

тормозных дисков, как раз должны не пропускать тепло. Нагреваясь сами, они обязательно начнут греть рабочие тормозные цилиндры, а те, в свою очередь, тормозную жидкость. Если тормозная жидкость закипит, тормозные механизмы перестанут работать, что может привести к тяжелым последствиям. Поэтому важно обеспечить тепловой барьер между фрикционными накладками и металлической основой тормозных колодок. Известны конструкции, предусматривающие для решения этой задачи принудительную систему охлаждения.

Существенное уменьшение термонапряженности в области фрикционного контакта возможно также за счет введения дополнительной пары трения. Известны конструкции, когда на один и тот же тормозной диск устанавливаются несколько суппортов, либо применяются многопоршневые суппорта. Однако эти варианты приводят к существенному снижению надежности тормозных механизмов за счет ускоренного износа тормозных дисков. Очевидно, что для реализации тормозного момента «в два потока» желательно использовать различные участки тормозного диска, чтобы обеспечить повышение эффективности тормозного механизма без снижения его надежности.

В Белорусско-Российском университете выполнен комплекс работ, в результате которых был сделан следующий вывод. Наряду с торцевой рабочей поверхностью тормозного диска следует использовать его внутреннюю поверхность на как можно большем по протяженности в осевом направлении участке. Тормозной механизм такой конструкции позволит снизить термонапряженность в основной фрикционной паре и увеличить тормозной момент без снижения надежности и долговечности. В Белорусско-Российском университете разработаны конструкции, обладающие такими свойствами.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть: Учеб. пособие для вузов/ А.И. Гришкевич, Д.М. Ломако, В.П. Автушенко и др.; Под ред. А.И. Гришкевича. - Мн.: Выш. шк., 1987. - 200с.;
2. Самохин С. Некоторые аспекты ремонта тормозных дисков// Автомобиль и сервис. - 2003. - № 2. - С.26 - 28.;
3. Крылов А. Колодки заменят бесплатно// Автомобиль и сервис. - 2000. - № 11. - С.32 - 34.;
4. Тормозные устройства: Справ./ М.П. Александров, А.Г. Лысяков, В.Н. Федосеев, М.В. Новожилов; Под общ. ред. М.П. Александрова. - М.: Машиностроение, 1985. - 312с.;
5. Шургалский Д. Тормоза// Тюнинг. - 2004. - № 1. - С.44 - 48.

УДК 629.113

**В.В. Корсаков, Ал.М. Захарик, Ан.М Захарик, А.А.Гологуш, Ю.М. Захарик**

### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ КОЛЕСНОЙ ПЕРЕДАЧИ ВЕДУЩЕГО МОСТА БОЛЬШЕГРУЗНОГО АВТОМОБИЛЯ**

*Минский автомобильный завод  
Минск, Беларусь*

Исследование динамической нагруженности зубчатых передач является одним из важных этапов в конструировании надежных долговечных узлов трансмиссий большегрузных автомобилей. Как показывают результаты исследований, паразитные дина-

мические моменты, возникающие от неточностей изготовления зубчатых колес, неуравновешенности масс, внешние источники дополнительных нагрузок, такие как неровности дорожного покрытия, различные дорожные препятствия, другие источники могут значительно влиять на работоспособность трансмиссии и автомобиля в целом, в связи с чем актуальной задачей современного исследователя становится создание быстродействующих алгоритмов учета всех особенностей работы зубчатых колес, особенно планетарных передач, широко применяющихся в колесных редукторах ведущих мостов большегрузных автомобилей. При анализе динамической нагруженности, первичной является задача силового анализа зубчатой передачи.

Для эвольвентной зубчатой передачи, находящейся под воздействием сил, возникающих в зубчатом зацеплении – распределенной нагрузки  $q$ , тангенциальной  $P_t$  и осевой  $P_o$  составляющей результирующей силы  $P_n$ , направленной под углом  $\beta_0$  к оси вращения  $OO_n$ , крутящий момент определяется из сл. зависимости:

$$M_k = P_t r_o \cos \beta_0.$$

Силы, создающие крутящий момент, будут действовать в каждом сечении  $A-A$  (см. Рис. 1) торцовой плоскости ведущей шестерни. Поэтому косозубое зацепление можно рассматривать как набор сечений, перпендикулярных оси зубчатых колес ( $A_1-A_1, \dots, A_n-A_n$ ) с соответствующим углом поворота сечения на угол

$$\beta' = \arctg(\operatorname{tg} \beta \cdot Br_g),$$

где  $B$  - расстояние между сечениями,

$r_g$  - делительный радиус шестерни.

Будем рассматривать силы, действующие от зацепления ведущей шестерни (“а”), свободно установленной среди ведомых шестерен (“b”) (рис. 2). При этом сила  $P_t$ , действующая в плоскости, перпендикулярной оси вращения, с учетом силы трения  $F_{tr}$ , направленной под углом  $\mu$  к линии зацепления (сила  $P_{tr}$ ), разлагается на составляющую  $F_M$ , непосредственно создающую крутящий момент (т.е.  $M_k = r_M * F_M$ ) и силу, смещающую ведущую шестерню в плоскости чертежа  $F_{p1}$ . Следует учитывать, что сила, заставляющая смещаться ведущую шестерню в ту или иную сторону  $\Delta \vec{F}_p = \vec{F}_{p2} - \vec{F}_{p1}$  (в векторной форме) создает также и дополнительный момент  $\vec{M} = \Delta \vec{F}_p \cdot r_1$ , представляющий собой переменную составляющую динамического момента  $M_{кр}$  в зависимости от направления смещения центра ведущей шестерни.

Учитывая то, что центр ведущей шестерни может смещаться относительно оси вращения в процессе плавания на величину  $\Delta$  (переменная составляющая), а также погрешность изготовления шестерни  $\tilde{\Delta}$  (радиальное биение – постоянная составляющая), на центр масс шестерни действует центробежная сила

$$\vec{F}_p(\omega) = m_{сш} \omega^2 \cdot \Delta + m_{сш} \omega^2 \cdot \tilde{\Delta} = F_{\Delta} + F_{\tilde{\Delta}}.$$

Учитывая все силы, действующие на ведущую шестерню, можно составить уравнение равновесия в векторной форме:

$$\vec{G}_0 + \vec{F}_p(\omega) + \vec{F}_{tr} + \Delta \vec{F}_p + \vec{F}_{m_2} = 0.$$

Поперечная подвижность ведущей шестерни на некоторых режимах может приводить к повышенным динамическим нагрузкам, влияющим на ее прочность. В связи с этим выводится соотношение для связи поперечных перемещений и угловых смещений ведущей шестерни.

Указанные зависимости справедливы для различного числа ведомых шестерен, находящихся одновременно в зацеплении с ведущей шестерней.

Не учитывая податливостей зубьев и опор, можно записать

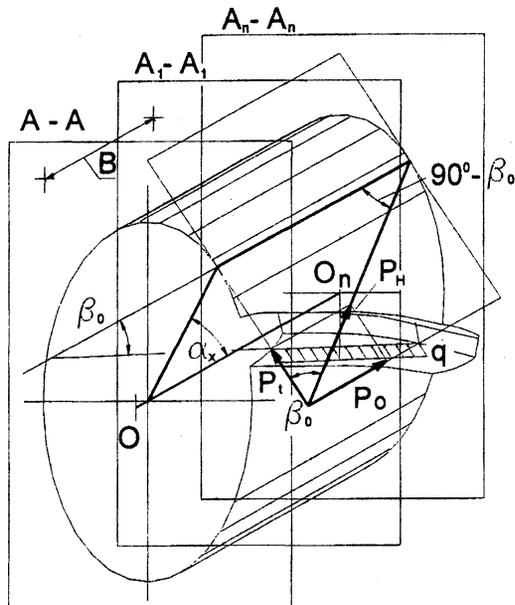


Рис. 1. Схема сил, действующих на зуб косозубой шестерни.

$$R_1 \varphi_1 = R_2 \varphi_2 - x_1 - y_1 \operatorname{tg} \alpha,$$

откуда

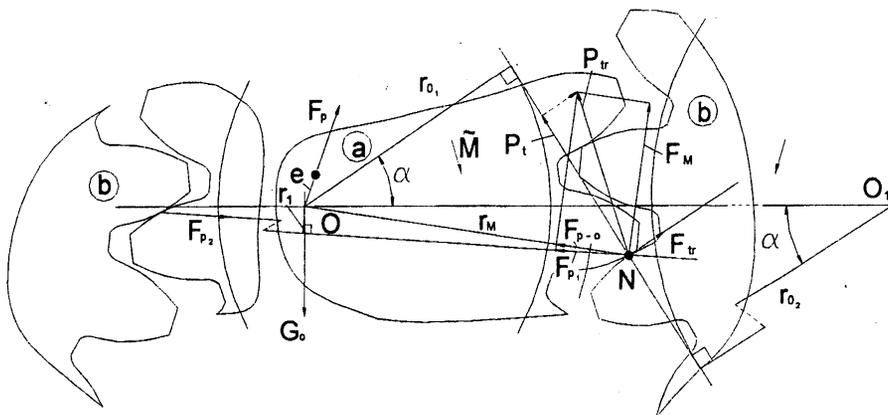


Рис. 2. Схема сил от зацепления ведущей и ведомой шестерен.

$$\varphi_1 = \frac{R_2}{R_1} \varphi_2 - \frac{x_1}{R_1} - y_1 \frac{\operatorname{tg} \alpha}{R_1},$$

где  $R_1$  и  $R_2$  - делительные радиусы ведущей и ведомой шестерни (индексы 1 относятся к ведущей, а 2 - к ведомой шестерне),

$\alpha$  - угол профиля зубчатого зацепления;

$\varphi$  - угол поворота шестерни;

$X_I$  и  $Y_I$  - смещение центра масс ведущей шестерни.

Под воздействием усилия  $\Delta F_p$  шестерня может переместиться на расстояние  $Z$  в направлении угла  $\varphi_1$  (т.е. на расстояние  $x_1 = z \cos \varphi_1$ ,  $y_1 = z \sin \varphi_1$ ), если баланс сил трения и указанной силы  $\Delta F_p$  позволит это сделать.

Приведенные рассуждения были справедливы для однопарного зацепления с коэффициентом перекрытия  $\varepsilon=1$ . В этом случае проблем при определении нагрузки  $P$  не возникает. При переключении нагрузки с одного зуба на другой, а также при работе зубчатой передачи с коэффициентом перекрытия  $\varepsilon>1$  возникает ситуация, когда в работе принимает участие сразу несколько поверхностей, что вносит свои трудности в определение распределения нагрузки между зубьями.

Возвратимся к рассмотрению зубчатой передачи (рис. 2), состоящей из ведущей шестерни "а" и 2-х ведомых шестерен "b". Для общности случая полагаем, что все шестерни могут свободно вращаться относительно осей, а также имеют зазоры величиной  $\Delta_i$ , обусловленные гарантированным боковым зазором и погрешностями изготовления и монтажа зубчатых колес. Крутящий момент, приложенный к ведущему звену, заставит его повернуться на угол  $\varphi$  для выбора зазора  $\Delta_i$ . Тот зуб зубчатого колеса, который первым войдет в зацепление, очевидно, будет стремиться воспринять всю нагрузку, передаваемую передачей (если рассматривать кинематику в пределах отдельной плоскости  $A_n-A_n$ ). Каждый следующий зуб войдет в зацепление раньше или позже теоретического зацепления из-за погрешностей изготовления зуба. В общем случае для каждой пары зубьев можно представить равенство

$$\delta_n = (\Delta_m - \Delta_n) + \delta_m,$$

где  $\delta_n$  - деформация  $n$ -го зуба,  $n=1, 2 \dots m-1$

$\Delta_m, \Delta_n$  - зазоры соответствующей пары зубьев

$$\delta_n = F_n e_n,$$

где  $e_n$  - податливость  $n$ -й пары зубьев.

Если принять податливость зубьев одинаковой для каждой пары зубчатого колеса, то можно получить систему уравнений, решив которую, можно определить значения  $F_n$  для  $n$ -го зуба.

$$\left\{ \begin{array}{l} F_1 e = F_m e + \Delta_m - \Delta_1 \\ F_2 e = F_m e + \Delta_m - \Delta_2 \\ \dots \\ F_n e = F_m e + \Delta_m - \Delta_n \\ F = \sum_{n=1}^m F_n \end{array} \right.$$

Для косозубого зацепления можно составить аналогичный ряд систем уравнений для сечений плоскостями  $A_n-A_n$ , перпендикулярными оси вращения и находящимися на равных расстояниях друг от друга:

$$\left\{ \begin{array}{l} A_1 - A_1 F_1 e = A_1 - A_1 F_m e + A_1 - A_1 \Delta_m - A_1 - A_1 \Delta_1 \\ A_1 - A_1 F_2 e = A_1 - A_1 F_m e + A_1 - A_1 \Delta_m - A_1 - A_1 \Delta_2 \\ \dots \\ A_1 - A_1 F_n e = A_1 - A_1 F_m e + A_1 - A_1 \Delta_m - A_1 - A_1 \Delta_n \\ \dots \\ A_k - A_k F_n e = A_k - A_k F_m e + A_k - A_k \Delta_m - A_k - A_k \Delta_n \end{array} \right.$$

$$F = \sum_{k=1}^z \sum_{n=1}^m A_k - A_k F_n$$

Полученные значения распределения нагрузки на зубьях зубчатых колес позволяют определять характер распределения нагрузки на зубьях шестерни и реальные перемещения шестерен и их зубьев, что дает возможность исследовать процессы при смещении реальной точки контакта от теоретической и нагруженность редукторных узлов с учетом таких искажений.

Для ведущего моста большегрузного автомобиля была создана модель, на которой исследовалось влияние на динамическую нагруженность различных вариантов конструкций с различным числом стеллитов в колесной передаче. Исследовались конструкции с 3, 4, 5, 6 сателлитами.

В качестве сравнительного параметра нагруженности использовался коэффициент динамичности, представляющий собой отношение максимального динамического момента на полуосевой шестерне к расчетному крутящему моменту.

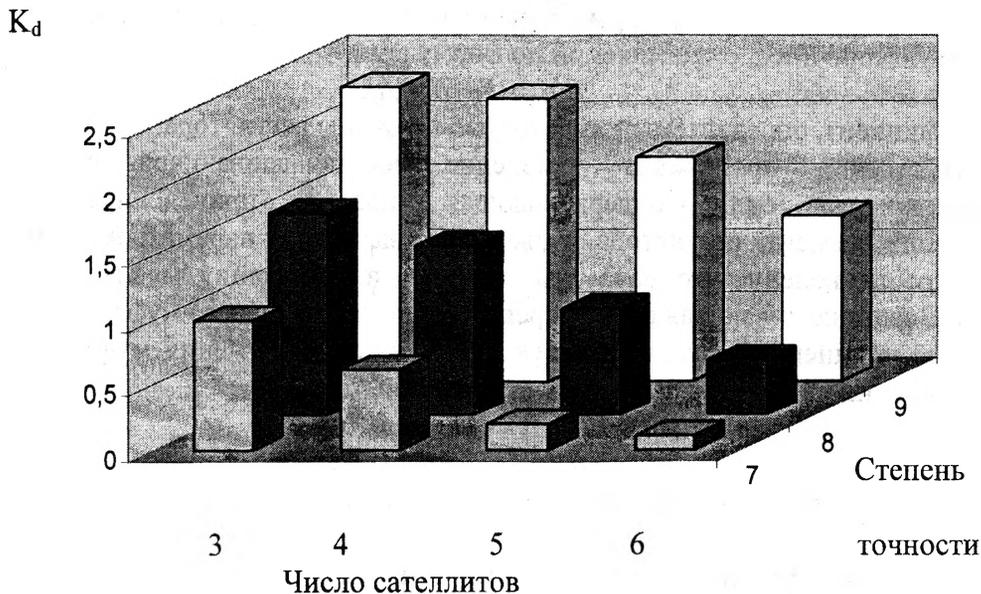


Рис. 3. Диаграмма результатов расчета ведущего моста автомобиля

Из диаграммы с результатами расчета, представленной на рис. 3, видно, что наименьшие значения динамического фактора получаются для пяти- и шестисателлитной колесной передачи при степени точности зубчатых передач 7. (Следует отметить некоторые сложности компоновочного характера, возникающие при разработке конструкции колесной передачи с 6-ти сателлитами).

Сравнивая значения  $K_d$  для более грубых степеней точности, можно видеть, что и для 8-й и для 9-й степеней точности значения параметра динамичности выше единицы даже для 5-ти и 6-ти сателлитной конструкции, что говорит о их недостаточной долговечности по сравнению выбранным вариантом (5 сателлитов при степени точности изготовления зубчатых колес 7).

УДК 629.113-585

Ю.М. Захарик, Ал.М. Захарик, Ан.М. Захарик,

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

*Минский автомобильный завод,  
МАЗ-Купава  
Минск, Беларусь*

При исследовании функционирования системы автоматического управления сцеплением для формирования характеристик двигателя в зависимости от задаваемого водителем положения педали управления разработан модуль двигателя внутреннего сгорания со всережимным регулятором. Типовой модуль двигателя представлен математической моделью и блоком исходных данных, определяющим параметры и характеристики дизельного двигателя. Представленный модуль открыт для дальнейших вложений с целью решения других задач моделирования переходных процессов, путем наращивания базовой структуры дополнительными связями, ограничениями и т.д.

При разгоне транспортного средства, водитель воздействует на педаль управления двигателем, что приводит к изменению силы предварительной затяжки пружины регулятора  $E(\alpha_d)$ , определяемой по формуле:

$$E(\alpha_d) = E_0 + b_a \alpha_d(t), \quad (1)$$

где  $b_a$  - коэффициент, определяемый жесткостью пружины регулятора.

Соответственно происходит изменение восстанавливающей силы  $E$  и поддерживающих  $P$  сил. Поддерживающая сила  $P$ , приведенная к муфте чувствительного элемента регулятора, является его выходным параметром и зависит от угловой скорости коленчатого вала двигателя  $\omega_d$  и положения муфты  $z_p$ , то есть  $P = f_1(\omega_d, z_p)$ . Восстанавливающая сила  $E$  препятствует перемещению муфты и является в общем случае нелинейной функцией двух переменных: положения муфты  $z_p$  и угла поворота рычага настройки регулятора  $\alpha_d$ , то есть  $E = f_2(\alpha_d, z_p)$

$$P(\omega_d, z_p) = A(z_p) \omega_d^2 u_p^2$$

$$E(\alpha_d, z_p) = E(\alpha_d) + c_p z_p$$

где  $A(z_p)$  - инерционный коэффициент, зависящий от положения муфты,

$$A(z_p) = n_{zp} m_{zp} r_1 (r_0 + r_1 z_p / r_2) / r_2,$$

$r_0, r_1, r_2$  - кинематические параметры регулятора;

$n_{zp}, m_{zp}$  - число и масса грузов;

$u_p$  - отношение угловых скоростей валика регулятора и коленчатого вала двигателя;