплению повреждений сопоставляемому режиму реально действующих нагрузок. Оно является показателем повреждающих воздействий и используется для сравнения степени повреждаемости деталей трансмиссии на различных режимах нагружения.

К числу основных факторов интенсификации режима нагружения ГМТ, наиболее существенно влияющих на накопление усталостных повреждений ее базовых элементов, относятся: частота вращения коленчатого вала двигателя в момент включения передачи при трогании автопогрузчика с места — X_1 ; скорость перемещения педали подачи топлива при разгоне — X_2 ; момент сил сопротивления движению — X_3 ; продолжительность режима нагружения трансмиссии — X_4 . Зависимость сопоставимых показателей повреждающих воздействий R от значений факторов интенсификации нагружения X для совокупности базовых элементов трансмиссии может быть представлена в виде системы регрессионных уравнений, полученной методом планирования эксперимента:

$$R_{\text{у}i} = f_i(X_1, X_2, X_3, X_4), \quad i = 1, 2, \dots, m, \quad (3)$$

где $R_{\text{у}i}$ — сопоставимые показатели повреждающих воздействий, принимаемые в качестве выходных параметров при планировании эксперимента; X_1 , X_2 , X_3 , X_4 — соответствующие кодированные значения факторов нагружения в интервале варьирования от -1 до $+1$; m — число выходных параметров.

Примем $N_{\text{у}} = T_{\text{у}}/t_{\text{у}}$ и $N_{\text{э}} = T_{\text{э}}/t_{\text{э}}$, где $T_{\text{у}}$, $T_{\text{э}}$ — соответственно общее время ускоренных ресурсных испытаний и планируемый срок службы автопогрузчика; $t_{\text{у}}$, $t_{\text{э}}$ — длительность соответственно одного стенового цикла нагружения трансмиссии в режиме "трогание—разгон—торможение" и в типовом технологическом цикле работы автопогрузчика в условиях эксплуатации.

Тогда для m выходных параметров на основании уравнения (2) получим систему уравнений

$$R_{yi} = R_{zi} \frac{T_3 T_y}{t_3 T_y} \quad (4)$$

Так как отношение T_3/T_y представляет собой коэффициент ускорения испытаний K_Φ , система (4) преобразуется к виду

$$R_{yi} = R_{zi} K_\Phi \frac{t_y}{t_3} \quad (5)$$

Приравняв правые части выражений (3) и (5), получим систему уравнений

$$f_i(X_1, X_2, X_3, X_4) = R_{zi} K_\Phi (t_y/t_3) \quad (6)$$

Задача выбора режима ускоренных ресурсных испытаний ГМТ автопогрузчика сводится к определению факторов X_1, X_2, X_3, X_4 , при которых система (6) будет иметь наилучшее согласование, т. е. невязки

$$\epsilon_i = f_i(X_1, X_2, X_3, X_4) - R_{zi} K_\Phi (t_y/t_3) \quad (7)$$

должны быть возможно малыми по абсолютной величине. Эта задача может быть решена численным методом определения параметров эмпирической формулы [2].

Значения факторов X_j выразим через грубые значения X_j^0 и соответствующие поправки a_j , которые считаются "малыми":

$$X_j = X_j^0 + a_j \quad (8)$$

Подставив значения X_j в уравнения системы (7) и разложив правые части полученных уравнений по степеням поправок a_j , удерживая лишь члены первого порядка относительно этих поправок, получим систему условных уравнений вида

$$\epsilon_i = \sum_{j=1}^m A_{ji} a_j \quad (9)$$

где $A_{ji} = f'_{X_j}(X_j^0)$; j – номер фактора интенсификации нагружения.

Система условных уравнений (9) в общем случае является несовместной, для ее решения используем метод наименьших квадратов. Согласно этому методу, за меру отклонения полинома от данной функции ϵ принимается значение S_M , равное сумме квадратов отклонений полинома $A_{1i}a_1 + A_{2i}a_2 + A_{3i}a_3 + A_{4i}a_4$ от функции ϵ_i , т. е.

$$S_M = \sum_{i=1}^m (A_{1i}a_1 + A_{2i}a_2 + A_{3i}a_3 + A_{4i}a_4 - \epsilon_i)^2 = \min.$$

Приравняв нулю частные производные от функции S_M по X_i , получим систему четырех линейных уравнений с четырьмя неизвестными:

$$\left(\sum_{i=1}^m A_{1i}^2 \right) a_1 + \left(\sum_{i=1}^m A_{1i} A_{2i} \right) a_2 + \left(\sum_{i=1}^m A_{1i} A_{3i} \right) a_3 +$$

$$\begin{aligned}
& + \left(\sum_{i=1}^m A_{1i} A_{4i} \right) \alpha_4 = \sum_{i=1}^m A_{1i} \epsilon_i ; \\
& \left(\sum_{i=1}^m A_{1i} A_{2i} \right) \alpha_1 + \left(\sum_{i=1}^m A_{2i}^2 \right) \alpha_2 + \left(\sum_{i=1}^m A_{2i} A_{3i} \right) \alpha_3 + \\
& + \left(\sum_{i=1}^m A_{2i} A_{4i} \right) \alpha_4 = \sum_{i=1}^m A_{2i} \epsilon_i ; \\
& \left(\sum_{i=1}^m A_{1i} A_{3i} \right) \alpha_1 + \left(\sum_{i=1}^m A_{2i} A_{3i} \right) \alpha_2 + \left(\sum_{i=1}^m A_{3i}^2 \right) \alpha_3 + \\
& + \left(\sum_{i=1}^m A_{3i} A_{4i} \right) \alpha_4 = \sum_{i=1}^m A_{3i} \epsilon_i ; \\
& \left(\sum_{i=1}^m A_{1i} A_{4i} \right) \alpha_1 + \left(\sum_{i=1}^m A_{2i} A_{4i} \right) \alpha_2 + \left(\sum_{i=1}^m A_{3i} A_{4i} \right) \alpha_3 + \\
& + \left(\sum_{i=1}^m A_{4i}^2 \right) \alpha_4 = \sum_{i=1}^m A_{4i} \epsilon_i .
\end{aligned} \tag{10}$$

Решая систему (10), определяем значения поправок α_i . По выражению (8) находим новые значения X_j и, подставив их в систему (7), получаем новые соответствующие невязки $\epsilon_i^{(k)}$. Процесс вычислений повторяется до тех пор, пока значения невязок $\epsilon_i^{(k)}$ не станут меньше некоторого заданного значения δ . Минимальный объем испытаний устанавливается по коэффициенту ускорения испытаний K_Φ , последовательно наращиваемому до наибольшего значения, при котором возможно решение системы (6) с заданной степенью точности.

На основании изложенного выше алгоритма разработана программа расчета на ЭВМ факторов интенсификации режима нагружения ГМТ автопогрузчика при проведении его комплексных ускоренных ресурсных испытаний на стенде с беговыми барабанами. Полученные в результате расчета на ЭВМ параметры стендовых режимов нагружения ГМТ автопогрузчика модели 4085 обеспечили продолжительность стендовых испытаний, соответствующую коэффициенту ускорения $K_\Phi = 8 \dots 10$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Яценко Н.Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей. — М.: Машиностроение, 1972. — 372 с.
2. Демидович Б.П., Марон И.А., Шувалова Э.З. Численные методы анализа. — М.: Наука, 1967. — 368 с.

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ НАГРУЖЕННОСТИ ИНДИВИДУАЛЬНОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА ВЕДУЩИХ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ ПРИ КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ

В карьерах горнообогатительных комбинатов эксплуатируются автомобили-самосвалы особо большой грузоподъемности (75...180 т), имеющие индивидуальный электропривод ведущих колес через механический редуктор.

Такая компоновка трансмиссии обуславливает некоторые особенности нагружения деталей привода ведущих колес, проявляющиеся, в частности, при движении автомобиля по криволинейной траектории. Если в механических трансмиссиях автомобилей в этом случае благодаря наличию симметричного межколесного дифференциала не происходит значительного изменения нагруженности в приводах ведущих колес, то можно предположить, что при индивидуальных электроприводах из-за отсутствия дифференциальных механизмов нагрузки в каждом из них будут разными.

Эти предположения подтверждаются как непосредственными наблюдениями за показателями амперметров (на щитке приборов водителя), регистрирующих токи в цепях каждого из тяговых электродвигателей, так и результатами обработки осциллограмм с записями значений крутящих моментов на торсионных валах, связывающих тяговые электродвигатели с редукторами ведущих колес автомобиля.

Упомянутая обработка производилась для записей режимов прямолинейного движения автомобиля с последующим плавным переходом на криволинейное с переменным радиусом кривизны как на горизонтальных участках трассы, так и на участках с различными подъемами. Объектом исследований являлся БелАЗ-75191 (с грузом), эксплуатировавшийся на вывозе горной массы.

Целью обработки экспериментального материала было получение характеристик, показывающих соотношение крутящих моментов на торсионах внутреннего ($M_{вн}$) и наружного ($M_{н}$) относительно центра поворота ведущих колес в зависимости от радиуса кривизны траектории движения (радиуса поворота автомобиля R_a).

Были получены две зависимости. Одна из них (рис. 1) характеризует изменение отношения крутящего момента, нагружающего торсионный вал при разных значениях радиуса поворота автомобиля (M_R), к аналогичному моменту на прямолинейном участке трассы перед началом поворота ($M_{п}$):

$$k_m = M_R / M_{п} . \quad (1)$$

Другая зависимость (рис. 2) характеризует соотношение крутящих моментов, действующих одновременно на торсионных валах внутреннего и наружного (относительно центра поворота) ведущих колес автомобиля, и токов ($I_{вн}$, $I_{н}$) в цепях соответствующих тяговых электродвигателей:

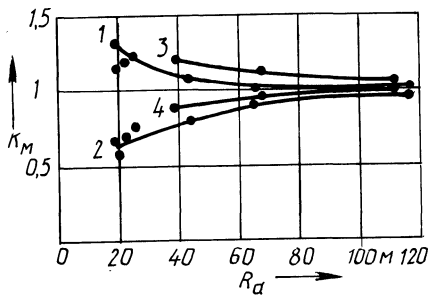


Рис. 1. Зависимость отношения крутящих моментов (k_M) от радиуса поворота автомобиля (R_a):

1...3 - k_M для внутреннего ведущего колеса (в двух реализациях); 2...4 - k_M для наружного ведущего колеса (в двух реализациях)

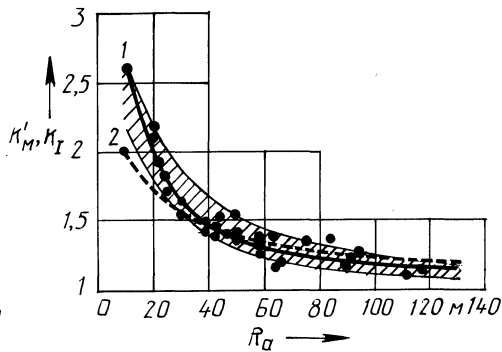


Рис. 2. Зависимость соотношений крутящих моментов (k'_M) и токов в тяговых электродвигателях (k'_I) от радиуса поворота автомобиля (R_a):

1 - k'_M для крутящих моментов на торсионах; 2 - k'_I для токов

$$k'_M = M_{ВН} / M_H \quad (2); \quad k'_I = I_{ВН} / I_H \quad (3)$$

С целью более достоверного представления зависимости k'_M от R_a на рис. 2, кроме базовой реализации (для горизонтального участка трассы), представлены в виде точек и заштрихованной зоны результаты обработки реализаций для других участков, имеющих различные подъемы. Полученные зависимости (1) и (2) показывают увеличение (на 25...35 %) и перераспределение механических нагрузок на торсионах и токов в тяговых электродвигателях (до 2,5 раз) с уменьшением радиуса поворота автомобиля. Формирование этого процесса обусловлено в меньшей мере (из-за относительно малой скорости движения 15...20 км/ч) влиянием факторов, связанных с устойчивостью и управляемостью автомобиля (действие инерционных и других сил на повороте), и в большей - отсутствием дифференциального механизма (механического или электрического) между ведущими колесами автомобиля.

Продолжительность пребывания автомобиля на участках поворотов может достигать 15...20 % от времени прохождения им всей трассы, что определяет необходимость учета возникающих при этом нагрузок.

Доля виражей в определенной общей трассе может быть оценена показателем извилистости трассы S_n , а общее влияние его на нагруженность связано со средними радиусами поворотов R_{cp} :

$$S_n = \frac{l_{В1} + l_{В2} + \dots + l_{Вn}}{(l_1 + l_{В1}) + (l_2 + l_{В2}) + \dots + (l_n + l_{Вn})}, \quad (4)$$

где $l_{В1}, l_{В2}, \dots, l_{Вn}$ - длина виража соответственно в конце первого, второго и последующих прямолинейных участков трассы; l_1, l_2, \dots, l_n - длина прямолинейных участков трассы;

$$R_{\text{ср}} = \frac{R_{\text{в}1}\beta_1 + R_{\text{в}2}\beta_2 + \dots + R_{\text{в}n}\beta_n}{\beta_1 + \beta_2 + \dots + \beta_n}, \quad (5)$$

где $\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_n$ — углы поворота на соответствующем выраже; $R_{\text{в}1}, R_{\text{в}2}, \dots, R_{\text{в}n}$ — радиусы поворотов на соответствующих выражах.

Факторы, обуславливающие и влияющие на нагруженность трансмиссии, могут быть установлены при рассмотрении силового баланса автомобиля.

Обычно уравнение силового баланса имеет вид

$$F_{\text{т}} = F_{\text{д}} + F_{\text{в}} + F_{\text{и}}, \quad (6)$$

где $F_{\text{т}}, F_{\text{д}}, F_{\text{в}}, F_{\text{и}}$ — соответственно силы тяги на ведущих колесах автомобиля, сопротивления дороги, воздуха, силы на преодоление инерции автомобиля.

В связи с тем что расчет работоспособности деталей трансмиссии производят чаще всего по значениям крутящих моментов, более удобным для практических целей будет использование уравнения баланса с составляющими, представленными в виде крутящих моментов. Причем эти моменты должны определяться не на ведущем колесе автомобиля, а на одной из деталей трансмиссии. Такой деталью, в частности, может быть торсионный вал, связывающий электродвигатель с редуктором мотор-колеса, так как именно на нем регистрируются передаваемые редуктору крутящие моменты.

Тогда выражение (6) может быть представлено в виде

$$M_{\text{т}} = M_{\text{д}} + M_{\text{в}} + M_{\text{и}}. \quad (7)$$

Однако в уравнениях баланса (6) и (7) не полностью учитываются факторы, с помощью которых определяется нагруженность трансмиссии автомобилей. Для получения преобразованного выражения (7), содержащего действительное число существенных факторов, следует принять во внимание определенные типовые особенности эксплуатации таких автомобилей в карьерах на вывозе горной массы. В первую очередь нужно иметь в виду следующее: 1) автомобили с грузом движутся в карьере в направлении от нижнего уровня к верхнему (на подъем); 2) на большей части любого участка трассы скорость движения автомобиля почти постоянна и близка к предельно возможной, определяемой подъемом соответствующего участка; 3) на выражах происходит перераспределение нагруженности приводов ведущих колес автомобиля (см. рис. 1, 2). С учетом этого выражение (7) имеет вид:

$$M_{\text{т.в}} = M_{\text{д}} + M_{\text{в}} - (M_{\text{ц}} + M_{\text{дф}}); \quad (8)$$

$$M_{\text{т.н}} = M_{\text{д}} + M_{\text{в}} + (M_{\text{ц}} - M_{\text{дф}}) \quad (9)$$

или после перегруппировки

$$M_{\text{т.в}} = M_{\text{д}} + M_{\text{в}} + (M_{\text{дф}} - M_{\text{ц}}); \quad (10)$$

$$M_{Т.н} = M_{д} + M_{в} + (M_{ц} - M_{дф}), \quad (11)$$

где $M_{Т.в}$, $M_{Т.н}$ – крутящие моменты соответственно на торсионе внутреннего и наружного ведущих колес (относительно центра поворота автомобиля); $M_{д}$, $M_{в}$, $M_{ц}$, $M_{дф}$ – крутящие моменты, определяемые соответственно сопротивлением дороги, воздуха, центробежными силами на повороте и зависящие от наличия или отсутствия дифференциального механизма между ведущими колесами.

Зависимости (10), (11) могут быть использованы в прочностных расчетах деталей трансмиссий. При детерминированных расчетах возможны аналитический [1] или графоаналитический методы [2]. Однако более достоверные методы расчетов основываются на представлении нагрузок в вероятностном виде. Согласно этому, и составляющие в уравнениях баланса (10), (11) должны быть представлены в вероятностном виде. Особенно это существует для случаев движения автомобиля по криволинейной траектории с непрерывно изменяющимся радиусом кривизны (такой случай наиболее распространен).

Результаты экспериментов позволяют представить уравнение баланса в виде суммы интегральных функций, соответствующих законам распределения Максвелла или Лапласа–Шарлье.

ЛИТЕРАТУРА

1. З и м е л е в Г.В. Теория автомобиля. – М.: Машгиз, 1959. – 312 с. 2. Р е в с к и й В.Г., Б е л е н к о в В.П. Определение расчетного крутящего момента в трансмиссиях карьерных автомобилей-самосвалов номографическим способом // Автотракторостроение. – Минск, 1977. – Вып. 9. – С. 23–26.

УДК 629.113

Б.У. БУСЕЛ, Д.А. ВЬЯЛЬ, С.Г. ЛУГОВЦЕВА (БПИ),
В.И. МЕЛЕШ (БелАЗ)

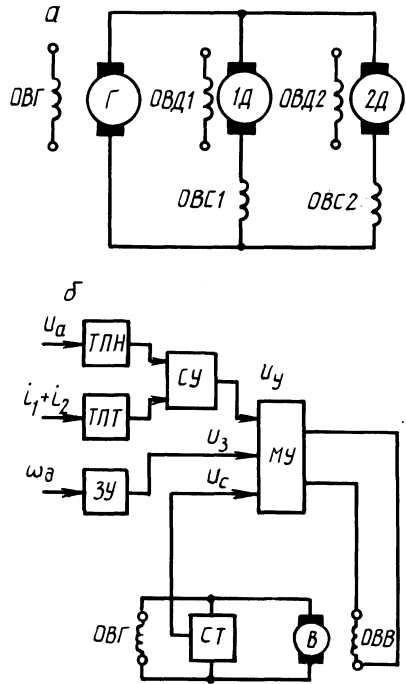
РАСЧЕТ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕКТРОМОТОР-КОЛЕСАХ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА

С целью исследования колебаний карьерных самосвалов БелАЗ с тяговым электроприводом были проведены специальные испытания. При движении по карьерным и асфальтобетонным дорогам регистрировались: вертикальные и продольные ускорения центра масс самосвала, неподрессоренной массы ведущего моста и на раме над ведущим мостом; крутящие моменты на торсионных валах редукторов; силы, действующие в цилиндрах подвески ведущего моста; токи в цепях тяговых электродвигателей; напряжение генератора; скорость движения самосвала.

Исследование колебательных процессов выполнялось методами спектрального анализа. Полученные результаты позволили сделать ряд выводов, характеризующих механизм возбуждения и распространения колебаний в системе самосвала, основными из которых являются следующие: колебания в мотор-колесах возбуждаются воздействием неровностей микропрофиля дороги; самосвал представляет собой взаимосвязанную электромеханическую систему "подвеска–мотор-колеса–тяговый электропривод".

Рис. 1. Упрощенная схема электропривода:

a – силовая цепь; *б* – система регулирования электропривода; *Г* – генератор; *Д* – электродвигатели; *ОВГ* – обмотка возбуждения генератора; *ОВД* – обмотки возбуждения двигателей; *ТПН* – трансформатор постоянного напряжения; *ТПТ* – трансформатор постоянного тока; *ЗУ* – задающий узел; *СУ* – селективный узел; *МУ* – магнитный усилитель; *В* – генератор-возбудитель; *СТ* – стабилизирующий трансформатор; *ОВВ* – обмотка возбуждения генератора-возбудителя; u_a – напряжение в силовой сети; i_1, i_2 – токи якорей электродвигателей; ω_d – частота вращения коленчатого вала дизеля; u_y, u_3, u_c – напряжение соответственно на управляющей, задающей, стабилизирующей обмотках магнитного усилителя



На основе сделанных выводов по результатам испытаний, а также допущений, которые обоснованы опытом моделирования систем "подвеска – трансмиссия" автомобилей [1] и тяговых электроприводов [2] составлена расчетная динамическая система, которая состоит из двух основных частей: 1) механической – включает подсистему подвески самосвала и подсистему, эквивалентную передаче "электродвигатель – редуктор-колесо"; 2) электропривода – состоит из собственно тягового электропривода и системы его регулирования.

Упрощенная расчетная схема электропривода с системой регулирования показана на рис. 1.

На рис. 2, 3 показана механическая часть системы. Подрессоренная масса самосвала совершает вертикальные, продольные, продольно-угловые и поперечные колебания по координатам z, x, φ_a, θ . Каждый мост автомобиля представлен в виде двух сосредоточенных масс, которые связаны с подрессоренной массой через элементы, имитирующие подвеску. Если подвеска моста зависимая, сосредоточенные массы соединяются жестким безынерционным стержнем.

Каждое мотор-колесо представлено в виде четырехмассовой динамической системы. В данном случае оказалось целесообразным оперировать с приведенной системой.

Колебательные процессы в системе "подвеска – мотор-колесо – тяговый электропривод" происходят следующим образом. Тангенциальные реакции в зоне контакта ведущих колес с дорогой через элементы, которые имитиру-

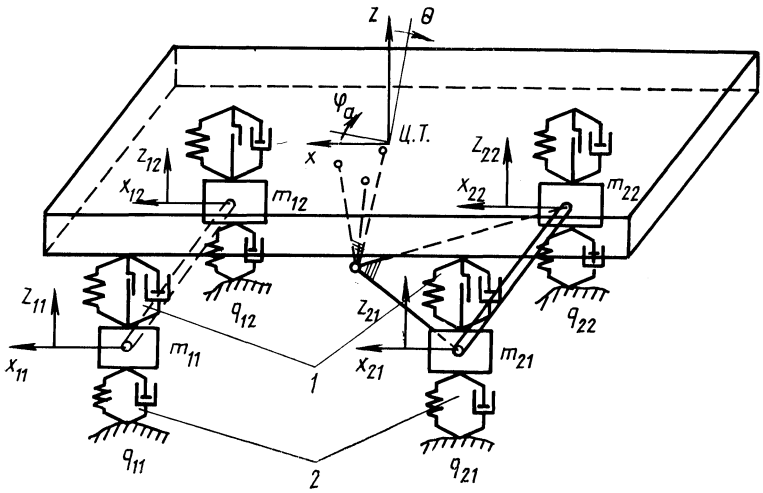


Рис. 2. Динамическая система подвески самосвала:

1 – подвеска; 2 – шина

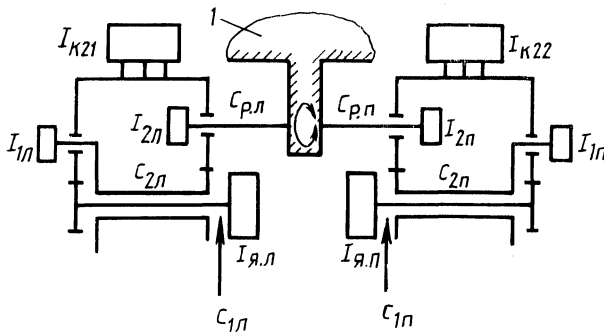


Рис. 3. Динамическая система мотор-колес самосвала:

1 – корпус моста с рычагом

ют тангенциальную жесткость шин, воздействуют на колесные узлы с моментами инерции $I_{к21}$, $I_{к22}$ и возбуждают колебания в редукторах. Кроме этого, угловые колебания корпуса моста вместе с рычагом через второй планетарный ряд также возбуждают крутильные колебания в редукторах, которые распространяются на якори электродвигателей. В результате возникает переменная составляющая частоты вращения якоря и, как следствие, переменная составляющая электромагнитного момента двигателя. Таким образом, в тяговом электроприводе начинается колебательный процесс.

В свою очередь крутильные колебания в редукторах через тангенциальные реакции и остановленное водило второго ряда (через реактивные связи моста) оказывают влияние на продольные, продольно-угловые и вертикальные колебания поступательно движущихся масс самосвала. Тангенциальные реакции на шинах формируются в результате воздействия неровностей микропро-

филя опорной поверхности на колеса, вертикальных, продольно-угловых и продольных колебаний самосвала и колебаний в редукторах. Угловые колебания моста вместе с рычагом в продольной вертикальной плоскости самосвала определяются кинематикой подвески, с одной стороны, и крутильными колебаниями в редукторах, с другой.

Система "подвеска – мотор-колесо – тяговый электропривод" описывается системой дифференциальных уравнений 36-го порядка и рядом функциональных зависимостей. Приведем основные из уравнений:

уравнение вертикальных колебаний подрессоренной массы

$$M\ddot{z} - F_{11} - F_{12} - F_{21} - F_{22} + \frac{1}{l_p} (M_{p.l} + M_{p.p}) = 0;$$

уравнение продольных колебаний

$$M_1 \ddot{x} + F_{\tau 21} + F_{\tau 22} + F_{\tau 11} + F_{\tau 12} = 0;$$

уравнение движения массы якоря левого электродвигателя

$$I_{я.л} \ddot{\varphi}_{я.л} + M_{1л} + M_{д.л} = 0;$$

уравнение движения массы левого ведущего колеса

$$I_{к 21} \ddot{\varphi}_{к 21} - M_{1л} u_1 - M_{2л} u_2 - F_{\tau 21} r = 0 ,$$

где $F_{11}, F_{12}, F_{21}, F_{22}$ – силы в подвесках, приведенные к центру моста; l_p – длина рычага; $M_{p.l}, M_{p.p}$ – реактивные моменты; $F_{\tau 11}, F_{\tau 12}, F_{\tau 21}, F_{\tau 22}$ – суммарные тангенциальные реакции дороги; $M_{1л}$ – крутящий момент в звене $C_{1л}$ (см. рис. 2); $M_{д.л}$ – динамическая составляющая электромагнитного момента левого электродвигателя; u_1, u_2 – внутренние передаточные числа планетарных механизмов редуктора; $M_{2л}$ – крутящий момент в звене $C_{2л}$; r – динамический радиус ведущих колес.

Электрические машины (двигатели, генератор) описываются уравнениями вида:

$$U_a = k\Phi\omega - iR_a + L_a \frac{di}{dt} + 2zN_c \sigma \frac{d\Phi}{dt} ;$$

$$U_b = i_b R_b + 2zN_b \sigma \frac{d\Phi}{dt} ;$$

$$0 = i_{вт} R_b + 2zN_b \sigma \frac{d\Phi}{dt} ,$$

где ω – частота вращения якоря машины; R_a – активное сопротивление якорной цепи; L_a – индуктивность якорной цепи машины; N_c – число витков последовательной обмотки возбуждения; N_b – число витков независимой обмотки возбуждения; R_b – активное сопротивление независимой обмотки возбуждения; i – ток в якорной цепи; i_b – ток возбуждения в независимой обмотке; z – число пар полюсов; Φ – магнитный поток.

Для решения уравнений движения системы "подвеска – мотор-колесо – тяговый электропривод" составлена программа. Предусмотрено моделирова-

ние нелинейных характеристик подвески, шин, электрических машин, зазоров в редукторах. Ординаты микропрофиля задаются таблицей в зависимости от координаты "путь".

Результаты решения получаются в виде спектральных плотностей исследуемых процессов; определяются дисперсии и математические ожидания. При необходимости осуществляется вывод реализаций процессов.

Результаты расчетов сопоставлены с экспериментальными данными. Максимальное отличие расчетных дисперсий процессов от экспериментальных значений достигает 26 %, что объясняется главным образом трудностями в задании демпфирующих характеристик звеньев системы, эквивалентной самосвалу. Значения собственных частот всех колебаний в системе и распределение энергии колебаний по частоте практически полностью совпадают при сопоставлении результатов расчетов и испытаний. Таким образом, разработанная динамическая система "подвеска — мотор-колесо — тяговый электропривод" характеризуется высоким качеством моделирования реальных процессов колебаний самосвала.

С целью выявления и оценки путей снижения динамических нагрузок в конструкции самосвала были проведены теоретические исследования с использованием разработанной программы расчета. Наиболее целесообразным представляется снижение жесткости подвески ведущего моста. В этом случае наблюдается уменьшение динамических нагрузок как на детали редуктора, так и на элементы несущей системы самосвала. При увеличении высоты приведенного столба газа в подвеске ведущего моста с 0,15 до 0,2...0,21 м дисперсии крутящего момента в редукторе и силы в системе поддрессоривания снижаются на 23...25 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник / Под ред. А.И.Гришкевича. — М.: Машиностроение, 1984. — 266 с. 2. Чиликин М.Г., Ключев В.И., Сандлер А.С. Теория автоматизированного электропривода. — М.: Энергия, 1979. — 614 с.

УДК 629.11.012.5

Н.Н. ВЕРЕМЕЕВ, Д.М. ЛОМАКО, канд.техн.наук
А.М. САПЕЛКИН (БПИ)

КОЛЕБАНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ С НЕРОВНОСТЯМИ

В работе [1] указывается, что пневматическая шина как сглаживающее звено колебательной системы автомобиля работает при условии наличия в ней обратной связи. Действительно, упругая характеристика шины изменяется в зависимости от профиля опорной поверхности в пределах пятна контакта, т. е.

$$F_z = f(q, h_z),$$

и в то же время прогиб шины определяется нагрузкой, т. е.

$$h_z = f(F_z),$$

где F_z – вертикальная нагрузка на колесо; h_z – вертикальный прогиб шины; q – ордината профиля опорной поверхности.

В реальных условиях движения вертикальная нагрузка на колесо вследствие колебаний масс автомобиля постоянно изменяется, т. е. сглаживание микропрофиля шиной происходит непрерывно при переменной нагрузке на колесо.

Для расчетной схемы берется двухмассовая модель автомобиля (рис. 1). Схема позволяет максимально упростить расчет и выявить влияние сглаживающей способности шины на параметры колебаний автомобиля.

Уравнения движения модели, эквивалентной передней части автомобиля 4×2 , запишем в виде:

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{z}_1 + F_{п1} &= 0; \\ m_1 \ddot{\xi}_1 + F_{ш1} - F_{п1} &= 0, \end{aligned}$$

где M_1 , m_1 – соответственно поддрессоренная и неподдрессоренная массы; $F_{п1}$ – сила в подвеске автомобиля; $F_{ш1}$ – сила в шине.

Составляющая сил для модели I (статическое сглаживание) определяются по формулам:

$$\begin{aligned} F_{п1} &= c_{п}(z_1 - \xi_1) + k_{п}(\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1); \\ F_{ш1} &= c_z(\xi_1 - q_{сг}) + k_z(\dot{\xi}_1 - \dot{q}_{сг}), \end{aligned}$$

где $c_{п}$, $k_{п}$ – коэффициенты соответственно вертикальной жесткости и демпфирования подвески; c_z , k_z – коэффициенты соответственно нормальной жесткости и демпфирования шины; $q_{сг}$ – сглаженный микропрофиль.

В качестве сглаженного микропрофиля $q_{сг}$ в данной работе принималась траектория оси колеса при достаточно медленном обкатывании его по неровностям. Вертикальная составляющая R_z реакции опорной поверхности определяется по методике, приведенной в работе [2], где шина рассматривается как пространственная оболочка двоякой кривизны в продольной и поперечной плоскостях, равномерно нагруженная давлением воздуха. Под действием приложенной к колесу нагрузки шина деформируется. Согласно предложенной математической модели шины, нормальная нагрузка, приложенная к колесу, определялась по формуле

$$F_z = \int p dA, \quad (1)$$

где p – нормальное давление в зоне контакта, которое определяется при статической нагрузке на колесо: $p = G/A_0$; A – площадь пятна контакта шины с произвольной опорной поверхностью; G – статическая нагрузка на колесо; A_0 – площадь пятна контакта шины с плоской опорной поверхностью.

Для модели II (динамическое сглаживание) определение упругой составляющей силы в шине проводилось на каждом шаге интегрирования по формуле (1) [2].

Результаты расчета колебаний автомобиля представлены на рис. 2. Как видно из графиков, спектральные плотности вертикальных ускорений поддрессоренной массы в диапазоне частот от 1 до 30 Гц практически совпадают, но на

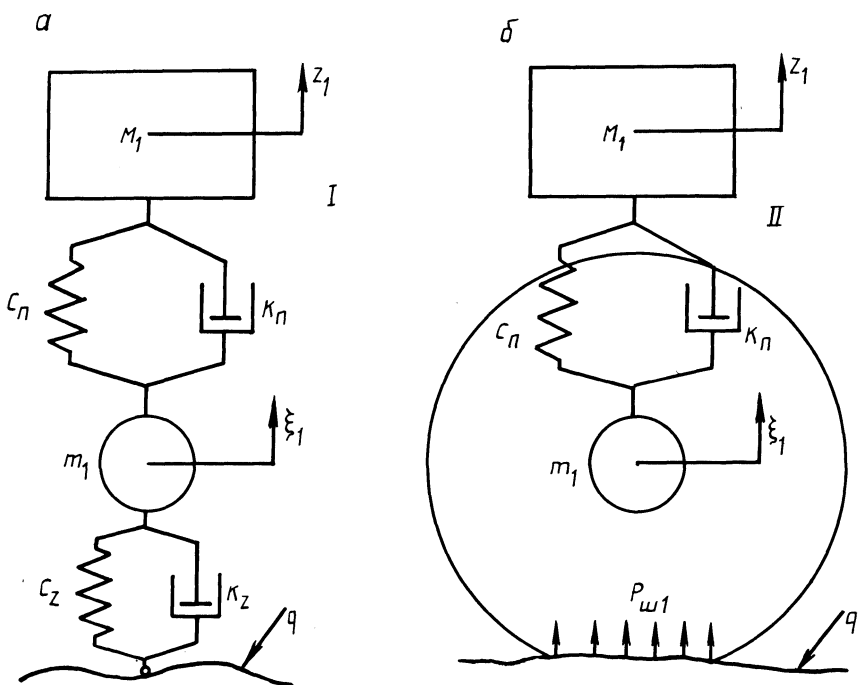


Рис. 1. Расчетные динамические модели:
 а - I ; б - II

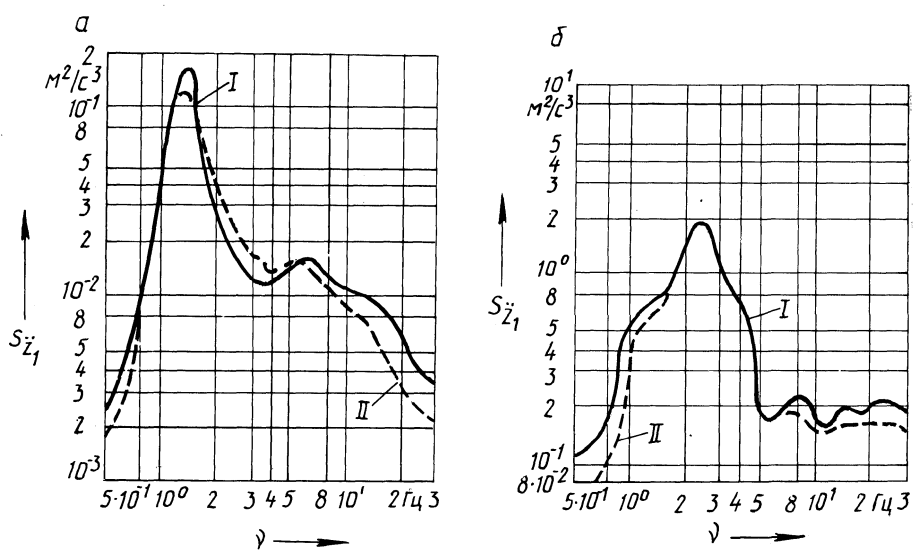


Рис. 2. Спектральные плотности вертикальных ускорений поддресоренной массы при движении автомобилей по булыжнику со скоростями:
 а - $v = 10$ м/с; б - $v = 20$ м/с

один вариант расчета по модели II затрачивается в 2...3,5 раза больше машинного времени (в зависимости от скорости движения и типа дороги), чем для расчета по модели I.

Поэтому в практических целях целесообразно проводить расчеты по модели I, не внося при этом заметных отклонений в общий уровень колебаний автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Яценко Н.Н. Поглощающая и сглаживающая способность шин. — М.: Машиностроение, 1978. — 132 с.
2. Веремеев Н.Н. Сглаживающая и поглощающая способности шин при расчетах плавности хода автомобиля: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Л., 1985. — 16 с.

УДК 629.11-585-52

А.И. ГРИШКЕВИЧ, д-р техн. наук,
А.Д. ЧЕРВАНЕВ, канд. техн. наук,
Ю.В. КРАВЦОВ (БПИ)

ПРИМЕНЕНИЕ МИКРОПРОЦЕССОРОВ В АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМАХ УПРАВЛЕНИЯ ТРАНСМИССИЕЙ АВТОМОБИЛЯ

Электронные устройства на автомобиле начали применяться примерно 25 лет тому назад. В настоящее время число их непрерывно растет. Электроника широко используется в различных системах двигателя: зажигания, подачи топлива, регулирования теплового режима, оптимизации режима работы; в системах управления: антиблокировочные устройства, системы переключения передач (главным образом при гидромеханических трансмиссиях), а также для сервисно-информационного обеспечения.

При появлении микроЭВМ, способных работать на подвижных объектах, стало возможным качественно изменить подход к автоматизации автомобиля. Бортовые ЭВМ способны выполнять все функции, которые в настоящее время выполняются отдельными электронными устройствами.

По нашему представлению, бортовая ЭВМ на автомобиле должна: управлять режимами работы двигателя и трансмиссии, обеспечивая во всех случаях движения автомобиля оптимальный режим работы двигателя; процессом торможения; контролировать состояние основных агрегатов автомобиля, а также выполнять ряд сервисных операций (например, обеспечение комфортных условий в кабине, контроль запаса хода и др.).

Следует признать, что для автомобилей ближайшего будущего механическая ступенчатая трансмиссия в силу своих преимуществ является наиболее перспективной. В то же время алгоритм работы такой трансмиссии в автоматическом режиме является наиболее сложным: во время переключения ступеней необходимо управлять не только коробкой передач, но и двигателем и сцеплением. Причем алгоритм управления должен учитывать режим и условия движения.

В проблемной лаборатории автомобилей БПИ была разработана и испытана

на на стенде микропроцессорная система управления трансмиссией автомобиля.

Обработку алгоритмов такой системы целесообразно проводить на специальном стенде, в состав которого входят объект управления с датчиками и исполнительными механизмами и микропроцессорная ЭВМ с набором внешних устройств. Минимально необходимым набором внешних устройств к микроЭВМ являются следующие устройства: видеотерминал алфавитно-цифровой – для ввода в микроЭВМ программ, исходных данных, а также для их контроля и оперативного исправления; устройство вывода – для вывода из микроЭВМ информации на носитель с длительным временем хранения (перфолента, магнитная лента, магнитный диск); устройство ввода – для ввода в микроЭВМ информации с носителя информации.

Основными параметрами для выбора типа микроЭВМ являются: емкость оперативного запоминающего устройства (ОЗУ) – не менее 16К байт (К-1024); число уровней прерываний – не менее трех (для обеспечения работы в системах реального масштаба времени); возможность работы с устройствами любого быстродействия.

Так как микроЭВМ являются машинами общего назначения, для использования их в качестве управляющих требуется разработка и изготовление специального устройства сопряжения с объектом управления (контроллера). Конструкция контроллера определяется особенностями конкретной микроЭВМ, количеством и видом сигналов от датчиков и сигналами к исполнительным устройствам системы, а также алгоритмом управления, который должен быть реализован с помощью этой ЭВМ.

При разработке системы необходимо стремиться к тому, чтобы был задействован минимальный набор аппаратных средств и максимально использовались программные возможности микропроцессора.

С учетом вышеупомянутого структурная схема системы автоматизированного управления трансмиссией автомобиля примет вид, показанный на рис. 1.

В автоматизированной системе управления трансмиссией автомобиля должны обеспечиваться следующие режимы работы: выбор режима работы системы; трогание автомобиля с места; выбор направления и момента переключения передач; организация процесса переключения на высшую или низ-

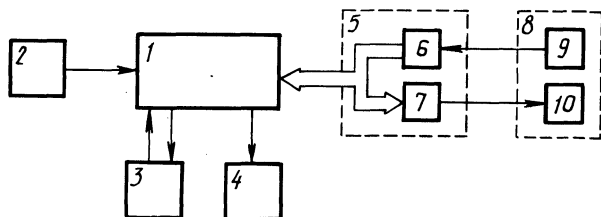


Рис. 1. Структурная схема системы автоматизированного управления трансмиссией автомобиля (стендовый вариант):

1 – микроЭВМ; 2 – устройство ввода; 3 – видеотерминал; 4 – устройство вывода; 5 – устройство сопряжения; 6 – блок преобразования информации; 7 – блок усилителей управляющих сигналов; 8 – объект управления; 9 – датчики; 10 – исполнительные механизмы

ную передачу; выбор требуемой передачи после торможения или движения накатом; предохранение двигателя от перегрузки.

Согласно [1], для системы могут использоваться следующие информационные параметры: положение педали подачи топлива; угловая скорость коленчатого вала двигателя $\omega_{дв}$; угловая скорость выходного вала коробки передач $\omega_{в.в}$; номер включенной передачи; выключенное состояние сцепления.

В качестве управляющего звена системы можно использовать микроЭВМ "Электроника К1-10", выполненную на микропроцессорном комплекте серии К580. В устройстве сопряжения для обработки частотных сигналов можно применить трехканальный программно-управляемый таймер (микросхема К580ВИ53). Один канал совместно с кварцевым генератором используется для получения точных программно-управляемых интервалов времени, два других – для обработки частотных сигналов от датчиков скорости коленчатого вала двигателя и выходного вала коробки передач. Для приема сигналов от других датчиков и выдачи управляющих сигналов подойдет порт параллельного ввода-вывода (микросхема К580ИК55), который позволяет вести обмен дискретной по уровню информацией по 24 линиям связи в любом направлении. Управление портом производится программно.

Кроме аппаратных средств, для реализации алгоритма системы управления трансмиссией автомобиля используются и программные средства. Программирование можно осуществлять на машинном языке, языке ассемблера, языке высокого уровня. Не следует противопоставлять эти языки друг другу, поскольку они удовлетворяют различным требованиям.

<i>Основная программа</i>	<i>Подпрограммы</i>
<i>Выбор направления движения и трогание</i>	<i>Контроль $\omega_{дв}$, $\omega_{в.в}$</i>
<i>Задний ход</i>	
<i>Переключение вверх-вниз</i>	<i>Контроль $\omega_{дв}$ и порогов переключения</i>
	<i>Синхронизация КП при переключении</i>
<i>Включение передачи после торможения или наката</i>	<i>Контроль $\omega_{в.в}$</i>
<i>Таблица констант</i>	

Рис. 2. Структурная схема организации работы программных средств

Машинный язык является наиболее общим из всех языков программирования. На этом языке программист "разговаривает" непосредственно с ЭВМ. Считается, что программировать на этом языке наиболее трудно, поскольку программист должен мыслить в терминах машинных функций. Однако программирование на машинном языке, хотя и сопряжено со значительными трудностями, обеспечивает полный контроль и управление каждой машинной операцией. Такое управление позволяет оптимизировать программу с точки зрения времени ее выполнения и требуемого для ее размещения объема памяти.

Структурную работу программных средств можно организовать, как показано на рис. 2.

Во время выполнения основной программы на отдельных ее участках с определенной периодичностью через систему прерываний подключается та или другая подпрограмма, которая следит за изменяющимися параметрами системы.

Предложенная организация системы управления трансмиссией автомобиля была проверена на кафедре "Автомобили" БПИ и показала хорошую работоспособность.

ЛИТЕРАТУРА

1 Руктешель О.С., Эль Камиль Хамад. Информационные параметры системы автоматического управления силовым агрегатом автомобиля // Автотракторостроение. — Минск, 1985. — Вып. 20. — С. 26–29.

УДК 629.13

В.В. КАПУСТИН, канд.техн.наук
(БПИ)

К ДИНАМИЧЕСКОМУ РАСЧЕТУ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ

Электрогидравлический распределитель (ЭГР), широко применяемый на автомобилях и тракторах, включает два основных функциональных узла (рис. 1): электромагнит 1 и золотниковый или клапанный распределительный элемент (РЭ) 2 потока жидкости. Их расчет традиционно проводится раздельно. Так, в инженерной практике применяется методика расчета электромагнита [1, 5]. Золотниковый РЭ рассчитывается на основе уравнения его движения [2].

ЭГР характеризуется совместной работой электромагнита и распределительного элемента, что, естественно, влияет на их параметры, время срабатывания и точность регулирования давления на выходе. Поэтому практическое значение принимает расчет и оптимизация параметров электромагнита и РЭ с помощью общей математической модели.

Обычно время срабатывания электромагнита $t_{\text{ср}}$ [1] делят на время трогания $t_{\text{тр}}$ (с начала подачи электрического сигнала до начала трогания электромагнита) и время движения $t_{\text{дв}}$ электромагнита и РЭ, т. е. $t_{\text{ср}} = t_{\text{тр}} + t_{\text{дв}}$. Анализируя работу ЭГР, отметим, что движение сердечника электромагнита 1

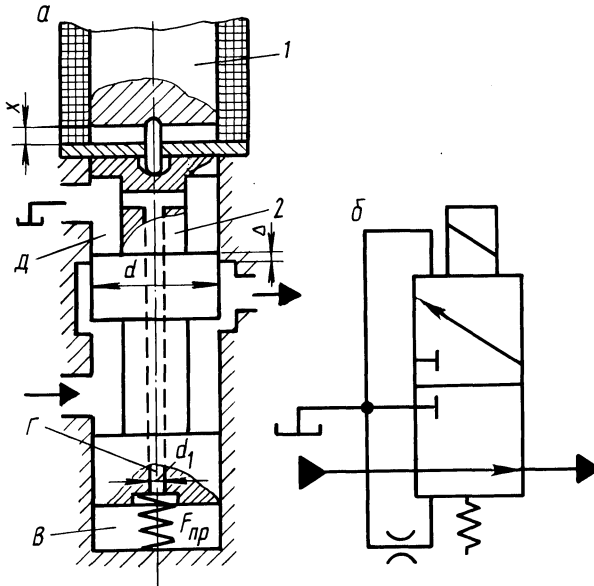


Рис. 1. Электрогидравлический распределитель:
 а – расчетная схема; б – принципиальная

происходит практически одновременно с РЭ 2 (см. рис. 1). Следовательно, время трогания $t_{тр}$ будет определяться не только характеристиками электромагнита, но и тем же силами сопротивления, которые испытывает РЭ при своем перемещении. В проведенных нами экспериментах время трогания электромагнита промышленных ЭГР может достигать 0,15 с, а время движения электромагнита и РЭ составляет лишь 0,01...0,02 с. При таком соотношении составляющих времени срабатывания ЭГР при увеличении давления в гидросистемах существенно снижается точность регулирования давления на выходе РЭ.

Например, перемещение золотника модулятора противоблокировочной системы в фазе оттормаживания за $t_{дв} = 0,01$ с приводит к "забросу" давления на выходе РЭ до 17 МПа (перерегулирование составляет 60%). Эти возмущения вызывают высокочастотные колебания жидкости и трубопроводов, гидравлические удары, что снижает также и надежность элементов привода. Таким образом, возникает необходимость в увеличении и регулировании времени движения РЭ. Быстродействие ЭГР может быть улучшено за счет сокращения времени трогания электромагнита путем применения специальных схем форсирования.

Рассмотрим возможности регулирования времени движения РЭ. При включении электромагнита перемещение золотникового РЭ 2 (см. рис. 1) вызывает вытеснение рабочей жидкости из полости В через канал Г в линию слива Д. Время движения РЭ будет зависеть и от сопротивления канала по длине l и местных сопротивлений ξ .

Составим уравнение равновесия золотникового РЭ рассматриваемой схемы:

$$F_{\text{эм}} = F_{\text{и}} + F_{\text{в.т}} + F_{\text{д}} + F_{\text{гд}} + F_{\text{с.т}} + F_{\text{пр}}, \quad (1)$$

где $F_{\text{эм}}$ – усилие, развиваемое электромагнитом; $F_{\text{и}}$ – сила инерции электромагнита и золотника; $F_{\text{в.т}}$ – сила вязкого трения золотника по контактирующей поверхности гильзы; $F_{\text{д}}$ – сила вязкого трения при движении рабочей жидкости по каналу Γ ; $F_{\text{гд}}$ – гидродинамическая сила, вызываемая реактивным действием потока жидкости, проходящей через рабочие щели золотника; $F_{\text{с.т}}$ – сила трения в паре "золотник – гильза" (без смазочного материала); $F_{\text{пр}}$ – сила возвратной пружины РЭ.

Постоянные составляющие уравнения (1) $F_{\text{и}}, F_{\text{в.т}}, F_{\text{гд}}, F_{\text{с.т}}$, их характеристики и параметры этих сил изложены в работах [2, 4]. Здесь же рассмотрим одну из составляющих – силу вязкого трения $F_{\text{д}}$, которая непосредственно обеспечивает возможность регулирования движения РЭ. Сила вязкого трения в канале Γ золотника может быть определена на основе обобщенного уравнения движения жидкости [3]:

$$F_{\text{д}} = 0,393 k \rho \nu l u^2 \frac{dx}{dt} + (0,443 \frac{\rho l A}{\sqrt{A_1}} f(\epsilon) + 0,5 \Sigma \xi \rho A) u^2 (\frac{dx}{dt})^2, \quad (2)$$

где k – коэффициент аппроксимации [4]: $k = 64 \dots 75$; ρ – плотность жидкости; ν – кинематическая вязкость жидкости; l – длина канала Γ золотника; $u = A/A_1$ – отношение площади сечения золотника A к площади A_1 канала Γ ; $\frac{dx}{dt}$ – скорость перемещения золотника; $f(\epsilon)$ – функция шероховатости канала Γ ; $\Sigma \xi$ – местные сопротивления канала Γ золотника.

Рассмотрим также возможность применения временной функции усилия $F_{\text{эм}}$, которое связано зависимостью с параметрами электромагнита. Тяговая сила электромагнита определяется по данным [1]:

$$F_{\text{эм}} = 6,4 \cdot 10^{-8} \eta^2 I_y^2 \omega^2 \left| \frac{dG}{d\delta} \right|_{\delta=\delta_{\text{м}}}, \quad (3)$$

где η – коэффициент запаса по току; I_y – установившаяся сила тока электромагнита; ω – число витков обмотки электромагнита; $\left| \frac{dG}{d\delta} \right|_{\delta=\delta_{\text{м}}}$ – модуль

производной проводимости G якоря по перемещению δ при максимальном ходе $\delta_{\text{н}} = x$.

Коэффициент η есть отношение тока трогания $i_{\text{тр}}$ электромагнита к току I_y , т. е. $\eta = i_{\text{тр}}/I_y$. Ток $i_{\text{тр}}$ с момента включения электромагнита представляет непрерывную функцию времени t , которая изменяется по экспоненте до I_y :

$$i_{\text{тр}} = I_y (1 - e^{-\frac{t}{T_{\text{эм}} + T_{\text{в}}}}), \quad (4)$$

где $T_{\text{эм}}$ – постоянная времени обмотки электромагнита; $T_{\text{в}}$ – постоянная времени, учитывающая действие вихревых токов в магнитопроводе.

Подставляя выражение (4) в уравнение (3), получим временную функцию тягового усилия электромагнита:

$$F_{эм} = 6,4 \cdot 10^{-8} I_y^2 \omega^2 \left| \frac{dG}{d\delta} \right|_{\delta=x} (1 - e^{-\frac{t}{T_{эм} + T_B}})^2. \quad (5)$$

Введем полученное выражение (2) в уравнение (1), предварительно заменив совокупность параметров при $\frac{dx}{dt}$ и $(\frac{dx}{dt})^2$ на соответствующие коэффициенты R_1, R_3, R_4 , и выражение (5) с коэффициентом передачи k_{π} . Подставим также в уравнение (1) уже известные составляющие $F_{и}, F_{гд}, F_{в.т}, F_{с.т}, F_{пр}$ [2, 4].

В результате получим уравнение для расчета электрогидравлического распределителя в виде

$$m \frac{d^2 x}{dz^2} + (R_1 + R_2) \frac{dx}{dt} + (R_3 + R_4) u^2 \left(\frac{dx}{dz} \right)^2 \text{sign} \frac{dx}{dt} + R_5 (x \pm \Delta) + F_{ст} \text{sign} x + F_{0пр} + cx = K_{\pi} (1 - e^{-\frac{t}{T_{э} + T_B}})^2,$$

где m — масса золотника и якоря электромагнита; R_2 — коэффициент демпфирующей силы золотника [2]; R_5 — коэффициент гидродинамической силы золотника [2, 4]; Δ — перекрытие золотниковой пары; $F_{0пр}$ — сила предварительного сжатия пружины; C — жесткость пружины; x — перемещение золотника; t — время.

Предложенная математическая модель дает возможность производить динамический расчет и решение задачи оптимизации по определению параметров регулируемого золотникового элемента и электромагнита гидравлических распределителей, в частности модуляторов, ускорительных клапанов гидросистем транспортных и технологических объектов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Проектирование электрических аппаратов авиационного электрооборудования / В.А. Балагуров, Ф.Ф. Голтеев, А.В. Гордон, А.Н. Ларионов. — М.: Оборонгиз, 1962. — 476 с.
2. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. — М.: Машиностроение, 1975. — 288 с.
3. Капустин В.В. Обобщенное уравнение движения рабочей жидкости в трубопроводе гидравлического привода // Автотракторостроение. — Минск, 1981. — Вып. 16. — С. 25–29.
4. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. — М.: Машиностроение, 1967. — 496 с.
5. Александров Г.Н. Проектирование электрических аппаратов. — Л.: Машиностроение, 1985. — 447 с.

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА СИСТЕМЫ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ СИНХРОНИЗИРОВАННОЙ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ

Исполнительные механизмы (ИМ) являются важнейшим элементом систем автоматизированного переключения передач (САПП). Они осуществляют непосредственное воздействие на объекты управления: двигатель, сцепление, коробку передач автомобиля. Работоспособность и надежность САПП во многом определяются надежностью ИМ. Долговечность и безотказность узлов и агрегатов, на которые воздействуют ИМ, в свою очередь также определяются их характеристиками.

При создании первых образцов ИМ коробок передач предполагалось, что инерционные синхронизаторы обеспечат безударное включение передач на всех режимах переключения. Более поздние исследования показали, что это не всегда выполнялось. В результате неточной работы наблюдалось повышенное изнашивание и преждевременный выход из строя деталей синхронизатора, в первую очередь блокирующих элементов и зубчатых муфт. Это объясняется тем, что при выборе параметров ИМ не учитывались особенности инерционных синхронизаторов.

Для обеспечения надежной работы ИМ и коробки передач возможны два пути: 1) создание специальных конструкций синхронизаторов (например, многоконусных) [1]; 2) создание ИМ, характеристики которых согласованы с параметрами синхронизаторов, применяемых в коробках передач с ручным управлением [2].

Первый путь требует кардинального изменения конструкции существующих синхронизаторов, влечет за собой увеличение трудоемкости изготовления и стоимости коробок передач. Второй путь более перспективен.

Для согласования параметров ИМ и синхронизатора необходимо выявить причины, из-за которых уменьшается срок службы последнего.

Как показали стендовые испытания коробки передач ЯМЗ-238П, оборудованной пневматическим ИМ, и анализ работы синхронизатора, основной причиной преждевременного выхода синхронизатора из строя является его неблокирование при включении передачи на период выравнивания угловых скоростей соединяемых инерционных масс трансмиссии. Этап блокирования синхронизатора оказывает решающее влияние на весь процесс включения передачи. В случае "пробоя" синхронизатора нарушается сам принцип его работы и поверхности трения в работу не вступают, а некоторое выравнивание угловых скоростей соединяемых элементов трансмиссии происходит за счет ударов торцов зубчатой муфты. При блокировании синхронизатора разность угловых скоростей включаемой шестерни и скользящей зубчатой муфты составляет от 0,5 до 3 рад/с к моменту замыкания муфты, при "пробоях" – от 9,5 до 16 рад/с [2].

Для определения условий переключения, обеспечивающих блокирование синхронизатора, необходимо выбрать параметр, характеризующий процесс

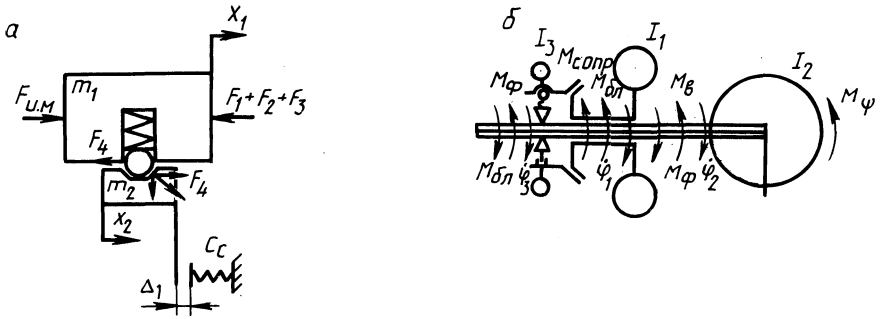


Рис. 1. Динамическая модель системы "исполнительный механизм – коробка передач":
 а – динамическая модель исполнительного механизма; б – динамическая система коробки передач

блокирования. В качестве такого параметра выступает угол поворота $\Delta\varphi$ запирающего звена (обоймы либо кольца) относительно скользящей зубчатой муфты в момент снятия последней с фиксаторов. Если к этому моменту $\Delta\varphi$ оказывается меньше угла $\varphi_{\text{бл}}$ блокирования, определяемого конструкцией синхронизатора, синхронизатор не заблокирован.

Для исследования влияния различных факторов на значение $\Delta\varphi$ была составлена динамическая модель системы ИМ – коробка передач (рис. 1), состоящая из двух взаимодействующих частей.

Первая часть (рис. 1, а) описывает поступательное движение масс ИМ, механизма переключения и синхронизатора. Масса m_1 включает массу поршня со штоком ИМ, штока механизма переключения с вилкой, скользящей зубчатой муфты; m_2 – масса обоймы синхронизатора. На массу m_1 воздействует усилие $F_{\text{и.м}}$, при ее смещении из нейтрального положения возникают силы сопротивления движению. Массы m_1 и m_2 связаны посредством фиксаторов синхронизатора.

Вторая часть описывает вращательное движение элементов трансмиссии с помощью трехмассовой динамической системы. Выбор данной системы обусловлен тем, что на этапе включения передачи, соответствующем блокированию синхронизатора, сцепление разомкнуто и коробка передач находится в нейтральном состоянии. В этом случае для удобства рассмотрения процесса блокировки синхронизатора можно выделить три отдельных элемента коробки передач: 1) первичный вал и связанные с ним элементы сцепления и коробки передач; 2) вторичный вал с элементами трансмиссии; 3) обойму синхронизатора. На рис. 1, б I_1 – момент инерции ведомой части сцепления, первичного вала, включаемой шестерни, промежуточного вала и связанных с ним шестерен, свободно вращающихся на вторичном валу, вращающихся частей демультипликатора, приведенные ко вторичному валу; I_2 – момент инерции вторичного вала и связанных с ним деталей, а также остальных элементов трансмиссии и поступательно движущаяся масса автомобиля, приведенные ко вторичному валу; I_3 – момент инерции обоймы синхронизатора.

При включении высшей передачи в момент соприкосновения поверхно-

стей трения синхронизатора динамическая модель описывается системой уравнений:

$$m_1 \ddot{x}_1 = F_{\text{и.м}} - (F_1 + F_2 + F_3 + F_4) \text{sign } \dot{x}_1 ;$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = F_4 - (x_1 - \Delta_1) c_c ;$$

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 = -M_{\text{сопр}} - M_{\text{бл}} ;$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 = -M_{\psi} - M_{\phi} - M_{\text{в}} ;$$

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 = M_{\text{бл}} - M_{\phi} ;$$

$$\Delta\varphi = -\varphi_2 + \varphi_3 ,$$

где $F_{\text{и.м}}$ — усилие ИМ; F_1 — усилие фиксатора штока механизма переключения; F_2 — сила трения в ИМ и механизме переключения; F_3 — сила трения в шлицевом соединении зубчатая муфта — вторичный вал; F_4 — осевое усилие фиксаторов синхронизатора; Δ_1 — расстояние между поверхностями трения синхронизатора; C_c — осевая жесткость синхронизатора; $M_{\text{сопр}}$ — момент сопротивления вращению массы I_1 ; $M_{\text{бл}}$ — блокирующий момент сопротивления повороту обоймы синхронизатора; $M_{\text{в}}$ — момент трения скользящей зубчатой муфты об вилок.

Зависимости для расчета F_1 , F_2 , F_3 , F_4 , $M_{\text{сопр}}$, M_{ψ} , M_{ϕ} , $M_{\text{в}}$ можно найти в работах [1, 3]. Методика моделирования усилия $F_{\text{и.м}}$ для пневматических ИМ приведена в статье [4].

Блокирующий момент $M_{\text{бл}}$ является аналогом синхронизирующего момента и определяется по формуле

$$M_{\text{бл}} = F_4 (fR_c / \sin \gamma) ,$$

где f — коэффициент трения на конусах синхронизатора; R_c — средний радиус поверхностей трения; γ — половина угла при вершине конуса синхронизатора.

На первом этапе анализа блокировки синхронизатора были выявлены факторы, оказывающие существенное влияние на угол $\Delta\varphi$. Задачи подобного типа решают с помощью многофакторного дисперсионного анализа. Для дисперсионного анализа были отобраны следующие факторы: скорость перемещения штока \dot{x}_1 ; коэффициент трения f ; момент сопротивления повороту обоймы синхронизатора M_{ϕ} ; момент сопротивления движению автомобиля M_{ψ} ; масса обоймы с момента инерции I_3 .

При получении материалов для проведения анализа в ходе моделирования использовались планы полнофакторного эксперимента типа 2^n . Принятые интервалы варьирования соответствовали: для I_3 , f , M_{ϕ} — параметрам коробки передач ЯМЗ-238А; для M_{ψ} — условиям эксплуатации на дорогах I и II категорий; для \dot{x}_1 — результатам моделирования и стендовых испытаний.

Дисперсионный анализ показал, что значимыми факторами являются \dot{x}_1 и f , т. е. $\Delta\varphi = f(\dot{x}_1, f)$.

Следующей задачей является выявление факторов, определяющих значе-

ние \dot{x}_1 в момент соприкосновения поверхностей трения синхронизатора. Для ее решения также были использованы методы дисперсионного анализа и планирования эксперимента. В качестве объекта исследования был принят ИМ с пневматическим силовым элементом для включения передач.

Анализировалось влияние на \dot{x}_1 следующих параметров: пропускной способности впускной и выпускной магистралей пневмоцилиндра μA_1 и μA_2 ; массы m_1 ; начального усилия фиксатора механизма переключения F_1 ; рабочего давления в пневмосистеме p_0 . Интервалы варьирования для F_1 приняты с учетом разброса усилий пружин фиксаторов различных моделей коробок передач грузовых автомобилей. Значения μA_1 и μA_2 , m_1 определены с учетом характеристик имеющихся ИМ, а диапазон изменения p_0 — на основании характеристик пневмосистем.

В результате дисперсионного анализа было получено, что для \dot{x}_1 значимыми факторами являются μA_1 , μA_2 и p_0 , т. е.

$$\dot{x}_1 = \psi(\mu A_1, \mu A_2, p_0). \quad (1)$$

Вторым этапом исследований являлось получение зависимостей для вычисления $\Delta\varphi$ и \dot{x}_1 для конкретной модели коробки передач и ИМ. Эта задача решалась методами регрессионного анализа.

В искомую зависимость для определения $\Delta\varphi$ в качестве регрессоров были включены факторы \dot{x}_1 , f , признанные значимыми по результатам дисперсионного анализа, а также момент инерции I_3 обоймы синхронизатора. С учетом того, что M_ψ признан не значимым фактором, $\varphi_2 = 0$ и искомая зависимость принимает вид

$$\Delta\varphi = \varphi = f(\dot{x}_1, f, I_3). \quad (2)$$

При получении материала, необходимого для проведения регрессионного анализа, использовались планы полнофакторного эксперимента типа 3^n .

Вычисление коэффициентов уравнения (2) производилось на ЭВМ "Электроника ДЗ-28", и в результате была получена зависимость

$$\varphi_3 = 0,11 - 0,25x_1 + 0,60f - 2,44I_3 \quad (3)$$

при коэффициенте детерминации $R^2 = 0,845$ и среднеквадратическом отклонении $Se = 0,97 \cdot 10^{-2}$ рад.

Полученная регрессионная модель (3) позволяет определить допускаемую скорость перемещения штока \dot{x}_1 исходя из конструктивных параметров коробки передач и синхронизатора.

Для определения параметров пневмопривода, обеспечивающих заданную скорость перемещения штока \dot{x}_1 , была получена регрессионная модель зависимости (1)

$$\dot{x}_1 = -0,25 + 3277,09 \mu A_1 + 49124,7 \mu A_2 + 0,35 \cdot 10^{-6} p_0 \quad (4)$$

при $R^2 = 0,845$, $Se = 0,79 \cdot 10^{-1}$ м/с.

Уравнение регрессии (4) позволяет определить основные параметры пневмоприводов, обеспечивающие необходимую скорость перемещения штока \dot{x}_1 для конкретной модели ИМ.

Предлагаемая методика дает возможность определять основные парамет-

ры ИМ на стадии проектирования в зависимости от параметров коробки передач и синхронизаторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Красненьков В.И., Егоркин В.В. Синхронизаторы в ступенчатых трансмиссиях. — М.: Машиностроение, 1967. — 198 с. 2. Гришкевич А.И., Куцеволов В.А. К вопросу выбора типа исполнительного механизма для системы переключения механической ступенчатой коробки передач. — Минск, 1982. — 10 с. — Деп. в БелНИИНТИ 3.10.1983, № 530 Бе-Д83. 3. Недялков А.П. Исследование процесса синхронизации в коробках передач, работающих с пневматическим приводом // Тр. НАМИ. 1965. — Вып. 72. — С. 135–190. 4. Гришкевич А.И., Куцеволов В.А. Моделирование работы пневматических исполнительных механизмов механических ступенчатых коробок передач. — Минск, 1982. — 13 с. — Деп. в БелНИИНТИ 3.01.1983, № 531 Бе-Д83.

УДК 629.113-592,52

Н.Ф. МЕТЛЮК, д-р техн. наук,
П.Р. БАРТОШ, канд. техн. наук,
Ф.К. КРАВЕЦ, канд. техн. наук (БПИ)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОДАЧИ КОМПРЕССОРА ПРОТИБЛОКИРОВОЧНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ

Пневмопривод противоблокировочной тормозной системы (ПБС) в процессе торможения работает в циклическом режиме, что приводит к увеличению расхода сжатого воздуха по сравнению с торможением без применения ПБС. Подача серийного компрессора, удовлетворяющая нормативным требованиям [1] по времени заполнения пневмосистемы сжатым воздухом, оказывается недостаточной для обеспечения необходимого давления в ресиверах при работе ПБС. В связи с этим возникла необходимость в разработке методики определения подачи и выбора конструктивных параметров компрессора при оснащении пневматического тормозного привода ПБС. Выбор подачи компрессора в этом случае целесообразно проводить по динамическим характеристикам питающей части с учетом условий работы тормозного привода в процессе эксплуатации.

Объемная подача воздуха в ресивер (подача компрессора $Q_{пр}$, $\text{м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$) определяется рабочим объемом $V_{раб}$, коэффициентом подачи η_V и частотой вращения вала n_k компрессора [2]:

$$Q_{пр} = V_{раб} \eta_V n_k. \quad (1)$$

Рабочий объем компрессора (м^3):

$$V_{раб} = \frac{\pi d^2}{4} S i_{ц} = V_{ц} i_{ц},$$

где d и S — диаметр и ход поршня компрессора, м; $i_{ц}$ — число цилиндров компрессора; $V_{ц}$ — рабочий объем цилиндра, м^3 .

Коэффициент подачи η_V представляет собой отношение действительной подачи воздуха в ресивер к теоретической:

$$\eta_V = a - b p_{\text{рес}},$$

где a, b – постоянные коэффициенты; $p_{\text{рес}}$ – давление в ресивере.

Используя формулу (1), можно определить необходимую подачу компрессора в зависимости от требуемого времени наполнения ресиверов.

С использованием математической модели [3] проведен расчет на ЭВМ времени наполнения ресиверов тормозной системы автомобиля до давления 1,8 МПа при следующих рабочих объемах цилиндров компрессора 0,584; 0,420; 0,350; 0,215; 0,120 дм³. Для расчета принимались геометрические параметры ($d, S, i_{\text{ц}}$) серийного компрессора (500-3509015-Б1), устанавливаемого на автомобилях МАЗ. Общий объем ресиверов рабочей тормозной системы при расчетах принимался 60 дм³, частота вращения вала компрессора n_k – равной максимальной частоте вращения двигателя (261,66 с⁻¹) автомобиля МАЗ-5336.

Результаты расчета процесса наполнения ресиверов при различных рабочих объемах цилиндров компрессора приведены на рис. 1. Рассматривается абсолютное давление.

Расчеты показали, что при принятых максимальном давлении 1,8 МПа и нижнем пределе регулирования давления 1,65 МПа можно достичь времени наполнения ресиверов 360 с, предписанного нормативными требованиями [1], если использовать компрессоры с рабочим объемом цилиндров 0,584; 0,420; 0,350 и 0,215 дм³.

Проведено исследование динамики питающей части с учетом приведенных рабочих объемов цилиндров компрессоров, работы пневмопривода в циклическом режиме и реальной нагруженности тормозной системы в условиях эксплуатации автомобилей. Схема оснащения пневмопривода ПБС соответствовала установке одного модулятора на каждый мост автомобиля.

Исследования проводились с целью определения подачи компрессора, обеспечивающей номинальное давление в ресиверах 0,65 МПа при максимальной нагруженности пневмопривода с ПБС.

Под нагруженностью тормозной системы понимается частота пользования тормозами в единицу времени или на единицу пройденного пути. Наибольшее количество торможений производится при эксплуатации автомобилей и автопоездов в городских и горных условиях – 3...5 в минуту [4]. Такое же коли-

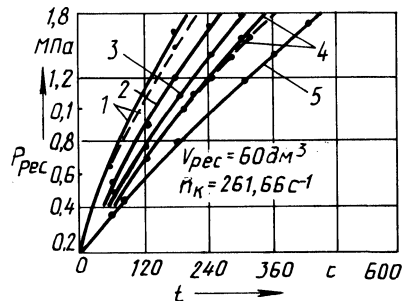


Рис. 1. Зависимость времени наполнения ресиверов тормозной системы автомобиля от рабочего объема цилиндров компрессора:

- 1 – $V_{\text{раб}} = 0,584 \text{ дм}^3$; 2 – $V_{\text{раб}} = 420 \text{ дм}^3$;
- 3 – $V_{\text{раб}} = 0,350 \text{ дм}^3$; 4 – $V_{\text{раб}} = 0,215 \text{ дм}^3$;
- 5 – $V_{\text{раб}} = 0,120 \text{ дм}^3$

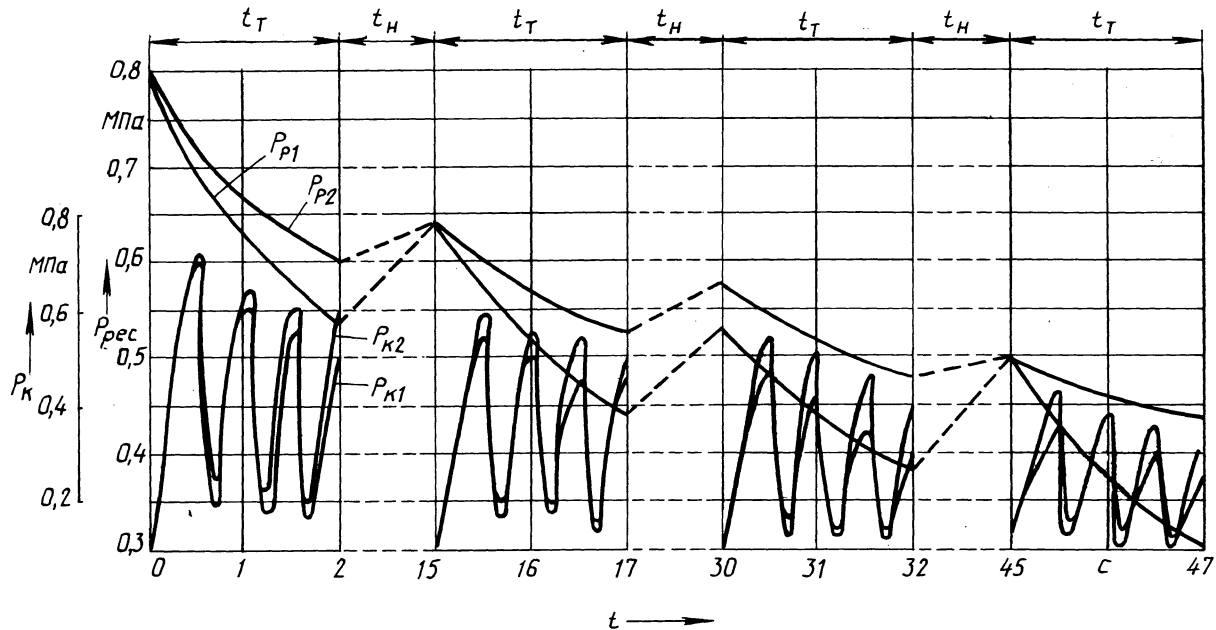


Рис. 2. Динамические характеристики противоблокировочной тормозной системы автомобиля МАЗ-5336

чество торможений выполнялось в процессе исследований питающей части при определении необходимой подачи компрессора.

На рис. 2 показаны динамические характеристики тормозной системы, полученные при условии: число торможений в минуту – 4, время одного торможения $t_T = 2$ с, время между торможениями $t_H = 13$ с, алгоритм управления модуляторами – двухфазный, частота и скважность сигнала управления модуляторами давления соответственно $f = 2$ Гц, $\tau = 0,5$, рабочий объем цилиндров компрессора – $0,215$ дм³. Объемы ресиверов принимались для переднего и заднего контуров тормозного привода равными соответственно 20 и 40 дм³. В процессе торможения частота вращения вала компрессора принималась $n_K = 52,33$ с⁻¹, что соответствует вращению вала двигателя на холостом режиме. Между торможениями частота n_K повышалась до максимальной: $n_K = 261,66$ с⁻¹; p_{p1} , $p_{к1}$ и p_{p2} , $p_{к2}$ – давление в ресиверах и тормозных камерах соответственно переднего и заднего контуров пневмопривода.

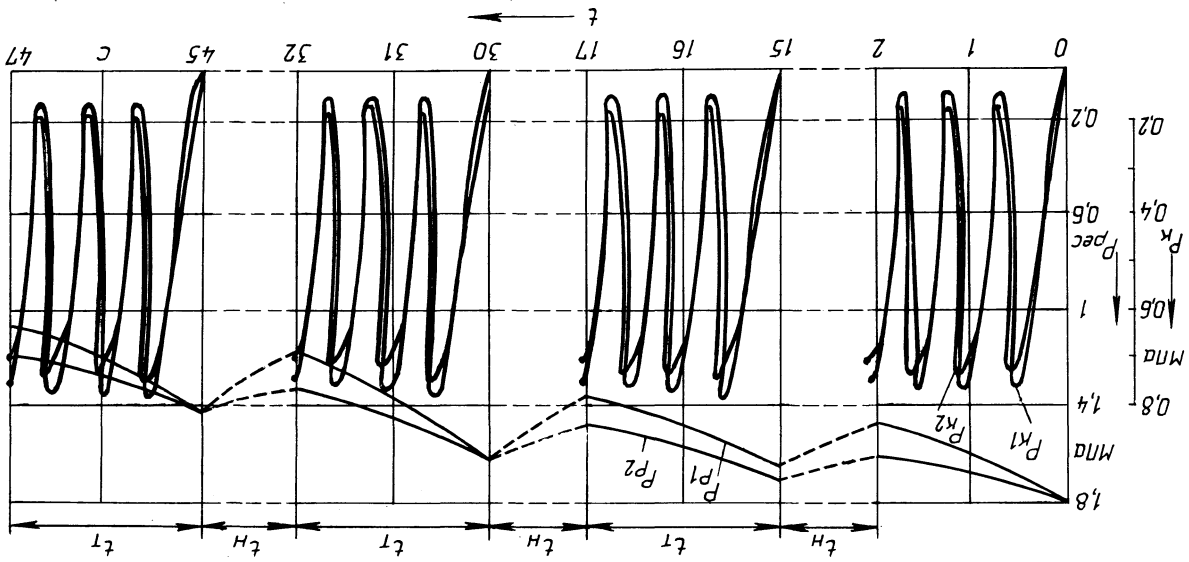
Из графиков видно, что давление в ресиверах и тормозных камерах с каждым последующим торможением существенно снижается и за время между торможениями (13 с) серийный компрессор не обеспечивает номинального давления (0,65 МПа) в пневмоприводе. Однако по времени наполнения ресиверов подача серийного компрессора с рабочим объемом цилиндров 0,215 дм³ (см. рис. 1, кривая 4) достаточна для удовлетворения нормативных требований [1].

При повышении давления в ресиверах до 1,8...2,2 МПа с последующим редуцированием его дорабочего давления 0,8...0,83 МПа запас сжатого воздуха в питающей части увеличивается в 1,7...2 раза [3] по сравнению с серийными тормозными системами (с $p_{max} = 0,8$ МПа) и давление в тормозных камерах в процессе циклического торможения поддерживается практически постоянным (0,72...0,75 МПа). Однако с повышением давления в питающей части уменьшается подача компрессора и при использовании тормозной системы с частотой 4...5 торможений в минуту первоначальный уровень повышенного давления в ресиверах снижается до рабочего давления 0,8 МПа, используемого в пневмоприводе. Это приводит к истощению питающей части и уменьшению перепада повышенного и рабочего давлений, что может оказать отрицательное влияние на качество очистки сжатого воздуха от влаги [5].

Проведенные исследования питающей части тормозной системы показали, что при общем объеме ресиверов 60 дм³ и максимальном давлении 1,8 МПа с редуцированием его до 0,8...0,83 МПа можно использовать компрессор с рабочим объемом цилиндров 0,350 дм³ (рис. 3), так как его подача по времени наполнения ресиверов удовлетворяет нормативным требованиям (см. рис. 1, кривая 3) и поддерживается практически номинальный уровень давления в ресиверах при интенсивном использовании (4...5 торможений в минуту) тормозной системы автомобиля.

Таким образом, проведенные исследования питающей части тормозной системы показали, что условия ее эксплуатации (число включений, продолжительность работы пневмопривода с ПБС) оказывают существенное влияние на расход сжатого воздуха. Поэтому необходимо учитывать эти факторы при выборе подачи компрессора.

Рис. 3. Динамические характеристики противоблокировочной тормозной системы автомобиля (максимальное давление в ресиверах пш-тающей части $p_{pec} = 1,8 \text{ МПа}$)



ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 4364–81. Приводы пневматические тормозных систем автотранспортных средств: Технические требования. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 18 с. 2. Егоров Л.В., Розанов В.Г. Автомобильные поршневые компрессоры. – М.: Машгиз, 1958. – 234 с. 3. Кравец Ф.К. Обоснование параметров питающей части при работе пневматического тормозного привода большегрузных автомобилей и автопоездов в циклическом режиме: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Харьков, 1985. – 22 с. 4. Гуревич Л.В. Некоторые результаты экспериментального определения режимов работы тормозных систем в эксплуатации // Автомоб. пром-сть. – 1972. – № 3. – С. 20–22. 5. Blase H. Hochdruck im Nutzfahrzeugbau // Ausgabe Bremsentechnik. – 1971. – N 2. – S. 3–5.

УДК 629.113

Л.А. МОЛИБОШКО, канд. техн. наук,
Р.Р. ХОРДАН, Р.Я. ПАРМОН (БПИ)

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАНСМИССИЙ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Один из путей повышения долговечности деталей трансмиссии автомобиля как колебательной системы – оптимизация ее динамических характеристик (частот и форм собственных колебаний амплитудно-частотных характеристик, динамичности).

Эти характеристики в значительной степени связаны между собой и могут быть заменены одной интегральной оценкой – динамичностью, под которой понимают способность системы преобразовывать приложенное к ней возмущение за счет протекающих колебательных процессов. Динамичность оценивают коэффициентами динамичности, каждый из которых равен отношению максимального момента в данном упругом звене к установившемуся входному.

При оценке динамичности трансмиссии принято, что момент трения сцепления M_c нарастает мгновенно, а пробуксовка ведущих колес и трение в системе отсутствуют. Такие допущения приводят к несколько завышенным максимальным моментам в трансмиссии по сравнению с опытными данными. Предположение о ступенчатом изменении M_c позволяет не вводить в рассмотрение привод сцепления. Время нарастания M_c до максимального зависит от типа привода и конструкции сцепления. При отсутствии усилителя в приводе оно обычно составляет 0,02 ... 0,03 с [1], что способствует значительному снижению максимального момента только в первом упругом звене.

Сцепление ведущих колес с опорной поверхностью зависит от ряда факторов: нагрузки на колеса, их конструктивного исполнения, состояния опорной поверхности и т. д. Пробуксовка колес ограничивает динамические моменты в трансмиссии. Таким образом, принятые допущения позволяют определить динамические характеристики трансмиссии без наложения на полученные результаты таких внешних факторов, как привод сцепления и сцепление ведущих колес с опорной поверхностью.

Диссипативные силы мало сказываются на максимальных моментах, что связано со скоротечностью протекания переходного процесса: максимума мо-

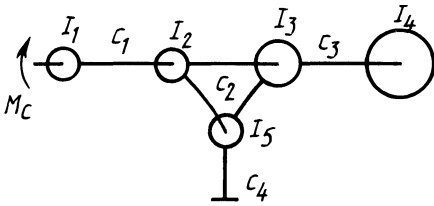


Рис. 1. Расчетная динамическая система

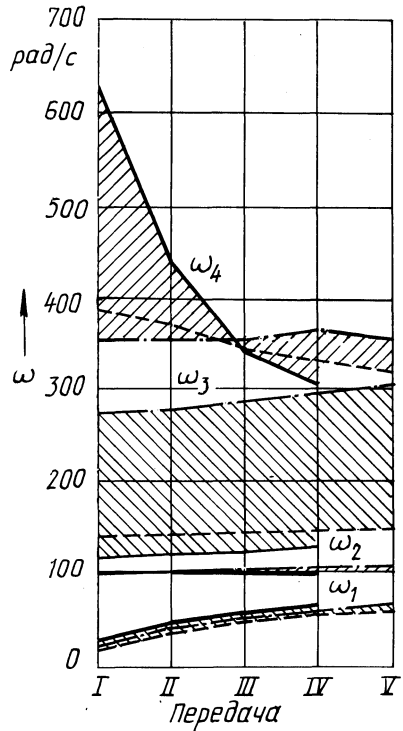


Рис. 2. Собственные частоты трансмиссий грузовых автомобилей:
 ———— — ГАЗ-53А; - - - - - ЗИЛ-130;
 - · - · - - - - - МАЗ-500А

менты достигают обычно через 1...2 колебания на низшей частоте. В связи с этим они в расчетах динамичности не учтены.

В качестве расчетной взята 5-массовая динамическая система (рис. 1), к массе с моментом энергии I_1 которой приложен ступенчатый момент M_c . Искомые динамические характеристики могут быть определены из соответствующих передаточных функций [2]:

$$\left. \begin{aligned} W_1(s) &= M_1(s)/M_c(s) = G_1 c_1 R_{2-4}(s)/R_{1-4}(s); \\ W_2(s) &= M_2(s)/M_c(s) = G_1 G_2 c_1 c_2 R_3(s) R_4(s)/R_{1-4}(s); \\ W_3(s) &= M_3(s)/M_c(s) = G_1 G_2 G_3 c_1 c_2 c_3 R_4(s)/R_{1-4}(s); \\ W_4(s) &= M_4(s)/M_c(s) = G_1 G_2 G_5 c_1 c_2 c_5 R_3(s)/R_{1-4}(s), \end{aligned} \right\} (1)$$

где G_i — подвижность i -й массы (величина, обратная моменту инерции I_i); c_i — жесткость i -го упругого звена; $R_i(s)$ — характеристические полиномы подсистем, состоящих из масс, соединенных упругими звеньями, номера которых указаны в индексах.

Частота собственных колебаний определяется из частотного уравнения $R_{1-4}(\omega) = 0$, которое получается из характеристического полинома системы $R_{1-4}(s)$ заменой s на $j\omega$ (или s^2 на $-\omega^2$).

Формы колебаний моментов в упругих звеньях, соответствующие n -й частоте:

$$\begin{aligned}
 A_{21} &= M_2(\omega_n)/M_1(\omega_n) = G_2 c_2 R_3(\omega_n) R_4(\omega_n) / R_{234}(\omega_n); \\
 A_{31} &= M_3(\omega_n)/M_1(\omega_n) = G_2 G_3 c_2 c_3 R_4(\omega_n) / R_{234}(\omega_n); \\
 A_{41} &= M_4(\omega_n)/M_1(\omega_n) = G_2 G_5 c_2 c_4 R_3(\omega_n) / R_{234}(\omega_n).
 \end{aligned}$$

Коэффициенты динамичности k_i находятся из передаточных функций (1) при переходе от изображений моментов $M_i(s)$ к их оригиналам $M_i(t)$ и после преобразований:

$$\left. \begin{aligned}
 k_1 &= \frac{M_{1\max}}{M_c} = \frac{I_2 + I_3 + I_4}{I_1 + I_2 + I_3 + I_4} \left[1 + \frac{\lambda_{1-4}}{\lambda_{2-4}} \sum_{n=1}^4 \left| \frac{R_{2-4}(\omega_n)}{\omega_n^2 \psi_{1-4}(\omega_n)} \right| \right]; \\
 k_2 &= \frac{M_{2\max}}{M_c} = \frac{I_3 + I_4}{I_1 + I_2 + I_3 + I_4} \left[1 + \frac{\lambda_{1-4}}{\lambda_3 \lambda_4} \sum_{n=1}^4 \left| \frac{R_3(\omega_n) R_4(\omega_n)}{\omega_n^2 \psi_{1-4}(\omega_n)} \right| \right]; \\
 k_3 &= \frac{M_{3\max}}{M_c} = \frac{I_4}{I_1 + I_2 + I_3 + I_4} \left[1 + \frac{\lambda_{1-4}}{\lambda_4} \sum_{n=1}^4 \left| \frac{R_4(\omega_n)}{\omega_n^2 \psi_{1-4}(\omega_n)} \right| \right]; \\
 k_4 &= \frac{M_{4\max}}{M_c} = \frac{I_3 + I_4}{I_1 + I_2 + I_3 + I_4} \left[1 + \frac{\lambda_{1-4}}{\lambda_3} \sum_{n=1}^4 \left| \frac{R_3(\omega_n)}{\omega_n^2 \psi_{1-4}(\omega_n)} \right| \right].
 \end{aligned} \right\} (2)$$

В этих уравнениях частотные коэффициенты λ_i равны соответствующим характеристическим полиномам $R_i(s)$ при $s = 0$, а выражения $\psi_{1-4}(\omega_n)$ представляют собой производные частотного полинома системы с заменой ω на ω_n .

Как следует из (2), каждый коэффициент динамичности k_i характеризуется статической составляющей, равной 1, и динамическими составляющими, определяемыми колебаниями момента в i -м упругом звене на соответствующих частотах:

$$k_i = k_{i0} (1 + k_{i1} + k_{i2} + k_{i3} + k_{i4}). \quad (3)$$

Инерционный коэффициент k_{i0} характеризует общее уменьшение всех составляющих коэффициента динамичности и определяется исключительно соотношением масс системы. Выражения всех составляющих легко определяются из сопоставления формул (2) и (3).

В соответствии с описанным алгоритмом с помощью ЦВМ СМ-4 были определены частоты и формы собственных колебаний и коэффициенты динамичности трансмиссий автомобилей ГАЗ-53А, ЗИЛ-130 и МАЗ-500А на всех передачах. Некоторые результаты приведены на рис. 2 и 3.

Полученные данные позволяют сделать следующие выводы.

1. Частоты и формы собственных колебаний трансмиссий рассматриваемых автомобилей близки между собой (особенно низшие), что свидетельствует об их динамическом подобии.

2. С увеличением номера передачи относительный диапазон частот колебаний уменьшается. Это обстоятельство, как следует из качественной теории колебаний, а также увеличение инерционного коэффициента k_{i0} приводят к повышению динамических нагрузок во всех звеньях.

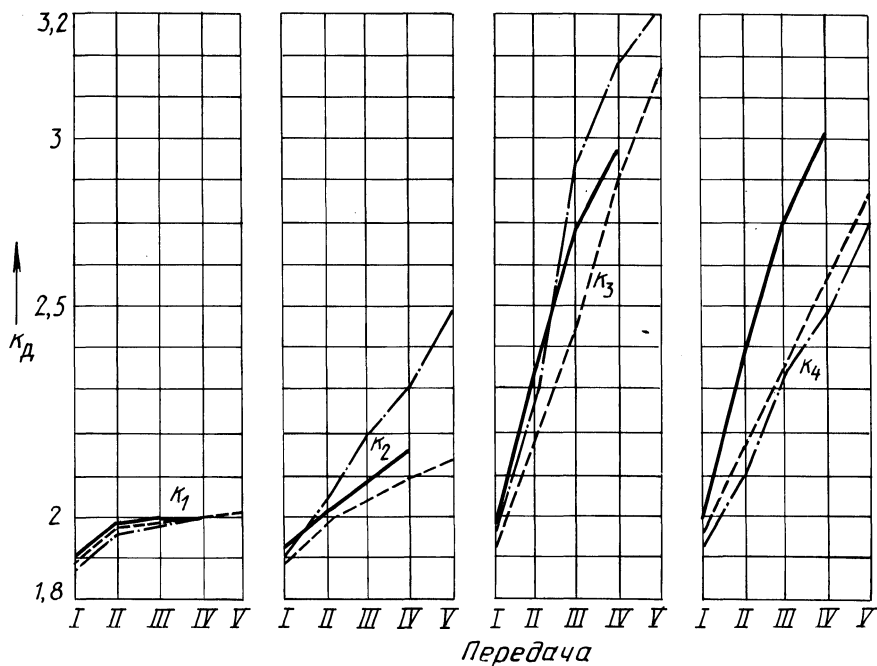


Рис. 3. Коэффициенты динамичности трансмиссий грузовых автомобилей:

— — — — ГАЗ-53А; - - - - ЗИЛ-130; - · - · - · - МАЗ-500А

3. Наибольшее влияние на коэффициент динамичности оказывают первые три динамические составляющие. Исключение составляет первое упругое звено c_1 , предельное значение общего коэффициента динамичности в котором равно двум. В звене c_2 (полуоси) он равен 2,5, а в c_3 и c_4 — 3 и более.

ЛИТЕРАТУРА

1. Молибошко Л.А., Гришкевич А.И., Руктешель О.С. Динамические расчеты трансмиссий транспортных машин. — Минск, 1977. — 68 с. 2. Молибошко Л.А. Эквивалентные преобразования колебательных систем машин // Автотракторостроение. — Минск, 1977. — Вып. 9. — С. 50–53.

УДК 629.113.012.83

С.С. ЖУРАВЛЕВ, канд. техн. наук (ММИ)

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НАПРАВЛЯЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ЗАВИСИМОЙ ПОДВЕСКИ НА УГЛЫ КРЕНА ПОДРЕССОРЕННЫХ МАСС ОТНОСИТЕЛЬНО НЕПОДРЕССОРЕННЫХ

Во многих работах при расчетах углов крена подрессоренных масс относительно неподдресоренных используется понятие центра крена, который определяется схемой направляющего устройства подвески [1, 2]. Использование

этого понятия предполагает одинаковые перемещения упругого элемента на ходе сжатия и отбоя в момент крена автомобиля, а также постоянство значения суммы упругих реакций со стороны подвески на поддрессоренные массы, равной весу поддрессоренных масс. Такой подход значительно упрощает расчет углов крена автомобиля при движении на повороте и дает наименьшую погрешность при линейных упругих характеристиках подвески и малых углах крена.

Реальные же системы поддрессирования имеют, как правило, нелинейные упругие характеристики, что приводит к необходимости корректировки положения центра крена подвески в процессе расчетов. Так, в случае применения в качестве направляющего элемента подвески поперечной штанги координаты центра крена смещаются от середины штанги в сторону упругого элемента с большей мгновенной жесткостью по весьма сложным зависимостям [3]. Для более сложных схем направляющих устройств независимых и зависимых подвесок практически невозможно учесть аналитически изменение координат центра крена подвески в пространстве.

В данной работе сделана попытка выяснить влияние геометрических параметров направляющего устройства подвески на ее кинематику во время крена, а также сопоставить результаты двух методов расчета углов крена поддрессоренных масс на примере зависимой подвески с поперечной штангой и гидропневматическими упругими элементами. В первом случае расчет угла крена поддрессоренной массы проводился по нижеприведенной математической модели при различных конструктивных параметрах подвески, а в другом — традиционным методом с использованием понятия центра крена.

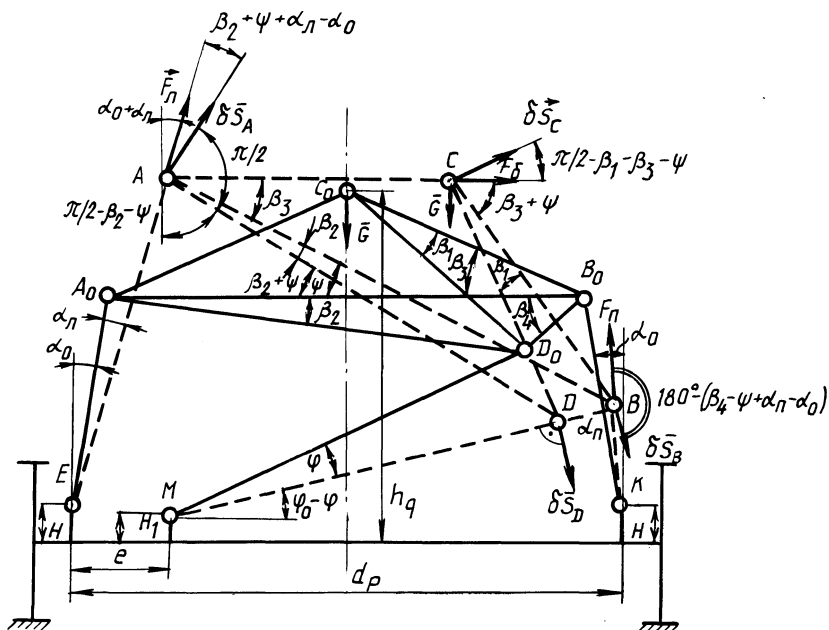


Рис. 1. Расчетная схема подвески

Расчетная схема рассматриваемой зависимой подвески приведена на рис. 1, где сплошной линией показано положение, когда боковая сила F_{σ} , приложенная в центре тяжести поддрессоренных масс (точка C_0), равна нулю. Пунктирной линией показано некоторое промежуточное положение поддрессоренной массы в момент крена под действием боковой силы F_{σ} . В расчетной схеме принято также, что в исходном состоянии гидропневматические цилиндры подвески наклонены в поперечной плоскости на угол α_0 , а нижняя точка крепления их к балке моста находится на некотором расстоянии H от оси колес. Поперечная штанга расположена под некоторым углом φ_0 к оси неподвижной балки моста, а точка крепления ее к балке моста находится от оси балки на H_1 .

В расчетной схеме были приняты следующие исходные данные: вес поддрессоренных масс $G = 300$ кН; высота центра тяжести поддрессоренных масс $R_g = 1,5$ м; рессорная колея $d_p = 2$ м; угол наклона штанги к оси балки $\varphi_0 = 0$; угол наклона гидропневматических цилиндров подвески в поперечной плоскости $\alpha_0 = 0,174$ рад; расстояние от оси балки моста до нижнего шарнира цилиндра подвески $H = 0,5$ м, расстояние от оси балки моста до точки крепления штанги к балке моста $H_1 = 0,1$ м; длина гидропневматического цилиндра подвески без противодействия в исходном состоянии $|B_0K| = |A_0E| = 0,765$ м; приведенная высота столба газа в цилиндрах подвески $l_0 = 0,03$ м; расстояние до упора на ходе отбоя упругого элемента $\Delta_0 = 0,25$ м; длина штанги $|MD| = 1$ м. В процессе расчетов один из вышеуказанных параметров изменялся в определенных пределах, а все остальные параметры подвески оставались равными исходным. При этом исследовались две схемы расположения штанги относительно продольной вертикальной плоскости автомобиля – симметричного и асимметричного – и расчеты проводились для случая крена поддрессоренной массы в обе стороны по отношению к балке моста.

В качестве обобщенных координат приняты угол поворота поперечной штанги φ и угол поворота поддрессоренной массы ψ относительно неподвижной оси колес. Данная механическая система имеет две степени свободы, и условием ее равновесия в конечной позиции под действием постоянной боковой силы является равенство нулю обобщенных сил Q_1 и Q_2 , т. е.

$$Q_1 = \delta A_{\varphi} / (\delta \varphi); \quad (1)$$

$$Q_2 = \delta A_{\psi} / (\delta \psi), \quad (2)$$

где δA_{φ} , δA_{ψ} – возможная работа активных сил, приложенных к механической системе, на возможных перемещениях $\delta \varphi$, $\delta \psi$.

Для рассматриваемой системы имеем:

$$\delta A_{\varphi} = \vec{F}_{\sigma} \delta \vec{S}_D + \vec{G} \delta \vec{S}_D + \vec{F}_{\pi} \delta \vec{S}_D + \vec{F}_{\pi} \delta \vec{S}_D; \quad (3)$$

$$\delta A_{\psi} = \vec{F}_{\sigma} \delta \vec{S}_C + \vec{G} \delta \vec{S}_C + \vec{F}_{\pi} \delta \vec{S}_B + \vec{F}_{\pi} \delta \vec{S}_A. \quad (4)$$

С учетом рис. 1 и выражений (1), (2) уравнения (3) и (4) после преобразования скалярных произведений примут соответственно вид:

$$F_6 \sin(\varphi_0 - \varphi) + G \cos(\varphi_0 - \varphi) - F_{\text{н}} \cos(\varphi_0 + \alpha_{\text{н}} - \varphi - \alpha_0) - F_{\text{л}} \cos(\varphi_0 + \alpha_{\text{л}} - \varphi + \alpha_0) = 0; \quad (5)$$

$$F_6 |CD| (\sin \beta_1 + \beta_3 + \psi) - G |CD| \cos(\beta_1 + \beta_3 + \psi) - F_{\text{н}} |BD| \cos(\beta_4 - \psi + \alpha_{\text{н}} - \alpha_0) + F_{\text{л}} |AD| \cos(\beta_1 + \psi - \alpha_{\text{л}} - \alpha_0) = 0. \quad (6)$$

Для упругой характеристики левого и правого цилиндров подвески без противодействия

$$F_{\text{л}} = \frac{G}{2 \cos \alpha_0} \frac{l_0}{(l_0 - \Delta_{\text{л}})}; \quad (7)$$

$$F_{\text{н}} = \frac{G}{2 \cos \alpha_0} \frac{l_0}{(l_0 + \Delta_{\text{н}})}, \quad (8)$$

где l_0 — приведенная высота столба газа в гидропневматическом цилиндре в положении статического равновесия; $\Delta_{\text{л}}$, $\Delta_{\text{н}}$ — перемещение штока относительно цилиндра подвески соответственно левой и правой сторон.

В выражения (5) ... (8), кроме обобщенных координат и параметров механической системы, вошли переменные параметры, которые можно определить из уравнений геометрических связей:

$$\operatorname{tg}(\alpha_0 + \alpha_{\text{л}}) = \frac{|MD| \cos(\varphi_0 - \varphi) - |AD| \cos(\psi - \beta_2) + e}{|AD| \sin(\beta_2 + \psi) + |MD| \sin(\varphi_0 - \varphi) + H_1 - H}; \quad (9)$$

$$\operatorname{tg}(\alpha_0 - \alpha_{\text{н}}) = \frac{(d_p - e) - |MD| \cos(\varphi_0 - \varphi) - |DB| \cos(\beta_4 - \psi)}{|DB| \sin(\beta_4 - \psi) + |MD| \sin(\varphi_0 - \varphi) + H_1 - H}; \quad (10)$$

$$\Delta_{\text{л}} = \sqrt{S^2 + T^2} - |A_0 E|; \quad (11)$$

$$\Delta_{\text{н}} = |B_0 K| - \sqrt{R^2 + Q^2}, \quad (12)$$

где

$$R = d_p - e - |MD| \cos(\varphi_0 - \varphi) - |DB| \cos(\beta_4 - \psi); \quad (13)$$

$$Q = |DB| \sin(\beta_4 - \psi) + |MD| \sin(\varphi_0 - \varphi) + H_1 - H; \quad (14)$$

$$S = |MD| \cos(\varphi_0 - \varphi) - |AD| \cos(\psi - \beta_2) + e; \quad (15)$$

$$T = |AD| \sin(\beta_2 + \psi) + |MD| \sin(\varphi_0 - \varphi) + H_1 - H. \quad (16)$$

Таким образом, динамика рассматриваемой механической системы, находящейся под действием постоянной боковой силы, описывается системой восьми нелинейных алгебраических уравнений, в которую входят выражения (5) ... (12).

На рис. 2 представлены расчетные зависимости угла крена поддрессоренной массы от бокового ускорения при различных значениях угла наклона гидропневматических цилиндров и неизменном расстоянии между нижними точка-

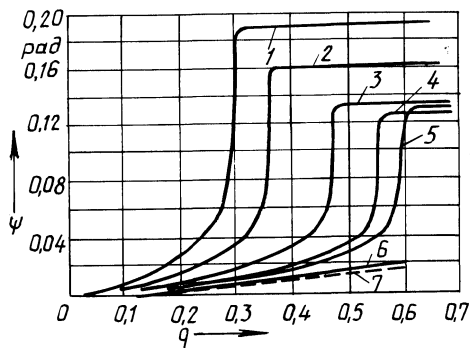


Рис. 2. Зависимость угла крена поддрессоренной массы от бокового ускорения при различных углах наклона гидропневматических цилиндров подвески:

1...5 — соответственно для α_0 , равного $-0,523$; $-0,349$; 0 ; $0,349$; $0,523$ рад; 6 — кривая для случая, когда длина штанги равна нулю; 7 — расчет по методике с использованием понятия центра крена подвески

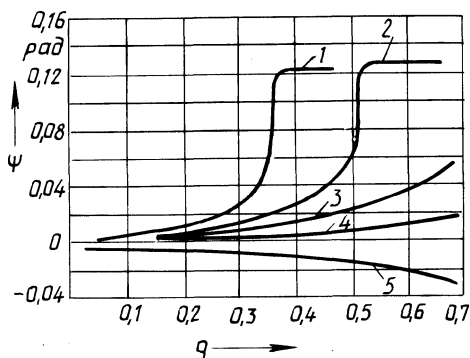


Рис. 3. Зависимость угла крена поддрессоренной массы от бокового ускорения при различной высоте расположения штанги над балкой моста:

1...5 — соответственно для H_1 , равной $-0,5$; $0,1$; $0,5$; 1 ; 2 м

ми крепления цилиндров. Из анализа графиков следует, что наклон гидропневматических цилиндров подвески в поперечной плоскости автомобиля способствует уменьшению углов крена поддрессоренной массы при действии боковой силы. Так, в диапазоне рабочих боковых ускорений $q = (0,2...0,25)g$, при наклоне цилиндров подвески на $0,349$ рад углы крена снижаются на $25...30\%$ по сравнению с вертикальным расположением цилиндров подвески.

На рис. 3 представлено изменение углов крена поддрессоренной массы при различной высоте крепления поперечной штанги относительно оси балки моста. Увеличение высоты крепления штанги при неизменном расстоянии от центра тяжести поддрессоренной массы до балки моста приводит к резкому снижению углов крена. Из рисунка следует, что при расположении поперечной штанги выше центра тяжести поддрессоренной массы последняя под действием боковой силы кренится в обратную сторону, что подтверждается практикой.

Уменьшению крена поддрессоренных масс способствует также увеличение высоты крепления гидропневматического цилиндра в нижней точке относительно балки моста, а также уменьшение длины поперечной штанги. Так увеличение H (см. рис. 1) от нуля до 1 м приводит к уменьшению на $40...50\%$ угла крена в диапазоне поперечных ускорений $(0,2...0,3)g$, а уменьшение длины штанги при ее симметричном расположении относительно продольной плоскости симметрии автомобиля — в диапазоне более высоких боковых ускорений. Асимметричное расположение поперечной штанги относительно продольной плоскости автомобиля, а также увеличение длины цилиндров подвески в незначительной степени влияют на угол крена.

При проектировании направляющего элемента подвески поперечную штангу в грузе состоянии необходимо располагать параллельно оси балки моста. В этом случае в диапазоне рабочих боковых ускорений имеет место симметричный крен подрессоренной массы в обе стороны и, как показали экспериментальные исследования, уменьшаются динамические усилия в штанге. Расположение же штанги под углом $0,174$ рад к оси балки моста приводит к значительному увеличению разности углов крена в правую и левую стороны, что отрицательно сказывается на устойчивости автомобиля к боковому опрокидыванию.

Расчет схемы зависимой подвески с аналогичными исходными данными, проведенный с использованием понятия центра крена, показал, что углы крена подрессоренной массы в этом случае в диапазоне боковых ускорений $(0,2...0,3)g$ получаются заниженными на $60...80\%$. Эта разность в расчетах зависит от параметров подвески и может достигать еще больших значений. Углы крена подрессоренной массы для этого случая практически совпали с вариантом расчета по вышеприведенной модели для случая, когда подрессоренная масса закреплена шарнирно на середине оси балки моста при нулевом значении длины штанги.

ЛИТЕРАТУРА

1. Журавлев С.С. Математическая модель для расчета углов крена автомобилей с нелинейной упругой характеристикой подвески при установившемся криволинейном движении // Автотракторостроение. – Минск, 1985. – Вып. 20. – С. 37–44. 2. Ромре К. Die Kippgrenze von Doppeldeck-Omnibussen // Deutsch. Kraftfahrtforsch. u. Straßenverkehrstechn. – 1971. – N.214. – S. 28. 3. Isermann H. Die Kippgrenze von Sattelkraftfahrzeugen mit fester und flüssiger Ladung // Deutsch. Kraftfahrtforsch. u. Straßenverkehrstechn. – 1970. – N. 200. – S. 46.

УДК 629.113–529.001.66

МАМИТИ Г.И., канд.техн.наук (ММИ)

О ПРИЧИНАХ ВОЗНИКНОВЕНИЯ СКРИПА БАРАБАНЫХ ТОРМОЗОВ АВТОМОБИЛЕЙ И ПУТЯХ ЕГО УСТРАНЕНИЯ

Скрип тормозов ухудшает комфортабельность автомобиля, повышает уровень шума, создаваемого мобильными машинами, влияет на здоровье людей. Поэтому одним из основных требований, предъявляемых к тормозам автомобилей, является отсутствие скрипа при всех режимах торможения ([1, 2] и др.).

Согласно указанным источникам, причинами, вызывающими высокочастотные вибрации (скрип) тормозов, являются: 1) различие сил трения покоя и при движении во фрикционной паре [1]; 2) попадание извне грязи на поверхности трения барабана и накладок [2]; 3) недостаточная жесткость тормозного барабана, колодок, опоры и диска (щитка) [1, 2].

Установлена зависимость между характером эпюры распределения удельных нагрузок по длине накладок и возникновением вибраций тормозов. Так,

при синусоидальном распределении давлений по длине накладок тормоз работает бесшумно, косинусоидальном – сопровождается его скрипом [3].

Предложены следующие пути устранения скрипа тормозов: 1) подбор фрикционных пар с малой разностью коэффициентов статического и динамического трения [1]; 2) надежная защита поверхностей трения от загрязнения, устройство канавок на поверхности накладок для самоочистения [2]; 3) обеспечение достаточной жесткости тормозного барабана, колодок, опоры и диска [1, 2]; 4) изменение частоты вибрации до не воспринимаемой человеком на слух [1].

Приведенные причины возникновения скрипа тормозов и пути их устранения характерны для барабанных тормозов с неподвижными центрами поворота колодок и не присущи тормозам с самоустанавливающимися колодками, нашедшими широкое применение на легковых автомобилях.

Однако в процессе торможения в барабанном тормозе с самоустанавливающимися колодками так же, как и в тормозе с неподвижными центрами поворота колодок, может возникнуть неблагоприятное распределение нагрузок по длине накладок, вызывающее скрип тормозов из-за недостаточной жесткости тормозного барабана, колодок и опорного щитка.

Один и тот же барабан может считаться достаточно или недостаточно жестким в зависимости от приложенных к нему со стороны колодок усилий, вызывающих меньшие или большие его деформации, являющиеся основным фактором, определяющим закон изменения нагрузок по длине накладок ненагретого тормоза. То же самое можно сказать о колодке и опорном щитке.

В барабанном тормозе с самоустанавливающимися колодками распределение удельных нагрузок по длине накладок зависит от расположения опорной поверхности, по которой может перемещаться колодка [4]. Так, в процессе работы тормоза колодки под воздействием сил, возникающих при контакте тормозного барабана и накладок, смещаются по поверхностям опорной пластины. Это нарушает равномерность контакта накладок с тормозным барабаном, что приводит к возникновению вибраций и одностороннему, несимметричному относительно середины колодок изнашиванию накладок.

Для того чтобы при достаточной жесткости тормозного барабана и колодок добиться синусоидального распределения нагрузок по длине накладок и тем самым исключить высокочастотные вибрации тормозов, обеспечив одновременно симметричное изнашивание накладок, наиболее близкое к равномерному, необходимо так располагать опорную поверхность, по которой скользит самоустанавливающаяся колодка по мере изнашивания накладок, чтобы она работала как колодка с неподвижным центром поворота.

Очевидно, что условием симметричного изнашивания накладок самоустанавливающихся колодок (синусоидального распределения нагрузок по длине накладок при достаточно жестких барабане и колодках) является уравновешенность сил, стремящихся сместить колодки во время торможения реакцией опорной пластины. Это условие будет соблюдено, если поверхности пластины, взаимодействующей с колодками, выполнить наклоненными в сторону результирующих сил таким образом, чтобы они полностью уравновешивались реакциями опорной пластины.

В работе [4] получено соотношение для определения оптимальных углов наклона опорной пластины, обеспечивающих симметричное изнашивание на-

кладок и, следовательно, исключение вибраций, вызванных неравномерным по длине накладок распределением удельных нагрузок.

Другая особенность барабанного тормоза с самоустанавливающимися колодками состоит в том, что в нем во время работы тормоза колодки под воздействием возвратных пружин сползают по наклонным поверхностям опорной пластины, что также приводит к возникновению вибраций и одностороннему изнашиванию накладок. Вибрации и неравномерное изнашивание накладок, вызванных действием возвратных пружин, устраняются, если пружины закрепить таким образом, чтобы линии их действия были перпендикулярны к каждой рабочей поверхности разжимного механизма и опорной пластины [5]. При этом пружины следует разместить так, чтобы исключить их влияние на противоположные концы колодки. Сползание колодок может произойти и под действием сил их тяжести.

Следовательно, основными причинами возникновения вибраций в барабанном тормозе с самоустанавливающимися колодками могут быть: 1) недостаточная жесткость тормозного барабана, колодок и опорного щитка при действующих приводных усилиях; 2) смещение колодок по рабочим поверхностям опорной пластины под воздействием сил, возникающих при торможении в контакте барабана и колодок; 3) сползание колодок по наклонным поверхностям опорной пластины под воздействием возвратных пружин; 4) попадание грязи на поверхности трения барабана и колодок; 5) различие сил трения покоя и при движении во фрикционной паре; 6) сползание колодок по поверхностям опорной пластины под действием сил их тяжести.

Фактором, вызывающим вибрацию тормозов всех типов, является биение барабана (диска), поэтому необходима повышенная точность изготовления вращающихся деталей тормозов.

Выше уже были указаны пути устранения скрипа тормозов, вызванного причинами, приведенными в п. 1, 4 и 5. Причины, указанные в п. 2, 3 и 6 (присущи барабанным тормозам с самоустанавливающимися колодками), устраняются правильным выбором углов наклона рабочих поверхностей опорной пластины и их расположения, обеспечением нормального направления действия возвратных пружин на соответствующие опорные поверхности пластины и разжимного устройства; соответствующим размещением колодок с тем, чтобы исключить или свести до минимума влияние сил их тяжести.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бухарин Н.А., Прозоров В.С., Щукин М.М. Автомобили. — Л.: Машиностроение, 1973. — 504 с. 2. Гольд Б.В. Конструирование и расчет автомобиля. — М.: Машгиз, 1962. — 463 с. 3. Дюбеж К.Л., Левин И.А., Гапоян Д.Т. Исследование и устранение высокочастотных вибраций, возникающих при работе колесных тормозных механизмов // Автомоб. пром-сть. — 1972. — № 7. — С. 16–18; № 8. — С. 24–27. 4. Мамити Г.И. Об оптимальной ориентации опорной поверхности в барабанном тормозе с самоустанавливающимися колодками // Автотракторостроение. — Минск, 1982. — Вып. 17. — С. 32–34. 5. А. с. 1170207 (СССР). Г.И. Мамити, А.М. Скребунов, Г.А. Чугунов. Барабанный тормоз с самоустанавливающимися колодками транспортного средства.

А.Ф. АНДРЕЕВ, канд. техн. наук (БПИ),
 М.А. РАЗУМОВСКИЙ, канд. техн. наук (БИМСХ),
 Р.И. КРЖИВИЦКИЙ (МТЗ)

К ВОПРОСУ РАСЧЕТА ШУМОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАКТОРА

При планировании шумозащитных мероприятий на тракторах возникает необходимость в математическом моделировании процесса передачи звуковой энергии от источников в расчетную точку измерения внешнего шума или на рабочее место оператора. В связи с тем что источники шума и средства шумозащиты обладают различными акустическими характеристиками и имеют различное относительное расположение на тракторе, расчет потока звуковой энергии, проникающего в кабину, представляет сложную задачу с многочисленными промежуточными вычислениями. Значительное упрощение расчетного анализа может быть достигнуто за счет применения теории сигнальных графов [1, 2].

На рис. 1 с использованием теории сигнальных графов изображена схема передачи звуковой энергии от источников в расчетную точку измерения внешнего шума и на рабочее место тракториста, где $1И...5И$ — источники шума (число источников шума и элементов кабины выбирается в зависимости от поставленных задач); $P_{1И}...P_{5И}$ — мощности источников звука; P — рабочее место тракториста; r — расчетная точка измерения внешнего шума трактора; $1...13$ — элементы кабины. Коэффициенты, характеризующие спад интенсивности звука при передаче энергии от источников в расчетную точку измерения внешнего шума трактора, изображены в виде направленных ветвей $C_{1r}...C_{5r}$. Направленные ветви K представляют собой коэффициенты передачи, характеризующие ослабление звуковой энергии на пути ее распространения, а индексы — направление передачи звука.

Так, например, ветви сигнального графа

$$P_{1И} \begin{array}{c} \circ \\ \ominus \end{array} \xrightarrow{K_{12}} \begin{array}{c} \circ \\ \ominus \end{array} \xrightarrow{K_{2P}} \begin{array}{c} P \\ \circ \\ \ominus \end{array} P_{1И}^{2P}$$

обозначают, что от источника $1И$ со звуковой мощностью $P_{1И}$ звуковая энергия воздействует на элемент кабины 2 и далее излучается на рабочее место оператора P ; $P_{1И}^{(2P)}$ — поток звуковой энергии, проходящий в кабину от источника $1И$ через элемент кабины 2 . Доля звуковой мощности источника, действующая на элемент кабины 2 , оценивается коэффициентом передачи K_{12} . Ослабление потока звуковой энергии при прохождении через элемент кабины 2 на рабочее место оператора характеризуется коэффициентом передачи K_{2P} . Такая система обозначений принята для всех путей прохождения звука в кабину.

В общем случае внешний шум трактора определяется интенсивностью звука I_r на расстоянии r от источника со звуковой мощностью $P_{1И}$

$$I_r = P_{1И} C_r, \quad (1)$$

где C_r — коэффициент, характеризующий спад интенсивности звука по мере удаления расчетной точки от источника. Для условий свободного звукового

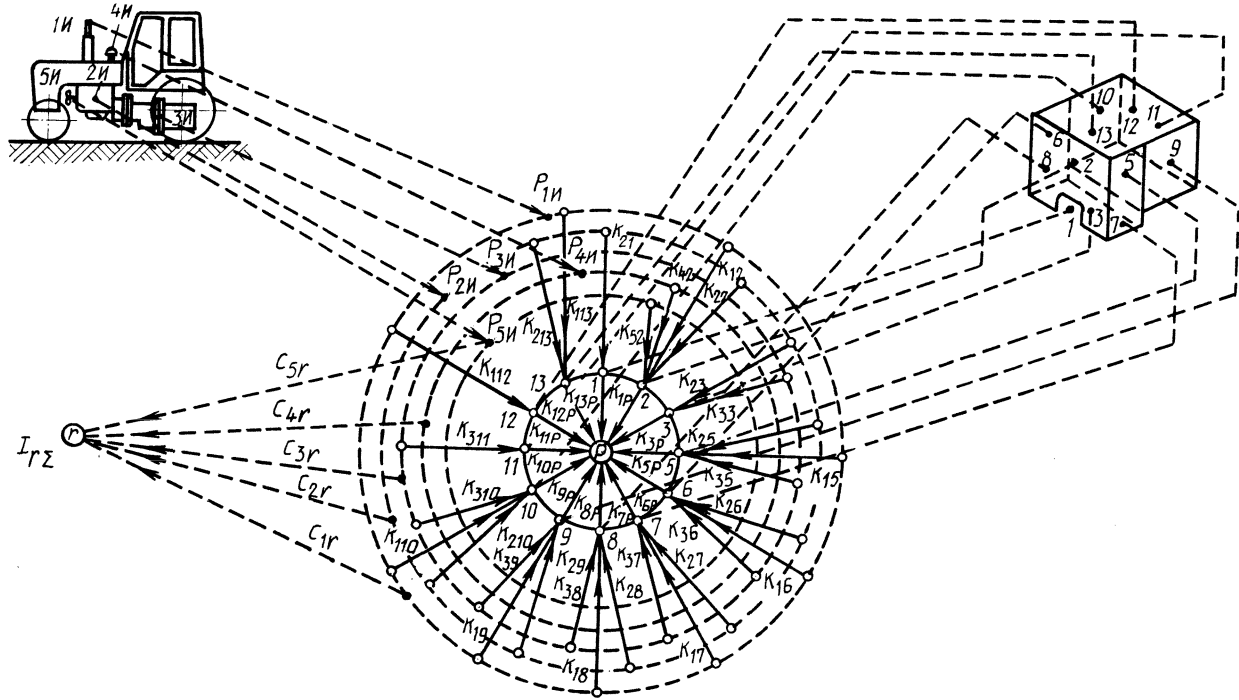


Рис. 1. Схема передачи звуковой энергии от источников в расчетную точку измерения внешнего шума и на рабочее место оператора

поля $C_r = 1/A$ (A – площадь поверхности с интенсивностью звука I_r). Для источника сферических звуковых волн $A = 4\pi r^2$ (r – расстояние от источника до расчетной точки внешнего шума).

Поток звуковой энергии P_A , действующий на ограждение A , можно выразить как

$$P_A = P_{\text{и}} K. \quad (2)$$

Руководствуясь рис. 1 и согласно выражению (1), для суммарной интенсивности звука в расчетной точке внешнего шума $I_{r\Sigma}$ можно записать:

$$I_{r\Sigma} = P_{1\text{и}} C_{1r} + P_{2\text{и}} C_{2r} + \dots + P_{5\text{и}} C_{5r}. \quad (3)$$

Выполнив суммирование ветвей сигнальных графов, характеризующих прохождение звуковой энергии от источника ИИ на рабочее место тракториста, получим суммарный коэффициент передачи звука

$$K_{1\text{и}} = K_{12} K_{2\text{р}} + K_{15} K_{5\text{р}} + \dots + K_{113} K_{13\text{р}}. \quad (4)$$

Для потока энергии $P_{1\text{и}}^{(\text{р})}$, проходящего через элементы кабины на рабочее место тракториста от источника ИИ, аналогично выражению (2) можно записать:

$$P_{1\text{и}}^{(\text{р})} = P_{1\text{и}} K_{1\text{и}}. \quad (5)$$

Суммарный поток звуковой энергии, проходящий на рабочее место тракториста через элементы кабины от всех источников, можно выразить как

$$P_{\Sigma\text{и}}^{(\text{р})} = P_{1\text{и}} K_{1\text{и}} + P_{2\text{и}} K_{2\text{и}} + \dots + P_{5\text{и}} K_{5\text{и}}, \quad (6)$$

где $K_{1\text{и}} \dots K_{5\text{и}}$ – суммарные коэффициенты передачи звука от источников ИИ...ИИ, определяемые аналогично выражению (4).

Тракторная кабина представляет собой замкнутое пространство со средним коэффициентом звукопоглощения $\bar{\alpha} \leq 1$. Поэтому при расчете уровня шума на рабочем месте тракториста необходимо учитывать приращение звуковой энергии, обусловленное отражениями от внутренних поверхностей кабины. В условиях звукового поля, приближающегося к диффузному, суммарная интенсивность звука на рабочем месте тракториста $I_{\text{р}}$ определяется по выражению:

$$I_{\text{р}} = 4P_{\Sigma\text{и}}^{(\text{р})} / (\bar{\alpha} A_{\text{каб}}), \quad (7)$$

где $A_{\text{каб}}$ – площадь внутренних поверхностей кабины.

Переходя к уровню звукового давления, можно записать

$$L_p = 126 + 10 \lg P_{\Sigma\text{и}}^{(\text{р})} - 10 \lg \bar{\alpha} A_{\text{каб}}, \quad (8)$$

где L_p – уровень звукового давления на рабочем месте тракториста.

Коэффициенты передачи звука, обозначенные на рис. 1, определяются на основе известных закономерностей технической акустики [3] и могут быть заменены математическими выражениями.

Теория сигнальных графов позволяет систематизировать процесс расчета шумовых характеристик трактора и упрощает составление программы вычислений на ЭВМ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Д ж. А б р а х а м с, Д ж. К а в е р л и. Анализ электрических цепей методом графов. — М.: Энергия, 1967. — 45 с.
2. Р а з у м о в с к и й М.А. Борьба с шумом на тракторах. — Минск: Наука и техника, 1973. — 208 с.
3. С п р а в о ч н и к по технической акустике / Под ред. М. Хекла и Х.А. Мюллера. — Л.: Судостроение, 1980. — 438 с.

УДК 629.114.2

В.С.БАЕВ (БПИ)

РАСЧЕТ ЗАТРАТ МОЩНОСТИ НА БУКСОВАНИЕ ТРАКТОРА ТИПА 4К4 НА ПОВОРОТЕ

При выполнении механизированных полевых работ машинотракторный агрегат совершает большое количество поворотов.

Поворот полноприводного трактора сопровождается перераспределением тяговых нагрузок по мостам, соотношение значений которых зависит от типа межосевого привода. Это приводит к изменению буксований колес и, следовательно, к изменению такого важного эксплуатационного показателя, как потеря мощности на буксование, которое принято оценивать через КПД. КПД полноприводного трактора на повороте изучен недостаточно, хотя время поворотов трактора может составлять треть всего времени его работы.

Для вывода формул КПД буксования на повороте тракторов типа 4К4 воспользуемся велосипедной его схемой, в которой колеса каждого моста заменены одним. В этом случае КПД трактора в общем виде определяют по формуле

$$\eta_{\delta} = P_v / (P_v + P_{\delta 1} + P_{\delta 2}), \quad (1)$$

где P_v — мощность, передаваемая на остов трактора; $P_{\delta 1}, P_{\delta 2}$ — потери мощности на буксование соответственно переднего и заднего ведущих мостов.

Величины, входящие в формулу (1), определяют следующим образом:

$$P_v = \Sigma F_{ki} v_{ki}; \quad P_{\delta i} = F_{ki} v_{ti} \delta_i, \quad (2)$$

где i — номер моста; F_{ki} — касательная сила тяги моста; δ_i — буксование моста; v_{ki} — действительная скорость моста в плоскости качения колес; v_{ti} — теоретическая скорость моста.

Из кинематики поворота трактора следует, что между скоростями v_{k1} и v_{k2} в общем случае существует зависимость [1]

$$v_{k2} = v_{k1} \frac{\cos(\alpha - \psi_1)}{\cos \psi_1}, \quad (3)$$

где α, ψ_1 — соответственно угол поворота и увода передних управляемых колес.

Распределение касательных сил тяги и скоростей по мостам трактора зависит от типа межосевого привода. В настоящее время есть два основных типа межосевого привода — блокированный и дифференциальный.

Для заблокированного межосевого привода между теоретическими скоростями качения колес найдена зависимость [2]

$$v_{T2} = v_{T1} (1 - m), \quad (4)$$

где m - конструктивное кинематическое несоответствие.

Подставляя формулы (2), (3) и (4) в выражение (1) и производя необходимые преобразования, получим:

$$\eta_{\delta} = [F_{K1} \frac{(1-\delta_2) \cos \psi_1}{\cos(a-\psi_1)} + F_{K2} (1-\delta_2)] / [F_{K1} \frac{(1-\delta_2) \cos \psi_1}{\cos(a-\psi_1)} + F_{K2} (1-\delta_2) + F_{K1} \delta_1 (1-m) + F_{K2} \delta_2]. \quad (5)$$

Для трактора с дифференциальным межосевым приводом между теоретическими скоростями качения колес

$$v_{T1} + i_d v_{T2} = v_{T0} (1 + i_d), \quad (6)$$

где v_{T0} - теоретическая скорость движения трактора; i_d - передаточное число межосевого дифференциала.

Используя формулы (2), (6), получим v_{K1} и v_{K2} для дифференциального межосевого привода:

$$v_{K1} = \frac{v_{T0} (1 + i_d) (1 - \delta_1) (1 - \delta_2)}{1 - \delta_2 + i_d (1 - \delta_1) \frac{\cos(a - \psi_1)}{\cos \psi_1}}; \quad (7)$$

$$v_{K2} = \frac{v_{T0} (1 + i_d) (1 - \delta_1) (1 - \delta_2) \frac{\cos(a - \psi_1)}{\cos \psi_1}}{1 - \delta_2 + i_d (1 - \delta_1) \frac{\cos(a - \psi_1)}{\cos \psi_1}}.$$

Подставляя полученные выражения (7) в уравнение (1), получим формулу для расчета КПД буксования на повороте трактора с дифференциальным межосевым приводом:

$$\eta_{\delta} = \frac{(1 - \delta_1) (1 - \delta_2) (1 + i_d \frac{\cos(a - \psi_1)}{\cos \psi_1})}{1 - \delta_2 + i_d (1 - \delta_1) \frac{\cos(a - \psi_1)}{\cos \psi_1}}. \quad (8)$$

Полученные формулы (5) и (8) содержат, кроме угла поворота управляемых колес a , угол увода передних колес ψ_1 . Угол увода ψ_1 влияет на изменение скорости движения колес мостов в плоскости их качения.

По полученным формулам были рассчитаны КПД буксования тракторов с заблокированным межосевым приводом с кинематическим несоответствием $m = 0,04$ и межосевым дифференциалом $i_d = 2$. Расчеты выполнены для трак-

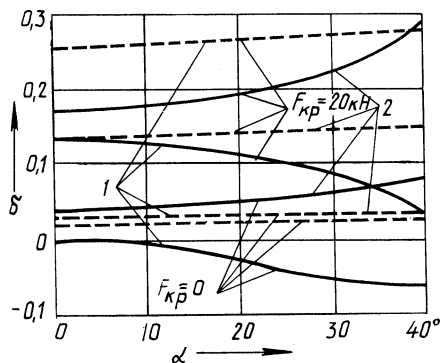


Рис. 1. Зависимость буксований мостов от угла поворота управляемых колес:

1 - δ_1 ; 2 - δ_2

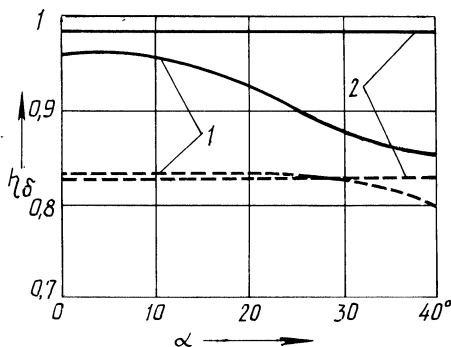


Рис. 2. Зависимость КПД буксования полноприводного трактора от угла поворота управляемых колес:

1 - блокированный межосевой привод;
2 - дифференциальный

тора МТЗ-142 на стерне без крюковой нагрузки и с $F_{кр} = 20$ кН. Расчеты проведены с помощью математической модели, приведенной в работе [3]. Результаты расчетов показаны на рис. 1, 2. Из рисунков видно, что перераспределение буксований и, следовательно, изменение КПД происходят наиболее интенсивно при блокированном межосевом приводе.

При повороте без крюковой нагрузки передний мост трактора с блокированным межосевым приводом имеет отрицательное буксование, которое растет с увеличением α . При угле поворота свыше 25° рост абсолютных значений δ_1 несколько замедляется, что объясняет также и характер изменения КПД буксования. С увеличением α КПД буксования трактора уменьшается, но при α , большем 25° , степень его уменьшения снижается и наблюдается перегиб кривой. При повороте трактора с крюковой нагрузкой передний мост находится в тяговом режиме при всех углах α , а КПД буксования трактора практически не изменяется до $\alpha = 30^\circ$.

При повороте трактора с дифференциальным межосевым приводом буксование колес и КПД буксования изменяются незначительно. Из рис. 2 видно, что КПД буксования трактора с дифференциальным межосевым приводом выше, чем с блокированным, во всем диапазоне α при повороте на холостом ходу, а при повороте с $F_{кр} = 20$ кН трактор с блокированным приводом имеет немного более высокий КПД, чем с межосевым дифференциалом, до $\alpha = 28^\circ$.

Таким образом, из результатов проведенных расчетов следует, что у трактора с дифференциальным межосевым приводом показатели потерь мощности на буксование меньше, чем у трактора с блокированным приводом, кроме случая движения с высокими тяговыми нагрузками при малых углах поворота управляемых колес. Необходимо учитывать изменение КПД буксования трактора на повороте, особенно трактора с блокированным межосевым приводом, при оценке эксплуатационных показателей трактора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Баев В.С. Влияние углов увода на распределение тяговых нагрузок по мостам полноприводного трактора "Беларусь" // Автотракторостроение. – Минск, 1985. – Вып. 20. – С. 52–55. 2. Чудак в Д.А. Основы теории трактора и автомобиля. – М.: Колос, 1962. – 182 с. 3. Баев В.С., Ванцевич В.В., Войтешонок В.С. Исследование поворачиваемости полноприводных тракторов класса 2 // Эксплуатация и ремонт мелиоративных и строительных машин / Сб. науч. тр. – Горки, 1983. – Вып. 108. – С. 89–94.

УДК 629.114.2

В.П.БОЙКОВ (БПИ)

ВЛИЯНИЕ МАССЫ ВОДИТЕЛЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЕБАНИЙ СИДЕНЬЯ

По ГОСТ 25571–82 расчет виброизоляции ведут для массы водителя (70 ± 10) кг. По ранее действовавшему ГОСТ 12.4.025–76 расчет вели для трех вариантов – масса водителя 60, 80 и 120 кг. Рассмотрим влияние массы водителя на характеристики колебаний сиденья на примере трактора К-701 М. Расчетная схема для исследования колебаний данного трактора (рис. 1) может быть представлена в виде плоской трехмассовой динамической модели с четырьмя независимыми координатами, которой соответствует следующая система уравнений:

$$\left. \begin{aligned} I_0 \ddot{\varphi}_0 &= F_{п1} l_1 - F_c l_3 - F_{ш2} l_2 + F_{в4} l_4 - F_{г5} l_5; \\ m_0 \ddot{z}_0 &= F_{п1} + F_{ш2} - F_c - F_{в}; \\ m_{н} \ddot{z}_{н} &= F_{ш1} - F_{п1}; \\ m_c \ddot{z}_c &= F_c, \end{aligned} \right\} (1)$$

где I_0 – момент инерции поддресоренной массы остова относительно горизонтально-поперечной оси, проходящей через центр тяжести (точка А); $\ddot{\varphi}_0$, \ddot{z}_0 , $\ddot{z}_{н}$, \ddot{z}_c – вторые производные соответственно продольно-углового и вертикального перемещений поддресоренной массы остова, вертикальных перемещений неподдресоренной массы переднего моста и водителя с сиденьем; $F_{ш1}$, $F_{ш2}$, $F_{п1}$, F_c , $F_{в}$, $F_{г}$ – силы, действующие соответственно в шинах передних и задних колес, в подвесках переднего моста и сиденья водителя, в сцепке в вертикальном и горизонтальном направлениях; l_1 , l_2 , l_3 , l_4 , l_5 – плечи действующих сил относительно центра тяжести поддресоренной массы остова; m_0 , $m_{н}$, m_c – масса соответственно поддресоренной части остова, переднего моста и водителя с сиденьем.

Исходные данные для расчета:

$$\begin{aligned} I_0 &= 6,5 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad m_0 = 12885 \text{ кг}; \quad m_{н} = 2500 \text{ кг}; \\ c_{ш1,2} &= 1100 \text{ кН/м}; \quad k_{ш1,2} = 8 \text{ кН} \cdot \text{с/м}; \quad c_{п1} = 900 \text{ кН/м}; \\ k_{п1(\text{сж})} &= 2 \text{ кН} \cdot \text{с/м}; \quad k_{п1(\text{отб})} = 22 \text{ кН} \cdot \text{с/м}; \quad F_1 = 6 \text{ кН}; \\ l_1 &= 1,87 \text{ м}; \quad l_2 = 1,88 \text{ м}; \quad l_3 = 0,87 \text{ м}; \quad F_{в} = F_{г} = 0. \end{aligned}$$

Табл. 2. Параметры подвески сиденья и характеристики его колебаний

Номер группы	m_1 , кг	m_c , кг	c_{p1} , кН/м	k_{p1} (ср), кН·с/м	c_c , кН/м	k_c , кН·с/м	f_c , Гц	ψ_c	$s_{с.ст}$, см	$\sigma_{\ddot{z}_c(1)}$, м/с ²	$\sigma_{\ddot{z}_c(2)}$, м/с ²	$\sigma_{\ddot{z}_c(3)}$, м/с ²	$\sigma_{\ddot{z}_c}$, м/с ²	σ_{s_c} , см	$s_{сmax}$, см	$s_{сmin}$, см
1	60	63	900	12	4	0,5	1,27	0,50	15,5	1,26	3,47	0,66	3,76	3,7	12,9	-11,7
	90	84	900	12	4	0,5	1,10	0,43	20,6	1,21	2,85	0,49	3,15	4,2	14,5	-13,9
	120	105	900	12	4	0,5	0,98	0,39	25,8	1,09	2,32	0,39	2,60	4,4	14,9	-14,7
2	60	63	900	12	3	0,5	1,10	0,57	20,6	1,09	2,93	0,62	3,19	3,5	11,9	-11,1
	90	84	900	12	4	0,5	1,10	0,43	20,6	1,21	2,85	0,49	3,15	4,2	14,5	-13,9
	120	105	900	12	5	0,5	1,10	0,35	20,6	1,34	2,79	0,41	3,13	4,7	16,6	-16,3
3	60	63	900	12	3	0,2	1,10	0,23	20,6	1,66	2,83	0,30	3,30	5,9	21,1	-21,3
	90	84	900	12	4	0,2	1,10	0,17	20,6	1,94	2,81	0,25	3,43	6,5	23,8	-24,6
	120	105	900	12	5	0,2	1,10	0,14	20,6	2,18	2,79	0,22	3,56	7,0	25,6	-26,9
4	60	63	50	30	3	0,7	1,10	0,81	20,6	0,53	0,64	0,85	1,20	0,8	2,9	-2,9
	90	84	50	30	3	0,7	0,95	0,70	27,5	0,51	0,55	0,66	1,01	1,0	3,6	-3,8
	120	105	50	30	3	0,7	0,85	0,62	34,3	0,48	0,46	0,53	0,86	1,2	4,0	-4,4

ния амортизатора подвески сиденья; f_c — частота собственных колебаний подвески сиденья; ψ_c — относительное демпфирование; $s_{c,ст}$, σ_{sc} , s_{cmax} , s_{cmin} — соответственно статический, среднеквадратический, максимальный и минимальный прогибы подвески; $\sigma_{\ddot{z}_c}$, $\sigma_{\ddot{z}_c}(1, 2, 3)$ — среднеквадратические и октавные среднеквадратические значения ускорений сиденья.

Отдельные параметры подвески определялись по формулам:

$$\psi_c = k_c / (2 \sqrt{c_c m_c}) ; \tag{3}$$

$$m_c = m_2 + 0,71m_1 , \tag{4}$$

где m_2 — масса подрессоренной части сиденья (при расчетах принималась $m_2 = 20$ кг).

Линейная система виброизоляции рассчитывалась при трех вариантах — масса водителя 60, 90 и 120 кг — с учетом двух способов регулирования подвески в зависимости от массы водителя. В табл. 2 приведены четыре группы результатов: 1, 4 — регулирование подвески путем изменения предварительно поджатия упругого элемента; 2, 3 — то же, путем изменения жесткости упругого элемента.

При первом способе регулирования увеличение массы водителя вызывает снижение частот собственных колебаний и относительного демпфирования сиденья, что приводит к уменьшению общего уровня ускорений на 30 % и увеличению динамических прогибов на 20 % (группа 1). При небольшой жесткости подвески переднего моста (группа 4), когда уменьшается возмущающее воздействие на сиденье, ускорения уменьшаются на 30 %, прогиб увеличивается на 50 %. При втором способе регулирования с увеличением массы происходит уменьшение относительного демпфирования, что вызывает увеличение динамического прогиба на 35 % и незначительное снижение общего уровня ускорений (группа 2). При этом в первой октавной полосе частоты происходит увеличение ускорений на 23 %, во второй — уменьшение на 5 %, в третьей — уменьшение на 30 %. При линейном подрессоривании и втором способе регулирования увеличение массы водителя равносильно уменьшению коэффициента сопротивления амортизатора.

На рис. 2 приведена зависимость характеристик колебаний от коэффициента сопротивления амортизатора при жесткости подвески 4 кН/м. Из рисунка

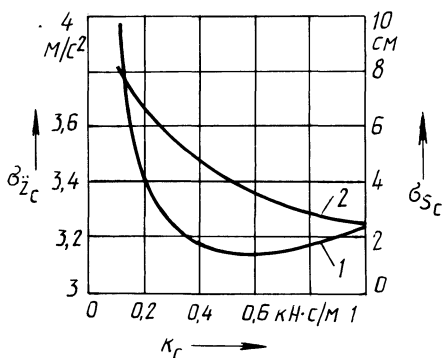


Рис. 2. Зависимость среднеквадратических значений вертикальных ускорений σ_{z_c} (кривая 1) и динамических прогибов подвески σ_{sc} (кривая 2) сиденья водителя в зависимости от коэффициента сопротивления амортизатора при движении трактора К-701М по грунтовой дороге со скоростью 6 м/с

видно, что при значениях коэффициента больше $0,5 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$ увеличение массы приводит к уменьшению общего уровня ускорений, а при значениях менее $0,5 \text{ кН}$ — к его увеличению, что видно и из расчетов (табл. 2, группа 3). Характер изменения октавных ускорений остается прежним: в первой октавной полосе частот колебаний они увеличиваются, во второй и третьей — уменьшаются. Количественные изменения зависят от параметров подвески. С увеличением жесткости и коэффициента сопротивления они будут меньше.

Учитывая, что обе рассматриваемые характеристики регламентируются (ускорения в октавных полосах частот — ГОСТ 12.2.019–86, ход сиденья — ГОСТ 20062–81), можно сделать вывод, что расчет виброизоляции водителя следует проводить для двух значений его массы — минимальной и максимальной. Для тракторного сиденья эти значения составляют 60 и 120 кг (ГОСТ 20062–81).

ЛИТЕРАТУРА

1. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутков Г.М. Динамика трактора. — М.: Машиностроение, 1973. — 280 с.

УДК 629.113.2-587

В.В.ВАНЦЕВИЧ, канд.техн.наук (БПИ)

ВОПРОСЫ УНИФИКАЦИИ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ

Одним из важнейших направлений развития техники является унификация агрегатов, узлов и деталей, позволяющая на базе специализированного производства существенно повысить качество продукции при одновременном снижении числа ее типоразмеров и себестоимости.

Основной формой унификации является разработка типоразмерных (параметрических) рядов. Такие работы в автотракторостроении ведутся для узлов и деталей двигателей, коробок передач, ведущих мостов. Показана целесообразность унификации по "горизонтали" и "вертикали" [1], т. е. как внутри одного класса изделий, так и между различными классами изделий одного назначения.

Значения конструктивных параметров дифференциалов автомобилей и тракторов, приведенные в табл. 1, создают основу для проведения работ по унификации этих механизмов.

На машинах нашли применение различные конструктивные решения дифференциалов, что можно объяснить сложившимися в той или иной конструкторской организации традициями конструирования.

В четырехсателлитных дифференциалах в качестве водила используется как крестовина, так и отдельные пальцы для каждой пары сателлитов.

Существенно отличаются дифференциалы числом и сочетанием зубьев сателлитов z_c и полуосевых колес z_n , а также значениями углов зацеплений α , модулей m и другими параметрами зацеплений.

Как видно из табл. 1, нет единого подхода к конструктивному решению поверхностей трения сателлитов о корпус дифференциала (сфера или

плоскость), сателлитов о водило и полуосевых колес о корпус (наличие фрикционных втулок и шайб, канавок и отверстий для смазочного материала).

В дифференциалах применяются различные типы шлицевых соединений полуосевых колес и полуосей, различные способы соединения частей корпуса друг с другом и корпуса с ведомой шестерней главной передачи.

Таким образом, отсутствует общий подход к выбору конструктивных параметров дифференциалов для машин различной мощности и назначения. Часто параметры дифференциалов машин примерно одинаковых по мощности и назначению, также отличаются друг от друга, например автомобилей ВАЗ-2101 и "Москвич", МАЗ-5335 и МоАЗ-6401-9585.

В качестве основы для разработки типоразмерных рядов дифференциалов могут быть использованы следующие положения.

В качестве водила для двухсателлитных дифференциалов необходимо использовать единый палец, а для четырехсателлитных – крестовину. Использование двух отдельных пальцев для четырех сателлитов ведет к их неравномерному нагружению вследствие неизбежных технологических погрешностей.

Как показали исследования [2, 3], внутренние силовые процессы в дифференциалах существенно зависят от сочетания чисел зубьев полуосевых колес $z_{\text{п}}$ и сателлитов $z_{\text{с}}$. Показано, что наиболее рациональным сочетанием является: $z_{\text{с}}$ – нечетное число, а $z_{\text{п}}/a$ – дробное ($a = 2$ или 4 – число сателлитов). При этом должно выполняться условие сборки дифференциала, как и любого планетарного механизма.

Наблюдения показывают, что дифференциалы со сферической опорной поверхностью более работоспособны. Одной из причин этого является то, что через сферический контакт передается часть нагрузки от корпуса к сателлитам, что несколько разгружает водило.

Унификацию дифференциалов необходимо осуществлять с учетом их нагруженности. Важным ее критерием является, как известно, максимальный момент $M_{0\varphi}$ на корпусе дифференциала, определяемый силой сцепления колес с дорогой и принимаемый в большинстве случаев за расчетный. Значения этих моментов, рассчитанные по данным [4, 5] при коэффициенте сцепления 0,7, возрастают с увеличением максимальной мощности P_{max} и массы машин (рис. 1).

Как показал анализ, полученные зависимости близки к линейным (коэффициенты корреляции составили 0,78...0,98):

$$M_{0\varphi} = bP_{\text{max}} \quad \text{или} \quad P_{\text{max}} = cM_{0\varphi}, \quad (1)$$

где b , c – коэффициенты пропорциональности: для легковых автомобилей 4К2 и 4К4 $b = 0,027$ и $c = 36,74$; для колесных сельскохозяйственных тракторов 4К2 и 4К4 $b = 0,05$ и $c = 19,99$; для грузовых автомобилей 4К2, 4К4, 6К4, 6К6 (кроме автомобилей МАЗ) и автобусов 4К2 и 4К4 $b = 0,18$ и $c = 5,56$; P_{max} – максимальная мощность двигателя, кВт; $M_{0\varphi}$ – максимальный момент на корпусе, кН·м.

Сравнение полученных зависимостей показывает, что дифференциалы колесных машин примерно одинаковой мощности, но различного назначения имеют разные нагрузки. Наименьшую нагрузку имеют дифференциалы легковых автомобилей, наибольшую – грузовых. Нагрузки дифференциалов трак-

Табл. 1. Геометрические параметры конических дифференциалов

Марка машины	P_{max} , кВт	Число сателлитов a	Водило			Поверхность трения сателлита о корпус	Средний радиус трения торца, мм		Параметры зацеплений					Шлицы полуосевого колеса				
			тип	диаметр шипа, мм	длина шипа в контакте с сателлитом, мм		сателлита о корпус	полуосевого колеса о корпус	$z_{\text{п}}$	$z_{\text{с}}$	внешний окружной модуль	угол зацепления	$\frac{z_{\text{п}}}{a}$	тип	число	наружный (н), делительный (д) диаметры, мм	длина, мм	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
ЛуАЗ-969М	29,4	2	Один палец (ОП)	16	16	Плоскость	13	35,44	17	10	4,5	$22^{\circ}30'$	Дробное (Д)	Сухарное соединение полуосевых зубчатых колес дифференциала с полуосями				
ВАЗ-2101	47	2	ОП	16	17	Сфера $R39$	12,25	22,67	16	10	4	$22^{\circ}30'$	Целое (Ц)	Эвольвентные (Э)	22	23,28 (д)	24	
Москвич 2136, 2138, 2137, 2140	36,8	2	ОП	15,876	15	Сфера $R39$	12,22	21,85	16	10	4,004	$22^{\circ}30'$	Ц	Э	20	25 (д)	26,12	
ИЖ-2125; Москвич-412ИЭ	55,2	2	ОП	15,876	15	Сфера $R39$	12,22	21,85	16	10	4,004	$22^{\circ}30'$	Ц	Э	20	25 (д)	26,12	
ГАЗ-24, ГАЗ-14, ГАЗ-3102	69,9 161,8 77,3	2	ОП	20	20	Сфера $R48,5$	15,38	24,5	16	10	5	$22^{\circ}30'$	Ц	Э	30	30 (д)	37	
ЗИЛ-114	220,6	2	ОП	—	—	Сфера	—	—	15	10	5,567	20°	Д	—	—	—	—	
УАЗ-451М,452	55,2	4	Раздельные пальцы (РП)	20	20,35	Сфера $R46,22$	14,5	28,5	16	10	5	$22^{\circ}30'$	Ц	Прямобоочные (П)		10	32 (н)	34
ГАЗ-53А	84,6	4	Крестовина (КР)	25	27	Сфера $R68,5$	19,25	40	20	11	5,75	$22^{\circ}30'$	Ц	Трапецидаль-ные (Т)		16	45 (н)	52
ЗИЛ-130,131	110,3	4	КР	28	30	Сфера	21,50	45,5	22	11	6,35	$22^{\circ}30'$	Д	—	—	—	—	
КАЗ-4540	118	4	КР	31	27,5	Сфера $R80,4$	23,5	53	22	11	6,35	$22^{\circ}30'$	Д	Э	16	48 (д)	50	
МАЗ-5335	132,4	4	КР	25	28	Сфера $R66,5$	20,5	42	18	11	6	$22^{\circ}30'$	Д	Э	18	45 (д)	51	
МАЗ-6422	235,4	4	КР	32	29,5	Сфера $R71,5$	24,25	45,13	16	11	7	$22^{\circ}30'$	Ц	Э	20	50 (д)	62	
МАЗ-7310	386,1	4	КР	25	30	Сфера $R77,5$	20,8	42	22	11	6	20°	Д	П	10	50 (н)	60	
МоАЗ-6401-9585	139,7	4	КР	37	40	Сфера $R102$	28	56,25	22	11	8	20°	Д	Э	20	50 (д)	56	
КамАЗ-5320	154,4	4	КР	—	30	Сфера	22	50	22	11	6,35	$22^{\circ}30'$	Д	Э	16	48 (д)	50	
УРАЛ-4320	154,4	4	КР	—	30	Сфера	23	50	22	11	6,35	$22^{\circ}30'$	Д	Э	20	50 (д)	51,5	
КрАЗ-260	220,6	4	КР	—	39	Сфера	26,25	57,5	22	11	8	20°	Д	Т	16	62,5 (н)	69,5	
БелАЗ-540А	264,8	4	КР	38	48	Сфера $R115$	26,63	8,75	22	11	8	20°	Д	Э	18	63 (д)	86	
Т-16М	14,7	2	ОП	28	30,5	Сфера $R69$	20,75	37,25	27	18	4	$17^{\circ}30'$	Д	П	6	40 (н)	50	
Т-25А	18,4																	
Т-28Х4М	44,1	3	Сборное из трех пальцев	28	33,1	Плоскость	21,5	—	24	12	6	20°	—	—	—	—	—	

1	2	3	4	5	6	7	8	9
МТЗ-80	55,2	4	КР	25	27	Плоскость	18,25	41
Дифференциал переднего моста МТЗ-82	55,2	4	РП	16	27	Сфера R43,6	16,75	30,25
Т-150К	121,3	4	РП	30	37	Плоскость	23	49,5

10	11	12	13	14	15	16	17	18
22	12	5	20 ⁰	Д	Э	16	44 (д)	35
16	10	4,5	20 ⁰	Ц	П	10	29 (н)	50
26	14	5,5	45 ⁰	Д	Э	18	45 (д)	37

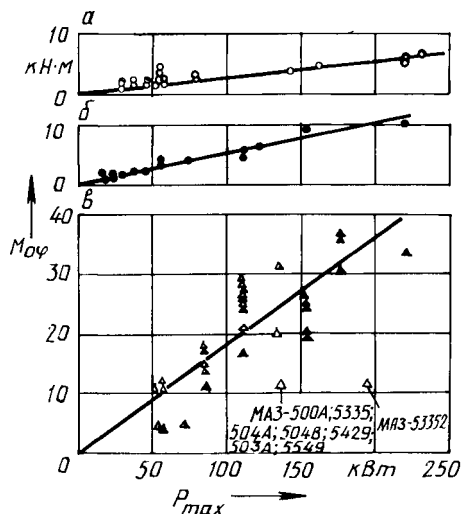


Рис. 1. Зависимость момента по сцеплению $M_{0\phi}$ на корпусе дифференциала от максимальной мощности колесных машин:

а - легковые автомобили 4К2 и 4К4 (○);
 б - колесные тракторы 4К2 и 4К4 (●);
 в - грузовые автомобили 4К2 (Δ),
 4К4, 6К4, 6К6 (▲), автобусы 4К2 и 4К4
 (△)

торов занимают промежуточное положение, что объясняется наличием конечных передач.

Однако использование только крутящего момента в качестве единственного параметра недостаточно. Существенное влияние на работоспособность, интенсивность изнашивания и возникновение задигов на деталях механизмов оказывает скорость скольжения их фрикционных поверхностей, которая определяет мощность тепловыделений и температуру в контакте [6]. Поэтому в ходе расчетов и унификации дифференциалов необходимо учитывать их скоростные режимы, которые, как показал анализ, существенно различаются для машин разной мощности и назначения (см. рис. 1). Уменьшенные нагрузки дифференциалов легковых автомобилей и тракторов по сравнению с нагрузками дифференциалов грузовых автомобилей определяются их повышенными скоростными режимами.

Кроме того, как показал анализ по критерию Ирвина, точки (P_{max} ; $M_{0\phi}$) для автомобилей МАЗ, у которых используются конечные передачи, не принадлежат совокупности этих параметров других автомобилей такого же класса мощности, но не имеющих конечных передач (см. рис. 1).

Таким образом, для построения параметрических рядов дифференциалов необходимо учитывать как их нагрузочные, так и скоростные режимы.

ЛИТЕРАТУРА

1. К с е н е в и ч И.П., С о л о н с к и й А.С., В о й ч и н с к и й С.М. Проектирование универсально-пропашных тракторов. - Минск: Наука и техника, 1980. - 320 с.
2. В а н ц е в и ч В.В., Л е ф а р о в А.Х. Внутренние силовые процессы в конических четырехсателлитных дифференциалах // Вестн. машиностроения. - 1983. - № 9. - С. 16-18.
3. В а н ц е в и ч В.В. Внутренние процессы двух- и четырехсателлитных дифференциалов // Изв. вузов. Машиностроение. - 1984. - № 10. - С. 160.
4. Краткий автомобильный справочник. - 9-е изд., перераб. и дополн. - М.: Транспорт, 1982. - 464 с.
5. Т я г о в ы е характеристики сельскохозяйственных тракторов: Альбом-справочник. - М.: Россельхозиздат, 1979. - 240 с.
6. Т р е н и е, изнашивание, смазка: Справочник: В 2 кн.; Кн. 1 / Под ред. И.В. Крагельского и В.В.Алишина. - М.: Машиностроение, 1978. - 400 с.

УДК 631.372:629.114.2(23)

В.С. ВОЙТЕШОНОК (БПИ)

К ВОПРОСУ О КИНЕМАТИКЕ МЕХАНИЗМА СТАБИЛИЗАЦИИ МОДЕРНИЗИРОВАННОГО ТРАКТОРА МТЗ-82К

При создании крутосклонного трактора МТЗ-82К с двухсторонним вертикальным перемещением ведущих колес возникла необходимость изменения серийной кабины, увеличения базы трактора на 0,45 м по сравнению с серийным трактором МТЗ-82 и минимальной колеи задних колес на 0,2 м, что связано с конструкцией механизма стабилизации. Необходимость этих изменений отпадает при использовании механизма стабилизации одностороннего типа, реализованного в конструкции модернизированного трактора МТЗ-82К. В [1] проанализированы конструкция и кинематика механизма одностороннего типа, суть работы которого заключается в том, что для стабилизации остова трактора осуществляется перемещение одного колеса при неизменном положении другого. При этом перемещаемым может быть как правое, так и левое колесо в зависимости от направления склона.

Испытания трактора с механизмом стабилизации такого типа показали, что в процессе опускания и подъема колеса имеет место некоторое изменение скорости движения, особенно заметное на низших передачах. Поскольку указанное вертикальное перемещение колеса всегда имеет место при поворотах трактора на склоне, возникла необходимость дополнительных исследований

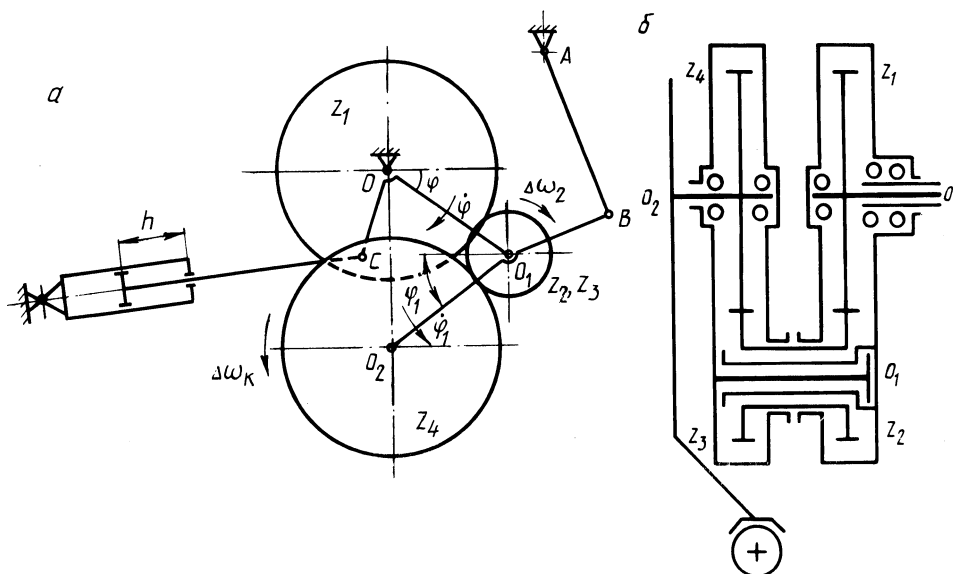


Рис. 1. Кинематическая схема механизма стабилизации (а) и привода заднего ведущего колеса трактора (б)

кинематики механизма стабилизации. В данной работе проведено исследование влияния вертикального перемещения колеса на его угловую скорость.

Опускание и подъем каждого ведущего колеса осуществляются самостоятельным многозвенным механизмом (рис. 1, а), приводимым в движение гидроцилиндром. Звенья COO_1 и AB механизма вращаются вокруг осей соответственно O и A , неподвижных относительно корпуса трактора. Звено BO_1O_2 совершает плоскопараллельное движение, включающее поступательное перемещение вместе с центром O_1 и поворот вокруг этого центра. На оси O установлено зубчатое колесо Z_1 , связанное с трансмиссией трактора. От колеса Z_1 к ведущему колесу трактора крутящий момент передается с помощью зубчатых колес Z_2, Z_3 , вращающихся на оси O_1 , и колеса Z_4 , связанного общим валом с ведущим колесом (рис. 1, б).

При включении системы стабилизации поршень гидроцилиндра, перемещаясь от исходного положения на h (см. рис. 1, а), поворачивает звено COO_1 на угол φ с угловой скоростью $\dot{\varphi}$. Зубчатое колесо Z_2 обкатывается вокруг колеса Z_1 , что вызывает изменение угловой скорости вращения колеса Z_2 :

$$\begin{aligned} \Delta \omega_2 &= v_{O_1} / (d_2 / 2) = [\dot{\varphi} m (Z_1 + Z_2) / 2] / (m Z_2 / 2) = \\ &= \dot{\varphi} (Z_1 + Z_2) / Z_2, \end{aligned}$$

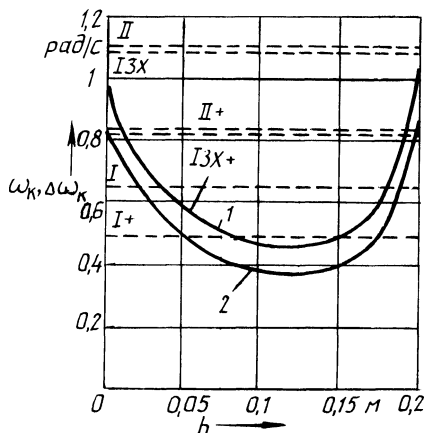
где v_{O_1} — линейная скорость перемещения центра O_1 ; d_2 — делительный диаметр зубчатого колеса Z_2 ; m — модуль.

Угловая скорость зубчатого колеса Z_4 при этом изменяется на

$$\Delta \omega'_4 = \dot{\varphi} [(Z_1 + Z_2) / Z_2] (Z_3 / Z_4).$$

Рис. 2. Зависимость угловой скорости ведущего колеса ω_k (---) и ее изменения $\Delta\omega_k$ (—) от хода h поршня гидроцилиндра механизма стабилизации:

I, II, I3X – включенная передача (соответственно первая, вторая, первая заднего хода); + – понижающий редуктор включен



За это же время звено BO_1O_2 , поворачиваясь вокруг оси O_1 на угол φ_1 , обкатывает колесо Z_4 по зубчатому колесу Z_3 . Это вызывает дополнительное изменение угловой скорости колеса Z_4 на

$$\Delta\omega_4'' = \dot{\varphi}_1(Z_3 + Z_4)/Z_4.$$

Суммарное изменение угловой скорости зубчатого колеса Z_4 , а следовательно, и угловой скорости колеса трактора $\Delta\omega_k$ составляет

$$\Delta\omega_k = \Delta\omega_4' + \Delta\omega_4'' = \dot{\varphi}(Z_1 + Z_2)Z_3/(Z_2Z_4) + \dot{\varphi}_1(Z_3 + Z_4)/Z_4. \quad (1)$$

При $Z_1 = Z_4$ и $Z_2 = Z_3$, что имеет место у модернизированного трактора МТЗ-82К, формула (1) принимает вид:

$$\Delta\omega_k = (\dot{\varphi} + \dot{\varphi}_1)(Z_1 + Z_2)/Z_1. \quad (2)$$

Выражения для $\dot{\varphi}$ и $\dot{\varphi}_1$ определяются на основании зависимостей, приведенных в работе [1]. Если трактор движется передним ходом, при перемещении ведущего колеса вниз по склону его угловая скорость вращения увеличивается на $\Delta\omega_k$, при перемещении колеса вверх – уменьшается на $\Delta\omega_k$.

Результаты расчетов по формуле (2) изменения угловой скорости ведущего колеса $\Delta\omega_k$ в зависимости от хода гидроцилиндра приведены на рис. 2. Кривая 1 соответствует перемещению колеса вниз по склону (поток жидкости подается в штоковую полость гидроцилиндра), кривая 2 – перемещению колеса вверх (жидкость подается в бесштоковую полость). Необходимо отметить, что указанное изменение угловой скорости $\Delta\omega_k$ не зависит от передачи, на которой движется трактор.

Штриховыми линиями на рис. 2 нанесены скорости ω_k вращения задних ведущих колес, имеющие место при неработающем механизме стабилизации. Как видно из рисунка, угловая скорость ω_k зависит от включенной передачи. В связи с этим влияние $\Delta\omega_k$ на скорость движения трактора особенно заметно на низших передачах. Так, расчеты показывают, что на первой передаче перемещение колеса вниз по склону сопровождается увеличением скорости

трактора в среднем на 50 %, при перемещении колеса вверх – уменьшается в среднем на 40 %.

Из формулы (2) следует, что снизить $\Delta \omega_k$ можно, уменьшив до возможного по конструктивным соображениям число зубьев Z_2 , соответственно увеличив число зубьев Z_1 . Изменение угловых скоростей $\dot{\phi}$ и $\dot{\phi}_1$, зависящих от размеров звеньев механизма стабилизации, здесь не рассматривается, поскольку размеры звеньев определяют необходимые характеристики процесса стабилизации трактора.

Таким образом, проведенные исследования указывают на значительное изменение угловой скорости заднего ведущего колеса трактора при включении в работу механизма стабилизации, вследствие чего скорость движения трактора изменяется. Это обстоятельство следует учитывать при проектировании тракторов с подобными механизмами стабилизации, а также при исследовании движения трактора на склоне.

ЛИТЕРАТУРА

1. З а р е ц к и й В.П., З е л е н ы й П.В., Я ц к е в и ч В.В. Анализ механизма автоматической стабилизации остова крутосклонного трактора // Автотракторостроение. – Минск, 1981. – Вып. 16. – С. 100–103.

УДК 629.114.2.02-585

А.К. ГЕРАСИМОВИЧ (БПИ),
П.А. АМЕЛЬЧЕНКО, канд. техн. наук (МТЗ),
А.Х. ЛЕФАРОВ, д-р техн. наук (БПИ)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОГО НЕСООТВЕТСТВИЯ В ТРАНСМИССИИ ПОЛНОПРИВОДНОГО ТРАКТОРА НА ПОВОРОТЕ

Одним из основных параметров, характеризующих распределение тяговых усилий по ведущим мостам колесной машины 4К4 с блокированным межосевым приводом, является кинематическое несоответствие m [3]. В случае нулевого значения кинематического несоответствия при прямолинейном движении оно всегда возникает при криволинейном движении, так как за одинаковые промежутки времени колеса переднего и заднего ведущих мостов проходят разные пути. В связи с этим возникает необходимость установления аналитических зависимостей для определения кинематического несоответствия, возникающего при повороте машины.

При дифференциальном межколесном приводе в обоих мостах полноприводных тракторов типа "Беларусь" кинематическое несоответствие между мостами на повороте определяется по выражению

$$m = 1 - \cos \alpha,$$

где α – средний угол поворота управляемых колес.

В переднем ведущем мосту (ПВМ) тракторов "Беларусь" устанавливается самоблокирующийся дифференциал повышенного трения, который во многих случаях работает в режиме блокированного привода. При таком режиме рабо-

ты возникает кинематическое несоответствие между центром заднего ведущего моста (ЗВМ) и наружным колесом ПВМ — m' ; внутренним колесом ПВМ — m'' :

$$m' = (v'_1 - v_2)/v'_1; \quad m'' = (v''_1 - v_2)/v''_1, \quad (1)$$

где v'_1, v''_1 — расчетные скорости движения на повороте центров соответственно наружного и внутреннего колес ПВМ; v_2 — расчетная скорость движения на повороте центра ЗВМ.

В процессе поворота управляемые колеса участвуют в двух видах движения: относительном вокруг оси шкворня с угловой скоростью ω'_a (ω''_a); переносном вокруг центра поворота трактора с угловой скоростью ω_π (рис. 1). Из рисунка видно, что в любой момент времени относительная v'_o и переносная v''_o скорости наружного колеса совпадают по направлению, а v'_o и v''_o внутреннего колеса противоположны по направлению. Тогда суммарные расчетные скорости передних колес:

$$v'_1 = \omega_\pi R'_1 + \omega'_a a; \quad v''_1 = \omega_\pi R''_1 - \omega''_a a, \quad (2)$$

где R'_1, R''_1 — радиусы поворота передних соответственно наружного и внутреннего колес; a — плечо обкатки.

Угловые скорости поворота передних колес вокруг осей шкворней ω'_a и ω''_a определим дифференцированием зависимостей между углами поворота наружного и внутреннего управляемых колес и средним углом поворота управляемых колес [1]:

$$\omega'_a = \left[\frac{\sin(\arctg \frac{L \operatorname{tg} a}{L + 0,5B^* \operatorname{tg} a})}{\sin a} \right]^2 \omega_a; \quad (3)$$

$$\omega''_a = \left[\frac{\sin(\arctg \frac{L \operatorname{tg} a}{L - 0,5B^* \operatorname{tg} a})}{\sin a} \right]^2 \omega_a,$$

где ω_a — угловая скорость изменения среднего угла поворота управляемых колес; B^* — расстояние между центрами осей шкворней; L — база трактора. Радиусы поворота управляемых колес получим из рис. 1:

$$R'_1 = \frac{L}{\sin(\arctg \frac{L \operatorname{tg} a}{L + 0,5B^* \operatorname{tg} a})} + a; \quad (4)$$

$$R''_1 = \frac{L}{\sin(\arctg \frac{L \operatorname{tg} a}{L - 0,5B^* \operatorname{tg} a})} - a.$$

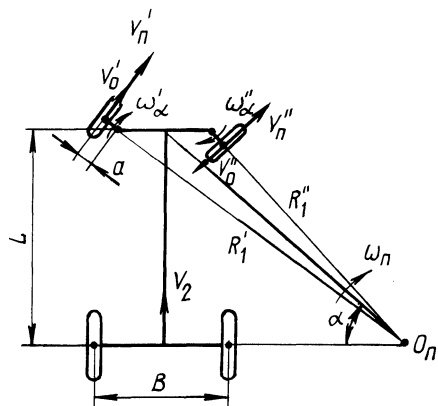


Рис. 1. Схема поворота трактора

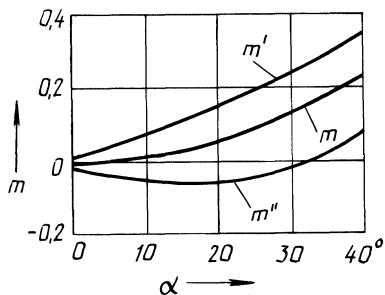


Рис. 2. Зависимость кинематического несоответствия в трансмиссии трактора от среднего угла поворота управляемых колес

Переносная угловая скорость поворота трактора $\omega_n = v_2 \operatorname{tg} a / L$. После подстановки выражений (2), (3), (4) в (1) окончательно получим

$$m' = 1 - 1 / \left[\frac{\operatorname{tg} a}{\sin(\operatorname{arctg} \frac{L \operatorname{tg} a}{L + 0,5B^* \operatorname{tg} a})} + \frac{a \operatorname{tg} a}{L} + \left(\frac{\sin(\operatorname{arctg} \frac{L \operatorname{tg} a}{L + 0,5B^* \operatorname{tg} a})}{\sin a} \right)^2 \frac{a \omega_a}{v_2} \right];$$

$$m'' = 1 - 1 / \left[\frac{\operatorname{tg} a}{\sin(\operatorname{arctg} \frac{L \operatorname{tg} a}{L - 0,5B^* \operatorname{tg} a})} - \frac{a \operatorname{tg} a}{L} - \left(\frac{\sin(\operatorname{arctg} \frac{L \operatorname{tg} a}{L - 0,5B^* \operatorname{tg} a})}{\sin a} \right)^2 \frac{a \omega_a}{v_2} \right].$$

На рис. 2 приведены результаты расчета кинематического несоответствия в трансмиссии трактора при дифференциальном межколесном приводе в ПВМ — m и блокированном межколесном приводе в ПВМ — m' , m'' . Приняты следующие параметры трактора: $B = 1,6$ м; $L = 2,7$ м; $a = 0,176$ м; $v_2 = 2,78$ м/с (10 км/ч); $B^* = B - 2a$. Угловая скорость изменения среднего угла поворота управляемых колес $\omega_a = 0,2$ 1/с [2].

Из рисунка видно, что m растет с увеличением a , m' — тоже, но более интенсивно. Значение m'' вначале отрицательно, при $a = 32^\circ$ равно нулю, а при $a > 32^\circ$ — положительно. Объясняется это тем, что расчетная скорость движения внутреннего колеса v_1'' сначала уменьшается по сравнению с v_2 , а затем ($a = 16^\circ$) растет. Начала кривых m' и m'' находятся на некотором удалении от

нуля. Связано это с тем, что нами принята ω_a , возникающая мгновенно и сохраняющаяся постоянной в диапазоне всех углов поворота.

Проведенный анализ показывает, что имеет место существенная разница между кинематическим несоответствием m и m' , m'' . Это оказывает значительное влияние на тяговые свойства и нагруженность наружного и внутреннего колес ПВМ трактора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Г у с ь к о в В.В. Тракторы. – Ч. II: Теория. – Минск: Выш. шк., 1977. – 384 с.
2. И в а н о в С.С. Оптимальная угловая скорость поворота управляемых колес самоходного комбайна // Механизация и электрификация соц. сельск. хоз-ва. – 1970. – № 10. – С. 42–43.
3. Л е ф а р о в А.Х. Исследование тяговых свойств автомобилей и колесных тракторов 4 × 4 в зависимости от схемы силового привода: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – М., 1974. – 50 с.

УДК 629.114.2

В.П. ЗАРЕЦКИЙ, канд.техн.наук (БПИ)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК НА ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ СТАБИЛИЗАЦИИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Перспективными мобильными средствами для работы на склоне являются транспортные средства со стабилизацией остова в вертикальном положении одним бортом, т. е. за счет перемещения колеса, занимающего нижнее положение по склону, вниз от исходного положения при неподвижном колесе противоположного борта [1]. Перемещение колес такого транспортного средства, например полуприцепа, происходит за счет системы стабилизации, включающей расположенные со стороны каждого борта рычаги с опорными колесами, снабженные приводом поворота от гидроцилиндров, которые подключены к автомату-стабилизатору [2].

Усилие на гидроцилиндре исполнительного механизма стабилизации (рис. 1) зависит от соотношения плеч рычага, нормальной силы $F_{ст}$ со стороны опорной поверхности на колесо и силы F_k сопротивления качению колеса, лежащих в плоскости качения колеса:

$$F_{ц} = a [F_{ст} \cos(\varphi - \alpha_{ц}) - F_k \sin(\varphi - \alpha_{ц})] / (c \sin \epsilon), \quad (1)$$

где $\epsilon = \arccos [(c^2 + l^2 - d^2)/(2cd)]$; $d = \sqrt{X_{ц,п}^2 + Y_{ц,п}^2}$; $\alpha_{ц}$ – угол отклонения продольной оси полуприцепа в вертикальной плоскости относительно горизонтали местности.

Сила $F_{ст}$ в процессе стабилизации определяется суммарной силой, расположенной в поперечной нормальной к опорной поверхности плоскости, и изменяется в зависимости от положения в поперечной плоскости остова и ходовой части полуприцепа, которое характеризуется углом стабилизации α_m . Угол стабилизации – угол поперечного склона, на котором при данном положении исполнительного механизма поперечная плоскость симметрии полуприцепа занимает вертикальное положение:

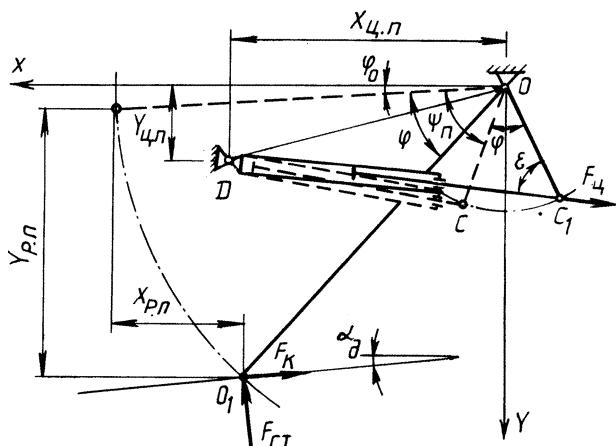


Рис. 1. Схема исполнительного механизма стабилизации полуприцепа:
 $OO_1 = a$; $OC = OC_1 = c$; $OD = d$; $CD = l$

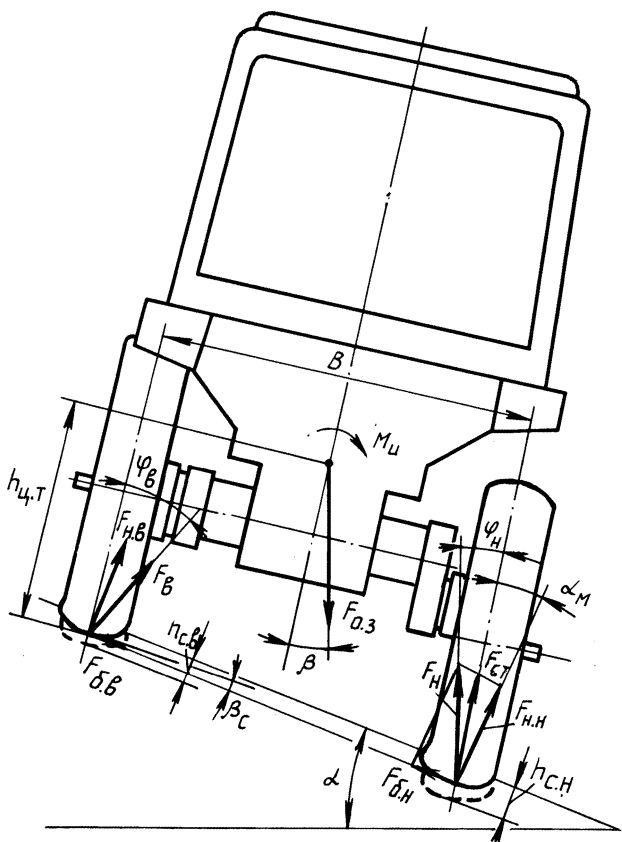


Рис. 2. Схема для определения силы, необходимой для стабилизации транспортного средства на склоне

$$a_M = \operatorname{arctg} \left\{ \sqrt{X_{p.n}^2 + Y_{p.n}^2} \cos [\operatorname{arctg}(X_{p.n}/Y_{p.n}) - a_D] / B \right\},$$

где $X_{p.n} = a(\cos \varphi_0 - \cos \varphi)$; $Y_{p.n} = a(\sin \varphi - \sin \varphi_0)$; B – колея транспортного средства.

Для определения максимальной силы F_{ct} рассмотрим процесс стабилизации транспортного средства одним бортом на поперечном склоне без учета боковой эластичности шин (рис. 2). При стабилизации транспортного средства на склоне, кроме поворота остова и ходовой части в поперечной плоскости относительно центра контакта вышерасположенного по склону колеса, происходит изменение расстояния между следами колес. При наезде транспортного средства на склон с увеличивающейся крутизной в процессе стабилизации происходит увеличение этого расстояния за счет перемещения вниз по опорной поверхности колеса, расположенного ниже по склону. При стабилизации в результате наезда на склон с уменьшающейся крутизной упомянутое расстояние уменьшается за счет смещения вниз вышерасположенного по склону колеса [3].

При реагировании системы стабилизации на крен остова к основанию склона нижерасположенное по склону колесо скользит по нему. На колесо со стороны опорной поверхности в поперечной плоскости действуют нормальная $F_{н.н}$ и боковая $F_{б.н}$ силы. Модуль боковой силы определяется нормальной силой и коэффициентом сцепления шин с опорной поверхностью $F_{б.н} = F_{н.н} \mu_{сц}$. В результате суммарная сила на нижерасположенное по склону колесо

$$F_H = F_{н.н} \sqrt{1 + \mu_{сц}^2}$$

не будет действовать в плоскости его качения, а располагаться под углом к плоскости качения колеса в сторону вершины склона

$$\varphi_H = \operatorname{arctg}(F_{б.н}/F_{н.н}) - a_M = \operatorname{arctg}(\mu_{сц}) - a_M.$$

С учетом этого процесс стабилизации транспортного средства при отклонении остова от вертикали к подножию склона описывается уравнением

$$F_{o.з} [(0,5B \pm e_{ц.т}) \cos \beta + h_{ц.т} \sin \beta] + M_H + F_H B \operatorname{tg} a_M \sin \varphi_H - F_{ct} B = 0, \quad (2)$$

где $F_{ct} = F_H \cos \varphi_H$; $\beta = a - a_M - \operatorname{arctg}[(h_{с.н} - h_{с.в})/B]$; $F_{o.з}$ – нагрузка, проходящая на ось, снабженную механизмом стабилизации; $h_{ц.т}$ – вертикальная координата центра тяжести транспортного средства относительно точки опоры вышерасположенного по склону колеса; $e_{ц.т}$ – смещение центра тяжести транспортного средства от продольной плоскости симметрии (со знаком "плюс" – вниз по склону, со знаком "минус" – вверх); β – угол поперечного крена транспортного средства; a – угол поперечного склона; $h_{с.н}$, $h_{с.в}$ – суммарные деформации шины и грунта соответственно нижерасположенного и вышерасположенного по склону колес в плоскости их вращения, проходящей через центр давления пятна контакта; M_H – момент сил инерции.

В процессе стабилизации транспортного средства при отклонении остова от вертикали к вершине склона по поверхности будет перемещаться верхнее колесо, и процесс стабилизации опишется уравнением:

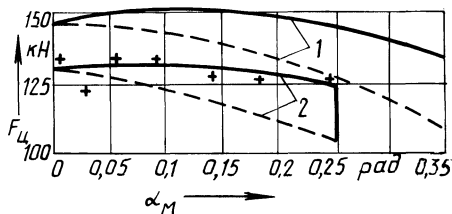


Рис. 3. Изменение усилия на силовом цилиндре привода механизма стабилизации полуприцепа в процессе выравнивания из исходного положения:

1 — на склоне крутизной 0,44 рад;
 2 — на склоне крутизной 0,244 рад;
 — — с учетом изменения расстояния между следами колес; - - - без учета изменения расстояния между следами колес; + + — точки, полученные экспериментально

$$F_{о.з} [(0,5B \pm e_{ц.т}) \cos \beta - h_{ц.т} \sin \beta] - F_{ст} B - M_{и} - \sqrt{F_{б.н}^2 + F_{ст}^2 \cos^2 \alpha_M} B \operatorname{tg} \alpha_M \sin \varphi_H = 0. \quad (3)$$

Уравнения (2) и (3) позволяют определить $F_{ст}$ при стабилизации и, используя выражение (1), усилия на гидроцилиндре исполнительного механизма горного полуприцепа. На стадии проектирования необходимо знать максимальные усилия в приводе, которые могут возникнуть в эксплуатации. Эти усилия следует определять в критической ситуации, т. е. при выравнивании нестабилизированного транспортного средства, расположенного на максимальном поперечном склоне. Так как механизация сельскохозяйственных работ допускается на склонах крутизной до 0,35 рад, максимальный крен полуприцепа с учетом возможного наезда на единичные неровности составит не более 0,44 рад. Для этого случая момент сил инерции можно не учитывать.

Усилие на гидроцилиндре исполнительного механизма стабилизации горного полуприцепа 1ПТС-4Г по мере выравнивания на склоне из нестабилизированного положения сначала увеличивается, а затем начинает уменьшаться (рис. 3). Это обусловлено трением между колесами и опорной поверхностью. Проверка достоверности теоретических зависимостей осуществлялась замером давления в полостях гидроцилиндров при включении системы стабилизации горного полуприцепа, расположенного на бетонной дорожке с наклоном поверхности 0,244 рад. Разница между теоретическими и экспериментальными данными не более 6 %.

Таким образом, полученные зависимости позволяют определять максимальные нагрузки в исполнительных механизмах стабилизации транспортных средств на стадии проектирования, повысить точность прочностных расчетов.

ЛИТЕРАТУРА

- Зарецкий В.П., Яцкевич В.В., Пронько В.Ф. К вопросу стабилизации универсально-пропашных колесных тракторов // Автотракторостроение. — Минск: Выш. шк., 1982. — Вып. 17. — С. 71–73.
- А. с. 1156928 (СССР). Тракторная тележка для транспортировки грузов по склонам / В.В. Гуськов, П.В. Зеленый, В.П. Зарецкий и др.
- Зеленый П.В., Яцкевич В.В., Зарецкий В.П. О влиянии автоматической системы стабилизации крутосклонного трактора на его курсовую устойчивость // Автотракторостроение. — Минск, 1981. — Вып. 16. — С. 96–100.

ВЛИЯНИЕ ДЕФОРМИРУЕМОСТИ ОПОРНОГО ОСНОВАНИЯ НА КУРСОВОЕ ДВИЖЕНИЕ НАКЛОННО РАСПОЛОЖЕННОГО КОЛЕСА

В ряде случаев колеса транспортных средств расположены под углом к поверхности опорного основания: при установке с развалом; у крутосклонных тракторов; на повороте у одноколейных транспортных средств. Вследствие качения элементов пятна контакта колеса с различными радиусами имеет место его увод в сторону наклона [1]. Однако какое влияние на увод колеса оказывает изменения характера деформации грунта, выражающееся в смещении поперечного расположения точек контакта, которые принадлежат одной продольной плоскости (например, I-II, проходящей через центр давления, рис. 1), не исследовано.

В процессе деформирования грунта катящимся колесом, нагруженным только вертикальной силой G_k , и не имеющего голономных связей с остоном транспортного средства, т. е. подчиненного только неголономным связям со стороны опорного основания, упомянутые точки контакта стремятся совершать перемещения по вертикали. Поэтому каждая, вновь вступающая во взаимодействие с грунтом точка a протектора шины стремится расположиться относительно точек, вступивших во взаимодействие с грунтом ранее, на некото-

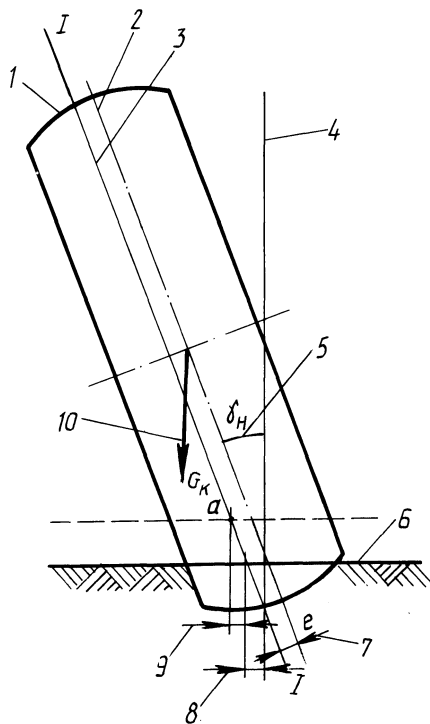


Рис. 1. Схема поперечного смещения точек контакта наклонного колеса по глубине колеи:

1 – колесо; 2 – продольная плоскость симметрии колеса; 3 – продольная плоскость, проходящая через центр давления колеса на опорное основание; 4 – вертикальная плоскость; 5 – угол отклонения колеса от вертикального положения; 6 – деформируемое опорное основание; 7 – смещение центра давления в поперечной плоскости колеса; 8 – поперечное смещение точек контакта; 9 – смещение вновь вступающих в контакт точек протектора; 10 – нагружающая колесо сила

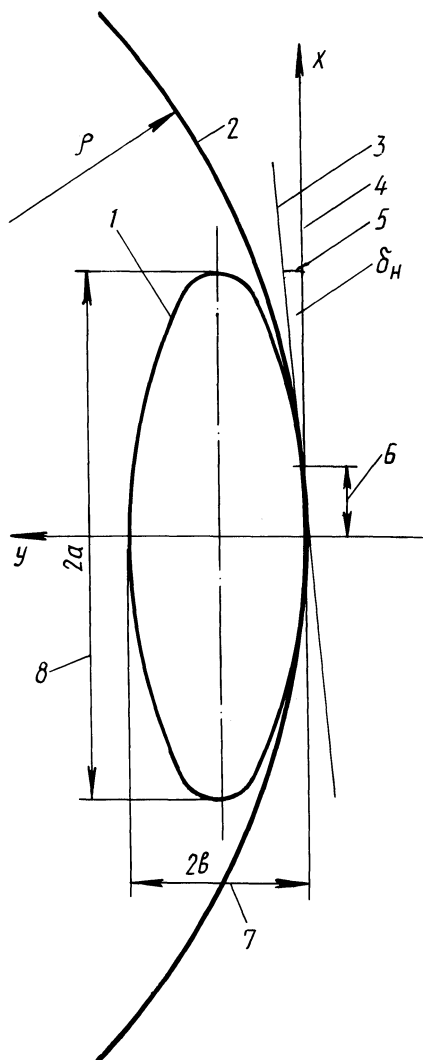


Рис. 2. Схема к определению отклонения вектора скорости наклонного колеса:

1 – проектирование продольной плоскости колеса, проходящей через центр давления, на поверхность опорного основания; 2 – траектория качения колеса, подчиненного только неголономным связям; 3 – траектория качения колеса, подчиненного неголономным и голономным связям; 4 – заданное направление движения; 5 – угол отклонения вектора скорости колеса; 6 – продольное смещение центра давления; 7, 8 – малая и большая оси эллипса

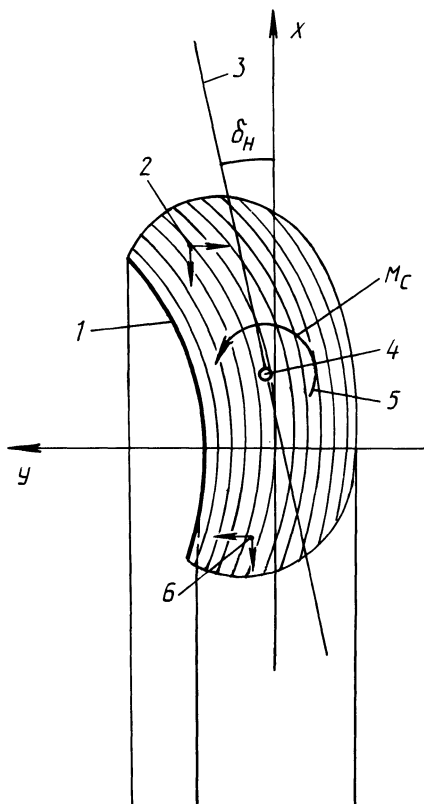


Рис. 3. Схема направлений перемещений взаимодействующих точек шины и опорного основания в пятне контакта наклонно катящегося колеса:

1 – пятно контакта; 2 – направления перемещений точек контакта в зоне, расположенной перед центром давления; 3 – направление вектора скорости колеса; 4 – центр давления; 5 – момент сил сцепления, стремящийся вызвать поворот колеса; 6 – направления перемещений точек контакта в зоне, расположенной за центром давления

ром удалении в сторону наклона колеса. В результате этого колесо стремится совершать движение по криволинейной траектории с постоянным радиусом кривизны ρ для данных угла наклона и глубины колеи (рис. 2). Это было подтверждено экспериментально на модели. Скорость качения такого колеса направлена по касательной к упомянутой траектории в точке, совпадающей с центром его давления. В случае подчинения колеса голономным связям, налагаемым остовом и рулевым механизмом, такое направление будет иметь, очевидно, его траектория. Угол, который она составит с плоскостью вращения колеса, равен арктангенсу углового коэффициента касательной к криволинейной траектории, которую имело бы колесо, будучи подчиненным только неголономным связям. При этом момент, развиваемый силами сцепления в пятне контакта и стремящийся вызвать поворот колеса по криволинейной траектории, уравновесится реакциями остова или деталей рулевого механизма. Точки контакта, принадлежащие шине, получат перемещение не только в продольной вертикальной плоскости, но и в поперечной в направлении, противоположном действию упомянутого момента. В зоне пятна контакта, расположенной перед центром давления, поперечная составляющая их перемещения направлена в сторону, противоположную направлению наклона колеса, а в зоне, расположенной за центром давления, совпадает с направлением наклона (рис. 3).

Предварительно определим угол δ_n отклонения вектора скорости от плоскости вращения жесткого наклонно расположенного колеса. Очевидно (см. рис. 2), что вблизи центра давления траектория подчиненного только неголономным связям колеса практически совпадает с эллипсом, полученным в результате проектирования продольного, проходящего через упомянутый центр, сечения колеса на поверхность опорного основания. Следовательно, угол отклонения вектора скорости колеса, подчиненного одновременно голономным и неголономным связям, может быть получен как арктангенс углового коэффициента касательной к этому эллипсу.

Уравнение эллипса в канонической форме:

$$x^2/a^2 + y^2/b^2 = 1. \quad (1)$$

Большая ось эллипса $2a$ равна диаметру колеса. Малая же ось

$$2b = 2ak = 2r_0 k, \quad (2)$$

где K – коэффициент сжатия эллипса, равный в данном случае $\sin \gamma_n$; r_0 – радиус колеса; γ_n – угол его наклона.

Преобразовав уравнение (1) к виду

$$y = \sqrt{b^2 - b^2/a^2 x^2}$$

и продифференцировав его по x , получим искомый угловой коэффициент:

$$\frac{dy}{dx} = - \frac{bx}{a^2 \sqrt{1 - x^2/a^2}},$$

откуда

$$\delta_{\text{н}} = \text{arctg} \frac{bx}{a^2 \sqrt{1 - x^2/a^2}}, \quad (3)$$

где x — смещение центра давления в продольной плоскости, равное коэффициенту трения качения.

Известно, что

$$x = f_c r_0, \quad (4)$$

где f_c — коэффициент сопротивления качению колеса.

Для реальных значений f_c радикал $\sqrt{1 - x^2/a^2}$ практически равен единице, что позволяет упростить выражение (3):

$$\delta_{\text{н}} = \text{arctg}(bx/a^2). \quad (5)$$

С учетом выражений (2) и (4) оно имеет вид

$$\delta_{\text{н}} = \text{arctg}(f_c \sin \gamma_{\text{н}}).$$

По предварительным вычислениям $\delta_{\text{н}}$ не превышает 0,08 рад, что дает основание принять с достаточной для практических расчетов точностью

$$\delta_{\text{н}} = f_c \sin \gamma_{\text{н}}. \quad (6)$$

Эластичное колесо образует на деформируемой поверхности колею меньшей, чем жесткое, глубины. Замечено также, что профиль продольного сечения шины в зоне пятна контакта близок к окружности. Это дает основание заменять при математическом описании профиля шины эластичное колесо жестким, увеличенного диаметра [2]:

$$D_{\text{п}} = 2r_{\text{п}} = 2r_0 (1 + h_{\text{ш}}/h_{\text{г}}), \quad (7)$$

где $D_{\text{п}}$, $r_{\text{п}}$ — приведенные к эластичному диаметр и радиус жесткого колеса; $h_{\text{ш}}$ и $h_{\text{г}}$ — деформация шины и грунта.

Отклонение вектора скорости наклонно расположенного эластичного колеса, исходя из выражений (2), (4) и (5),

$$\delta_{\text{н}} = f_c r_0 \sin \gamma_{\text{н}} / r_{\text{п}},$$

а из выражения (7) для приведенного радиуса

$$\delta_{\text{н}} = f_c h_{\text{г}} \sin \gamma_{\text{н}} / h_{\text{с}}, \quad (8)$$

где $h_{\text{с}}$ — суммарная деформация шины и грунта в продольной плоскости: $h_{\text{с}} = h_{\text{г}} + h_{\text{ш}}$.

Это выражение позволяет уточнить формулу для определения отклонения вектора скорости произвольно расположенного колеса при качении по деформируемому основанию, предложенную в работе [3]:

$$\delta' = \frac{1}{k_y} \left\{ \frac{G_k [e \cos \gamma_H + (r - d'/2) \sin \gamma_H]}{r - d'/2} + F''_6 \right\} + \frac{\delta F_6}{(1 - \delta) F_k} + \frac{f_c h_r \sin \gamma_H}{h_c}, \quad (9)$$

где δ' — отклонение вектора скорости колеса от плоскости вращения; k_y — коэффициент сопротивления шины боковому уводу; G_k — вертикальная нагрузка на колесо; e — смещение центра давления; r, d' — статический радиус и посадочный диаметр шины; F''_6, F_6 — боковая сила со стороны остова и результирующая этой силы и боковой составляющей вертикальной нагрузки G_k на колесо [4]; δ — буксование; F_k — касательная сила тяги.

Согласно полученному выражению (8), влияние деформируемости опорного основания на отклонение вектора скорости наклонно катящегося колеса тем значительнее, чем меньше деформация шины, т. е. когда h_c стремится к h_r , а отношение h_r/h_c — к единице, достигая своего максимума у абсолютно жесткого колеса (см. выражение (6)). В типичных полевых условиях эксплуатации тракторов применение пневматических шин способствует снижению отклонения вектора скорости наклонного колеса, обусловленное деформируемостью опорного основания, приблизительно вдвое. Этот эффект, важный для установленных с развалом передних направляющих колес пропашных тракторов и для колес всей ходовой системы в случае работы трактора на склоне, усиливается со снижением внутришинного давления воздуха и благодаря другим мероприятиям, направленным на уменьшение сопротивления качению колес и деформации почвы, увеличение доли $h_{ш}$ в h_c .

Таким образом, уточненное выражение (9) позволяет учитывать влияние на отклонение вектора скорости произвольно расположенного колеса не только увода шины в результате ее боковой деформации на склоне (составляющая в фигурных скобках) и бокового скольжения из-за качения колеса с буксованием (вторая составляющая), но и поперечной деформации грунта, обусловленной наклонным расположением колеса (третья составляющая).

ЛИТЕРАТУРА

1. Ч у д а к о в Е.А. О качении автомобильного колеса при наклонном расположении его средней плоскости // Докл. АН СССР. — 1953. — Т. 92. — № 1. — С. 13–15.
2. Г у с ь к о в В.В. Тракторы. — Ч. II: Теория. — Минск: Выш. шк., 1977. — 384 с.
3. З е л е н ы й П.В. Изыскание и исследование средств повышения устойчивости курсового движения колесного машинно-тракторного агрегата на склоне: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Минск, 1982. — 22 с.
4. З е л е н ы й П.В. К определению силовых параметров взаимодействия эластичного колеса со сминаемым наклонным основанием // Автотракторостроение. — Минск, 1984. — Вып. 19. — С. 81–85.

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИНАМИКИ ТОРМОЖЕНИЯ ОДИНОЧНОГО ТРАКТОРА И ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА В АВАРИЙНОЙ СИТУАЦИИ

Влияние дефектов систем и агрегатов транспортных средств на количество дорожно-транспортных происшествий (ДТП) характеризуется следующими статистическими данными. В общем количестве случаев технических неисправностей транспортных средств, послуживших причиной дорожно-транспортных происшествий, принятом за 100 %, дефекты отдельных узлов и агрегатов транспортных средств составляют (%) [1]: тормозной системы – 47,1; рулевого управления – 16,4; шин – 13,9; приборов освещения – 7,4; ходовой части – 6,2; зеркал заднего вида, стеклоочистителей, стекла – 1,9.

Отсюда видно, что количество аварий, причиной которых была неисправность тормозной системы автомобиля или трактора, достаточно велико. По данным Всесоюзного научно-исследовательского института безопасности дорожного движения, неудовлетворительное состояние тормозной системы является причиной в среднем более половины всех ДТП, возникших из-за технических неисправностей и повреждений. В США около 15 % аварий со смертельным исходом произошли вследствие плохого состояния тормозной системы транспортных средств [2]. До 70 % всех несчастных случаев на тракторах происходит из-за бокового опрокидывания трактора, "складывания" тракторных поездов, происходящего из-за "набегания" прицепов, что в свою очередь является следствием недостаточной надежности и эффективности тормозной системы прицепов.

Одной из причин значительного числа ДТП из-за неисправностей тормозной системы являются отказы и повреждения элементов гидравлического и пневматического приводов тормозной системы автомобилей, тракторов и прицепного состава к ним. Практика показывает, что к числу таких неисправностей относятся повреждения трубопроводов, внезапный разрыв резиновых деталей (шлангов и диафрагм тормозных камер). Многочисленные вмятины, риски, потертости и другие подобные повреждения поверхности трубопроводов на шасси транспортных средств являются концентраторами местных напряжений и создают весьма благоприятные условия для образования и развития усталостных трещин под действием знакопеременных вибрационных нагрузок. В пневматическом приводе чрезвычайно опасен внезапный разрыв резиновых деталей, таких, как диафрагмы тормозных камер и тормозные шланги. Причиной разрыва может служить использование масла, попадающего на эти детали из компрессора, который имеет изношенную цилиндро-поршневую группу. В зимнее время на шлангах появляется ледяная корка, о которую трется колесо, вызывая повреждение шланга. Часто наблюдаются также повреждения тормозных шлангов и трубопроводов деталями подвески, колеса и т. д.

Были проведены дорожные испытания одиночного трактора К-701М и

двухзвенного тракторного поезда на его базе с имитацией повреждений в пневматическом приводе тормозной системы, целью которых являлось определение влияния различных неисправностей привода, их сочетания и места расположения на тормозную динамику одиночного трактора и двухзвенного тракторного поезда.

Трактор К-701М был оснащен рабочей и стояночной тормозными системами. В отличие от серийной модели (трактора К-701) рабочая тормозная система трактора К-701М имеет пневматический привод с двумя независимыми контурами, действующими на тормозные механизмы колес переднего и заднего мостов. Повреждения в приводе имитировались путем разгерметизации магистралей наполнения тормозных камер колес переднего и заднего мостов трактора и аналогичных магистралей пневматического привода тормозной системы прицепа.

Были исследованы следующие варианты (рис. 1): а) одиночный трактор — 1.2; 1.0 (ноль обозначает нетормозящую ось); 0.2; б) двухзвенный тракторный поезд — 1.2.3.4.5; 0.0.3.4.5; 1.2.0.0.0; 1.0.3.4.5; 0.2.3.4.5; 1.0.0.0.0 и 0.2.0.0.0.

Кроме того, при исследовании вариантов 1.0 и 0.2 одиночного трактора варьировалось место разгерметизации магистралей наполнения.

Проведенные дорожные испытания показали, что при повреждении магистралей наполнения тормозных камер колес переднего или заднего моста в зонах от тормозного крана 7 до тройника 15 и от воздухораспределительного клапана 13 до тройника 16 эффективность торможения одиночного трактора существенно снижается (рис. 2), что выражается в увеличении тормозного пути трактора на 70 и 100 % соответственно при начальной скорости торможения, равной 7,2 м/с, и снижении уровня установившегося замедления от 4,5 м/с² до 1,4...1,8 м/с².

Оценивая эффективность каждого из контуров рабочей тормозной системы, следует отметить, что при торможении одиночного трактора с неисправным передним контуром тормозной путь на 7...12 % превышает нормативные по ГОСТ 22895—77 значения для запасной тормозной системы, установившееся замедление меньше нормативного на 0,3...0,4 м/с². При торможении трактора с неисправным задним контуром тормозной путь и установившееся замедление еще значительно отличались от нормативных (линии 5 и 6, см. рис. 2). В обоих случаях трактор сохранял устойчивое прямолинейное движение до полной его остановки.

Экспериментально установлено влияние места расположения повреждения в магистрали наполнения тормозных камер на эффективность торможения трактора и его динамический коридор. Так, при повреждении магистрали в зоне от тройника 15 или 16 (см. рис. 1) до тормозных камер 14 и 17 (назовем его асимметричным) давление сжатого воздуха в ближней к месту разгерметизации тормозной камере было равно нулю, а в дальней — поднималось до некоторого максимального значения (рис. 3) с последующим снижением также до нуля. Причем максимальное значение давления сжатого воздуха в дальней тормозной камере непосредственно зависит от расстояния d (см. рис. 1) между тройником 15 или 16 и образовавшимся повреждением. С увеличением этого расстояния максимальное давление сжатого воздуха увеличивалось. При этом в тракторе затормаживались три колеса из четырех: два колеса исправ-

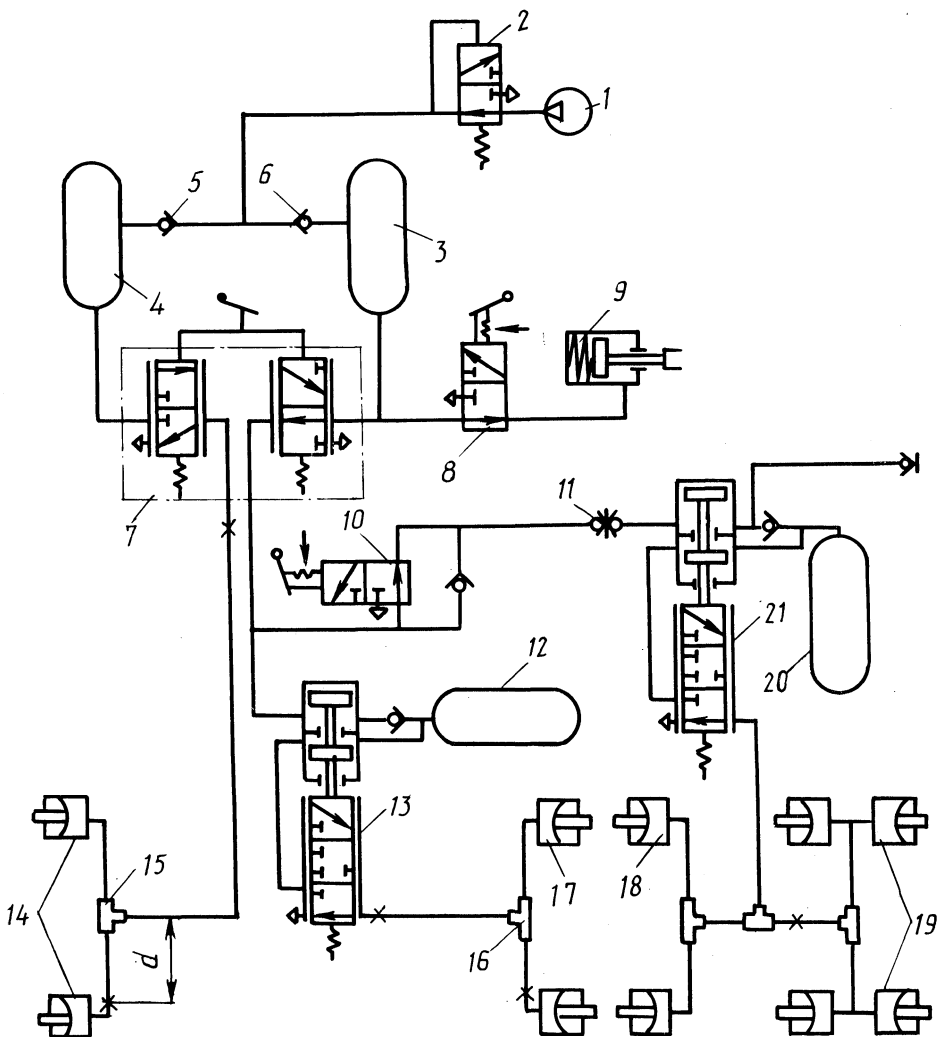


Рис. 1. Принципиальная схема пневматического привода тормозной системы трактора К-701 с прицепом ЗПТС-13:

1 – компрессор; 2 – регуляторы давления; 3, 4, 12 – ресиверы; 5, 6 – одинарные защитные клапаны; 7 – двухсекционный тормозной кран; 8 – кран управления стояночным тормозом; 9 – пружинный энергоаккумулятор; 10 – кран управления тормозами прицепа; 11 – соединительная головка; 13 – воздухораспределитель; 14, 17 – тормозные камеры колес переднего и заднего мостов трактора; 15, 16 – тройники; 18, 19 – тормозные камеры колес передней оси и задней тележки прицепа; 20 – ресивер прицепа; 21 – воздухораспределительный клапан прицепа; X – точки разгерметизации привода

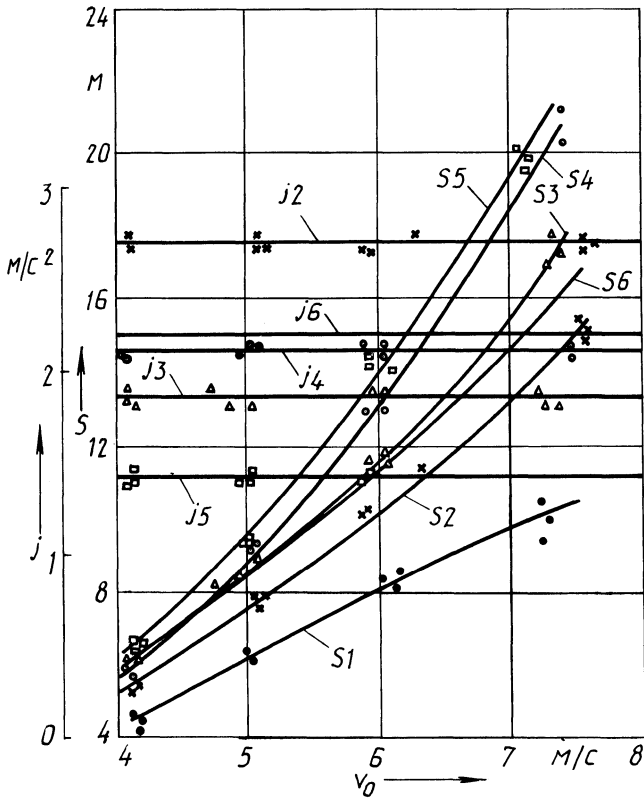


Рис. 2. Зависимость тормозного пути и установившегося замедления одиночного трактора от начальной скорости его торможения и варианта повреждения привода:

S_1 – вариант 1.1; S_2, S_3 – варианты 0.1 с асимметричным и симметричным расположением повреждения; S_4, S_5 – варианты 1.0 с асимметричным и симметричным расположением повреждения; S_6 – нормативная кривая для запасной тормозной системы по ГОСТ 22895–77

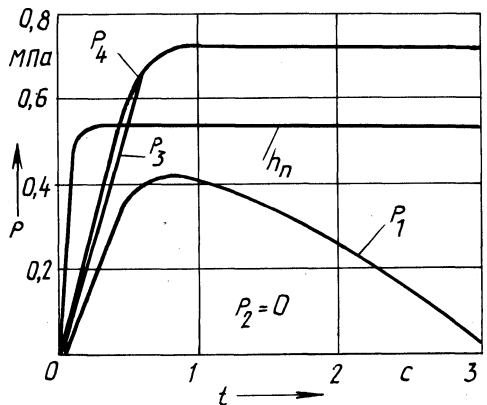


Рис. 3. Динамическая характеристика асимметрично поврежденного пневматического привода тормозной системы трактора:

$h_{п}$ – ход тормозной педали; p_1, p_2 – давление в дальней и ближней относительно повреждения тормозных камерах заднего контура; p_3, p_4 – давление в тормозных камерах исправного переднего контура

ного контура и одно – поврежденного, т. е. возникла бортовая неравномерность торможения трактора. Тормозной путь трактора при торможении с асимметричным повреждением магистрали наполнения тормозных камер (линии 2 и 4, см. рис. 2) был меньше, а установившееся замедление – больше, чем аналогичные значения (линии 3 и 5, см. рис. 2) в случаях торможения, описанных выше.

Однако с точки зрения сохранения курсовой устойчивости движения трактора торможение с асимметричным расположением повреждения в магистрали наполнения тормозных камер более опасно, так как из-за бортовой неравномерности торможения при больших начальных скоростях происходило нарушение прямолинейности движения трактора с отклонением от его начальной

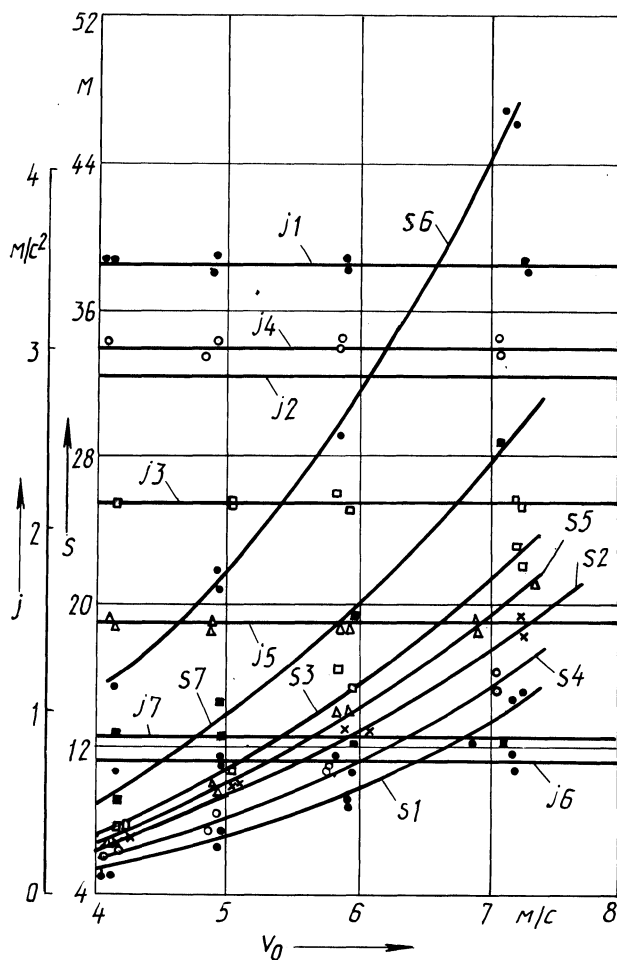


Рис. 4. Зависимость тормозного пути и установившегося замедления двухзвенного тракторного поезда от начальной скорости его торможения и варианта повреждения привода:

$S1$ – вариант 1.2.3.4.5; $S2$ – вариант 1.0.3.4.5; $S3$ – вариант 0.0.3.4.5; $S4$ – вариант 0.2.3.4.5; $S5$ – вариант 1.2.0.0.0; $S6$ – вариант 1.0.0.0.0; $S7$ – вариант 0.2.0.0.0

траектории до 0,5...0,8 м. Следует отметить, что при аварийном торможении двух- или трехзвенного тракторного поезда с асимметричным повреждением и магистрали наполнения тормозных камер трактора подобное отклонение будет значительно большим, что неизбежно приведет к "складыванию" звеньев поезда.

Снижение эффективности торможения двухзвенного тракторного поезда (трактор К-701М и прицеп ЗПТС-13) в зависимости от характера повреждений его пневматического привода тормозной системы наглядно отражают экспериментальные зависимости, приведенные на рис. 4. Кривые s отражают изменение тормозного пути в зависимости от начальной скорости торможения тракторного поезда с исправной тормозной системой. Кривые s_6 и s_7 были получены при торможении вариантов 1.0.0.0.0 и 0.2.0.0.0 соответственно. Чрезмерно высокий тормозной путь 28 и 46 м и недопустимо низкое установившееся замедление поезда в этих случаях объясняются низким уровнем удельной тормозной силы. Учитывая небольшую вероятность торможения тракторного поезда по вариантам 1.0.0.0.0 и 0.2.0.0.0 в реальных условиях эксплуатации, более подробно рассмотрим варианты 0.0.3.4.5 и 1.2.0.0.0 (кривые s_3 и s_5). Эти варианты незначительно отличаются тормозным путем и установившимся замедлением, но с точки зрения сохранения курсовой устойчивости они не равнозначны. Так, если при варианте 0.0.3.4.5 торможение поезда осуществляется тормозной системой прицепа и характеризуется наличием в сцепном устройстве растягивающих усилий, что способствует сохранению устойчивого прямолинейного движения до полной остановки поезда, то торможение поезда тормозной системой трактора при выходе из строя тормозов прицепа (вариант 1.2.0.0.0) приводит к образованию значительных сжимающих усилий в сцепном устройстве и к "складыванию" звеньев поезда.

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования позволили количественно и качественно оценить влияние некоторых характерных повреждений пневматического привода тормозной системы одиночного трактора и двухзвенного тракторного поезда на динамику его торможения. При разработке принципиальных схем пневматических приводов тормозных систем перспективных моделей тракторов и прицепов учет влияния характерных повреждений пневматического привода, а также мест их образования в магистралях на динамику торможения позволит создавать пневматические приводы с высокой надежностью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лукьянов В.В. Безопасность дорожного движения. — М.: Транспорт, 1983. — С. 117—119.
2. Афанасьев Л.Л., Дьяков А.Б., Иларионов В.А. Конструктивная безопасность автомобиля. — М.: Машиностроение, 1983. — С. 55.

НИЗКОЧАСТОТНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ВОДИТЕЛЯ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА, СОСТОЯЩЕГО ИЗ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА И ПОЛУНАВЕСНОГО ПРИЦЕПА

В связи с разработкой нового тракторного поезда было проведено натурное определение и сравнение продольных горизонтальных (\ddot{X}) и вертикальных (\ddot{Z}) виброускорений водителя одиночного трактора К-701 и того же трактора в агрегате с полунавесным прицепом ОЗТП-8573 в зависимости от скорости движения по грунтовой дороге на передачах транспортного режима и от вертикальной координаты оси поперечного шарнира опорно-поворотного устройства прицепа.

Выбор дорожных условий соответствовал рекомендациям ГОСТ 12.2.019-76 и работы [1]. Ось упомянутого шарнира устанавливалась в различных по высоте (h) положениях с помощью наборов проставок на тележке специальной конструкции.

В табл. 1 приведены среднеквадратические значения виброускорений водителя различных составов тракторного поезда в первых четырех октавных полосах и во всем спектре частот.

Анализ виброускорений по частотным полосам показывает незначительное превышение их нормы для вновь проектируемых машин во второй октаве на продольные горизонтальные ускорения при скорости 10,8 м/с на грунтовой дороге у трактора К-701 с груженым прицепом ОЗТП-8573, высота расположения оси поперечного шарнира у которого была равна 905 мм, что соответствует среднему из трех исследованных положений упомянутой оси.

Характерной особенностью изменения \ddot{X} и \ddot{Z} от скорости движения в первой полосе частот является то, что с увеличением высоты расположения над опорной поверхностью оси поперечного шарнира опорно-поворотного устройства прицепа возрастают абсолютные значения ускорений.

Ускорения, характеризующие поведение одиночного трактора К-701, в первом частотном диапазоне по оси \ddot{X} меньше, чем у этого же трактора в агрегате с порожним прицепом ОЗТП-8573 при $h = 905$ мм, и больше по оси \ddot{Z} во всем диапазоне скоростей движения, что отражает изменение соотношения характеристик колебаний по различным направлениям при сцепке трактора с прицепом и обусловлено воздействием прицепа на трактор. Кроме того, в первой октавной полосе частот на характер анализируемых низкочастотных колебаний водителя оказывают заметное влияние масса груза и высота расположения оси шарнира опорно-поворотного устройства прицепа.

По вертикальным ускорениям во второй полосе частот (1,4..2,8 Гц) все испытанные варианты составов тракторного поезда соответствуют нормам для вновь проектируемых машин. При этом ускорения одиночного трактора и трактора с порожним прицепом ($h = 905$ мм) уменьшаются на скорости движения, соответствующей третьей передаче КП, по сравнению со скоростями на первой и четвертой передачах. По вертикальным ускорениям в этой полосе

Табл. 1. Виброускорения водителя тракторных агрегатов

Состав объекта; масса груза, т; высота оси, м	Скорость движения, м/с	Среднеквадратические значения виброускорений (м/с ²) в октавных полосах частот, Гц					весь диапазон частот
		0,88...1,4	1,4...2,8	2,8...5,6	5,6...11,2		
К-701 одиночный	6,3	$\frac{1,49^*}{0,13}$	$\frac{0,35}{0,34}$	$\frac{0,32}{0,18}$	$\frac{0,88}{0,37}$	$\frac{1,82}{0,56}$	
		$\frac{0,10}{0,09}$	$\frac{0,19}{0,13}$	$\frac{0,25}{0,12}$	$\frac{1,01}{0,23}$	$\frac{1,07}{0,32}$	
	10,7	$\frac{0,10}{0,11}$	$\frac{0,33}{0,46}$	$\frac{0,45}{0,22}$	$\frac{2,06}{0,65}$	$\frac{2,14}{0,85}$	
		6,3	$\frac{0,24}{0,12}$	$\frac{0,56}{0,32}$	$\frac{0,87}{0,18}$	$\frac{0,71}{0,35}$	$\frac{1,28}{0,53}$
	$m_{\Gamma} = 0;$ $h = 0,905$		9,2	$\frac{0,13}{0,09}$	$\frac{0,41}{0,19}$	$\frac{0,66}{0,17}$	$\frac{0,94}{0,25}$
		10,7	$\frac{0,11}{0,09}$	$\frac{0,22}{0,26}$	$\frac{0,72}{0,20}$	$\frac{1,37}{0,32}$	$\frac{1,58}{0,48}$
К-701 + ОЗТП-8573;		6,3	$\frac{0,14}{0,10}$	$\frac{0,52}{0,29}$	$\frac{0,81}{0,18}$	$\frac{1,26}{0,36}$	$\frac{1,72}{0,52}$
	$m_{\Gamma} = 15,2;$ $h = 0,905$	9,2	$\frac{0,15}{0,10}$	$\frac{0,60}{0,37}$	$\frac{0,85}{0,20}$	$\frac{1,52}{0,39}$	$\frac{1,76}{0,52}$
10,7		$\frac{0,38}{0,10}$	$\frac{0,45}{0,23}$	$\frac{0,83}{0,24}$	$\frac{1,37}{0,36}$	$\frac{1,77}{0,69}$	
К-701 + ОЗТП-8573;		6,3	$\frac{0,11}{0,10}$	$\frac{0,66}{0,62}$	$\frac{0,58}{0,39}$	$\frac{0,71}{0,59}$	$\frac{1,14}{0,56}$
	$m_{\Gamma} = 15,2;$ $h = 0,54$	9,2	$\frac{0,10}{0,08}$	$\frac{0,35}{0,34}$	$\frac{0,56}{0,38}$	$\frac{1,12}{0,52}$	$\frac{1,31}{0,73}$
10,7		$\frac{0,17}{0,03}$	$\frac{0,19}{0,15}$	$\frac{0,55}{0,25}$	$\frac{0,95}{0,61}$	$\frac{1,13}{0,70}$	
К-701 + ОЗТП-8573;		6,3	$\frac{0,20}{0,09}$	$\frac{0,59}{0,58}$	$\frac{0,68}{0,31}$	$\frac{0,71}{0,57}$	$\frac{1,17}{0,87}$
	$m_{\Gamma} = 15,2;$ $h = 1,185$	9,2	$\frac{0,17}{0,12}$	$\frac{0,40}{0,72}$	$\frac{0,99}{0,58}$	$\frac{1,28}{1,06}$	$\frac{1,68}{1,42}$
10,7		$\frac{0,10}{0,11}$	$\frac{0,18}{0,50}$	$\frac{0,75}{0,29}$	$\frac{0,17}{0,85}$	$\frac{1,83}{1,05}$	

*В числителе приведены значения продольных горизонтальных ускорений; в знаменателе — вертикальных.

частот среди груженых тракторных поездов преимущество имеет вариант со средним положением оси поперечного шарнира тележки.

Продольные горизонтальные ускорения во второй полосе частот выше у вариантов с $h = 905$ мм, независимо от загрузки прицепа, и до скоростей 10...11 м/с превышают санитарные нормы для новых машин, уменьшаясь с ростом скорости движения.

В остальных вариантах превышены нормы до скоростей движения 9...9,2 м/с, причем наименьшие ускорения у состава с $h = 540$ мм.

В третьей октавной полосе частот (2,8...5,6 Гц) горизонтальные ускорения исследованных составов не превышают допустимых санитарных норм, наилучшие показатели имеет вариант с $h = 540$ мм, однако различие в значениях ускорений между вариантами невелико в сравнении с допустимой нормой.

По вертикальным ускорениям преимущество среди груженых тракторных поездов имеет вариант с $h = 905$ мм, а среди всех объектов исследования — одиночный трактор и трактор с порожним прицепом, причем с ростом скорости движения абсолютные значения ускорений у перечисленных составов изменяются мало, тогда как в вариантах с $h = 540$ мм и $h = 1185$ мм эти изменения значительны. До скорости 9,5 м/с с $h = 1185$ мм превышены допустимые нормы для третьей полосы частот.

Продольные горизонтальные ускорения водителя в четвертой полосе частот (5,6...11,2 Гц) малы во всех вариантах и не превышают норм, за исключением одиночного трактора.

Четко проявляется характерная особенность поведения объектов: при смещении оси поперечного шарнира тележки от среднего положения продольные виброускорения уменьшаются в первой и второй октавах, тогда как по параметру \ddot{Z} , наоборот, среднее положение оси шарнира обеспечивает наименьшие вертикальные ускорения. Вертикальные ускорения в четвертой полосе частот во всех вариантах близки к допустимым нормам для вновь проектируемых машин, а на скоростях движения, больших 9...9,7 м/с, превышают эти нормы. При этом в вариантах с $h = 540$ мм и, особенно, с $h = 1185$ мм абсолютные ускорения значительно больше, чем для остальных составов.

Приближение к скоростям движения 8,5...9,5 м/с состава с $h = 1185$ мм вызывало существенный рост вертикальных ускорений. При движении одиночного трактора К-701 на четвертой передаче КП со скоростями выше 10 м/с значительно увеличиваются как вертикальные, так и горизонтальные ускорения на сиденье водителя, при этом уровень вертикальных ускорений выходил за действующие санитарные нормы.

Вертикальные среднеквадратические ускорения водителя во всем исследованном диапазоне частот (0...11,2 Гц) в вариантах с $h = 905$ мм и $h = 540$ мм ниже, чем с $h = 1185$ мм, при этом наименьшие значения получены для трактора К-701 в агрегате с груженым и порожним прицепом ОЗТП-8573, у которого ось поперечного шарнира тележки находится на высоте 905 мм от опорной поверхности.

Наибольшие продольные горизонтальные среднеквадратические ускорения водителя во всем спектре частот колебаний характерны для варианта с $h = 905$ мм, при этом в первой — третьей полосах частот наблюдается превышение санитарных норм для вновь проектируемых машин, наименьшие — для варианта с $h = 540$ мм, при этом во второй и третьей полосах частот наблюда-

ется выход уровней виброускорений за нормы для вновь проектируемых машин в ограниченных диапазонах скоростей: во второй полосе — до 9 м/с, в третьей — при скоростях от 7,5 до 10,5 м/с.

Ни у одного из исследованных вариантов объектов не было отмечено превышения допустимых санитарных норм для серийных машин при приведении в соответствии с ГОСТ 12.2.002–81 дорожных условий и скоростей движения к регламентированным. Значения среднеквадратических ускорений водителя для варианта с $h = 1185$ мм наиболее близки к уровням допустимых санитарными нормами виброускорений.

Учитывая полученные результаты, можно сделать вывод о целесообразности уменьшения высоты расположения оси поперечного шарнира поворотной тележки прицепа относительно опорной поверхности до значений в диапазоне 550...900 мм (прицеп в загруженном состоянии). Целесообразно также произвести расчетную оценку влияния расположения оси поперечного шарнира и схемы поддрессирования поворотной тележки полунавесного прицепа ОЗТП-8573 на виброускорения водителя.

С учетом особенностей конструктивной схемы полунавесного прицепа с догружающим сцепное устройство трактора дышлом был изменен характер виброускорений, что непривычно воспринималось водителями.

Целесообразными направлениями работ по снижению уровней виброускорений водителя являются оптимизация колебательных систем двух- и трехзвенных тракторных поездов с первым полунавесным прицепом и поиск новых решений структурно-компоновочного синтеза тракторного поезда на базе трактора К-701.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дмитриченко С.С., Завьялов Ю.А. Об определении статистических характеристик микропрофиль грунтовых дорог и колеи // Тракторы и сельхозмашины. — 1983. — № 5. — С. 10–13.

УДК 623.421

Ю.М. СТЕСИН (ММЗ), Г.М. КУХАРЕНОК,
канд. техн. наук (БПИ)

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ НА ПУСКОВЫЕ ПРОЦЕССЫ БЫСТРОХОДНОГО ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Исследования, проведенные ранее в основном на дизелях с открытой камерой сгорания, показали большое влияние параметров топливной аппаратуры на пусковые процессы дизелей [1].

В настоящей статье приведены результаты исследований влияния на пуск дизеля с камерой сгорания типа ШНИДИ таких параметров топливной аппаратуры, как угол опережения впрыска и цикловая подача топлива, частота вращения коленчатого вала при отключенном обогатителе топливного насоса, число сопловых отверстий распылителя форсунки.

В качестве объекта исследований использовался тракторный дизель 4Ч 11/12,5 (Д-240) мощностью 59 кВт при частоте вращения вала 2200 мин⁻¹.

Дизель был укомплектован топливным насосом УТН-5 и форсунками ФД-22. Установочный угол опережения впрыска топлива равен 26° поворота коленчатого вала (п.к.в.) до верхней мертвой точки (в.м.т.). Для облегчения пуска при низких температурах в дизеле используется электрофакельный подогреватель впускного воздуха типа ЭФП-8101500.

Эксперименты проводились при температурах окружающего воздуха от 20°C до минус 20°C . Экспериментальная установка была укомплектована измерительной аппаратурой, которая обеспечивала регистрацию во всех четырех цилиндрах давления газов, подъемов иглы форсунок, верхних мертвых точек, а также запись частоты вращения и угла поворота коленчатого вала.

В системе охлаждения дизеля использовался антифриз, в смазочной системе — моторное масло М-4 $\frac{1}{8}$ Г $_2$ (ТУ 38401354—81) при температуре -20°C , М-8Г $_2$ (ГОСТ 8581—78) при температурах от 0 до 10°C , М-10Г $_2$ (ГОСТ 8581—78) при температуре 20°C , в системе питания — дизельное топливо "З" (ГОСТ 305—82) при температурах от 0 до -20°C и дизельное топливо "Л" при температуре 20°C .

При проведении исследований установочный угол опережения впрыска топлива изменялся от 34° до 6° поворота коленчатого вала до в.м.т., цикловая пусковая подача топлива — от 70 мм^3 (значение, соответствующее номинальному режиму) до 210 мм^3 , частота отключения пускового обогатителя — от 400 до 600 мин^{-1} , число сопловых отверстий распылителя форсунки — от четырех до восьми.

Методика исследований соответствовала ГОСТ 18509—80 [2]. Влияние различных факторов на показатели рабочего цикла оценивалось по осциллограммам пуска дизеля.

На рис. 1 представлена осциллограмма первых циклов пуска дизеля. Из нее видно, что сначала процесс сгорания начался в третьем цилиндре. За период времени от первого до третьего рабочего цикла частота вращения коленчатого вала возросла от 180 до 690 мин^{-1} . При этом период задержки самовоспламенения сократился, а максимальное давление p_z , жесткость сгорания $dp/d\varphi$ и степень повышения давления λ увеличились.

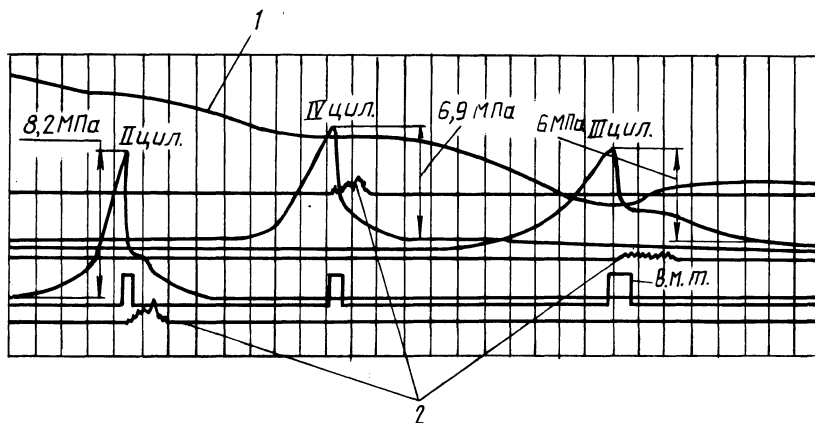


Рис. 1. Осциллограмма первых пусков циклов пуска дизеля:

1 — частота вращения коленчатого вала; 2 — подъем иглы форсунки; $t = 20^\circ\text{C}$; $\theta = 26^\circ$

Отмеченный характер изменения показателей рабочего цикла обусловлен улучшением качества распыливания топлива с увеличением частоты вращения коленчатого вала и уменьшением потерь теплоты от газов в стенки цилиндра.

За время пуска дизеля давление при сгорании топлива максимально (p_{\max}) перед его выходом на режим самостоятельной работы.

Анализ результатов индицирования, полученных при различных температурах окружающей среды, показывает, что при положительных температурах сгорание топлива в цилиндрах начинается во втором и третьем рабочих циклах и продолжается равномерно во всех цилиндрах в течение периода разгона. С понижением температуры первые вспышки начинаются при более поздних рабочих циклах, неравномерность чередования их увеличивается по отдельным цилиндрам и циклам.

Значительное влияние на показатели рабочего цикла при пуске дизеля оказывает угол опережения впрыска топлива θ (рис. 2). С его уменьшением период τ_i на первом процессе сгорания сокращается, что связано с увеличением температуры и давления воздуха в момент впрыска топлива. При изменении θ от 34 до 18° жесткость первого процесса сгорания снизилась на $0,7$ МПа/град, степень повышения давления λ уменьшилась в 2 раза, а максимальное давление за период пуска — на $4,4$ МПа.

Угол опережения впрыска топлива $\theta_{\text{опт}}$, обеспечивающий лучшие пусковые качества дизеля, уменьшается с понижением температуры окружающего воздуха, а также пусковой частоты вращения коленчатого вала. При холодном пуске $\theta_{\text{опт}}$ меньше установочного угла, выбранного для номинального режима работы.

При температуре 0°C на режиме пусковой частоты вращения 200 мин^{-1} $\theta_{\text{опт}}$ составляет 24° до в.м.т., на режиме 150 мин^{-1} — 22° , на режиме 125 мин^{-1} — 20° (рис. 3, а). При температуре -10°C при пусковой частоте вращения 200 мин^{-1} $\theta_{\text{опт}}$ составляет 18° .

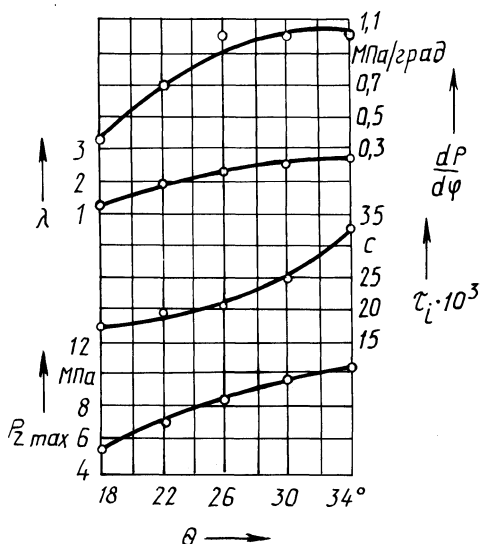


Рис. 2. Зависимость показателей рабочего цикла от угла опережения впрыска топлива:

$$t = 20^\circ\text{C}; g_{\text{ц}} = 140 \text{ мм}^3; n = 200 \text{ мин}^{-1}$$

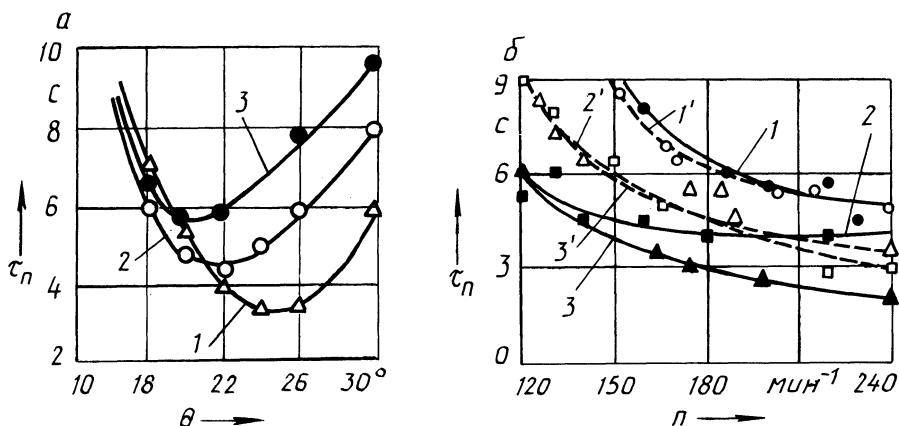


Рис. 3. Зависимость времени пуска от угла опережения впрыска топлива и пусковой частоты вращения при температуре 0°C :

$a - 1 - n = 200 \text{ мин}^{-1}$; $2 - n = 150 \text{ мин}^{-1}$; $3 - n = 125 \text{ мин}^{-1}$; $b - 1 - g_{\text{ц}} = 70 \text{ мм}^3$, $\theta = 22^{\circ}$; $1' - \theta = 26^{\circ}$; $2 - g_{\text{ц}} = 140 \text{ мм}^3$, $\theta = 22^{\circ}$; $2' - \theta = 26^{\circ}$; $3 - g_{\text{ц}} = 210 \text{ мм}^3$, $\theta = 22^{\circ}$; $3' - \theta = 26^{\circ}$

Применение для облегчения пуска электрофакельного подогревателя (ЭФП) приводит к увеличению приведенных значений $\theta_{\text{опт}}$ на $4...6^{\circ}$, а при температуре -20°C и применении ЭФП $\theta_{\text{опт}}$ составляет 22° . Влияние угла опережения впрыска топлива на пуск дизеля с ЭФП менее значительно, чем без средств облегчения пуска.

Принято считать, что затруднения с пуском дизеля возникают только при отрицательной температуре. Однако результаты исследований при 20°C опровергают это. Если изменение цикловой подачи от 70 до 210 мм^3 при пусковой частоте вращения от 125 до 275 мин^{-1} практически не влияет на время пуска, значение установочного угла опережения впрыска топлива для обеспечения пуска даже в этих условиях является определяющим.

При угле меньше 16° до в.м.т. пуск дизеля резко ухудшается – время пуска с 1 с (200 мин^{-1} и выше) до $2,5$ с (125 мин^{-1}) при угле 16° увеличивается до $14...19$ с при угле 11° , а при установочном угле опережения впрыска 6° до в.м.т. дизель вообще не запускается.

При низких температурах окружающего воздуха значительное влияние на пуск оказывает не только угол опережения впрыска, но и цикловая подача топлива.

При температуре 0°C увеличение цикловой подачи в $2...3$ раза по сравнению с ее значением на номинальном режиме способствует уменьшению времени пуска дизеля (рис. 3, б). При уменьшении установочного угла опережения впрыска топлива с 26 до 22° до в.м.т. это влияние проявляется более резко. Если при установке угла опережения впрыска 26° до в.м.т. кривые пусковых характеристик при цикловых подачах 140 и 210 мм^3 накладываются, при уменьшении угла до 22° лучшие пусковые качества отмечаются при значении цикловой подачи 210 мм^3 , а при цикловой подаче 140 мм^3 время пуска также сокращается в сравнении с пуском при установочном угле 26° до в.м.т.

При увеличении пусковой частоты вращения с 120 до 240 мин⁻¹ сокращается время пуска с 6 до 2 с.

Понижение температуры до -10 °С приводит к изменению характера влияния цикловой подачи топлива на пуск — при подаче 140 мм³ минимальная пусковая частота вращения на 40...50 мин⁻¹ меньше, чем при номинальной подаче 70 мм³, а время пуска сокращается вдвое на одном пусковом режиме.

Однако дальнейшее увеличение цикловой подачи топлива до 210 мм³ не приводит к улучшению пуска. Это можно объяснить противоположным влиянием на протекание рабочего процесса при пуске ряда факторов, связанных с увеличением цикловой подачи. С одной стороны, такое увеличение способствует повышению качества распыления топлива, что должно улучшить пуск дизеля, с другой, при значительном обогащении рабочей смеси снижается температура воздушного заряда за счет потерь теплоты при испарении топлива, последнее в условиях низкой температуры воздушного заряда в конце сжатия приводит к существенному замедлению реакций окисления топлива.

При понижении температуры окружающего воздуха до -10 °С начинает проявляться влияние на пусковые процессы частоты вращения двигателя, при которой отключается пусковой обогатитель — с увеличением ее от 400 до 500 мин⁻¹ минимальная пусковая частота вращения снижается на 40...70 мин⁻¹, а время пуска на одном пусковом режиме уменьшается в 2 раза. Дальнейшее увеличение указанной частоты до 600 мин⁻¹ не изменяет характер пусковых характеристик.

В ряде исследований, проводившихся на дизелях с открытой камерой сгорания, отмечено улучшение пусковых качеств двигателя при увеличении числа отверстий распылителя форсунки [3]. Однако при пуске дизеля с камерой сгорания типа ЦНИДИ этого эффекта не отмечается в диапазоне температур от 0 до -20 °С.

Так, увеличение числа сопловых отверстий распылителя форсунки от четырех до восьми практически не влияет на пусковые качества дизеля как без использования средств облегчения пуска, так и при использовании ЭФП. Полученные данные объясняются, по-видимому, особенностями смесеобразования на режиме пуска в камере сгорания типа ЦНИДИ.

Результаты данных исследований показывают, что для улучшения пусковых качеств и эксплуатационной экономичности дизелей с камерой сгорания ЦНИДИ целесообразно на режиме пуска осуществлять регулирования угла опережения впрыска топлива, цикловой подачи топлива и частоты отключения пускового обогатителя в зависимости от температуры окружающей среды и частоты вращения двигателя при пуске.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тракторные дизели: Справочник / Под ред. Б.А. Взорова. — М.: Машиностроение, 1981. — 535 с. 2. ГОСТ 18509–80. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. — М.: Изд-во стандартов, 1980. 3. Купершидт В.Л. Влияние угла опережения впрыска топлива и некоторых параметров топливной аппаратуры на пусковые качества дизеля Д-37М // Тракторы и сельхозмашины. — 1966. — № 11. — С. 11–13.

ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ

В настоящее время двигатели с наддувом получают все более широкое распространение. При создании таких двигателей необходимо решать ряд задач, одной из которых является выбор рациональной степени сжатия. Степень сжатия оказывает влияние на топливную экономичность, динамические показатели рабочего цикла, пусковые качества и другие показатели работы двигателя.

В 1984 г. на Минском моторном заводе (ММЗ) освоено производство четырехцилиндрового дизеля с наддувом Д-245, имеющего камеру сгорания типа ЦНИДИ и степень сжатия $\epsilon = 15$ единиц. На базе этого двигателя ведутся работы по созданию двигателей повышенной мощности с p_e до 1,2 МПа ($p_i = 1,42$ МПа), имеющих наддув с промежуточным охлаждением.

Цель данной работы — исследование влияния степени сжатия на экономические и динамические показатели рабочего цикла перспективных дизелей ММЗ при различном уровне их форсирования, а также проведение экспериментальных и аналитических исследований.

Аналитические исследования выполнены на ЭВМ ЕС-1035 по методике, приведенной в работе [1].

Экспериментальные исследования проводились на одноцилиндровой установке, оборудованной автономной системой наддува (рис. 1). Агрегатом наддува являлся поршневой компрессор, вал которого приводился во вращение от электродвигателя постоянного тока 1. Из компрессора 2 сжатый воздух поступал в одноцилиндровый двигатель 14, предварительно пройдя ресивер 3. Ресивер 3 служил для гашения пульсаций и ограничения давления в напорной сети. В нем установлены предохранительный клапан 5 и контрольный манометр 4. В успокоительном ресивере 10 установлено шесть трубчатых электронагревателей 11, служащих для подогрева воздуха, который поступает из ресивера 10 во впускную трубу одноцилиндрового двигателя. Температура наддувочного воздуха поддерживалась автоматически в необходимых пределах.

Объем и давление воздуха, поступающего в одноцилиндровый двигатель, регулировались изменением частоты вращения вала компрессора и путем поворота воздушной заслонки 6, противодействие на выхлопе — заслонкой 15. Давление воздуха в системе наддува измерялось образцовыми манометрами 7, 12 и 16 с ценой деления 0,005 МПа. Температура воздуха перед газовым счетчиком 9 и на входе в двигатель измерялась хромель-копелевыми термомпарами 8 и 13 с регистрацией результатов измерений прибором КВП1-503.

Двигатель снабжен автоматическими устройствами для задания и поддержания температуры воды и масла с точностью $\pm 1^\circ\text{C}$ независимо от режима работы двигателя. Плавное регулирование угла опережения впрыска топлива на работающем двигателе осуществляется за счет поворота корпуса топливного насоса относительно кулачкового валика с помощью специального устройства.

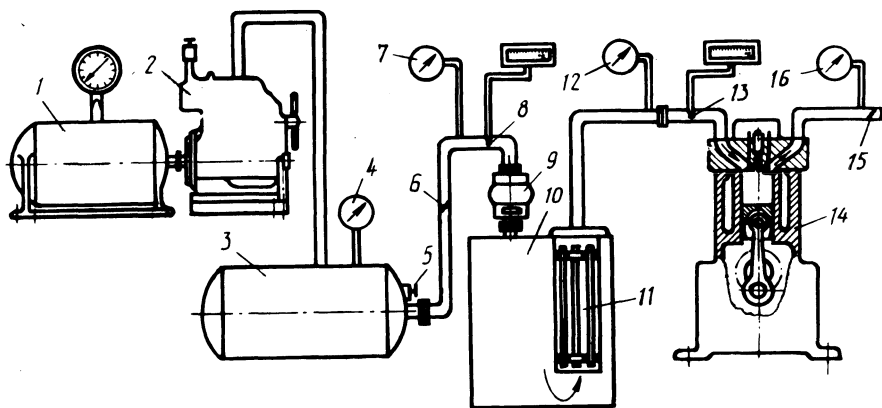


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

Комплектация топливной секции включала: плунжерную пару с диаметром плунжера 9 мм, нагнетательный клапан с объемом разгрузки 65 мм^3 без вытеснителя, форсунку с силой затяжки пружины 21 МПа и пятисопловым распылителем с эффективным сечением сопловых отверстий $0,30 \text{ мм}^2$.

Одновременно с замером основных показателей двигателя осуществлялось его индицирование с помощью пьезоэлектрического индикатора ЦНИДИ и запись индикаторных диаграмм и других отметок на девятишлейфовом осциллографе марки 9SO-I-F2 фирмы RFT.

Изменение степени сжатия осуществлялось путем расточки камеры сгорания при сохранении размеров боковой поверхности. Для этого было применено специальное приспособление, которое центрировалось по гильзе цилиндра и позволяло производить обработку камеры сгорания типа ЦНИДИ без демонтажа поршня. Это обеспечило идентичность условий работы поршня при различных степенях сжатия. Объемы камеры в поршне при испытанных степенях сжатия 14, 15 и 16 единиц, соответственно составляющие $72, 65$ и 60 см^3 , проверялись методом проливки.

Обработка результатов исследования заключалась в определении экономических и динамических показателей рабочего цикла, а также параметров тепловыделения [2].

Результаты экспериментальных исследований влияния степени сжатия на показатели рабочего цикла высокофорсированных двигателей приведены в табл. 1.

При анализе полученных данных необходимо учитывать, что среднее давление механических потерь для одноцилиндровой установки выше, чем для полноразмерного двигателя.

Приведенные в таблице данные показывают, что при различных уровнях форсирования двигателя характер влияния степени сжатия на показатели рабочего цикла аналогичен. С ростом степени сжатия g_i уменьшается, а удельный эффективный расход топлива остается практически постоянным. Это объясняется тем, что с увеличением степени сжатия растет среднее давление механических потерь и уменьшается отношение объема камеры в поршне к объему сжа-

Табл. 1. Влияние степени сжатия на показатели

Режим работы			Показатели							
			$\epsilon = 14$				$\epsilon = 16$			
p_e , МПа	p_k , МПа	T_k , К	p_i , МПа	g_i , г/(кВт·ч)	g_e , г/(кВт·ч)	p_{max} , МПа	$dp/d\phi$, МПа/град	p_i , МПа	g_i , г/(кВт·ч)	
Частота вращения коленчатого вала $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$										
1,12	0,20	343	1,45	184	238	14,2	0,62	1,46	183	
1,08	0,20	343	1,41	182,5	235,5	14,1	0,53	1,42	180,5	
1,08	0,19	333	1,41	183,5	239	13,1	0,65	1,42	181,5	
1,02	0,19	338	1,35	178	235,5	13,1	0,61	1,36	177	
0,98	0,18	333	1,31	176	235,5	13,2	0,60	1,32	175	
Частота вращения коленчатого вала $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$										
1,14	0,18	343	1,46	185	236	13,5	0,72	1,47	184	
1,08	0,18	343	1,40	183	239	13,2	0,64	1,41	181,5	

Табл. 2. Показатели динамики тепловыделения

Показатели	Степень сжатия ϵ		
	16	15	14
Среднее индикаторное давление p_i , МПа	1,43	1,42	1,41
Максимальная скорость сгорания топлива $dx/d\phi$, 1/град	0,040	0,048	0,054
Максимальная температура газов в процессе сгорания T_{max} , К	2090	2040	2040
Коэффициент активного тепловыделения ξ_{max}	0,82	0,83	0,82
Угол от начала сгорания до точки ξ_{max} $\phi_{\xi_{max}}$, град	70	73	73
Продолжительность сгорания ϕ_z , град	107	108	115

тия. Максимальное давление сгорания при увеличении ϵ растет, а жесткость снижается. Так, при $p_e = 1,08$ (соответствует $p_e = 1,2$ МПа полноразмерного двигателя) с увеличением ϵ от 14 до 16 единиц при $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ g_i уменьшается от 182,5 до 178 г/(кВт·ч), $dp/d\phi$ снижается от 0,54 до 0,47 МПа/град, максимальное давление возрастает от 14,2 до 15,2 МПа.

Результаты исследования влияния степени сжатия на динамику тепловыделения в процессе сгорания топлива приведены в табл. 2.

С увеличением степени сжатия растет максимальная температура газа в процессе сгорания топлива, уменьшается его максимальная скорость, сокращаются продолжительность сгорания ϕ_z и угол от начала сгорания до точки ξ_{max} . Коэффициент активного тепловыделения практически не меняется.

рабочего цикла высокофорсированных двигателей

рабочего цикла							
15				$\epsilon = 16$			
g_e , г/(кВт·ч)	p_{max} , МПа	$dp/d\phi$, МПа/град	p_i , МПа	g_i , г/(кВт·ч)	g_e , г/(кВт·ч)	p_{max} , МПа	$dp/d\phi$, МПа/град
вала $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$							
238,5	14,8	0,53	1,47	182	238,5	15,2	0,49
235	14,8	0,50	1,43	179	234	15,1	0,49
240	13,9	0,56	1,43	179,5	240	14,7	0,47
236	13,6	0,60	1,37	175	236	14	0,60
235,5	13,8	0,56	1,33	174	235,5	14,3	0,50
вала $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$							
236,5	14,1	0,62	1,48	183	237	14,9	0,51
240	14	0,52	1,42	179,5	240	14,6	0,51

Полученные значения ϕ_z значительно превышают оптимальные значения продолжительности сгорания топлива, рекомендованные в работе [3]. Как показано в ней, основным параметром процесса сгорания топлива, определяющим топливную экономичность двигателя, является его продолжительность.

Для оценки эффективности рабочего цикла дизеля, форсированного до $p_i = 1,42$ МПа, были проведены аналитические исследования по определению влияния ϕ_z на его экономичность. Результаты этих исследований представлены на рис. 2. С увеличением ϕ_z растет удельный расход топлива. При этом большее влияние на g_i получено при $\phi_z > 80^\circ$ п.к.в. Так, при изменении ϕ_z от 40 до 80 g_i увеличилось примерно на 2 г/(кВт·ч), а от 80 до 120 — на 8 г/(кВт·ч). Таким образом, при организации процесса сгорания в высокофорсированном двигателе необходимо стремиться к ограничению ϕ_z до 80°.

Были проведены аналитические исследования по определению влияния степени сжатия на показатели рабочего цикла при $\phi_z = 80^\circ$ п.к.в. (рис. 3).

Сравнение результатов аналитических и экспериментальных исследований влияния степени сжатия на показатели рабочего цикла высокофорсированного дизеля показывает, что характер полученных зависимостей аналогичен. При уменьшении продолжительности сгорания топлива до 80° экономичность двигателя при различных степенях сжатия уменьшается в среднем на 13 г/(кВт·ч). При этом максимальная температура и давление цикла изменяются незначительно.

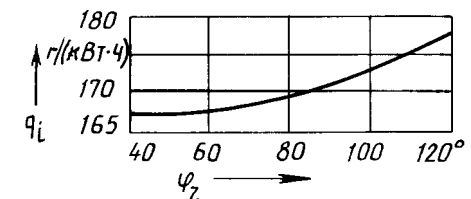
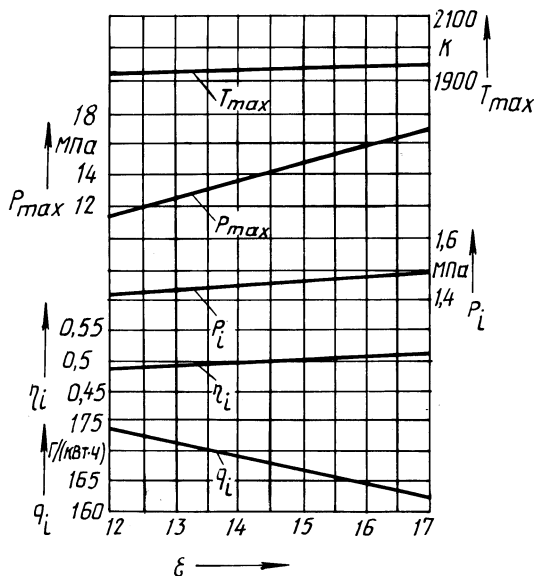


Рис. 2. Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от продолжительности его сгорания

Рис. 3. Зависимость показателей рабочего цикла дизеля от степени сжатия ($\varphi_z = 80$ град.п.к.в.; $p_k = 0,2$ МПа; $T_k = 343$ К)



Проведенные исследования показали: для высокофорсированных двигателей ММЗ уменьшение степени сжатия с 15 до 14 единиц позволит снизить максимальное давление сгорания топлива при практически неизменном значении удельного эффективного расхода топлива; основным направлением совершенствования процесса сгорания топлива в высокофорсированных дизелях ММЗ является сокращение его продолжительности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кухаренок Г.М., Пинский Д.М. Расчет рабочего цикла дизеля на ЭЦВМ // Автотракторостроение. – Минск, 1978–Вып. 11. – С. 107–112.
2. Рожанский В.А., Кухаренок Г.М., Фрадин В.Ф. Обработка индикаторных диаграмм дизельных двигателей при помощи ЭЦВМ // Автотракторостроение. – Минск, 1971. – Вып. 1. – С. 65–72.
3. Вибье И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. – М. – Свердловск: Машгиз, 1962. – 161 с.

УДК 534.833.532:631.372

В.В. КУХАРЕНОК, канд. техн. наук,
В.А. СЕМЕНОВ, В.Н. ГАВРЮНИН (МТЗ)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ИСТОЧНИКОВ ВНЕШНЕГО ШУМА ТРАКТОРА

Уровень внешнего шума, создаваемого тракторами "Беларусь", составляет в настоящее время 87...89 дБА при норме 85 дБА по ГОСТ 12.2.019–76. Уменьшение его на 2...4 дБА является важной актуальной задачей.

Внешний шум транспортных средств определяется воздушным шумом,

т. е. звуковыми волнами, распространяющимися в упругой воздушной среде. По классификации основными источниками шума на тракторе являются: система выпуска отработавших газов, система выпуска воздуха, вентилятор системы охлаждения, дизель и трансмиссия [1]. В этом случае суммарный скорректированный уровень внешнего шума может быть выражен как

$$L_{\Sigma} = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^5 10^{0,1 L_i} \right),$$

где L_i – уровень шума, создаваемый в данной точке звукового поля i -м источником, дБА.

На Минском тракторном заводе была составлена классификация источников шума по их значимости в формировании внешнего шума трактора в точке измерений по ГОСТ 12.2.002–81 (7,5 м от продольной оси трактора) при номинальном режиме работы дизеля.

Результаты аналитических исследований приведены в табл. 1. Исходными данными для расчета служили предельно допустимые шумовые характеристики источников, оговоренные действующими стандартами, а для вентилятора системы охлаждения и системы выпуска воздуха – полученные опытным путем [2, 3].

Однако по ГОСТ 12.2.002–81 внешний шум, создаваемый трактором, определяется при его разгоне. Поэтому приведенные аналитические исследова-

Табл. 1. Уровень внешнего шума трактора, создаваемого основными его источниками

Наименование источника шума	Уровень шума (дБА) на расстоянии 7,5 м от продольной оси трактора
Дизель	85,8
Вентилятор системы охлаждения	80,3
Трансмиссия	79,3
Система выпуска отработавших газов	74,5
Система выпуска воздуха	68,5
	Суммарный уровень 87,8

Табл. 2. Уровень внешнего шума от основных его источников при различных вариантах капотирования дизеля

Вариант	Уровень внешнего шума, дБА
Серийный капот	87,5
Капот, облицованный звукопоглощающим материалом	85
Капот и боковины, облицованные звукопоглощающим материалом	84,5
Капот и боковины, облицованные звукопоглощающим материалом, экран под картером дизеля	83
Капот и боковины, облицованные звукопоглощающим материалом, экран под картером дизеля, пять зимних утеплителей	82

ния дают неполное представление о влиянии отдельных источников на суммарный корректированный уровень внешнего шума трактора. Как следует из результатов аналитического анализа, основными источниками формирования внешнего шума трактора являются дизель и вентилятор системы охлаждения. С целью определения влияния на суммарный корректированный уровень внешнего шума трансмиссии и систем выпуска отработавших газов и впуска воздуха были проведены измерения внешнего шума трактора по методике ГОСТ 12.2.002-81 при различных вариантах капотирования дизеля и вентилятора системы охлаждения, а также установке глушителя, соответствующего требованиям ОСТ. Результаты экспериментальных исследований приведены в табл. 2.

Приведенные данные свидетельствуют, что постепенное увеличение степени звукоизоляции дизеля и вентилятора системы охлаждения позволило снизить внешний шум трактора на 5,5 дБА. Это подтверждает, что основными источниками внешнего шума трактора являются дизель и вентилятор системы охлаждения. При существующем уровне внешнего шума трансмиссия, системы впуска воздуха и выпуска отработавших газов не оказывают существенного влияния на внешний шум трактора.

Таким образом, теоретическим анализом и результатами эксперимента установлено, что дизель и вентилятор системы охлаждения являются основными источниками внешнего шума тракторов МТЗ-80/82. При решении задачи дальнейшего снижения уровня внешнего шума трансмиссию следует также отнести к числу основных источников шума.

ЛИТЕРАТУРА

1. Р а з у м о в с к и й М.А. Борьба с шумом на тракторах. – Минск: Наука и техника, 1973. – 208 с. 2. ОСТ 23.1.446-82. 3. ОСТ 23.1.48-80.

УДК 629.114.2

Т.В. ПУЗАНОВА (ММИ)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВСЕРЕЖИМНОГО РЕГУЛЯТОРА ДИЗЕЛЯ АВТОМОБИЛЯ БелАЗ-7519

На автомобиле-самосвале БелАЗ-7519 используется дизельный двигатель 8ДМ-21А с всережимным регулятором непрямого действия ВРН-30, обеспечивающим регулирование частоты вращения коленчатого вала. При исследовании переходных процессов на неустановившихся режимах движения автомобиля возникла необходимость учета динамики процессов регулирования режимов работы дизельного двигателя. В этой связи была разработана математическая модель всережимного регулятора, представленная в данной статье. Эта модель рассматривается как подсистема в сложной динамической системе тягово-транспортной машины.

При разработке динамической модели регулятора в нем были выделены механическая и гидравлическая части (рис. 1). Основными элементами гидравлической части являются гидромотор 8, гидроаккумулятор 9, насос 10,

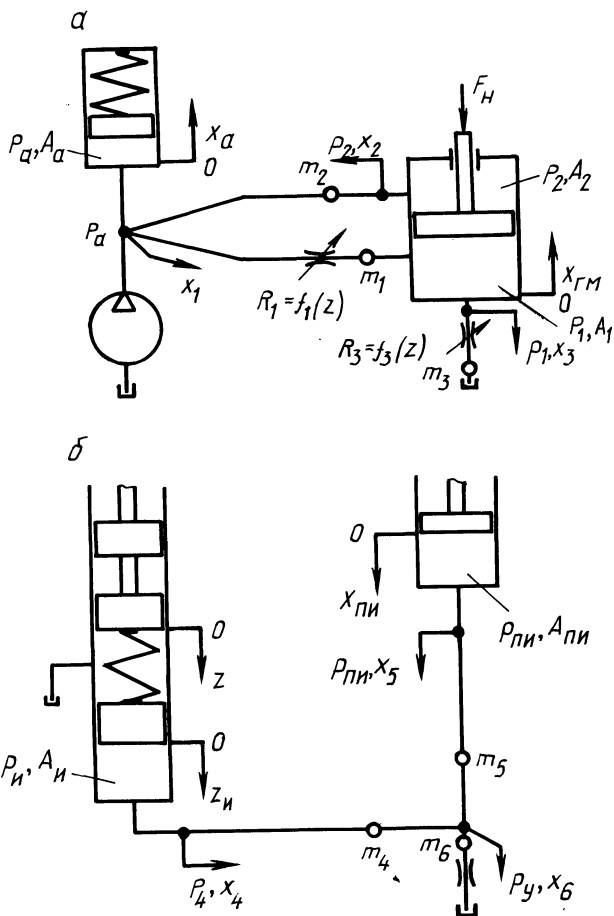


Рис. 2. Динамические модели:

а – подсистемы гидромотор–гидроаккумулятор–насос; б – изодромной обратной связи

щие топологию гидравлической части регулятора на основе баланса мгновенных массовых расходов рабочей жидкости и позволяющие объединить компонентные уравнения в полную математическую модель.

Для описания движения рабочей жидкости использовались уравнения вида

$$K_{i1} \ddot{x}_i + K_{i2} \dot{x}_i + K_{i3} \dot{x}_i^2 \text{sign} \dot{x}_i = p_{\text{вх}i} - p_{\text{вых}i}, \quad i = \overline{1, n}, \quad (1)$$

где K_{i1} , K_{i2} , K_{i3} – коэффициенты, характеризующие конструктивные особенности магистрали и свойства рабочей жидкости, значения которых определяются по известным формулам [1, с. 142]; \dot{x}_i , \ddot{x}_i – соответственно скорость и ускорение жидкости в i -й гидравлической магистрали; $p_{\text{вх}i}$, $p_{\text{вых}i}$ – давление соответственно на входе и выходе i -й гидравлической магистрали; n – число выделенных гидравлических магистралей с сосредоточенными параметрами.

Дифференциальные уравнения движения поршня гидромотора и золотника изодрома имеют вид:

$$m_{\text{гм.пр}} \ddot{x}_{\text{гм}} = \sum_j p_j A_j - F_{\text{н}} \text{sign} \dot{x}_{\text{гм}} ; \quad (2)$$

$$m_{\text{и}} \ddot{z}_{\text{и}} = c_{\text{и}} (z - z_{\text{и}}) - p_{\text{и}} A_{\text{и}} , \quad (3)$$

где $\dot{x}_{\text{гм}}$, $\dot{z}_{\text{и}}$ — перемещение поршня соответственно гидромотора и золотника изодрома; $m_{\text{гм.пр}}$ — приведенная масса поршня гидромотора; p_j , A_j — давление жидкости, действующее на одну из сторон поршня гидромотора, и соответствующая его площадь; $F_{\text{н}}$ — сила, приложенная к поршню гидромотора; $m_{\text{и}}$ — масса золотника изодрома; $p_{\text{и}}$, $A_{\text{и}}$ — давление в полости золотника и его площадь; z — перемещение золотника измерителя скорости.

Составлены следующие топологические уравнения для связи рассмотренных компонентов в единую подсистему:

$$Q_{\text{н}} - (A_1 - A_2) \dot{x}_{\text{гм}} - A_{\text{а}} \dot{x}_{\text{а}} = 0 ; \quad (4)$$

$$A_{\text{п.и}} \dot{x}_{\text{п.и}} + A_{\text{и}} \dot{z}_{\text{и}} - A_{\text{к6}} \dot{x}_{\text{к6}} = 0 , \quad (5)$$

где $\dot{x}_{\text{а}}$, $\dot{x}_{\text{п.и}}$ — скорость соответственно поршня гидроаккумулятора и изодрома; $Q_{\text{н}}$ — подача насоса; $A_{\text{п.и}}$, $A_{\text{а}}$ — площадь соответственно поршня изодрома и гидроаккумулятора; $\dot{x}_{\text{к6}}$, $A_{\text{к6}}$ — соответственно скорость течения рабочей жидкости и площадь сечения гидравлической магистрали.

При составлении математической модели подсистемы механической части регулятора грузы—муфта—золотник—пружина регулятора—пружина изодромной обратной связи использован принцип Д'Аламбера. Геометрия эквивалентной плоской схемы рычагов жесткой обратной связи описана системой алгебраических уравнений.

На основании изложенного после некоторых преобразований уравнений (1) ... (5) была получена следующая математическая модель регулятора:

$$\dot{\omega}_{\text{гр}} = \frac{1}{I_{\text{гр}}} [M_{\text{y}} + r_{\text{y}} (\omega_{\text{д}}/i_{\text{р}} - \omega_{\text{гр}})] ;$$

$$\dot{M}_{\text{y}} = c_{\text{y}} (\omega_{\text{д}}/i_{\text{р}} - \omega_{\text{гр}}) ;$$

$$\ddot{z} = \frac{1}{m_{\text{z}}} [F_0 + \frac{\partial F_{\text{пр}}}{\partial \Delta_{\text{пр}}} (x_{\text{нп}} - z) - K(z) \omega_{\text{гр}}^2 - c_{\text{и}} (z - z_{\text{и}}) - r_{\text{z}} \dot{z}] ;$$

$$\ddot{z}_{\text{и}} = \frac{1}{m_{\text{и.пр}}} [c_{\text{и}} (z - z_{\text{и}}) - A_{\text{и}} (\Delta p_4 + \Delta p_6)] ;$$

при $z \geq 0$

$$\ddot{x}_{\text{гм}} = \frac{1}{m_{\text{гм.пр}}} [(A_1 - A_2) p_{\text{а}} - A_1 \Delta p_1 - A_2 \Delta p_2 - F_{\text{н}}] ;$$

$$\dot{x}_a = \frac{1}{A_a} [Q_n - (A_1 - A_2)\dot{x}_{гм}];$$

при $z \leq 0$

$$\ddot{x}_{гм} = \frac{1}{m'_{гм.пр}} [A_2(p_a + \Delta p_2) + A_1 \Delta p_3 + F_n];$$

$$\dot{x}_a = \frac{1}{A_a} (Q_n + A_2 \dot{x}_{гм}),$$

где $\omega_{гр}$, $I_{гр}$ — соответственно скорость вращения и момент инерции грузов относительно оси вращения; r_y , c_y , M_y — соответственно коэффициент вязкого трения, угловая жесткость и упругий момент элемента привода грузов измерителя скорости; i_p — передаточное число привода регулятора скорости; m_z — масса золотника измерителя скорости, муфты, подшипника, опоры пружины, регулятора; $\Delta_{пр}$, $F_{пр}$ — соответственно деформация и усилие пружины измерителя скорости; F_0 — усилие пружины при $z = 0$; $K(z)$ — коэффициент поддерживающей силы, значение которого определяется координатой золотника измерителя; r_z — коэффициент вязкого трения; $c_{и}$, $m_{и.пр}$ — соответственно жесткость пружины изодрома и приведенная масса изодрома с учетом рабочей жидкости; $m'_{гм.пр}$, $m''_{гм.пр}$ — приведенная масса гидромотора с учетом присоединенных деталей и рабочей жидкости при работе регулятора соответственно на увеличение и уменьшение подачи топлива; p_a — давление в полости гидроаккумулятора; Δp_i — потери давления в i -й магистрали.

Переменная структура системы дифференциальных уравнений регулятора объясняется работой его на увеличение подачи топлива ($z \geq 0$) или на уменьшение ($z < 0$).

Полученная математическая модель всережимного регулятора использовалась при моделировании и исследованиях переходных процессов на неустановившихся режимах движения автомобилей-автосамосвалов БелАЗ-7519. Она позволила более детально представить модель двигателя и рассмотреть работу всей динамической системы автомобиля в сложных условиях движения при изменении водителем управляющего воздействия. Исследования показали, что при движении с постоянным углом задающего рычага $\gamma_{р.д}$ (или педали акселератора) параметры регулятора оказывают малое влияние на фазовые координаты системы и различные оценочные критерии процессов ее функционирования. Однако при изменении управляющего воздействия (режимы разгона, торможения и т. д.) параметры и характеристики регулятора начинают оказывать на них заметное влияние. На этих режимах необходимо использовать предложенную модель всережимного регулятора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. — М.: Машиностроение, 1980. — 231. 2. Мрочек В.И., Тарасик В.П. Математическая модель системы стабилизации скорости трактора класса 14кН// Автотракторостроение. — 1984. — Вып. 19. — С. 132–138.

**ВЛИЯНИЕ НИЗКОЧАСТОТНЫХ КОЛЕБАНИЙ НА ПОТЕРИ
МОЩНОСТИ В ПОДВЕСКЕ**

С повышением энергонасыщенности и скоростей движения тракторного агрегата низкочастотные колебания и характер их воздействия на трактор значительно изменяются. Повышается неравномерность колебаний нагрузки на крюке в 1,3...1,6 раза, на двигатель – примерно в 1,6...1,7 раза, существенно увеличиваются колебания остова трактора [1]. Эти процессы оказывают влияние также и на энергетические его показатели.

Динамические процессы в тракторах многообразны. Это переходные и установившиеся динамические процессы, низкочастотные и высокочастотные колебания как отдельных деталей, так и трактора в целом, периодические и случайные процессы, возникающие при взаимодействии движителей трактора и рабочих органов орудия с почвой. Возникновение колебаний обусловлено различными причинами. Однако общим для них является то, что они приводят к потерям мощности. Эти потери зависят от уровня и интенсивности колебаний. Например, из-за изменения нагрузки в трансмиссии, обусловленного продольно-угловыми перемещениями остова, имеет место недоиспользование мощности трактора, так как колебания нагрузки и частоты вращения коленчатого вала неблагоприятно влияют на организацию и протекание рабочего процесса двигателя. Поэтому оценка влияния колебаний на потери мощности в тракторе и их минимизация позволяют найти пути улучшения энергетических показателей трактора, повысить его КПД.

В статье рассмотрены результаты теоретических исследований влияния низкочастотных колебаний на потери мощности в подвеске.

Объектом исследования был выбран трактор МТЗ-80. Сравнивались два трактора, один из которых был оборудован серийно выпускаемой подвеской, другой – опытным образцом подвески, разработанной на МТЗ. Основным отличием опытного образца является наличие дополнительной пружины, которая позволяет получить нелинейную упругую характеристику. Жесткость основного упругого элемента опытной подвески по сравнению с серийной уменьшена в 3,6, а ход увеличен в 2,5 раза.

При исследованиях была использована двухмассовая модель колебательной системы. Для определения энергозатрат в шине подвеска блокировалась, а для исследований использовалась одномассовая модель [3]. Динамический ход упругого элемента при этом принимался равным максимальному прогибу шины.

Скорость поступательного движения при исследованиях изменялась в диапазоне 0...10 м/с, что является реальным эксплуатационным скоростным диапазоном трактора МТЗ-80. Микропрофиль дороги описывался синусоидой $y = Y_m \sin(\omega t)$ с различными амплитудами Y_m – 1,3 и 5 см и расстояниями (периодами) между двумя соседними неровностями l , равными 1,2; 3,84 и 6,4 м. Значение l выбрано с учетом сглаживающей способности шины заднего

колеса трактора. Частота возмущающего воздействия микропрофиля дороги $\omega = 2\pi v/l$.

Для определения потерь мощности на качение P_f необходимо знать силу сопротивления качению F_f . Эта сила для деформируемого колеса, катящегося по недеформируемой поверхности, определялась по формуле, приведенной в книге [2]:

$$F_f = \nu_{\text{ш}} \frac{F_{\text{ш}}^3}{4\pi^2 p_w^2 R_0^3 R_c (\gamma - \sin \gamma)}, \quad (1)$$

где p_w — давление воздуха в шине; $\nu_{\text{ш}}$ — коэффициент пропорциональности; $F_{\text{ш}}$ — сила упругости шины; R_0 — геометрический радиус колеса; R_c — радиус поперечного профиля шины; $\gamma = 2\arccos(R_0 - h_{\text{ш}})/R_0$; $h_{\text{ш}}$ — прогиб шины.

Потери мощности в упругом элементе подвески P_x и в шине $P_{\text{ш}}$:

$$P_x = r_1 D \dot{\Delta}_1; \quad P_{\text{ш}} = r_2 D \dot{\Delta}_2,$$

где r_1, r_2 — коэффициенты неупругого сопротивления соответственно подвески и шины; $D \dot{\Delta}_1, D \dot{\Delta}_2$ — дисперсия относительной скорости деформации соответственно подвески и шины.

Суммарные потери мощности в ходовой части $P_c = P_f + P_x + P_{\text{ш}}$. Решение системы дифференциальных уравнений выполнялось на ЭВМ методом Рунге—Кутты четвертого порядка.

На рис. 1 и 2 приведены графики потерь мощности в ходовой части, подвеске и шинах трактора, а также мощности сопротивления качению P_f . Рассмотрим движение тракторного агрегата при $Y_m = 1$ см; $l = 1,2$ м (сплошная линия).

У заблокированной подвески (рис. 1) при скорости движения 3 м/с наблюдается резонанс и пробой упругого элемента, что обусловлено его небольшими демфирующей способностью и динамическим ходом. Среднее квадратическое отклонение вертикального ускорения σ_z при этом достигает более 12 м/с². При повышении скорости движения выше резонансной σ_z уменьшается до 3 м/с² при скорости движения трактора 10 м/с (на рисунке не показано). Увеличение потерь мощности в шине $P_{\text{ш}}$ при скоростях движения 6...10 м/с связано с ростом среднего квадратического отклонения ускорения относительной скорости деформации шины.

Введение подвески передних колес трактора дает возможность снизить потери мощности в ходовой части, минимальное и максимальное значение суммарных потерь мощности P_c серийной подвески (рис. 2, а) при скоростях движения 4...10 м/с составляет 0,6...1,1 кВт, в то время как у заблокированной подвески соответственно 0,9...1,3 кВт.

Уменьшение жесткости подвески до 100 кН/м в сочетании с нелинейностью упругой характеристики дало возможность предотвратить пробой и обеспечить дальнейшее снижение потерь мощности. Так, у опытного образца подвески (рис. 2, б) суммарные потери мощности меньше, чем у заблокированной во всем скоростном диапазоне движения трактора. Снижение потерь мощности на качение P_f обусловлено уменьшением дисперсии силы упругости шины, что приводит в соответствии с формулой (1) к уменьшению силы сопро-

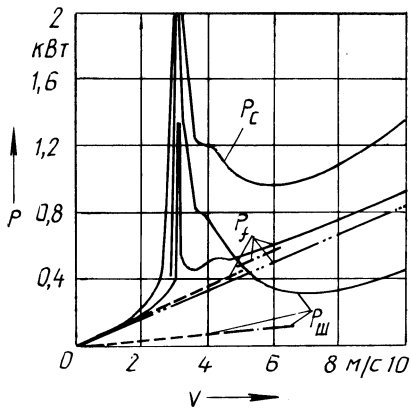


Рис. 1. Графики потерь мощности в ходовой части трактора типа МТЗ:

— · — · — $Q_0 = 0$; — — — — $Y_m = 1$ см;
 $l = 1,2$ м; — — — — $Y_m = 3$ см, $l =$
 $= 3,84$ м; — — — — $Y_m = 5$ см,
 $l = 6,4$ м

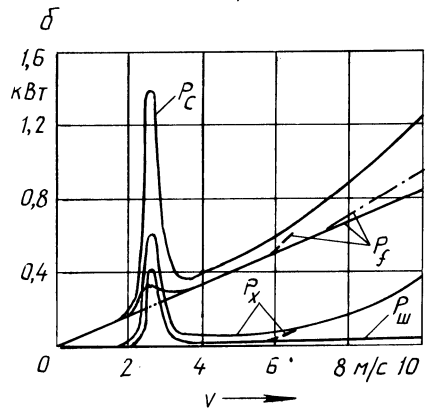
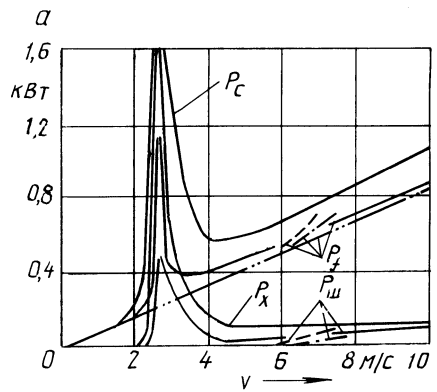


Рис. 2. Графики потерь мощности в ходовой части трактора типа МТЗ с подвеской передних колес:

а — серийная подвеска; б — опытная

тивления качению F_f . По сравнению с серийной подвеской в опытной при скорости движения больше, чем 6...7 м/с, наблюдается некоторое увеличение суммарных потерь мощности, что обусловлено увеличением дисперсии относительной скорости деформации и мощности потерь из-за неупругого сопротивления подвески. Однако движение с такой скоростью возможно лишь на высшей передаче по дороге с усовершенствованным покрытием, для которого высота неровностей будет меньше, а расстояние между ними больше, чем выбранное для расчета. Тогда резонансная скорость движения будет больше, чем максимально возможная для тракторного агрегата, а потери мощности в дорожно-нанесной зоне как в серийной подвеске, так и в опытной будут сравнимы.

При увеличении амплитуды неровностей дороги и расстояния между ними ($Y_m = 3,5$ см; $l = 3,84$; 6,4 м) резонанс наступает при скоростях движения более 5 м/с для заблокированной подвески и 6 м/с для серийной. Опытная подвеска имеет большой динамический ход, что позволяет двигаться тракторному агрегату в скоростном диапазоне 0...10 м/с при $Y_m = 5$ см, $l = 6,4$ м без пробоя подвески.

Таким образом, сравнительный анализ различных вариантов подвесок показал, что уменьшение жесткости и увеличение хода упругого элемента позволяют снизить потери мощности, а нелинейность упругой характеристики — уменьшить амплитуду вертикальных колебаний, предотвратить пробой подвески и тем самым снизить динамические нагрузки в ходовой части.

Результаты теоретических исследований, приведенные в данной статье, подтверждаются лабораторно-полевыми испытаниями, которые были проведены в Могилевском машиностроительном институте [4].

ЛИТЕРАТУРА

1. К у т ь к о в Г.М. Тяговая динамика тракторов. — М.: Машиностроение, 1980. — 215 с.
2. К о л е с н ы е тракторы для работы на склонах / П.А. Амельченко, И.П. Ксенович, В.В. Гуськов и др. — М.: Машиностроение, 1978. — 248 с.
3. П л а т о н о в В.Ф. и др. Гусеничные транспортеры-тягачи / В.Ф. Платонов, А.Ф. Белоусов, Н.Г. Олейников, Г.И. Карцев. — М.: Машиностроение, 1978. — 351 с.
4. С о б о л е в с к и й А.Р., Т а р а с и к В.П. Влияние параметров подвески на энергетический баланс колесного трактора класса 14 кН // Динамика и надежность мобильных с.-х. машин: Тез. докл. обл. семинара-совещ. — Гомель, 1983, с. 90–94.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ АВТОМОБИЛЕЙ

УДК 629.113.004

С.В. ШУМИК, д-р техн. наук,
С.С. КУЧУР, А.С. САВИЧ (БПИ)

МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕМОНТОПРИГОДНОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕОРИИ МНОГОМЕРНОЙ КЛАССИФИКАЦИИ

При исследованиях уровня ремонтпригодности (РП) автомобилей в настоящее время все более широко применяются методы корреляционно-регрессионного анализа, что позволяет установить влияние различных факторов на изучаемый показатель. Это дает возможности исследовать комплексное влияние конструктивно-компоновочного решения автомобиля, условий технической эксплуатации и других факторов на уровень РП.

Однако известно [1], что регрессионный анализ позволяет получить необходимые результаты только при соблюдении ряда жестких ограничений (например, наличия однородных совокупностей исходных данных). Невыполнение этих требований существенно ограничивает круг применения многофакторных моделей, снижает точность описания реальных процессов. Поэтому наиболее целесообразно провести изучение структурных закономерностей по всему комплексу факторов РП в многомерном пространстве их признаков и получить однородные совокупности объектов, для которых возможно построение адекватных регрессионных моделей.

Постановку и решение указанной задачи выполним на уровне конструктивных факторов РП автомобиля, закладываемых на этапе проектирования. Для этого применим основные положения теории многомерной классификации [1, 4].

Автомобиль как восстанавливаемую систему можно условно разделить на несколько однородных групп или совокупностей деталей и узлов определенного класса РП W_i , каждый класс включает определенное число агрегатов, узлов, деталей, заменяемых при текущем ремонте (ТР) автомобиля с целью поддержания и восстановления работоспособного состояния – реализаций A_j классов РП W_i . Реализация A_j в свою очередь характеризуются такими конструктивными параметрами, как масса, количество соединений, креплений, стопорений, их видами и типоразмерами, на которые необходимо воздействовать при замене узла или агрегата – признаками x_l реализаций A_j . Признаки x_l изменяются в определенных пределах градации признаков x_k . Задача многомерной классификации заключается в выполнении следующих условий:

1) классы РП W_i не должны пересекаться, т. е.

$$W_i \cap W_M = 0 \quad (i \neq M);$$

2) любой объект из совокупности классов W попадал в один класс РП W_i ,

т. е.

$$\bigcup_{i=1}^M W_i = W.$$

Таким образом, при выполнении указанных ограничений требуется минимизировать некоторый функционал, заданный на множестве всех классов РП W и отражающий понятие качества классификации. Решение поставленной задачи произведено на основании данных пооперационного хронометрирования 182 случаев ТР (замена агрегатов, узлов, деталей) многоосных автомобилей высокой проходимости семейства МАЗ, при испытании на РП по методу возникающей необходимости проведения ТР.

В теории многомерной классификации не существует однозначного количественного критерия качества классификации, поскольку в различных прикладных задачах различны и цели анализа. В принципе классификация объектов в многомерном пространстве их признаков тесно связана с исследованиями процесса возникновения данных.

Выделение классов РП W произведено на основании использования программных модулей библиотеки математического обеспечения ЕС ЭВМ. Исходя из особенностей поставленной задачи, выбраны те подпрограммы, которые наиболее удачно отвечают отдельным этапам ее решения. На их основе разработан алгоритм оптимальной последовательности построения классов РП, схема которого приведена на рис. 1.

Первым этапом является исследование и выбор наиболее информативной совокупности признаков последовательным применением подпрограмм FORLC 1, FORLC 2, CRABSS. В качестве меры близости между признаками x_{ii} и x_{ij} принимается [3]

$$P_{ij} = \sum_{l=1}^N (|R_{il}| - |R_{jl}|)^2,$$

где R_j — коэффициент корреляции между i -м и j -м признаками; N — число признаков.

Исходные данные — матрица $\|x_{ij}\|$, где x_{ij} — результат j -го наблюдения для i -го признака.

Подпрограмма FORLC 1 разбивает исходное признаковое пространство на произвольное число групп информативных признаков, а подпрограмма FORLC 2 — на заданное число групп.

При работе с подпрограммой FORLC 1 необходимо последовательно задавать различный радиус K гиперсферы для получения требуемой точности. Причем, если при различном радиусе будет получено одинаковое число групп информативных признаков M' , такое разбиение близко к оптимальному. Параметр M' при этом является входом в подпрограмму FORLC 2. Подпрограмма CRABSS позволяет оптимизировать полученное число групп M' по критерию кратчайшего незамкнутого пути между признаками.

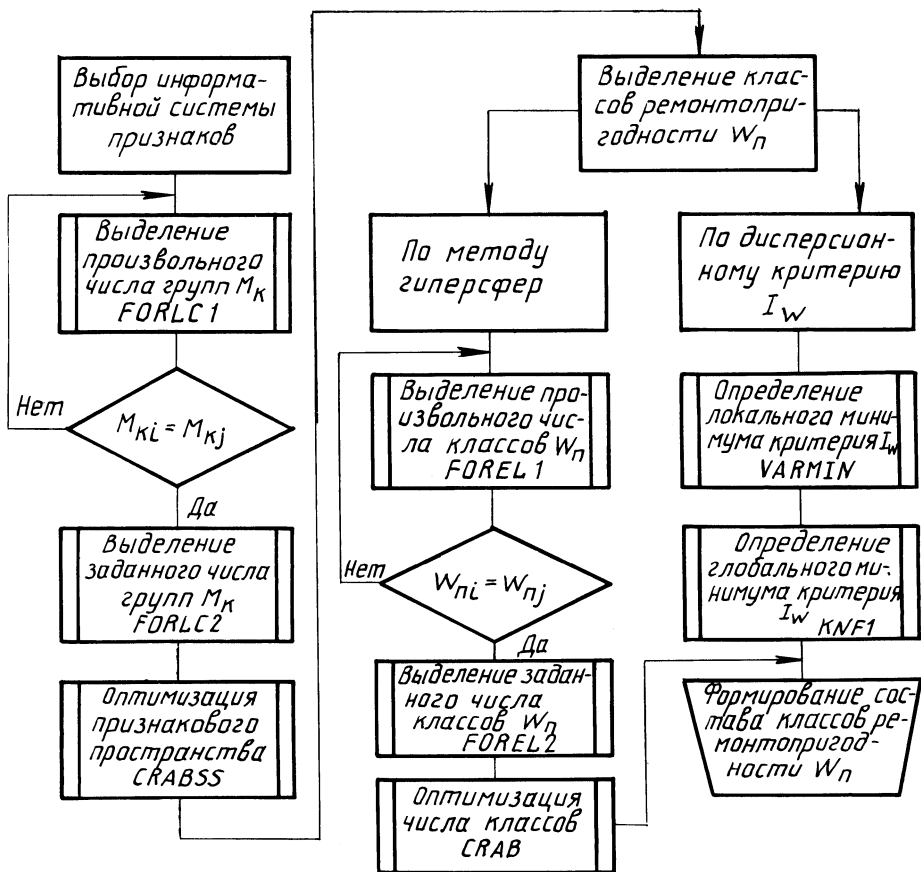


Рис. 1. Схема алгоритма построения классов ремонтпригодности автомобилей

Подпрограммы FOREL 1, FOREL 2 разбивают исходное множество объектов (наблюдений) на W непересекающихся классов [2]. Выделение классов происходит с помощью гиперсфер, в которые попадают точки (наблюдения, объекты), близкие в евклидовом пространстве признаков

$$P_{ij} = \sum_{k=1}^M (x_{ik} - x_{jk})^2.$$

Последовательность применения и принцип работы подпрограмм FOREL 1, FOREL 2, CRAB аналогичен вышеприведенным.

Необходимо отметить, что при разделении исходного множества объектов на классы РП с помощью конкретных гиперповерхностей—гиперсфер несколько снижается качество разбиения. Поэтому также целесообразно использовать подпрограммы VARMIN, KNF 1 [3], позволяющие разбивать множество наблюдений (векторов) в M -мерном признаковом пространстве на непересекающиеся классы и гарантирующие локальный (VARMIN) и глобальный (KNF 1)

минимумы дисперсионного критерия качества разбиения:

$$I_W(1, N) = \sum_{i=1}^N \|x_i - C_j(1, N)\|^2,$$

где

$$C_j(1, N) = \frac{1}{N_j(1, N)} \sum_{iej} x_i;$$

x_i – вектор наблюдения размерности M ; $\| \cdot \|$ – евклидова норма; j – номер класса, к которому отнесен i -й вектор (наблюдение); $N_j(1, N)$ – число векторов, попавших в j -й класс; $C_j(1, N)$ – средний вектор j -го класса.

Применение подпрограмм VARMIN и KNF 1 позволяет выявить объекты, не характерные ни для одной объективно присущей однородной совокупности (классу РП), и этим улучшается качество классификации.

После работы указанных программных модулей необходимо окончательно выбрать количество и состав классов РП.

В результате разработанного алгоритма исходное множество объектов (182 случая ТР) разбито на три класса РП, содержащие соответственно 44, 72 и 47 объектов. Кроме этого, 19 объектов были исключены из дальнейшего исследования, так как являются нетипичными ни для одного класса.

На основании результатов многомерной классификации был проведен регрессионный анализ трудоемкости замены агрегатов и узлов по каждому классу РП. Получены следующие модели:

1-й класс:

$$S_{\text{ТР}}^{(1)} = -0,98 + 0,087x_1 + 0,004(x_2 + x_8) + 0,033(x_3 + x_5 + x_9) + 0,051(x_{10} + x_{11}) + 0,94x_{12};$$

2-й класс:

$$S_{\text{ТР}}^{(2)} = 0,04x_4^{0,261} x_6^{0,033} x_8^{0,3} (x_{10} + x_{11})^{1,26} x_{12}^{0,04};$$

3-й класс:

$$S_{\text{ТР}}^{(3)} = 0,143(x_5 + x_9)^{0,21} (x_{10} + x_{11})^{0,347} x_{12}^{2,03},$$

где x_1 – количество снимаемых элементов при замене отказавшего узла; x_2 , x_8 – масса соответственно снимаемых и заменяемых сборочных единиц; x_3 , x_9 – количество разбираемых резьбовых крепежных пар на предварительно снимаемых и заменяемых сборочных единицах; x_4 – количество разбираемых ступорений; x_5 , x_6 – количество разбираемых соединений – резьбовых, с натягом; x_{10} , x_{11} – количество применяемого стандартного и специализированного инструмента; x_{12} – коэффициент удобства выполнения работ.

Статистические характеристики полученных моделей сведены в табл. 1.

Оценки статистических характеристик указывают на высокую степень адекватности моделей РП, что подтверждает правильность методического подхода к исследованию уровня РП. Рис. 2 иллюстрирует возможность более точной оценки и прогнозирования показателей РП в каждом классе по сравнению с существующими методами, когда оценка производится по одному усредненному уравнению.

Табл. 1. Статистические характеристики математических моделей

Номер класса РП	Множественное корреляционное отношение $\eta, (R)$	Значение критерия Стьюдента t_{η}, t_R	Значение критерия Фишера F	Критическое значение критерия Фишера $F_{кр}$	Средняя ошибка аппроксимации $\epsilon, \%$
1	0,97	120,7	5,3	1,67	9,1
2	0,98	117,5	9,4	1,53	9,7
3	0,93	56,8	3,6	1,58	14,3

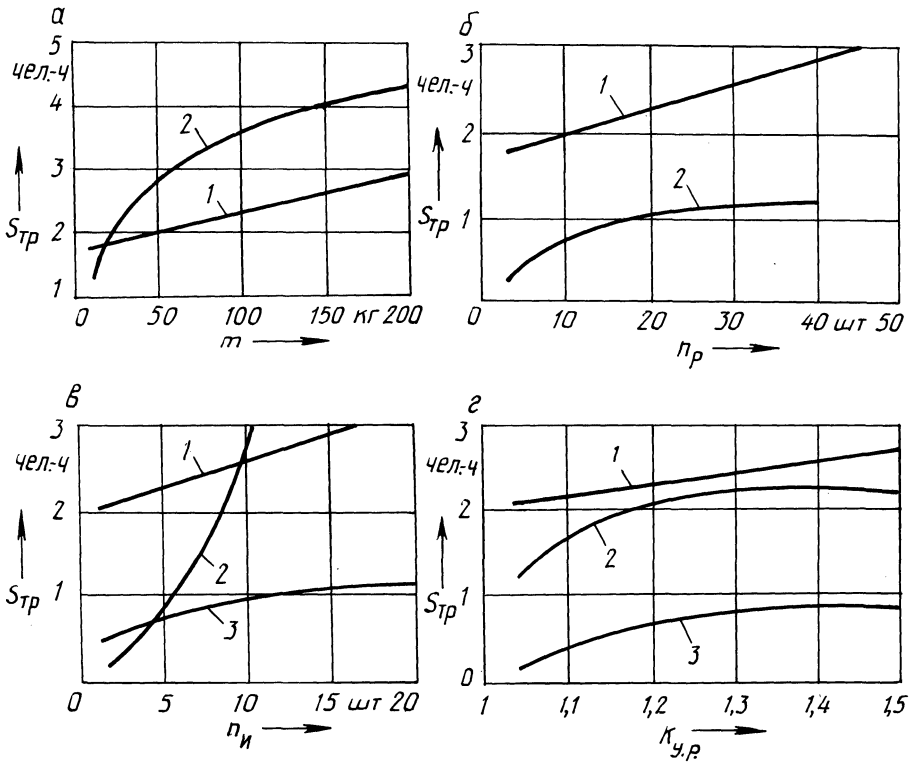


Рис. 2. Зависимость трудоемкости постовых работ по текущему ремонту автомобиля от его конструктивных факторов:

a – массы m предварительно снимаемых и заменяемых сборочных единиц: $1 - S_{тр}^{(1)} = f(x_2 + x_8)$; $2 - S_{тр}^{(2)} = f(x_8)$; $б$ – количества резьбовых крепежных пар и соединений n_p : $1 - S_{тр}^{(1)} = f(x_3 + x_5 + x_9)$; $2 - S_{тр}^{(3)} = f(x_5 + x_9)$; $в$ – количества применяемого стандартного и специального инструментов $n_и$: $1 - S_{тр}^{(1)} = f(x_{10} + x_{11})$; $2 - S_{тр}^{(2)} = f(x_{10} + x_{11})$; $3 - S_{тр}^{(3)} = f(x_{10} + x_{11})$; $г$ – коэффициента удобства выполнения работ $k_{у.р}$: $1 - S_{тр}^{(1)} = f(x_{12})$; $2 - S_{тр}^{(2)} = f(x_{12})$; $3 - S_{тр}^{(3)} = f(x_{12})$

Многомерная классификация позволяет проводить целенаправленный анализ конструкции автомобиля с точки зрения возможности замены агрегатов и узлов путем сопоставления трудоемкости этого процесса для элементов A_j классов W_i . Если сборочные единицы близки по своим конструктивным параметрам, но разнятся трудоемкостью их замены, это говорит о недостаточной проработке узла на РП (например, с точки зрения его доступности или легко-съемности).

По разработанной методике проведен анализ на РП конструкции автомобиля высокой проходимости МАЗ-7310, что позволило выявить ряд неремонтопригодных конструктивных решений и разработать обоснованные предложения по их доработке, которые выданы заводу-изготовителю. В результате внедрения ряда предложений на 2,8 % (по расчетным данным) снизилась трудоемкость постовых работ ТР.

Исследование уровня РП автомобилей на основе теории многомерной классификации дает возможность уже на стадии проектирования с высокой степенью точности определять трудоемкость замены их агрегатов и узлов. Учитывая, что рассматриваемые конструктивные параметры x_j на этапе проектирования могут изменяться в определенных пределах, математические модели классов РП автомобилей дают возможность управлять уровнем их РП. Таким образом, этап проектирования играет активную роль в управлении уровнем РП автомобилей.

ЛИТЕРАТУРА

1. В о п р о с ы статистической теории распознавания / Ю.Л. Барабаш, Б.В. Варский, В.Т. Зиновьев и др. – М.: Сов. радио, 1967. – 400 с.
2. М а т е м а т и ч е с к о е обеспечение ЕС ЭВМ. – Минск, 1976. – Вып. 10. – С. 240.
3. М а т е м а т и ч е с к о е обеспечение ЕС ЭВМ. – Минск, 1978. – Вып. 16. – С. 198.
4. Ш у м и к С.В., К у ч у р С.С. Постановка задачи математического моделирования для прогнозирования уровня ремонтпригодности автомобилей // Вычислительные методы и мат. моделирование. – М.: Знание, 1984. – С. 249–250.

УДК 629.113.004.67

С.В. ШУМИК, д-р техн. наук (БПИ),
Е.А. ЛАВРИНОВИЧ (НПО "Автотранстехника")

СТЕНД ДЛЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ¹

Тормозная система является одной из основных, влияющих на безопасность движения и технико-эксплуатационные показатели автотранспортных средств (АТС). Ухудшение работы этой системы приводит к увеличению вероятности аварийных ситуаций, повышению расхода топлива, снижению производительности труда и т. д.

Техническое состояние тормозных систем автотранспортных средств оценивается в настоящее время в соответствии с ГОСТ 25478–82, который устанавливает технические требования к системам, сборочным единицам и прибо-

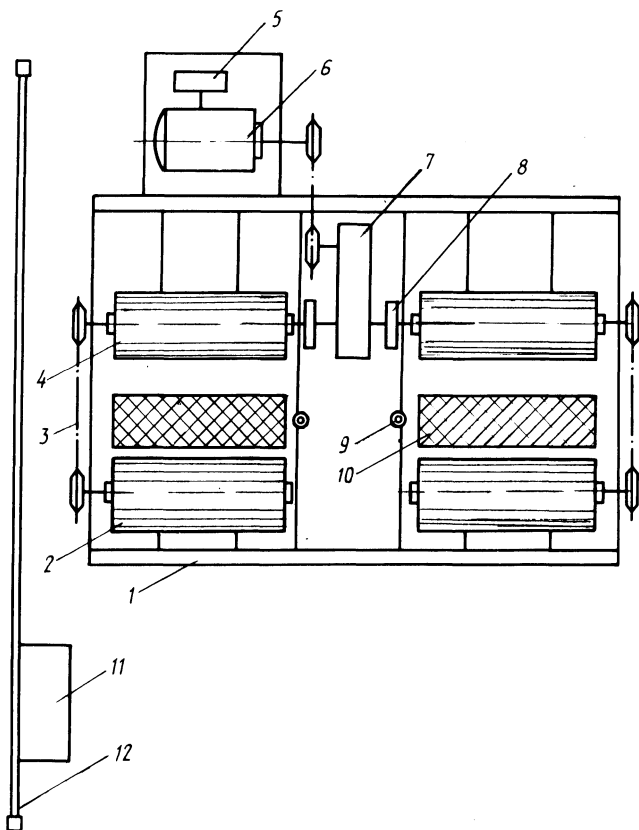


Рис. 1. Принципиальная схема стенда мод. ОН 246 для диагностирования тормозов АТС

рам, определяющим безопасность движения АТС, предельные значения их параметров, а также регламентирует методы проверки, используемые при контроле технического состояния АТС.

В стандарте указывается также, что эффективность тормозных систем АТС проверяют методами как стендовых, так и дорожных испытаний. Для условий автохозяйств наиболее приемлемым является стендовый метод испытаний, который позволяет в любое время года независимо от погодных условий с небольшими затратами труда проверять и регулировать тормозную систему. Для этой цели налажен выпуск стендов Береговским опытно-экспериментальным заводом, новгородским ПО "Автоспецоборудование", киевским заводом "Автотехника", Челябинским авторемонтным заводом.

В научно-производственном объединении "Автотранстехника" был проанализирован опыт создания средств для диагностирования тормозных систем АТС и создан стенд мод. ОН 246, который допускает проверку тормозных систем грузовых автомобилей и автобусов по выходным параметрам – времени срабатывания, тормозной силе на каждом колесе, зная которые рассчитывает-

ся общая удельная тормозная сила и коэффициент осевой неравномерности тормозных сил.

Стенд мод. ОН 246 (рис. 1) проездного типа имеет две тележки с двумя парами ведущих роликов 4, расположенных на общей раме 1. В качестве нагрузочного приводного устройства 6 используется обкаточно-тормозной стенд КИ 5543 ГосНИТИ мощностью 55 кВт. Датчиком 5 тормозной силы является силоизмерительный механизм, с помощью специальных рычагов которого предусмотрено производить тарировку показаний тормозной силы диагностического стенда.

Тележки состоят из сварной рамы, ведущих и ведомых роликов 2, соединенных цепной передачей 3. цилиндрического редуктора 7, соединенного с ведущими роликами, которые управляются пневмоцилиндром, муфтой 8. Для облегчения проезда по стенду, установки на стенд и самостоятельного выезда АТС со стенда предназначены два пневмоподъемника 10. Подъем и опускание площадок осуществляется четырьмя пневмоцилиндрами диаметром 250 мм. При въезде АТС на стенд и выезде с него ролики затормаживаются с помощью двух пневматических тормозов. Для предотвращения поперечного скольжения АТС на тележке установлены два колесоотбойных ролика 9, которые закреплены на раме тележки.

Пневматическая система предназначена для обеспечения работы пневматических подъемников, питания пневмоноги, которая обеспечивает заданные темп и усилие нажатия на тормозную педаль, а также для питания пневмоцилиндров муфт и пневмотормоза. Распределение сжатого воздуха, поступающего из магистрали к потребителям, производится с помощью трех воздухо-распределителей с электромагнитным управлением и блока подготовки воздуха, состоящего из фильтра-влагоотделителя, редуктора давления и масло-распылителя.

Управление стендом осуществляется ручным пультом управления, а для индикации тормозной силы и времени торможения служит передвижной пульт управления 11, который подвешен на монорельсе 12.

Конструкция стенда мод. ОН 246 в сравнении со стендами, выпускаемыми отечественной промышленностью, имеет следующие преимущества.

Для регистрации тормозных сил и времени срабатывания тормозной системы всех колес АТС используется только одна (вместо двух в аналогах) система измерения, состоящая из одного датчика крутящего момента. При этом существенно увеличивается точность проверки и регулировки тормозных качеств АТС, уменьшается количество датчиков крутящего момента и электродвигателей, повышается надежность работы, упрощается техническое обслуживание и ремонт стенда. Перечисленные достоинства стенда реализованы за счет привода ведущих барабанов через редуктор, расположенный между барабанами и попеременно включаемыми муфтами.

Скорость вращения колес на стенде при диагностировании увеличена до 10 км/ч вместо 2...5 км/ч, что повышает точность оценки технического состояния тормозных накладок и тормозных барабанов. При этой скорости в момент от начала торможения и до блокировки колес обеспечивается касание накладок по всей окружности тормозного барабана, а при скорости 2...5 км/ч касание происходит только по части окружности. Конструктивно это достигается за счет подбора мощности электродвигателя, передаточного отношения

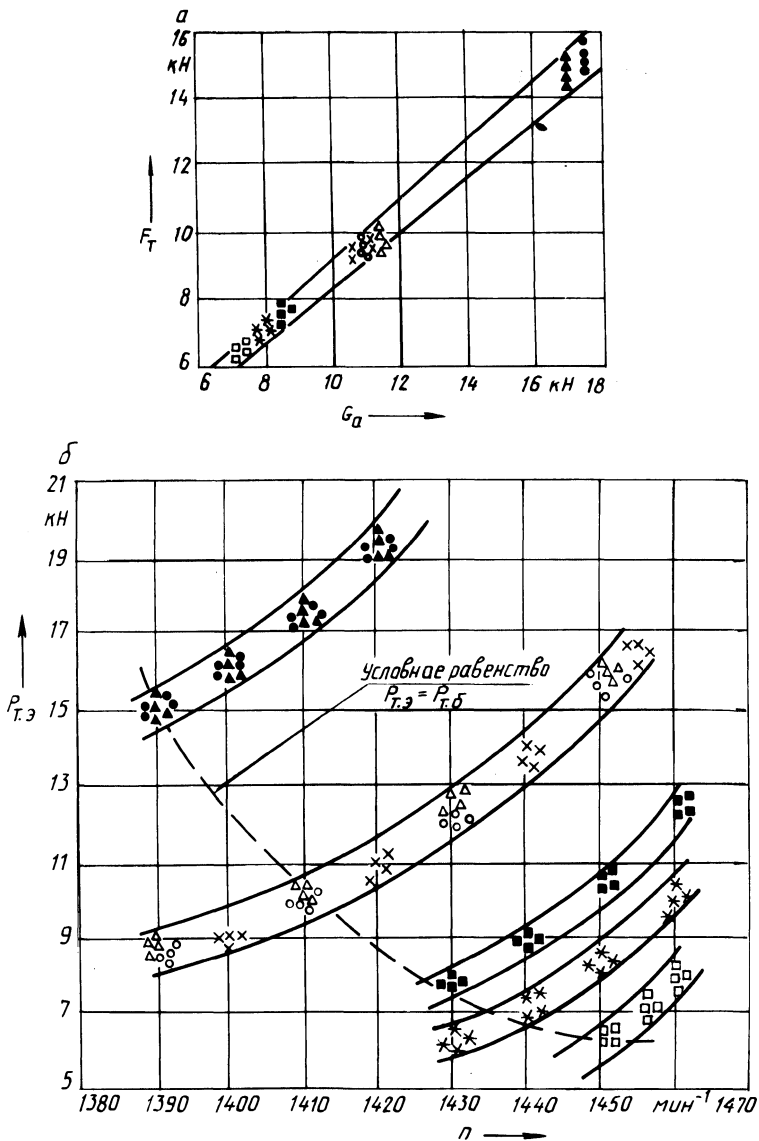


Рис. 2. Зависимость тормозной силы:

а – от нагрузки на колесо в режиме блокировки; б – от начальной скорости торможения при экстренном торможении

Условные обозначения: □ – передняя ось ГАЗ-53А; ■ – задний мост ГАЗ-53А; X – передняя ось КАЗ-608; * – задний мост КАЗ-608; ○ – передняя ось ЗИЛ-ММЗ-555; Δ – задний мост ЗИЛ-ММЗ-555; ● – передняя ось МАЗ-503А; ▲ – задний мост МАЗ-503А

редуктора и диаметра барабанов.

Кроме того, в отличие от упомянутых отечественных стендов и зарубежных аналогов созданный стенд имеет специальную электронную систему, производящую автоматический расчет неравномерности тормозных сил правых и левых колес автомобиля и позволяющую снимать тормозную характеристику колеса $F_T = f(t)$ через 0,01 с.

Оценка работоспособности и стабильности показаний систем для измерения времени срабатывания тормозов и тормозной силы колес производится трехкратно по каждому колесу до и после регулировки тормозов и рассчитывается по формуле

$$\delta = 100(n_{\max} - n_{\min})/n_{\text{cp}},$$

где n_{\max} , n_{\min} , n_{cp} — максимальные, минимальные и средние показания по времени или тормозной силе.

Отсюда видно, что стабильность показаний тормозной силы не превышает $\pm 5\%$ (ГОСТ 25978–82), а погрешность по времени срабатывания — $\pm 2\%$ и определяется только колебаниями напряжения в электросети.

Расчетные данные и опыт эксплуатации стенда мод. ОН 246 показали, что в режиме полной блокировки колеса тормозная сила прямо пропорциональна нагрузке на него (рис. 2, а). Незначительное отклонение тормозной силы от этой зависимости обусловлено различным техническим состоянием шин в зависимости от степени их изнашивания. Учитывая это обстоятельство, при разработке технологических процессов диагностирования тормозной системы за минимально допустимые значения тормозной силы для различных моделей АТС приняты те, которые ограничиваются нижним пределом рассеивания значений тормозных сил. Это условие позволит исключить преждевременный ремонт тормозной системы АТС при их эксплуатации.

Увеличение скоростного режима диагностирования тормозов привело к накоплению во время испытаний кинетической энергии вращающихся масс (колес АТС, роликов и ротора балансирной машины), которая при экстренном торможении оказывает влияние на показания регистрирующего устройства. На основании этого была определена зависимость тормозной силы от начальной скорости торможения. Экспериментальные исследования показали (рис. 2, б), что характер изменения тормозной силы в зависимости от начальной скорости торможения (частоты вращения ротора балансирной машины) практически одинаков для всех типов АТС. Однако уровень тормозных сил различен и, что самое главное, тормозная сила при экстренном торможении $F_{T,э}$, равная тормозной силе в режиме полной блокировки $F_{T,б}$, достигается при уменьшении скорости торможения. Так, например, у автомобиля МАЗ-503А начальная скорость торможения при условии $F_{T,э} = F_{T,б}$ достигается при частоте вращения ротора балансирной машины 1390 мин^{-1} , а у ГАЗ-53А — 1450 мин^{-1} .

Результаты исследований показывают также, что начальная скорость торможения независимо от типа АТС имеет степенную зависимость от нагрузки на колесо $n_T = f(G_a)$, которая с учетом конструктивных особенностей стенда мод. ОН 246 является универсальной и может быть использована для опреде-

ления начальной скорости торможения применительно к различным моделям автомобилей с диапазоном нагрузок на колесо от 7 до 18 кН.

Таким образом, в процессе выполненных научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ создан стенд для диагностирования тормозов АТС, в котором для регистрации тормозных сил и времени срабатывания тормозной системы используется вместо двух (в аналогах) одна система измерения, а также введена электронная система, производящая автоматический расчет неравномерности тормозных сил и позволяющая снимать тормозную характеристику колеса. Кроме того, определено влияние конструктивных особенностей стенда на режимы диагностирования и минимально допустимые значения тормозных сил.

УДК 629.113.004

В.Ф. ВАНЧУКЕВИЧ, канд. техн. наук,
ЛАМА БЬЯНВЕНЮ (БПИ)

ПЕРЕВОЗОЧНЫЙ ПРОЦЕСС И ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ТРОПИЧЕСКОГО КЛИМАТА

Проблема своевременности и качественной перевозки сельскохозяйственных грузов автомобильным транспортом и проведение технического обслуживания и ремонта АТС имеет особое значение в условиях тропического климата.

Изменение объема и состава перевозимых грузов, режимов движения автомобилей по дорогам в определенных природно-климатических условиях не учитывается методиками расчета перевозочного процесса, технического обслуживания и ремонта подвижного состава. Это приводит к несвоевременной вывозке сельскохозяйственной продукции к месту потребления, а зачастую и к ее порче; неравномерному использованию автомобилей, производственно-технической базы технического обслуживания и ремонта, материальных и трудовых ресурсов.

В целях использования АТС в сезонных условиях были изучены количественные и качественные характеристики перевозочного процесса, технического обслуживания и ремонта автомобилей с использованием программно-целевого подхода и факторного анализа.

На первом этапе определялись закономерности грузопотоков сельскохозяйственной продукции в заданном регионе. Для этого собирались по определенной методике соответствующие статистические данные, характеризующие (количественно и качественно) сельскохозяйственную продукцию в течение четырех лет. Полученные данные аппроксимировались математическими зависимостями вида [1]:

$$Y = a_0 + \sum_{k=1}^m [a_k \cos(\frac{\pi}{6} kt) + b_k \sin(\frac{\pi}{6} kt)], \quad (1)$$

где m – порядок искомого полинома; a_0 , a_k , b_k – постоянные коэффициенты; t – время (независимая переменная).

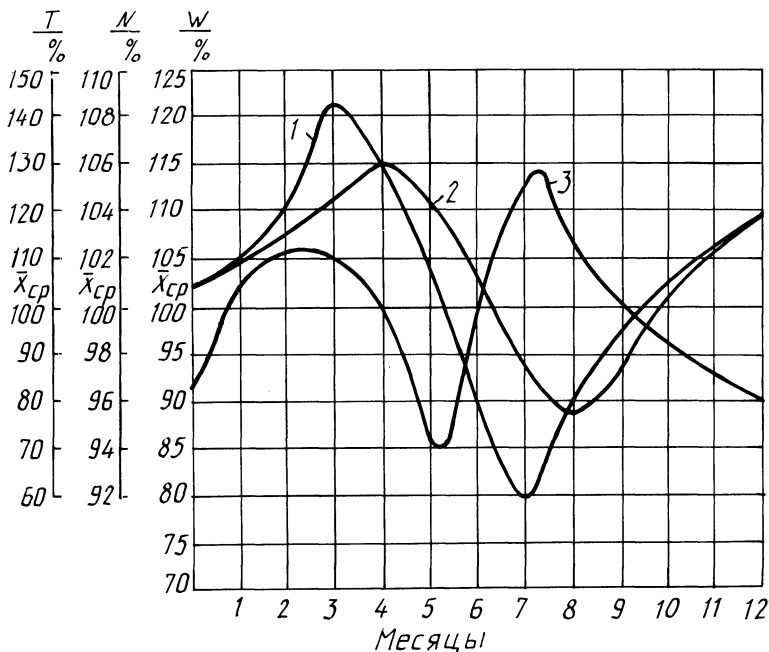


Рис. 1. Объем сельскохозяйственной продукции и интенсивность использования автотранспорта в зависимости от сезона:

1 – относительный объем сельскохозяйственной продукции, подлежащей перевозке W ; 2 – относительная интенсивность использования автомобилей на перевозках в течение года N ; 3 – относительные трудозатраты на технические воздействия автомобиля T

Затем определялись закономерности формирования объемов предстоящих перевозок грузов АТС и его номенклатура. При этом задача сводилась к следующим формам организации перевозки сельскохозяйственной продукции: весь груз вывозится из районов выращивания к местам потребления (вывоз скоропортящихся грузов); к местам потребления вывозится часть груза, а часть накапливается для равномерной вывозки до следующего урожая.

Транспортные средства при этом интенсивно используются в периоды созревания сельскохозяйственной продукции и частично или полностью простаивают после ее вывоза до урожая следующего сезона (рис. 1). Такое неравномерное использование АТС вынуждает построить систему их технического обслуживания и ремонта с неравномерной загрузкой ее структурных подразделений.

На основании анализа данных по загрузке АТС была предложена следующая система их технического обслуживания и ремонта: крупный ремонт автомобилей производится агрегатным методом в периоды наименьшего использования автомобилей на линии, а техническое обслуживание и мелкий ремонт – в периоды интенсивного их использования.

Технические воздействия на автомобили подразделяются на ежедневное, единое, сезонное обслуживание, плановый ремонт агрегатным методом и текущий ремонт.

Для выполнения этих видов воздействий на автомобили с учетом их неравномерного использования в течение года необходимы обоснованные резервы производственной базы, трудовых и материальных ресурсов.

Сезонные потребности в производственной базе по выполнению технических воздействий автомобилями можно определить относительной величиной η . Относительные сезонные резервы мощности производственной базы могут быть стабилизированы минимизацией суммарных затрат C вследствие простоев автомобилей в периоды перегрузок производственной базы и потерь от сезонного ее недоиспользования.

Целевая функция выражается следующим образом:

$$C = C_a Q + C_n P \rightarrow \min, \quad (2)$$

где C_a , C_n – стоимость 1 ч простоя автомобилей и рабочих мест производственной базы, руб.; Q, P – общая продолжительность соответствующих среднесуточных простоев в течение года, ч.

Решение задачи достигается определением относительной величины N (в процентах от среднего значения потока технических воздействий на автомобили) и значения трудоемкости T (чел.-ч) работ по ТО и ТР по месяцам.

Затем находятся пиковые периоды поступления автомобилей для технического обслуживания и периоды перегрузок производственной базы. При различных уровнях η рассчитываются значения корней t_j корреляционных уравнений потоков заявок на технические воздействия и трудозатрат на их устранение (1). Интегрированием этих уравнений получим

$$C = (S - 100\epsilon\eta)g + (100\xi\eta - Y)PQ, \quad (3)$$

где S, Y – суммарное относительное число технических воздействий и неиспользованные производственные мощности; ϵ, ξ – суммарная относительная длительность простоев автомобилей и подразделений производственной базы.

Суммарное за год относительное число технических воздействий S на простаивающий подвижной состав и неиспользованные производственные мощности Y рассчитываются интегрированием вышеуказанных корреляционных зависимостей по участкам, соответствующим сезонным простоям.

Для расчета C показатели определялись по статистическим данным, полученным в условиях Гвинейской республики. В результате минимум функционала C соответствует резервированию мощностей производственной базы в размере 25 % от среднегодовой расчетной величины. При сокращении сроков службы автомобилей и по мере улучшения дорожных условий этот параметр резервирования может быть снижен до 1,1.

На основании выполненных исследований и расчетов предложены оптимальные сроки проведения технических обслуживаний и ремонтов, разработана плано-предупредительная система технического обслуживания и ремонта автомобилей с учетом интенсивности их использования и природно-климатических условий эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. В а н ч у к е в и ч В.Ф., Б у х о в е ц А.П. Влияние сезонности на объемы технических воздействий // Новые методы ремонта машин. – Горки, 1972. – Вып. 22. – 191 с.

ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ АВТОРЕМОНТНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Авторемонтное производство представляет собой крупную отрасль народного хозяйства страны. На капитальные ремонты автотранспортных средств ежегодно затрачивается 1,8 млрд руб., 1,5 тыс. т металла. В ремонтном производстве работает около 450 тыс. человек [1].

Несмотря на то что трудозатраты на капитальный ремонт автомобилей значительно превышают трудоемкость их изготовления, а материальные затраты достигают 90 % себестоимости новых машин, эффективность работы автотранспортных средств после капитального ремонта значительно ниже, чем новых машин. Например, если объем транспортных работ, выполняемых за весь срок службы грузового автомобиля, принять за 100 %, на период после капитального ремонта приходится 30...32 %, а ресурс отремонтированных автомобилей не превышает 40...50 % данного показателя в первом эксплуатационном цикле.

Для повышения эффективности авторемонтного производства в целом необходимо значительно повысить производительность труда в данной отрасли на базе научно-технического прогресса:

Рассмотрим основные направления повышения производительности труда при ремонте автомобилей.

1. Применение станков с числовым программным управлением (ЧПУ) и робототехники при производстве ремонтных работ.

Применение станков с ЧПУ при механической обработке деталей позволяет повысить производительность труда в 2...2,5 раза с одновременным повышением точности обработки. При этом сочетание станков с ЧПУ в комплексе с робототехническими устройствами для их загрузки и разгрузки позволяет создавать полностью автоматизированные рабочие места.

Расчеты показывают, что если одну треть станочных работ при капитальном ремонте агрегатов автомобилей производить на станках с ЧПУ в сочетании с робототехническими устройствами, сокращается трудоемкость ремонта агрегатов на 6...8 %. При механической обработке (особенно массивных трудоемких деталей) можно использовать манипуляторы в сочетании с обычными станками, что позволит за счет сокращения времени на загрузку и разгрузку оборудования уменьшить объем станочных работ и сократить трудоемкость ремонта агрегатов на 2...4 %. Кроме того, применение станков с ЧПУ и робототехнических устройств в условиях авторемонтного производства позволяет создавать участки с гибкой технологией, что имеет большое значение при переходе производства на другой вид продукции.

При ремонте легковых автомобилей и автобусов значительный объем работ связан с окраской кузовов. Автоматизация процесса окраски кузовов путем применения робототехнических устройств дает возможность снизить трудоемкость капитального ремонта автобусов и легковых автомобилей, как по-

казывают расчеты, в среднем на 7...8 % и обеспечить более безопасные условия труда рабочих в малярных отделениях.

2. Применение рациональных способов нанесения металлопокрытий при восстановлении деталей.

Известно, что при восстановлении деталей различными способами наплавки снижается их работоспособность в результате значительного теплового воздействия электрической дуги на материал детали. Поэтому в практику авторемонтных предприятий необходимо более широко внедрять такие способы восстановления деталей, как металлизация, а также нанесение гальванических покрытий, которые не оказывают существенного отрицательного влияния на материал детали. При этом трудоемкость восстановления деталей, приходящаяся на единицу их площади при гальванических покрытиях, примерно в четыре раза меньше, чем при наплавке. Кроме того, нанесение металлопокрытий способом металлизации возможно полностью автоматизировать путем применения робототехнических устройств.

Расчеты показывают, что замена наплавки гальваническими покрытиями и автоматизированной металлизацией изношенных поверхностей деталей может снизить трудоемкость ремонта агрегатов автомобилей на 2...3 %.

3. Совершенствование организации труда при выполнении разборочно-сборочных работ.

В условиях авторемонтного производства разборочно-сборочные процессы составляют по трудоемкости 35...45 % и очень трудно поддаются автоматизации. При производстве новых автомобилей на сборочных операциях в настоящее время уже применяются роботы, представляющие собой сложные устройства с системой технической адаптации. Применение таких робототехнических устройств для разборки и сборки автомобилей в условиях авторемонтного производства проблематично, так как объекты ремонта имеют значительные отклонения геометрических параметров отдельных элементов в результате их изнашивания и деформации.

Поэтому повышения производительности труда при производстве разборочно-сборочных работ можно достичь за счет совершенствования организации трудовых процессов.

Опыт организации капитального ремонта двигателей на предприятиях фирмы "Рено" показывает, что замена поточного метода групповым, тупиковым, при котором группа рабочих собирает или разбирает одновременно несколько агрегатов и каждый рабочий может по своему усмотрению чередовать свои действия, дает повышение производительности труда в 1,4...1,6 раза [2].

Можно полагать, что организация разборочно-сборочных работ групповым, тупиковым, методом в авторемонтном производстве позволит сократить трудоемкость ремонта агрегатов на 16...20 % и создать хорошие возможности для внедрения бригадного подряда.

4. Повышение технического уровня и технологической дисциплины авторемонтного производства.

Техническая оснащенность современных авторемонтных предприятий по основным промышленно-производственным фондам в расчете на одного производственного рабочего в 4...6 раз ниже, чем в автомобильной промышленности и в машиностроении в целом.

Подсчитано, что если авторемонтные заводы по насыщенности обычной

(традиционной) техникой довести до уровня предприятий машиностроения, трудоемкость капитального ремонта автомобилей и отдельных его конструктивных частей можно снизить на 8...10 %.

5. Повышение роли человеческого фактора в сфере производства.

Активизировать человеческий фактор можно только через хорошо продуманную экономическую стратегию, сильную социальную политику и целеустремленную идейно-воспитательную работу в их неразрывном единстве. Поэтому создание условий для активного творческого труда, наведение образцового порядка и дисциплины, строгое соблюдение принципов социальной справедливости во всех сферах человеческой деятельности будет способствовать тому, чтобы каждый на своем месте работал эффективно, заинтересованно, с полной отдачей сил. Следовательно, мобилизация, приведение в действие человеческого фактора на производстве может способствовать, на наш взгляд, снижению трудоемкости ремонта изделий на всех типах авторемонтных заводов на 15...20 %.

Таким образом, с учетом вышеизложенных факторов, влияющих на производительность труда, можно заключить, что на различных типах авторемонтных предприятий трудоемкость капитального ремонта автомобильной техники может быть снижена на 30...60 % (табл. 1).

Проведенный анализ технико-экономических показателей существующих авторемонтных заводов и результатов расчета позволил получить зависимости для определения темпа снижения трудоемкости ремонтируемых изделий и увеличения съема продукции с 1 м^2 производственной площади на перспективу до 2000 г. Расчетные формулы изменения указанных показателей по годам на перспективу n лет для различных типов авторемонтных предприятий (АРП) приведены в табл. 2.

Снижение трудоемкости ремонта изделий и увеличение выпуска продукции с единицы производственной площади позволит снизить себестоимость капитального ремонта автомобилей и агрегатов.

Себестоимость капитального ремонта автомобилей зависит от трудоемкости ремонта T ; стоимости 1 чел.-ч производства ремонтных работ S_T ; стоимости запасных частей $S_{з.ч}$; стоимости металлов S_M и других материалов $S_{\text{мат}}$, используемых при ремонте.

Для авторемонтных заводов $S_T = 2,06$ руб./чел.-ч. Значения остальных составляющих себестоимости ориентировочно можно принять $S_{з.ч} = 370$ руб./т; $S_M = 114$ руб./т; $S_{\text{мат}} = 1900$ руб./т.

Анализ себестоимости продукции авторемонтного производства показывает, что при капитальном ремонте грузовых автомобилей затраты $S_T T$ составляют 49,5 %, при ремонте автобусов — 53, а при ремонте легковых автомобилей — 63,5 %.

Ввиду того что снижение трудоемкости ремонта происходит в основном за счет механизации и автоматизации работ, а это требует увеличения материальных затрат на оснащение рабочих мест и электроэнергию, темп снижения себестоимости будет меньше трудоемкости. Поэтому ориентировочно можно принять, что составляющая себестоимости S_T в перспективе в условиях авторемонтного производства возрастает до уровня достигнутой в крупносерийном производстве и будет равна: при капитальном ремонте агрегатов — 3,21 руб./чел.-ч; при ремонте полкокомплектных грузовых автомобилей —

Табл. 1. Возможное снижение трудоемкости капитального ремонта изделий на авторемонтных заводах

Предприятия по ремонту	Снижение трудоемкости (%) за счет						Всего
	применения станков с ЧПУ и робототехнических устройств	применения радиональных способов нанесения металлопокрытий	совершенствования организованных работ	автоматизации окрасочных работ	повышения технического уровня АРП	социального (человеческого) фактора	
Агрегатов	8...12	2...3	16...20	—	8...12	15...20	55...60
Полнокомплектных грузовых автомобилей и грузовых автомобилей на базе силовых или ходовых агрегатов		12...15		2...3	12...14	15...20	45...50
Автобусов (или грузовых автомобилей) на базе готовых комплектов агрегатов		—		5...9	7...10	15...20	30...35
Полнокомплектных легковых автомобилей		6...10		6...9	7...10	15...20	40...45

Табл. 2. Темпы снижения трудоемкости ремонта изделия и увеличения съема продукции с единицы площади

Предприятия по ремонту	Формула для расчета	
	темпа снижения трудоемкости ремонта изделия	темпа увеличения съема продукции с 1 м ² производственной площади
Агрегатов	$K_{t1} = 0,946^n$	$K_{N1} = 1,0139^n$
Полнокомплектных грузовых автомобилей и грузовых автомобилей на базе силовых или ходовых агрегатов	$K_{t2} = 0,96^n$	$K_{N2} = 1,0111^n$
Автобусов (или грузовых автомобилей) на базе готовых комплектов агрегатов	$K_{t3} = 0,972^n$	$K_{N3} = 1,0082^n$
Полнокомплектных легковых автомобилей	$K_{t4} = 0,967^n$	$K_{N4} = 1,0094^n$

2,98 руб./чел.-ч, при ремонте автобусов – 2,75 руб./чел.-ч, при ремонте легковых автомобилей – 2,84 руб./чел.-ч.

Внедрение в авторемонтное производство новой техники и технологии позволит значительно повысить ресурс капитально отремонтированных автомобилей и довести его в перспективе до 90...95 % по отношению к ресурсу новых автомобилей.

С учетом вышеизложенного общая экономическая эффективность авторемонтного производства может быть представлена в виде двух слагаемых: эффективности \mathcal{E}_B , достигнутой за счет снижения затрат в авторемонтном производстве; эффективности \mathcal{E}_3 , достигнутой в сфере эксплуатации за счет увеличения ресурса автомобилей.

В расчете на один автомобиль значение \mathcal{E}_P находится как разность себестоимости ремонта, достигнутой в исходном базовом году S_0 , и себестоимости ремонта в n -м году S_n , т. е.

$$\mathcal{E}_P = S_0 - S_n \quad (1)$$

Ниже приведены расчетные формулы для определения параметров S_0 и S_n при капитальном ремонте различных типов автомобилей:

для грузовых автомобилей

$$S_0 = 288 G_a^{0,791} ; \quad (2)$$

$$S_n = S_0 K_{t2} 1,025^n ; \quad (3)$$

для автобусов

$$S_0 = 608 G_a^{0,933} ; \quad (4)$$

$$S_n = S_0 K_{t3} 1,02^n ; \quad (5)$$

для легковых автомобилей

$$S_0 = 863 G_a^{0,463} ; \quad (6)$$

$$S_n = S_0 K_{t4} 1,022^n . \quad (7)$$

В формулах (2)...(7) G_a – собственная масса автомобиля, т; K_t – коэффициент, учитывающий снижение трудоемкости объектов ремонта, определяемый по табл. 2.

Принимая, что эффективность эксплуатации автомобилей после капитального ремонта достигается за счет снижения амортизационных отчислений, т. е. за счет уменьшения расходов на единицу пробега автомобиля, значение \mathcal{E}_3 в расчете на один автомобиль может быть определено по выражению

$$\mathcal{E}_3 = S_0 1,05^n - S_n \quad (8)$$

Таким образом, совершенствование авторемонтного производства в результате внедрения комплекса рассмотренных технических и организационных мероприятий будет способствовать снижению трудоемкости изделий,

улучшению качества ремонта и повышению экономической эффективности производства в целом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лавринович М.Ф., Шустерняк М.М. Повышение износостойкости деталей автомобилей. – Минск: Беларусь, 1985. – 142 с. 2. Фролов Ю. Капитальный ремонт двигателей легковых автомобилей фирмы "Рено" // Автомот. трансп. – 1985. – № 1. – С. 60–63.

УДК 629.113.004.67

В.И. ТИТКОВ, канд. техн. наук,
О.М. ДЯТЛОВ (БПИ)

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ АВТОТРАКТОРНЫХ ДЕТАЛЕЙ

Анализ конструктивно-технологических особенностей деталей автомобилей и тракторов показывает, что путем нанесения металлопокрытий, в частности композиционных никель-фосфорных с заранее заданными физико-механическими свойствами, можно значительно повысить их долговечность. Особенно это относится к таким сложнопрофилированным деталям, как золотниковые элементы гидросистем большегрузных автомобилей, детали топливной аппаратуры двигателей ЯМЗ и другие, а также к деталям, изготовленным из цветных металлов, в том числе из алюминия и его сплавов (поршни гидравлических тормозных приводов, поршни двигателей внутреннего сгорания, колеса турбин и т. д.).

Проведенные нами исследования [1] показали, что одним из основных дефектов колес гидротрансформаторов автомобилей БелАЗ является разрушение их лопаток вследствие гидроабразивного, эрозийного и кавитационного изнашивания. Было также установлено, что нанесение титансодержащих покрытий позволяет значительно повысить долговечность деталей гидромеханической передачи автомобилей БелАЗ. Наиболее перспективным является термохимический метод осаждения металлопокрытий, обеспечивающий их высокую равномерность, что обуславливает снижение затрат на последующую механическую обработку.

Высокая равномерность металлопокрытий на сложнопрофилированных деталях может быть реализована при автоматизации контроля толщины наносимого покрытия.

Авторами настоящей статьи разработан ряд установок для упрочнения и восстановления автомобильных деталей указанным выше методом, защищенных авторскими свидетельствами [2, 3 и 4]. Опыт эксплуатации установок [3] показал, что она обладает рядом недостатков, к числу которых следует отнести такие, как высокая трудоемкость настройки на заданную толщину покрытия, низкая чувствительность из-за наличия большого количества промежуточных элементов, снижающих общую жесткость измерительной системы. Кроме того, поскольку элементы измерительной системы находятся в зоне химически агрессивной среды, это отрицательно сказывается на надежности устройства в целом.

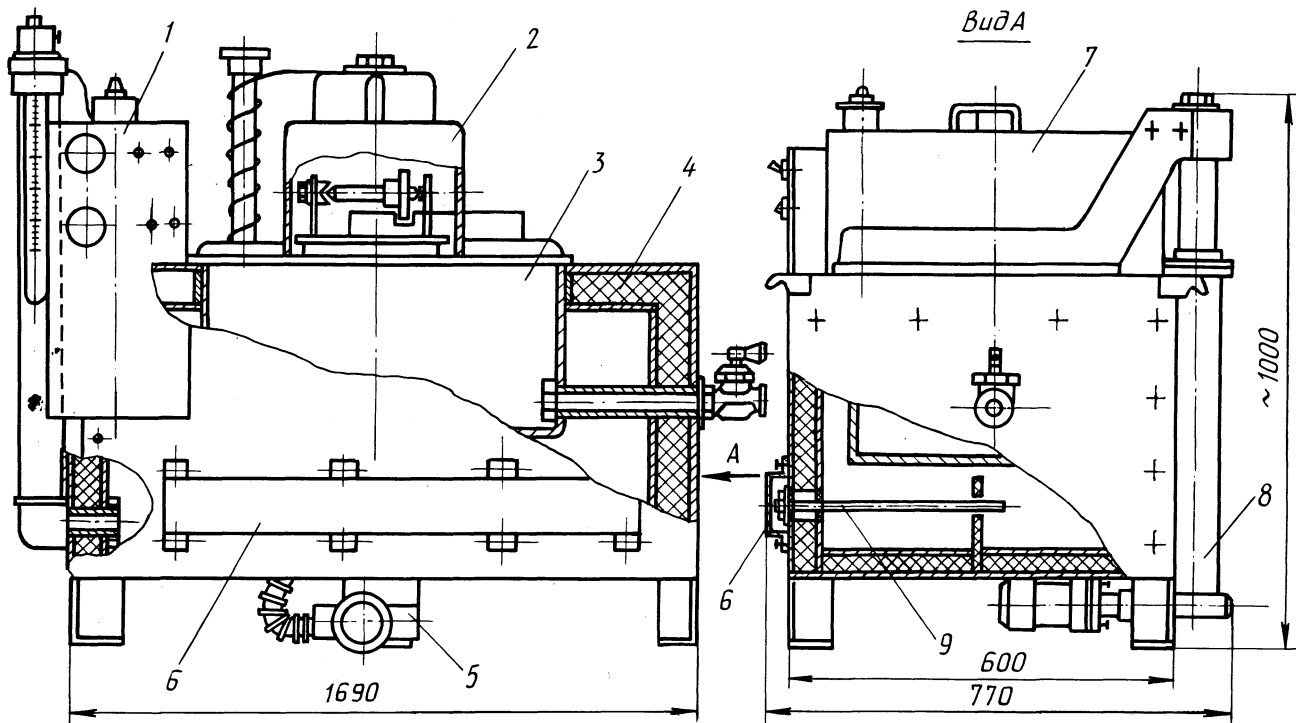


Рис. 1. Ванна для химического никелирования деталей с устройством для контроля толщины покрытия:

1 – пульт управления; 2 – устройство для контроля толщины покрытия; 3 – рабочая ванна; 4 – ванна водяной рубашки; 5 – редуктор подъема механизма; 6 – блок нагревателей; 7 – крышка рабочей ванны; 8 – подъемный механизм; 9 – теплонагревательный элемент

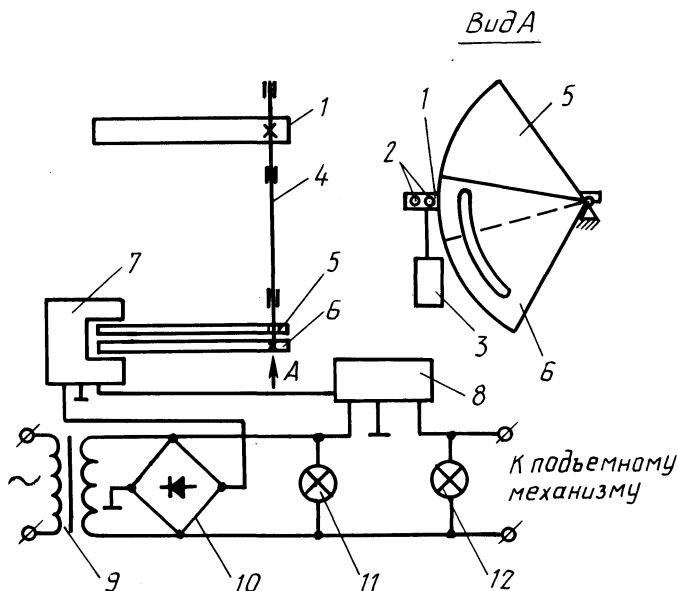


Рис. 2. Принципиальная схема устройства для контроля толщины покрытия:

1 – рычаг; 2 – отверстия; 3 – деталь-свидетель; 4 – ось качания рычага; 5 – сплошной сектор с прорезью; 7 – фотодатчик; 8 – регистрирующее устройство; 9 – трансформатор; 10 – выпрямительное устройство; 11, 12 – сигнальные лампы

Указанные недостатки в некоторой степени отсутствуют в новой модели установки [4]. Принцип ее работы следующий (рис. 1 и 2): по мере осаждения покрытия на детали и одновременно на деталь-свидетель, связанную с рычагом 1 (рис. 2), последний поворачивается вместе с осью его качания на угол, пропорциональный массе осажденного металла. Одновременно происходит поворот секторов 5 и 6, один из которых установлен жестко на оси качания рычага 1, а другой может быть установлен относительно первого на любой угол. Поворачиваясь, сектор 5 своей нижней кромкой перекрывает излучатель фотодатчика 7, при этом прекращается поступление сигнала в приемник датчика. В результате срабатывает соответствующее реле регистрирующего устройства 8 (см. рис. 2) и подается электрический сигнал на включение электродвигателя подъемного механизма 8 (см. рис. 1), детали с подвеской, смонтированной в крышке 7 установки, извлекаются из рабочего раствора. Угол поворота секторов до момента перекрытия излучателя фотодатчика задается при настройке установки и определяется толщиной наносимого покрытия.

Таким образом, предлагаемая установка за счет обеспечения автоматизации процесса нанесения равномерных износостойких и коррозионностойких металлопокрытий с заданной толщиной позволяет повысить качество покрытий и снизить их себестоимость при упрочнении и восстановлении автотракторных деталей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Т и т к о в В.И., Д я т л о в О.М. Повышение надежности гидромеханической передачи автомобилей БелАЗ // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. — Минск, 1986. — Вып. 1. — С. 96–98. 2. А. с. № 831857 (СССР). Т и т к о в В.И. Установка для контроля толщины покрытия при химическом никелировании. 3. А. с. № 365394 (СССР). Т и т к о в В.И. Устройство для контроля толщины покрытия при химическом никелировании. 4. А. с. № 1204647 (СССР). Т и т к о в В.И., Д я т л о в О.М. Установка для контроля толщины покрытия при химическом никелировании.

СОДЕРЖАНИЕ

Конструирование и расчет автомобилей и тракторов

А в т у ш к о В.П., За болоцкий М.М., Т а р а с е в и ч А.М. Экспериментальное исследование пневмогидравлического тормозного цилиндра с преобразователем давления	3
А р т а м о н о в С.Ю., Т р и б у х о в с к и й С.Б., Ч и ч е н к о в С.П. Математическое описание взаимодействия колеса автотранспортного средства с опорной поверхностью при торможении.	6
А т л а с Г.Е. Алгоритм выбора оптимальных режимов стендовых ресурсных испытаний гидромеханической трансмиссии автопогрузчика	9
Б е л е н к о в В.П., П а р а ш е н к о Р.Н., Р е в с к и й В.Г. Некоторые особенности нагруженности индивидуального электропривода ведущих колес автомобиля при криволинейном движении	13
Б у с е л Б.У., В ь я л ь Д.А., Л у г о в ц е в а С.Г., М е л е ш В.И. Расчет колебательных процессов в электромотор-колесах карьерного самосвала	16
В е р е м е е в Н.Н., Л о м а к о Д.М., С а п е л к и н А.М. Колебания автомобильного колеса при взаимодействии с неровностями	20
Г р и ш к е в и ч А.И., Ч е р в а н е в А.Д., К р а в ц о в Ю.В. Применение микропроцессоров в автоматизированных системах управления трансмиссией автомобиля	23
К а п у с т и н В.В. К динамическому расчету электрогидравлических распределителей	26
К у ц е в о л о в В.А. Выбор параметров исполнительного механизма системы автоматизированного управления синхронизированной коробкой передач.	30
М е т л ю к Н.Ф., Б а р т о ш П.Р., К р а в е ц Ф.К. Определение подачи компрессора противоблокировочной тормозной системы автомобиля	34
М о л и б о ш к о Л.А., Х о р д а н Р.Р., П а р м о н Р.Я. Динамические характеристики трансмиссий грузовых автомобилей.	39
Ж у р а в л е в С.С. Влияние геометрических параметров направляющего устройства зависимой подвески на углы крена поддрессоренных масс относительно поддрессоренных	42
М а м и т и Г.И. О причинах возникновения скрипа барабанных тормозов автомобилей и путей его устранения.	47
А н д р е е в А.Ф., Р а з у м о в с к и й М.А., К р ж и в и ц к и й Р.И. К вопросу расчета шумовых характеристик трактора.	50
Б а е в В.С. Расчет затрат мощности на буксование трактора типа 4К4 на повороте	53
Б о й к о в В.П. Влияние массы водителя на характеристики колебаний сиденья	56
В а н ц е в и ч В.В. Вопросы унификации дифференциалов.	60
В о й т е ш о н о к В.С. К вопросу о кинематике механизма стабилизации модернизированного трактора МТЗ-82К.	65
Г е р а с и м о в и ч А.К., А м е л ь ч е н к о П.А., Л е ф а р о в А.Х. Определение кинематического несоответствия в трансмиссии полноприводного трактора на повороте	68
З а р е ц к и й В.П. Определение нагрузок на исполнительный механизм стабилизации транспортного средства	71
З е л е н ь й П.В. Влияние деформируемости опорного основания на курсовое движение наклонно расположенного колеса.	75
С и д о р е н к о В.Ю., Г р и б к о Г.П. Некоторые результаты экспериментальных исследований динамики торможения одиночного трактора и тракторного поезда в аварийной ситуации.	80

Т а я н о в с к и й Г.А., Т е л е н ч е н к о В.В., Ц в е т и к Ф.Г. Низкочастотные колебания водителя тракторного поезда, состоящего из колесного трактора и полунавесного прицепа.	86
С т е с и н Ю.М., К у х а р е н о к Г.М. Влияние параметров топливной аппаратуры на пусковые процессы быстроходного тракторного дизеля.	89
П и н с к и й Д.М. Влияние степени сжатия на показатели рабочего цикла форсированных дизелей	94
К у х а р е н о к В.В., С е м е н о в В.А., Г а в р ю н и н В.Н. Определение основных источников внешнего шума трактора.	98
П у з а н о в а Т.В. Математическая модель всережимного регулятора дизеля автомобиля БелАЗ-7519.	100
Т а р а с и к В.П., С о б о л е в с к и й А.Р., Л и с о в с к и й И.П. Влияние низкочастотных колебаний на потери мощности в подвеске.	105

Эксплуатация и ремонт автомобилей

Ш у м и к С.В., К у ч у р С.С., С а в и ч А.С. Методика и результаты исследований ремонтпригодности автомобилей с использованием теории многомерной классификации	109
Ш у м и к С.В., Л а в р и н о в и ч Е.А. Стенд для диагностирования тормозных систем автотранспортных средств	114
В а н ч у к е в и ч В.Ф., Л а м а Б ъ я н в е н ю. Перевозочный процесс и техническая эксплуатация автомобилей в условиях тропического климата.	119
А п а н а с е н к о В.С., С а в и ч А.С. Основные направления повышения эффективности авторемонтного производства.	122
Т и т к о в В.И., Д я т л о в О.М. Повышение долговечности автотракторных деталей	127

Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов

Выпуск 2

Зав. редакцией В.Г. Самарина
Редактор Ж.И. Васюк
Мл. редакторы А.П. Берлина, Т.И. Крючкова
Худож. редактор И.А. Демковский
Техн. редактор Л.И. Счисленок
Корректор Т.К. Хваль
Оператор А.И. Маль

ИБ № 2382

Подписано в печать 04.12.86 г. АТ 22186. Формат 60x90 1/16. Бумага офсет. Офсет. печать. Гарнитура Пресс Роман. Усл. печ. л. 8,75. Усл. кр.-отт. 9,25. Уч.-изд. л. 9,97. Тираж 1223 экз. Зак. 5344. Цена 1 р. 60 к.

Издательство "Вышэйшая школа" Государственного комитета БССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 220048, Минск, проспект Машерова, 11.

Типография "Победа", 222310, Молодечно, ул. Тавлая. 11.

Отпечатано с оригинала-макета, подготовленного в издательстве "Вышэйшая школа".

РЕФЕРАТЫ

УДК 629.113-597.5

А в т у ш к о В.П., З а б о л о ц к и й М.М., Т а р а с е в и ч А.М. Экспериментальное исследование пневмогидравлического тормозного цилиндра с преобразователем давления. — Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 3–6.

Получены статические и динамические характеристики пневмогидравлического тормозного цилиндра с преобразователем давления. Выполнен анализ влияния конструктивных параметров преобразователя давления на характеристики пневмогидравлического цилиндра. — Ил. 2.

УДК 629.114

А р т а м о н о в С.Ю., Т р и б у х о в с к и й С.Б., Ч и ч е н к о в С.П. Математическое описание взаимодействия колеса автотранспортного средства с опорной поверхностью при торможении. — Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 6–9.

Приводятся аналитические выражения для определения коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью. Учитывается случайный характер изменения коэффициента сцепления относительно среднего значения. Предложена методика моделирования на ЭВМ различных типов дорожных условий. — Ил. 3. Библиогр. 5.

УДК 629.113

А т л а с Г.Е. Алгоритм выбора оптимальных режимов стендовых ресурсных испытаний гидромеханической трансмиссии автопогрузчика. — Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. 1987, вып. 2, с. 9–12.

Предложена модель повреждаемости трансмиссии в виде системы регрессионных уравнений, устанавливающих зависимость сопоставимых показателей повреждающих воздействий от факторов интенсификации нагружения. На основе численного метода определения параметров эмпирической формулы выбираются режимы и минимальный объем ресурсных испытаний. — Библиогр. 2.

УДК 629.113.001.4

Б е л е н к о в В.П., П а р а ш е н к о Р.Н., Р е в с к и й В.Г. Некоторые особенности нагруженности индивидуального электропривода ведущих колес автомобиля при криволинейном движении. — Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 13–16.

На основе экспериментальных материалов о нагруженности редукторов мотор-колес БелАЗ-75191 устанавливаются показатели, характеризующие изменение нагрузок на торсионных валах и их перераспределение между валами при криволинейной траектории движения автомобиля, делается вывод о необходимости учета показателей при расчетах. — Ил. 2. Библиогр. 2.

УДК 629.113

Расчет колебательных процессов в электродвигатель-колесах карьерного самосвала / Б.У. Бусел, Д.А. Вяль, С.Г. Луговцева, В.И. Мелеш. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 16–20.

Приведена программа расчета параметров колебательных процессов в редукторах мотор-колес карьерных самосвалов БелАЗ с электротрансмиссией. На основе расчетных исследований определены возможности конструктивных изменений для снижения динамической нагруженности мотор-колес. – Ил. 3. Библиогр. 2.

УДК 629.11.012.5

Веремеев Н.Н., Ломако Д.М., Сапелкин А.М. Колебания автомобильного колеса при взаимодействии с неровностями. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 20–23.

Приведены результаты теоретических исследований колебаний автомобиля и проанализированы возможные варианты моделирования пневматической шины. – Ил. 2. Библиогр. 2.

УДК 629.11-585-52

Гришкевич А.И., Черванев А.Д., Кравцов Ю.В. Применение микропроцессоров в автоматизированных системах управления трансмиссией автомобиля. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с.23–26.

Рассматривается вопрос использования микропроцессорных ЭВМ в системах автоматизированного управления трансмиссией автомобиля. Приводятся рекомендации по построению самой системы, выбору типа микроЭВМ, набора внешних устройств к ней и языка программирования. Дан пример организации работы программных средств. – Ил. 2. Библиогр. 1.

УДК 629.13

Капустин В.В. К динамическому расчету электрогидравлических распределителей. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 26–29.

В статье рассмотрена возможность регулирования исполнительного элемента распределителя. Предложена математическая модель динамического расчета гидравлического распределителя с учетом характеристик и параметров электромагнита. – Ил. 1. Библиогр. 5.

УДК 629.113-585

Куцеволов В.А. Выбор параметров исполнительного механизма системы автоматизированного управления синхронизированной коробкой передач. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с.30–34.

Приводится методика определения основных параметров исполнительного механизма в зависимости от параметров коробки передач и синхронизаторов. – Ил. 1. Библиогр.4.

УДК 629.113-592.52

Метлюк Н.Ф., Бартош П.Р., Кравец Ф.К. Определение подачи компрессора противоблокировочной тормозной системы автомобиля. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с.34–39.

Рассмотрены вопросы выбора производительности компрессора питающей части при оснащении пневматического тормозного привода противоблокировочной системой. Приведены результаты исследований влияния рабочего объема цилиндров компрессора на динамические характеристики питающей части при работе привода в циклическом режиме. – Ил. 3. Библиогр. 5.

УДК 629.113

М о л и б о ш к о Л.А., Х о р д а н Р.Р., П а р м о н Р.Я. Динамические характеристики трансмиссий грузовых автомобилей. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 39–42.

Описан алгоритм и результаты расчета динамических характеристик трансмиссий грузовых автомобилей ГАЗ, ЗИЛ, МАЗ. Проведен анализ полученных данных. – Ил. 3. Библиогр. 2.

УДК 629.113.012.83

Ж у р а в л е в С.С. Влияние геометрических параметров направляющего устройства зависимой подвески на углы крена поддресоренных масс относительно неподдресоренных. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 42–47.

Приведены расчетная схема и математическая модель зависимой подвески с гидропневматическими цилиндрами, на основе которых с помощью ЭВМ определены зависимости углов крена поддресоренных масс относительно неподдресоренных при различных значениях параметров подвески и боковой силы. В качестве направляющего элемента подвески использована поперечная штанга.

Даны графики зависимости углов крена поддресоренных масс относительно неподдресоренных, полученные традиционным методом расчета, т. е. с использованием понятия центра крена подвески и на основе предложенной математической модели с учетом геометрических параметров направляющего устройства. – Ил. 3. Библиогр. 3.

УДК 629.113-529.001.66

М а м т и Г.И. О причинах возникновения скрипа барабанных тормозов автомобилей и путях его устранения. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 47–49.

Выявлены присущие барабанным тормозам с самоустанавливающимися колодками причины возникновения скрипа тормозов и предложены практические пути его устранения. – Библиогр. 5.

УДК 629.114.2.011.5

А н д р е е в А.Ф., Р а з у м о в с к и й М.А., К р ж и в и ц к и й Р.И. К вопросу расчета шумовых характеристик трактора. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 50–53.

Предложена методика расчета шумовых характеристик трактора, разработанная на основе теории сигнальных графов. Методика используется на МТЗ для расчета шумовых характеристик тракторов "Беларусь". – Ил. 1. Библиогр. 3.

УДК 629.114.2

Б а е в В.С. Расчет затрат мощности на буксование трактора типа 4К4 на повороте. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 53–56.

Предложены аналитические зависимости, позволяющие рассчитывать потери мощности на буксование на повороте полноприводного трактора с заблокированным и дифференциальным межосевым приводами. – Ил. 2. Библиогр. 3.

УДК 629.114.2

Б о й к о в В.П. Влияние массы водителя на характеристики колебаний сиденья. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 56–60.

В статье приведены расчетная схема для исследования плавности хода двухосного колесного трактора и результаты расчета низкочастотной вибронегруженности водителя трактора К-701 М. Рассмотрено влияние массы водителя на характеристики колебаний сиденья и даны рекомендации по выбору этого параметра при расчетах линейной подвески сиденья. – Ил. 2. Табл. 2. Библиогр. 1.

УДК 629.113.2-587

В а н ц е в и ч В.В. Вопросы унификации дифференциалов. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 60–65.

Обоснована необходимость унификации дифференциалов колесных машин. Получены уравнения регрессии между моментом по сцеплению на корпусе дифференциалов и максимальной мощностью двигателей автомобилей и колесных тракторов. Показано, что при построении параметрических рядов дифференциалов необходимо учитывать как нагрузочные, так и скоростные режимы. – Ил. 1. Табл. 1. Библиогр. 6.

УДК 631.372:629.114.2 (23)

В о й т е ш о н о к В.С. К вопросу о кинематике механизма стабилизации модернизированного трактора МТЗ-82К. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 65–68.

Проведено исследование влияния вертикального перемещения заднего ведущего колеса на его угловую скорость. Получены зависимости для определения изменения угловой скорости ведущего колеса в процессе стабилизации трактора. Приведены результаты расчетов, которые указывают на значительное изменение угловой скорости колеса и скорости движения трактора при включении в работу механизма стабилизации. – Ил. 2. Библиогр. 1.

УДК 629.114.2.02-585

Г е р а с и м о в и ч А.К., А м е л ь ч е н к о П.А., Л е ф а р о в А.Х. Определение кинематического несоответствия в трансмиссии полноприводного трактора на повороте. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 68–71.

Предложены формулы для определения кинематического несоответствия, возникающего при повороте трактора. Учитываются составляющие скоростей управляемых колес на повороте. – Ил. 2. Библиогр. 3.

УДК 629.114.2

З а р е ц к и й В.П. Определение нагрузок на исполнительный механизм стабилизации транспортного средства. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 71–74.

Предложены аналитические зависимости, позволяющие исследовать нагрузки в исполнительных механизмах стабилизации транспортных средств на стадии проектирования, повысить точность прочностных расчетов. – Ил. 3. Библиогр. 3.

УДК 629.114.3-0.73

З е л е н ы й П.В. Влияние деформируемости опорного основания на курсовое движение наклонно расположенного колеса. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 75–79.

Рассмотрено влияние деформируемости опорного основания на отклонение вектора скорости наклонно катящегося колеса с жесткой и эластичной шиной, подчиненного голономным и неголономным связям. Получены выражения для определения этого отклонения, которые позволили установить, что в типичных условиях эксплуатации использование эластичных тракторных шин уменьшает отклонение вектора скорости приблизительно вдвое по сравнению с его значением для жесткого колеса при прочих равных условиях. Мероприятия, направленные на снижение сопротивления качения колеса и глубины колеи, повышение эластичности шины, способствуют уменьшению отклонения вектора скорости наклонного колеса, вызываемого деформируемостью опорного основания. – Ил. 3. Библиогр. 4.

УДК 629.114.2-592

Сидоренко В.Ю., Грибко Г.П. Некоторые результаты экспериментальных исследований динамики торможения одиночного трактора и тракторного поезда в аварийной ситуации. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 80–85.

Приведены некоторые результаты экспериментальных исследований, позволяющие количественно и качественно оценить влияние некоторых характерных повреждений пневматического привода тормозной системы на динамику торможения одиночного трактора и двухзвенного тракторного поезда. – Ил. 4. Библиогр. 2.

УДК 629.114.2

Таяновский Г.А., Теленченко В.В., Цветик Ф.Г. Низкочастотные колебания водителя тракторного поезда, состоящего из колесного трактора и полунавесного прицепа. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 86–89.

Рассмотрены результаты экспериментальных исследований плавности хода тракторного поезда в составе шарнирно-сочлененного трактора К-701 и перспективного полунавесного прицепа модели ОЗТП-8573 с различными вариантами расположения по высоте оси поперечного шарнира опорно-поворотного устройства прицепа. По критерию вибронегруженности водителя определено наиболее рациональное положение по высоте оси поперечного шарнира. – Табл. 1. Библиогр. 1.

УДК 623.421

Степин Ю.М., Кухаренок Г.М. Влияние параметров топливной аппаратуры на пусковые процессы быстроходного тракторного дизеля. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 89–93.

Приведены результаты исследования влияния на пусковые процессы быстроходного тракторного дизеля с камерой сгорания типа ЦНИДИ угла опережения впрыска и цикловой подачи топлива, частоты вращения коленчатого вала при отключенном обогатителе топливного насоса, числа сопловых отверстий распылителя форсунки. Эксперименты проводились при температуре окружающей среды от 20 С до –20 °С. По результатам работы даны предложения по корректированию параметров топливной аппаратуры дизеля 4С 11/12,5. – Ил. 3. Библиогр. 3.

УДК 621.431

Пинский Д.М. Влияние степени сжатия на показатели рабочего цикла форсированных дизелей. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 94–98.

Приводятся результаты экспериментальных и аналитических исследований влияния степени сжатия на показатели рабочего цикла дизелей ММЗ, форсированных до $p_e =$

= 1,2 МПа. Испытания проведены на одноцилиндровой установке, оборудованной системой регулирования параметров наддувочного воздуха. – Ил. 3. Табл. 2. Библиогр. 3.

УДК 534.833.532:631.372

Кухаренок В.В., Семенов В.А., Гаврюнин В.Н. Определение основных источников внешнего шума трактора. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 98–100.

Приводятся результаты аналитических и экспериментальных исследований уровня внешнего шума тракторов "Беларусь". Выполнен анализ основных его источников по их значимости в формировании суммарного уровня шума. – Табл. 2. Библиогр. 3.

УДК 629.114.2

Пузанова Т.В. Математическая модель всережимного регулятора дизеля автомобиля БелАЗ-7519. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 100–104.

Разработана математическая модель всережимного регулятора дизеля автомобиля БелАЗ-7519, учитывающая работу гидравлических и механических элементов регулятора и позволяющая более детально представить модель двигателя и исследовать переходные процессы на неустановившихся режимах движения автомобиля. – Ил. 2. Библиогр. 2.

УДК 629.114.2.012

Тарасик В.П., Соболевский А.Р., Лисовский И.П. Влияние низкочастотных колебаний на потери мощности в подвеске. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 105–108.

Приведены результаты теоретических исследований влияния низкочастотных колебаний на потери мощности в ходовой части трактора типа МТЗ с подвеской передних колес. Предложены пути снижения этих потерь. – Ил. 2. Библиогр. 4.

УДК 629.113.004

Шумик С.В., Кучур С.С., Савич А.С. Методика и результаты исследования ремонтпригодности автомобилей с использованием теории многомерной классификации. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 109–114.

Приведены теоретические и методические предпосылки и результаты исследования ремонтпригодности автомобилей с использованием теории многомерной классификации. Разработана блок-схема алгоритма построения классов ремонтпригодности на основании использования стандартных модулей библиотеки математического обеспечения ЕС ЭВМ. – Ил. 2. Табл. 1. Библиогр. 4.

УДК 629.113.004.67

Шумик С.В., Лавринович Е.А. Стенд для диагностирования тормозных систем автотранспортных средств. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 114–119.

Описан созданный в НПО "Автотранstechника" стенд для диагностирования тормозных систем автотранспортных средств. Приведены результаты исследований по выбору режимов проверки тормозов АТС с учетом конструктивных особенностей стенда. – Ил. 2.

УДК 629.113.004

В а н ч у к е в и ч В.Ф., Л а м а Б њ а н в е н ю. Перевозочный процесс и техническая эксплуатация автомобилей в условиях тропического климата. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 119–121.

Изложены результаты влияния природно-климатических явлений на формирование грузопотоков и интенсивность использования АТС. Предложена система технического обслуживания и ремонта автомобилей и критерии оценки использования ремонтных мастерских в условиях тропического климата. – Ил. 1. Библиогр. 1.

УДК 629.113.004

А п а н а с е н к о В.С., С а в и ч А.С. Основные направления повышения эффективности авторемонтного производства. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 122–127.

Изложены теоретические основы и пути интенсификации авторемонтного производства, приведены зависимости темпов снижения трудоемкости ремонтируемых изделий и методика расчета экономической эффективности авторемонтного производства. – Табл. 2. Библиогр. 2.

УДК 629.113.004.67

Т и т к о в В.И., Д я т л о в О.М. Повышение долговечности автотракторных деталей. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1987, вып. 2, с. 127–130.

Рассматривается вопрос повышения долговечности автотракторных деталей за счет нанесения на их рабочие поверхности износ- и коррозионностойких металлопокрытий с заданной толщиной, которая контролируется автоматически с помощью устройства, предложенного авторами. – Ил. 2. Библиогр. 4.