

скорость самовыключения тем больше, чем больше передаваемый муфтой момент, что подтвердилось исследованиями, проведенными на заводе.

Предложенная динамическая модель зубчатой муфты является открытой. Поэтому в нее могут быть введены любые требуемые параметры в соответствии с предложенными уравнениями, возможно введение новых членов функций, уточненных значений параметров, могут быть учтены дополнительные факторы, возникающие при экспериментальных исследованиях реальных зубчатых муфт.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. С в и д е р с к а я Л.В. Совершенствование метода расчета зубчатых муфт короб передач автомобилей и тракторов в целях улучшения их работоспособности: Дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, 1985.

УДК 629.113-587

В.В. ВАНЦЕВИЧ, канд. техн. наук,
Г.А. ВАЛЮЖЕНИЧ (БПИ)

ВЕРОЯТНОСТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ РЕЖИМОВ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ АВТОПОЕЗДОВ

Создание конструкций дифференциалов, обладающих значительной долговечностью, требует поиска новых методов их расчета и прежде всего расчета на износ трущихся деталей этих механизмов.

Первым этапом при разработке такого метода является моделирование рабочих режимов дифференциала с учетом случайного характера эксплуатационных факторов.

Цель статьи — разработать метод вероятностного моделирования силовых и скоростных режимов работы межколесных дифференциалов магистральных автопоездов с учетом основных эксплуатационных факторов для применения в расчетах на износ трущихся деталей дифференциалов.

К основным трущимся сопряжениям дифференциалов относятся контакты сателлита с крестовиной и корпусом механизма, полуосевых шестерен с корпусом. Нагрузки, от которых зависят контактные давления в сопряжениях указанных деталей, вычисляются по формулам:

окружная сила в контакте одного сателлита с крестовиной

$$F_w = M_0 / 4r_B, \quad (1)$$

осевая сила в контакте опорной шайбы полуосевой шестерни и корпуса

$$Q_{\Pi} = \frac{M_0}{2r_{\Pi}} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta, \quad (2)$$

осевая сила в контакте опорной шайбы сателлита и корпуса

$$Q_c = \frac{M_0}{r_c} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta, \quad (3)$$

где M_0 — крутящий момент на корпусе дифференциала; r — радиус приложения силы F_w относительно оси вращения механизма; r_n и r_c — средние радиусы зацепления соответственно полуосевой шестерни и сателлита; α — угол зацепления; δ — половина угла делительного конуса сателлита.

Скорости относительного вращения звеньев межколесного дифференциала рассчитываются по формулам [1]:

$$\omega_c = \frac{u_{к.п} z_n B}{2r_k^0 z_c} \frac{v_a}{R}, \quad (4)$$

$$\omega_n = \frac{u_{к.п} B}{2r_k^0} \frac{v_a}{R},$$

где ω_c и ω_n — угловые скорости вращения сателлита и полуосевой шестерни относительно корпуса; $u_{к.п}$ — передаточное число колесной передачи; z_n и z_c — число зубьев сателлита и полуосевой шестерни; B — колея моста; r_k — радиус колеса; v_a и R — линейная скорость и радиус поворота центра моста.

Трассу дороги можно рассматривать как совокупность прямолинейных участков и кривых, характеризующихся в плане радиусами закругления R_M и длинами L_M . Специально проведенными исследованиями [2] установлено, что радиусы R_M закругления дорог могут быть использованы с достаточной точностью для моделирования радиусов поворота R автопоезда.

Приняв скорость движения автопоезда v_a по кривой радиуса R_M длиной L_M постоянной, на основе формул (4) получим следующие зависимости для определения общего числа оборотов сателлита N_c и полуосевой шестерни N_n за время движения по кривой:

$$N_c = \frac{30\omega_c}{\pi} \frac{L_M}{v_a} = \frac{30u_{к.п} Bz_n}{2\pi r_k^0 z_c} \frac{v_a}{R_M} \frac{L_M}{v_a} =$$

$$= \frac{15u_{к.п} Bz_n}{\pi r_k^0 z_c} \frac{L_M}{R_M}; \quad (5)$$

$$N_n = \frac{15u_{к.п} B}{\pi r_k^0} \frac{L_M}{R_M}.$$

Для вероятностного моделирования режимов работы дифференциальных механизмов с использованием зависимостей (1)–(5) необходимо прежде всего располагать законами распределения случайных величин M_0 , v_a , R_M и L_M .

Крутящий момент характеризуется обычно нормальным законом распределения и имеет достаточно тесную отрицательную корреляцию со скоростью движения [3]. В связи с этим при моделировании M_0 и v_a целесообразно воспользоваться суперпозицией плотности двумерных распределений скорости и крутящего момента, значения которой рассчитывают по формуле

$$f(M_0, v_a) = \sum_{k=1}^n c_k f_k(M_0, v_a), \quad (6)$$

где c_k — коэффициент суперпозиции, отражающий долю движения на k -й передаче; $f_k(M_0, v_a)$ — значение плотности распределения при движении на k -й передаче:

$$f_k(M_{0i}, v_{ai}) = \Delta M_0 \Delta v_a [2\pi \sigma_M^k \sigma_v^k \sqrt{1 - (r_{Mv}^k)^2}]^{-1} \times \\ \times \exp \left\{ - \frac{1}{2\sqrt{1 - (r_{Mv}^k)^2}} \left[\frac{(M_{0i} - m_M^k)^2}{(\sigma_M^k)^2} - \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{2r_{Mv}^k (M_{0i} - m_M^k)(v_{ai} - m_v^k)}{\sigma_M^k \sigma_v^k} + \frac{(v_{ai} - m_v^k)^2}{(\sigma_v^k)^2} \right] \right\}; \quad (7)$$

ΔM_0 и Δv_a — длины интервалов корреляционной матрицы суперпозиции распределений крутящего момента и скорости; σ_M^k и m_M^k — среднее квадратическое отклонение и математическое ожидание крутящего момента на k -й передаче; σ_v^k и m_v^k — среднее квадратическое отклонение и математическое ожидание скорости движения на k -й передаче; r_{Mv}^k — коэффициент корреляции скорости и момента на k -й передаче; M_{0i} и v_{ai} — середины интервалов крутящего момента и скорости.

Получаемая при моделировании скорость v_a сравнивалась с критическим ее значением $v_{кр}$ по условиям устойчивости движения. В случае превышения скорости v_a над $v_{кр}$ принималось, что $v_a = v_{кр}$.

Для моделирования случайных величин R_M и L_M была проведена статистическая обработка параметров дорог БССР общей протяженностью 6300 км, в результате чего получены законы распределения радиусов, длин горизонтальных кривых и их количества на 10 км дороги (табл. 1).

На скоростной режим работы дифференциала при движении автопоезда в транспортном потоке влияют обгонные ситуации, возникновение которых носит случайный характер.

Траектория движения автопоезда при выезде из занимаемого ряда и возвращении обратно аппроксимируется дугами окружности длиной L_0 и радиуса R_0 . Значение R_0 может быть определено из уравнения [4]

$$aR_0^2 + bR_0 + c = 0, \quad (8)$$

Табл. 1. Законы распределения параметров плана дорог

Наименование параметра	Тип	Функция распределения	Параметры законов	
			Математическое ожидание	Среднее квадратическое отклонение
Радиус кривой дороги: I-II технической категории	Дискретная	$f(x, \lambda) = e^{-\lambda} \frac{\lambda^x}{x!}$	4,5	—
			(закон Пуассона)	2,5
Число кривых на 10 км дороги: I-II технической категории	То же	$f(x, \lambda) = e^{-\lambda} \frac{\lambda^x}{x!}$	2,0	—
			(закон Пуассона)	2,5
Длина кривой радиуса, м:	Непрерывная	$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma}} e^{-\frac{(x-m_x)^2}{2\sigma^2}}$	103,46	28
			146,38	38,8
			305,63	86,9
			185,33	56,4
			410,81	119,6
			247,24	66,41
			204	53
			339,14	90,4
			521,27	196,5
			660,44	176,8
			913,68	257,9
			1187,6	369,8
			190,5	41,05
446	124,7			
599,76	196,6			

где

$$a = 4(B^2 - \Delta_6^2);$$

$$b = 4B[l_{\text{пер}}^2 + 2(L + C)l_{\text{пер}}];$$

$$c = [l_{\text{пер}}^2 + 2(L + C)l_{\text{пер}} - \Delta_6^2]^2 - [4(L + C)^2 + B^2]\Delta_6^2;$$

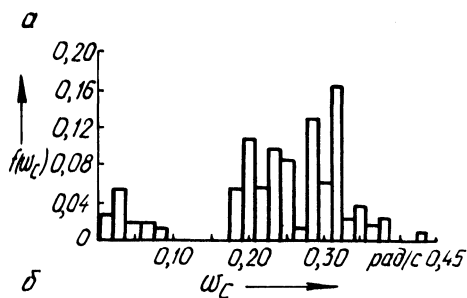


Рис. 1. Распределения параметров скоростного режима межколесных дифференциалов автопоезда МАЗ-64229+9328:

a – угловой скорости вращения сателлита ω_c относительно корпуса; *b* – общего числа оборотов сателлита

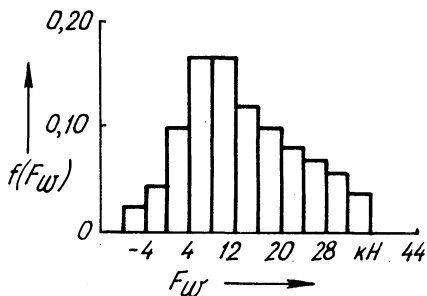


Рис. 2. Распределение окружной силы F_w в контакте сателлита с крестовиной

B, L, C – колея моста, база и свес тягача соответственно; Δ_6 – зона безопасности между транспортными средствами; $l_{пер}$ – расстояние между обгоняемым и обгоняющим транспортными средствами перед началом обгона.

Дуга L_0 рассчитывается по формуле [4]

$$L_0 = \frac{\pi}{4} R_0. \quad (9)$$

Анализ уравнения (8) показал, что $l_{пер}$ определяется минимально безопасным расстоянием, которое обеспечивает торможение и полную остановку автопоезда перед препятствием, т.е. фактически $l_{пер}$ есть динамический габарит автопоезда, зависящий прежде всего от скорости его движения [5]:

$$l_{пер} = a_1 + b_1 v_{a0} + c_1 v_{a0}^2, \quad (10)$$

где a_1, b_1, c_1 – коэффициенты параболы: $a_1 = 19,4$, $b_1 = 0,09$, $c_1 = 0,101$; v_{a0} – скорость движения автопоезда в начале обгона.

Скорость v_{a0} зависит от того, производится обгон "с ходу" или "с ожиданием". При обгоне "с ожиданием" v_{a0} принималась равной скорости v_T движения тихоходной помехи. В случаях обгона "с ходу" снижение скорости движения автопоезда не происходит и значение v_{a0} принимается равным скорости v_a , определенной по зависимости (7) при условии, что $v_a > v_T$.

Как видно, для определения $l_{\text{пер}}$ необходимо располагать случайными значениями скорости v_T транспортного потока, распределение которой, как показано исследованиями [5], не может быть описано ни одним из простых аналитических распределений с одним или двумя параметрами, но хорошо аппроксимируется функцией

$$f(v_T) = \sum_{i=1}^n P_i f_i(v_T), \quad (11)$$

где P_i — доля i -й скоростной группы в общем количестве скоростных групп и транспортного потока; $f_i(v_T)$ — плотность вероятности скорости транспортного потока i -й скоростной группы.

Значения P_i зависят от интенсивности движения $U_{\text{п}}$ и в расчетах принимались по данным работы [6] при $U_{\text{п}} = 150$ авт/ч.

Для моделирования процесса обгона и определения по зависимостям (8)–(11) случайных значений R_0 и L_0 необходимо располагать сведениями по количеству обгоняемых машин (помех). Среднее число помех для каждой i -й скоростной группы на участке дороги длиной 10 км рассчитывалось по формуле

$$k_i = \frac{\sum_{m_i=0}^{m_{ei}} m_i P_{mi}}{\sum_{m_i=0}^{m_{ei}} P_{mi}}, \quad (12)$$

где m_{ei} — максимально возможное число помех i -й скоростной группы на участке; P_{mi} — вероятность того, что за время прохождения участка со скоростью v_a автопоезд встретит m_i тихоходных помех.

Значения m_{ei} и P_{mi} определялись по данным работы [7] с учетом ограничений обгона правилами дорожного движения. Кроме того, в процессе моделирования в соответствии с данными исследований [8] принималось, что обгон возможен только при движении на участках дорог с учетом ограничений обгона запрещающими дорожными знаками.

Из рассмотренных случайных величин одни являются непрерывными ($M_0, v_a, v_T, L_m, L_0, v_{a_0}, S_z$), а другие — дискретными. В связи с этим для моделирования скоростных и силовых режимов работы дифференциалов с использованием всех приведенных выше зависимостей был применен метод Монте-Карло.

На рис. 1 и 2 показаны некоторые результаты исследований режимов работы межколесных дифференциалов автопоезда в составе тягача МАЗ-64229 и полуприцепа МАЗ-9328, полученные с использованием разработанного метода.

На рис. 1, а представлена функция распределения угловой скорости вращения сателлита относительно корпуса. Выравнивание указанного распределения по критериям "согласия" показало, что оно не аппроксимируется ни одним из известных теоретических законов распределения.

На гистограмме рис. 1, *a* можно выделить два характерных участка: первый, расположенный в интервале $[0; 0,106]$, соответствует движению по криволинейным участкам дороги; второй, расположенный в интервале $[0,22; 0,52]$, — движению на режимах обгона. При этом очевидно, что сумма относительных частот второго участка гистограммы превышает аналогичную сумму, соответствующую первому участку. Следовательно, скоростной режим дифференциала в большей степени определяется изменением кривизны траектории автопоезда при совершении обгонов. Подтверждением этому может служить еще и то, что эмпирическое среднее указанного распределения $\bar{\omega}_c = 0,315$ рад/с находится на втором участке гистограммы, соответствующем движению на режимах обгона.

Функция распределения числа оборотов сателлита N_c на рис. 1, *b* имеет также два аналогичных участка и не аппроксимируется известными теоретическими распределениями. Максимум функции распределения в интервале $[18,0; 19,5]$, соответствующий относительной частоте 0,682, также подтверждает, что основное количество оборотов сателлита приходится на режимы обгона. Такой пик на участке обгонов обусловлен постоянством соотношения радиусов R_0 и длин L кривых при обгонах, что следует из формулы (9). При ее подстановке в формулу (5) легко убедиться, что при совершении обгона N_c определяется только параметрами автопоезда и дифференциала и для рассматриваемого примера составляет 18,03 оборотов. Это значение, как видно, принадлежит указанному интервалу $[18,0; 19,5]$.

На рис. 2 показана плотность распределения окружной силы в контакте одного сателлита и шипа крестовины. Распределение также не аппроксимируется с достаточной точностью известными теоретическими законами. Отрицательные участки на гистограмме соответствуют значениям силы F_w на режимах торможения двигателем.

Таким образом, в результате проведенных исследований разработан метод вероятностного расчета силовых и скоростных режимов работы межколесных дифференциалов автопоездов с учетом случайного характера силовых и скоростных нагрузок при движении по дорогам реальной кривизны в транспортном потоке. Полученные результаты могут быть использованы для расчетов деталей дифференциала на износ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. В а н ц е в и ч В.В., В а л ю ж е н и ч Г.А. К вопросу оценки скоростного режима работы дифференциалов тягачей // Тр. БСХА. Горки, 1988.
2. В а л ю ж е н и ч Г.А., В а н ц е в и ч В.В. Вопросы вероятностного моделирования рабочих режимов дифференциалов автопоездов // Тр. БСХА. Горки, 1989.
3. Проектирование трансмиссий автомобилей / Под ред. А.И. Гришкевича. М., 1984.
4. З а к и н Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда. М., 1986.
5. К и с л я к о в В.М., Ф и л л и п о в В.В., Ш к о л я р е н к о И.А. Математическое моделирование и оценка условий движения автомобилей и пешеходов М., 1979.
6. С и л ь я н о в В.В., С и т н и к о в Ю.М., С а н е г и н Л.Н. Расчеты скоростей движения на автомобильных дорогах М., 1978.
7. Р о ж а н с к и й Д.В. Выбор передаточного числа главной передачи автопоезда на основе вероятностного моделирования режимов движения. М., 1986. Деп. в НИИавтопроме 2.08.86, № 1435-ап.
8. Б а б к о в В.Ф. Дорожные условия и безопасность движения. М., 1982.