

зоне скользящего контакта приведены в таблице. Как видно из приведенных данных, омическое сопротивление в зоне трения для всех испытываемых пар с увеличением давления уменьшается. Это, очевидно, связано с возрастанием контактирующих пятен, а также с уменьшением толщины граничных слоев смазки. При этом интенсивность уменьшения омического сопротивления в зоне трения пар сталь 45 закаленная с нагревом ТВЧ — чугун и наплавка порошковой проволокой ППЗх2В8 — чугун больше, чем пар наплавка порошковой проволокой ППЗх2В8, закаленная с нагрева ТВЧ, — чугун и наплавка порошковой проволокой ППЗх2В8, упрочненная ПВ ТМО, — чугун.

Таким образом, в результате ПВ ТМО наплавленных поверхностей омическое сопротивление в зоне скользящего контакта будет выше, чем у наплавленных и закаленных поверхностей, что в конечном итоге сказывается на увеличении износостойкости упрочненных ПВ ТМО поверхностей.

УДК 621.831

М.М. КАНЕ

### **СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ВЗАИМОСВЯЗЕЙ ХАРАКТЕРИСТИК ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ С НЕКОТОРЫМИ ПАРАМЕТРАМИ ЕЕ ТОЧНОСТИ И РЕЖИМАМИ РАБОТЫ**

Проводилось экспериментальное исследование влияния погрешностей шага зацепления  $\Delta f_{\text{pbr}}$  ( $X_1$ , мкм), диаметрального зазора  $\Delta D$  ( $X_4$ , мкм) в сопряжении шестерня-вал, передаваемого зубчатым колесом номинального крутящего момента  $M_{\text{кр.ст}}$  ( $X_3$ , мкм) и окружной скорости вращения  $v$  ( $X_2$ , см/с) зубчатого колеса, на коэффициент динамичности  $K_{\text{дин.ср}}$  и среднюю удельную динамическую нагрузку  $P_{\text{уд.дин.ср}}$  (кгс) в зацеплении для шестерен коробки передач трактора ДТ-75 в условиях, приближенных к эксплуатационным [1;2]. Это дало возможность установить математические взаимосвязи между рассмотренными факторами и оценить долю влияния изученных факторов на динамику передачи. Расчет и оценка этих зависимостей выполнялись с помощью методов многофакторного корреляционно-регрессионного анализа. Предварительно устанавливалась правомерность применения этих методов к анализу динамических явлений в зубчатой передаче в рассмотренных условиях.

Для того чтобы результаты статистического анализа полученных экспериментальных данных можно было распространить на условия эксплуатации передач подобного типа, нами были выбраны те результаты исследования, при которых точность шестерен и режимы испытаний имели ту же

структуру, что и при эксплуатации трактора ДТ-75 (всего 200 опытов). При этом учитывались законы распределения и интервалы изменения  $f_{pbr}$  и  $\Delta D$ , а также данные о режимах эксплуатации трактора ДТ-75.

Расчеты были выполнены на ЭВМ "Минск-22" по специальной программе, позволявшей сравнивать для данной зависимости шесть видов уравнений регрессии (полиномы 1, 2 и 3-й степеней и полиномы каждого вида с учетом парных взаимодействий независимых переменных), а также исключать несущественные члены уравнений связи.

В результате были установлены следующие зависимости:

$$K_{\text{дин.ср}} = (1228324 - 8889 X_3 + 1913 X_4 + 1493 \cdot 10^{-1} X_1^2 + 5791 \cdot 10^{-2} X_3^2 - 1171 \cdot 10^{-2} X_4^2 - 238 \cdot 10^{-2} X_1 X_2 + 252 \cdot 10^{-2} X_2 X_4) \cdot 10^{-6}, \quad (1)$$

$$P_{\text{уд.дин.ср}} = (19844840 + 4629408 X_1 + 163885 X_2 + 9908 X_1^2 - 1314 \cdot 10^{-1} X_2^2 - 2326 X_2^2 - 18401 \cdot 10^{-1} X_1 X_2 - 30681 X_1 X_4 + 11864 \cdot 10^{-1} X_2 X_3) \cdot 10^{-6}. \quad (2)$$

В таблице приведены значения коэффициентов множественной корреляции  $R_{y_i x_j, \dots, x_k}$  и детерминации  $R_{y_i x_j, \dots, x_k}^2$ , а также  $F$  – критериев Фишера:  $F_a$  – для оценки адекватности модели и  $F_g$  – для оценки адекватности  $R_{y_i x_j, \dots, x_k}$  и  $R_{y_i x_j, \dots, x_k}^2$ . Если  $F_a < F_{\alpha, \nu_1, \nu_2}$ , а  $F_g > F_{\alpha, \nu_1, \nu_2}$ , то с уровнем значимости  $\alpha$  и при  $\nu_1 = p$  и  $\nu_2 = n - p - 1$  степенях свободы соответственно можно считать, что а) данное уравнение регрессии адекватно описывает рассматриваемый процесс; б) значение коэффициента множественной кор-

Т а б л и ц а

№ п/п	Вид зависимости	$F_a$	$F_g$	$R_{y_i x_j, \dots, x_k}^2$	$F_{0,05,15,185}$	$R_{y_i x_j, \dots, x_k}$
1.	$K_{\text{дин.ср}} = f(\Delta f_{pbr}, v, M_{\text{кр.стат}} \Delta D)$	0,466	31,3	0,746	1,7	0,863
2.	$P_{\text{уд.дин.ср}} = f(\Delta f_{pbr}, v, M_{\text{кр.стат}} \Delta D)$	0,506	37,6	0,710		0,843

реляции  $R_{y_i x_j, \dots x_k}$ , а следовательно, и коэффициента детерминации  $R_{y_i x_j, \dots x_k}^2$  является существенным, и регрессионная модель согласуется с экспериментальными данными.

Анализ полученных данных позволяет сделать следующие основные выводы: 1) рассчитанные многофакторные уравнения регрессии (1) и (2) хорошо согласуются с экспериментальными данными и могут быть использованы для анализа и моделирования динамических процессов в зубчатых передачах автотракторных коробок передач, подобных изученной, а также для оптимизации учитываемых в этих зависимостях параметров точности зубчатых колес и режимов их работы; 2) исследованные факторы ( $\Delta f_{\text{прбг}}$ ,  $\Delta D$ ,  $v$ ,  $M_{\text{кр.ст}}$ ), связанные полученными зависимостями (1) и (2) с  $K_{\text{дин.ср}}$  и  $P_{\text{уд.дин.ср}}$ , позволяют учесть 74,6% дисперсии  $K_{\text{дин.ср}}$  и 71,0% дисперсии  $P_{\text{уд.дин.ср}}$ , т.е. объяснить большую часть изменения указанных характеристик динамической нагруженности зубчатых передач данного типа.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Влияние разности шагов зацепления на динамику зубчатых колес в условиях КПП трактора ДТ-75 / М.М. Кане, И.Л. Алешкевич, В.А. Шушкевич и др. — В сб.: Машиностроение и приборостроение. — Минск, 1976, вып. 8. 2. Кане М.М., Яковлев Г.М., Алешкевич И.Л. Исследование влияния ошибок зацепления и диаметра посадочного шлицевого отверстия зубчатого колеса на динамическую нагруженность передачи. — В сб.: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. совещания "Повышение качества зубчатых передач конструктивными и технологическими методами." — Баку, 1976.

УДК 621.01: [534+517.948

Н.А. МИКУЛИК, О.Г. ДЕВОЙНО,  
И.Г. ДЕВОЙНО

#### КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ЗАМКНУТОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Для исследования колебательных процессов, происходящих в динамических системах колесных машин, станков используются различные динамические расчетные схемы. В настоящее время хорошо изучены двух- и трехзвенные цепные и разветвленные системы. Колебания в замкнутых системах менее исследованы.

Рассмотрим крутильные колебания замкнутой четырехзвенной системы (рис. 1). К таким схемам могут быть приведены системы, содержащие дифференциальную передачу, т.е. машинные агрегаты транспортных и других машин.