

К РАСЧЕТУ ЗУБЧАТЫХ МУФТ

Зубчатые муфты, применяемые в трансмиссиях тракторов, автомобилей, станков, дорожно-строительных и других машин, выполняют такие функции, как соединение или разъединение валов, соединение деталей приводов с валами, компенсируют перемещения в определенных пределах соединяемых валов, позволяют применять в трансмиссиях шестерни постоянного зацепления и др.

Широкое применение и конструктивное многообразие зубчатых муфт пока не обеспечило всестороннего подхода к пониманию процессов, происходящих в них, и не привело к получению аналитических расчетов, обеспечивающих их надежную работу. Анализ описаний к патентам и авторским свидетельствам на изобретения зубчатых муфт за последние годы указывает на продолжающийся широкий поиск создания новых конструкций зубчатых муфт и отыскание решений, направленных на устранение имеющихся недостатков в их работе и получение новых качеств зубчатых муфт. Сложные процессы, происходящие в муфте при передаче нагрузки, зависят от типа ее конструкции. Как известно, муфты классифицируются как по конструктивным признакам — состоящие из двух элементов (двухполумуфт), из трех элементов (муфты с обоймами), так и по характеру нагруженности элементов.

При вращении зубчатых муфт характер распределения зазоров между рабочими поверхностями в двух- и трехэлементных соединениях при параллельном смещении, перекосе, а также при смещении и перекосе одновременно подчиняется определенному закону.

Число работающих зубьев муфты описывается математически. Модель процесса поворота абсолютно жесткой муфты и график изменения зазоров на каждом зубе позволяют рассчитать число зубьев, передающих нагрузку, и характер изменения их за один цикл.

На основании кинематического и силового анализа, подтвержденного экспериментально, можно сделать вывод о том, что направление радиальной неуравновешенной силы и момента взаимосвязано с направлением относительного смещения элементов муфты. В случае, если это смещение вызвано погрешностями монтажа, изготовления или внешними радиальными силами, смещение вне зависимости от поворота муфты всегда направлено в одну сторону — "стационарная несоосность". При возникновении несоосности вследствие зазоров в зубчатых элементах муфты эксцентриситет как бы вращается вместе с муфтой — "соосная муфта".

Стационарная несоосность приводит к возникновению скольжения в муфтах, что вызывает их износ или самовыключение. Соосные муфты склонны как бы к "заклиниванию", так как радиальная неуравновешенная сила вращается вместе с муфтой и действует в направлении смещения до уравновешивания силами контактных деформаций.

В реальных условиях чисто соосных или стационарно несоосных муфт нет, а каждая муфта представляет их комбинацию.

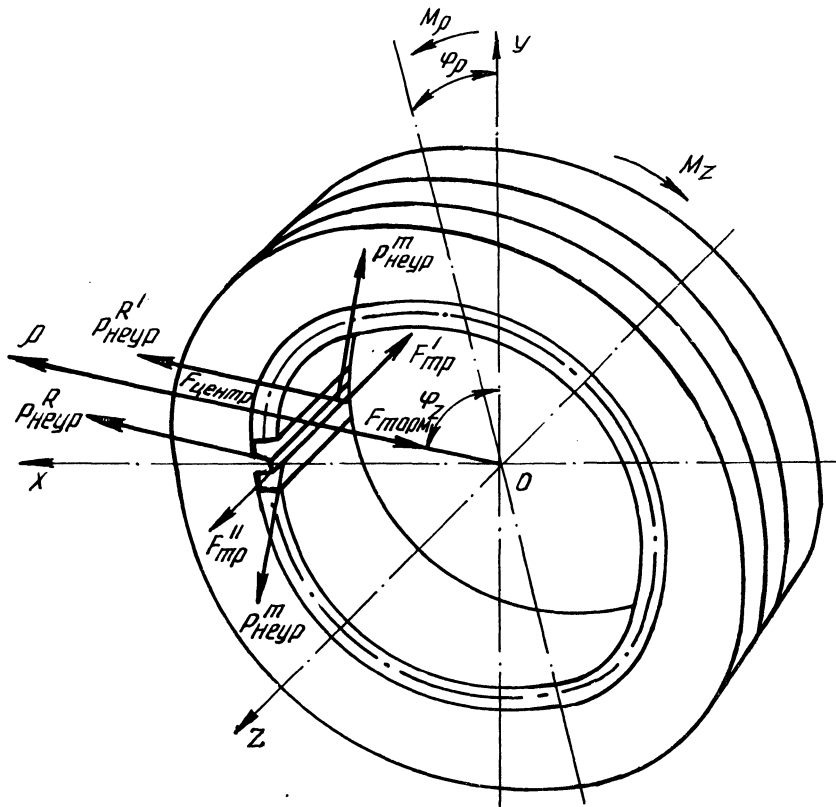


Рис. 1. Зубчатая муфта:

$R_{\text{неур}}$ — неуравновешенные радиальные силы; $F_{\text{центр}}$ — центробежная сила; $F_{\text{тр}}$ — силы трения; M — крутящие моменты

На основании изучения сил, действующих в зубчатой муфте коробки передач, разработана динамическая модель муфты, описываемая системой дифференциальных уравнений (рис. 1):

$$\begin{aligned}
 I_z \ddot{\varphi}_z &= [1 + k_1 \sin(n i_{\text{дм}} \varphi_z)] \eta i_{\text{дм}} M_{\text{дв}} - M_{\text{кол}} \eta i_{\text{м.к}} + \\
 &+ M_{\text{дв}} k_2 \eta i_{\text{дм}} \sin\left(\frac{A \varphi_z}{\dot{\varphi}_{0z}}\right) - M_{\text{кол}} \eta i_{\text{м.к}} k_3 \sin\left(\frac{B \varphi_z}{\dot{\varphi}_{0z}}\right); \\
 m \dot{\rho} &= \sin(\varphi_z - \alpha_3) \cdot \left(\sum_{i=1}^{z_p} F_{\text{неур}} \operatorname{tg} \alpha_3 - \sum_{i=1}^{z_p} F_{\text{неур}} f_{\text{тр}} \operatorname{ctg} \alpha_3 \cdot [\dot{\rho}] \right) - \\
 &- k_4 \sum_{i=1}^{z_p} F_{\text{неур}} \sin\left[\frac{z_{\text{кол}}}{z_{\text{муф}}} (\varphi_z - \alpha_3)\right] \operatorname{tg} \alpha_3 - c_1 \dot{\rho} - F_{\text{конт}} (|\dot{\rho}|)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& - \delta_{\max}^{\rho} \text{sign}(|\rho|) - \delta_{\max}^{\rho} [\rho] + m (\dot{\varphi}_z)^2 \rho ; \\
m \ddot{z} = & \sum_{i=1}^{z_p} F_{\text{неур}} \text{ctg} \alpha_3 \cdot f_{\text{тр}} \cos(\varphi_z - \alpha_3) - \sum_{i=1}^{z_p} F_{\text{неур}} \text{ctg} \alpha_3 \cdot f'_{\text{тр}} \cos(\varphi_z + \\
& + \alpha_3) - F_{\text{вилк}} (|z| - z_{\max}) \text{sign}(|z| - z_{\max}) [z] ; \\
I_{\rho} \ddot{\varphi}_{\rho} = & \sum_{i=1}^{z_p} M_{\text{неур}} - \varphi_{\rho} \cos(\varphi_z - \alpha_3) c_1 - M_{\text{конт}} (|\varphi_{\rho}| - \varphi_{\delta \max}) \times \\
& \times \text{sign}(|\varphi_{\rho}| - \varphi_{\delta \max}) [\varphi_{\rho}] - \sum_{i=1}^{z_p} M_{\text{неур}} \dot{\varphi}_{\rho} f_{\text{тр}} c_2 ; \\
\dot{\varphi}_z (\rho + r_{\text{д}}) \text{tg} \varphi_{\rho} = & \dot{z} ,
\end{aligned}$$

где I_z — момент инерции муфты относительно оси z ; φ_z — угловая координата муфты; $\dot{\varphi}_{0z}$, $\dot{\varphi}_z$ — соответственно средняя и текущая частота вращения муфты; $\ddot{\varphi}$ — угловое ускорение муфты; $M_{\text{дв}}$ — момент, передаваемый муфтой; k_1 — коэффициент пульсации двигателя; n — число цилиндров двигателя; $i_{\text{дм}}$ — передаточное число от привода до муфты; η — КПД соответствующего участка; k_2 — коэффициент пульсации системы двигатель—муфта; k_3 — коэффициент пульсации системы муфта—колеса; $M_{\text{кол}}$ — крутящий момент на колесах; $i_{\text{м.к}}$ — передаточное число от муфты до колес; A — собственная частота упругих крутильных колебаний системы маховик—муфта; B — собственная частота упругих крутильных колебаний системы муфта—колеса; m — масса муфты; ρ — полярная координата смещения зубчатой муфты; $F_{\text{неур}}$ — неуравновешенная радиальная сила; α_3 — угол зацепления; $f_{\text{тр}}$ — коэффициент трения; $F_{\text{конт}}$ — усилия контактных деформаций в зубьях муфты; δ_{\max}^{ρ} — максимальный радиальный зазор; z_p — число работающих зубьев муфты; k_4 — коэффициент пульсации: $k_4 = 0,2$; $z_{\text{кол}}$ — число зубьев колеса, сопряженного с муфтой; $z_{\text{муф}}$ — число зубьев муфты; c_1 — коэффициент демпфирования; z — координаты перемещения муфты вдоль оси вала; $f'_{\text{тр}}$ — продольный коэффициент трения; $F_{\text{вилк}}$ — сила сопротивления вилки; I_{ρ} — момент инерции зубчатой муфты относительно оси ρ ; φ_{ρ} — угловая координата, характеризующая перекос муфты; $M_{\text{неур}}$ — неуравновешенный момент от радиальной неуравновешенной силы; $M_{\text{конт}}$ — момент от контактных деформаций; $\varphi_{\delta \max}$ — максимально возможный угол перекоса муфты; C_2 — коэффициент демпфирования; $r_{\text{д}}$ — диаметр делительной окружности зубчатой муфты.

Система дифференциальных уравнений движения зубчатой муфты коробки передач трактора или автомобиля может быть решена численными методами с помощью ЭВМ.

Анализ численного решения уравнений, описывающих математическую модель зубчатой муфты переключения диапазонов в коробке передач трактора МТЗ-100, показал, что эта муфта склонна к самовыключению, причем усилие и

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

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