

$$\ln T = 4,272 - 0,433 x_1 - 0,428 x_2 + 0,092 x_1 x_2. \quad (2)$$

где  $x_1 = 4,348 \ln v - 15,987$ ;  $x_2 = 3,571 \ln s - 3,403$ .

При фрезеровании с САУ стойкостная зависимость и производительность выражаются так:

$$\ln T = 4,4272 - 0,1042 x_3 - 0,4839 x_4 \quad (3)$$

$$\ln t_0 = 1,504 - 0,063 x_3 - 0,173 x_4, \quad (4)$$

где  $x_3 = 4,926 \ln S_1 - 7,827$ ,  $x_4 = 3,57 \ln S_0 - 3,475$ .

Статистическая проверка показала, что полученные уравнения хорошо описывают экспериментальные результаты. Наличие эмпирических зависимостей (2), (3), (4) позволили расчетным путем установить возможности САУ по повышению эффективности операции зубофрезерования. Так, при сохранении постоянной производительности стойкость червячных фрез повышается в 1,3...1,4 раза, а производительность при постоянной стойкости — в 1,2 раза по сравнению с обычным зубофрезерованием в условиях эксперимента. При высоких значениях производительности зубофрезерования наблюдается уменьшение данного эффекта.

Таким образом, применяемая система адаптивного управления зубофрезерным станком позволяет в ходе обработки изменять величину подачи вследствие изменения условий протекания операции. При использовании САУ возможно повышение стойкости червячных фрез на 30...40%, а производительности операции — на 20% по сравнению с обычным зубофрезерованием.

УДК 621.833

М.М. Кане, канд.техн.наук  
В.А. Шушкевич, И.К. Христук

### ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ШЕСТЕРЕН НА ДИНАМИКУ ПЕРЕДАЧИ В УСЛОВИЯХ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРА ДТ-75

Работа выполнялась на стенде с внешним силовым замыканием. Исследование проводилось на шестернях постоянного зацепления 77.37.184 и 77.37.195 коробки передач трактора ДТ-75 [1...3]. Характер влияния режимов работы шесте-

рен на динамику передачи анализировался на основании осциллограмм записи деформаций зуба промежуточной шестерни 77.37.195, полученных с помощью тензорезисторов сопротивления, наклеенных на торцы зуба по мостовой схеме.

Влияние окружной скорости  $v$  шестерен на динамику передачи исследовалось при ее увеличении на делительной окружности колеса до 10,1 м/с ( $n=1300$  об/мин). Передаваемый номинальный крутящий момент  $M_{кр.стат}$  находился в пределах 20...80 кгс·м, разность шагов зацепления ведущей и ведомой шестерен  $\Delta f_{рвр} = (-33) - (+35)$  мкм, диаметральный зазор в сопряжении шестерня-вал  $\Delta D=55-260$  мкм. На рис. 1 пока-

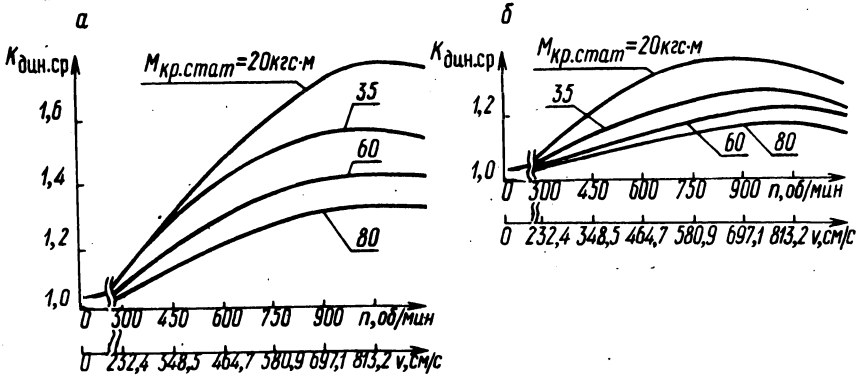


Рис. 1. Влияние окружной скорости  $v$  на коэффициент динамичности  $K_{дин.ср}$  при  $\Delta f_{рвр} = -33$  мкм,  $\Delta D = 125$  мкм (а) и при  $\Delta f_{рвр} = +35$  мкм,  $\Delta D = 125$  мкм (б).

заны зависимости  $K_{дин.ср}$  от  $v$  для двух крайних из рассмотренных значений  $\Delta f_{рвр}$  при различных  $M_{кр.стат}$ . Было установлено, что для выбранных условий работы шестерен зависимости между  $K_{дин.ср}$ ,  $P_{уд.дин.ср}$  и  $v$  с достаточной точностью аппроксимируются параболлами, выходящими из начала координат. Так, для зависимостей  $K_{дин.ср} = f(v) \eta_T = 0,557 - 0,891, \epsilon = 0,068 - 9,90\%$ ,  $F = 0,008 - 0,688$ , для зависимостей  $P_{уд.дин.ср} = f(v) \eta_T = 0,389 - 0,889, \epsilon = 0,69 - 25,65\%$ ,  $F = 0,002 - 0,805$ . Здесь  $\eta_T$  — теоретическое корреляционное отношение,  $\epsilon_{ср}$  — средняя относительная ошибка уравнения связи;  $F$  — критерий Фишера, характеризующий адекватность модели эмпирическим данным.

При увеличении  $v$  до некоторого предельного значения  $v_{пр} = 5,5...7,5$  м/с происходит рост  $R_{уд.дин.ср}$  и  $K_{дин.ср}$ . При дальнейшем увеличении  $v$  для случая кромочного удара зубьев ( $\Delta f_{pbr} < 0$ ) значения  $R_{уд.дин.ср}$  и  $K_{дин.ср}$  остаются примерно постоянными, для случая срединного удара ( $\Delta f_{pbr} > 0$ ) отмечается уменьшение значений  $R_{уд.дин.ср}$  и  $K_{дин.ср}$ .

При увеличении  $\Delta D$  значение  $v_{пр}$  сдвигается в сторону больших скоростей и при  $\Delta D = 260$  мкм  $v_{пр} = 9$  м/с. Это объясняется, очевидно, увеличением коэффициента перекрытия при увеличении  $\Delta D$  в результате перемещения зоны зацепления по высоте зуба. Аналогичное действие на изменение  $v_{пр}$  оказывает и величина  $\Delta f_{pbr}$ . Если для срединного удара  $v_{пр} = 5,5 - 6,5$  м/с, то для кромочного  $v_{пр} = 6,5 - 7,5$  м/с.

Нами обнаружены некоторые увеличения  $K_{дин.ср}$  и  $R_{уд.дин.ср}$  при срединном ударе для  $n$ , равном 550 и 820 об/мин. Они вызваны совпадением частот возбуждения с частотой собственных колебаний зубчатого колеса на валу. При кромочном ударе вследствие снижения жесткости зацепления в точке пересопряжения зубья шестерни автотракторных коробок передач (КП) нечувствительны к подобным резонансным явлениям.

Изменение  $M_{кр.стат}$  не влияет на общий характер взаимосвязей  $K_{дин.ср}$  и  $R_{уд.дин.ср}$  с  $v$ , однако для больших значений  $M_{кр.стат}$  возрастание  $K_{дин.ср}$  и  $R_{уд.дин.ср}$  с увеличением  $v$  происходит менее резко. При исследовании влияния  $M_{кр.стат}$  на динамику передачи  $M_{кр.стат}$ ,  $v$ ,  $\Delta f_{pbr}$ ,  $\Delta D$  изменялись в тех же пределах, что и при изучении влияния  $v$  на динамику передачи. Было установлено, что рост  $M_{кр.стат}$  в изученных пределах приводит к уменьшению  $K_{дин.ср}$  и увеличению  $R_{уд.дин.ср}$ . Причем для рассмотренных пределов изменения  $\Delta f_{pbr}$ ,  $v$ ,  $\Delta D$  эти зависимости между  $K_{дин.ср}$ ,  $R_{уд.дин.ср}$  и  $M_{кр.стат}$  носят линейный характер, что дает возможность с

достаточной точностью аппроксимировать их полиномом первой степени. В этом случае для зависимости  $K_{\text{дин.ср}} = f(M_{\text{кр.стат}})$   $\epsilon_{\text{ср}}$  находится в пределах 0,595--7,973%,  $F = 0,060$ --1,105,  $r_{xy} = (-0,118) - (-0,859)$ . Для зависимости  $P_{\text{уд.дин.ср}} = f(M_{\text{кр.стат}})$   $\epsilon_{\text{ср}} = 4,047$ --20,99%,  $F = 0,075$ --1,196,  $r_{xy} = 0,131$ --0,789. Здесь  $r_{xy}$  -- коэффициент корреляции между рассматриваемыми параметрами.

Попытка аппроксимации указанных зависимостей с помощью полинома второй степени показала, что этот вид зависимости несущественно улучшает точность описания взаимосвязей между данными параметрами, и поэтому его использование нецелесообразно.

Как видно из рассчитанных характеристик взаимосвязей между  $K_{\text{дин.ср}}$ ,  $P_{\text{уд.дин.ср}}$  и  $M_{\text{кр.стат}}$ , степень влияния  $M_{\text{кр.стат}}$  на  $K_{\text{дин.ср}}$  и  $P_{\text{уд.дин.ср}}$  увеличивается с ростом абсолютных значений  $\Delta f_{\text{pbr}}$ . Это, очевидно, связано с тем, что при больших абсолютных значениях  $\Delta f_{\text{pbr}}$  величины  $K_{\text{дин.ср}}$  и  $P_{\text{уд.дин.ср}}$  также достигают больших значений.

Изменение  $v$  не сказывается существенно на характере взаимосвязи  $M_{\text{кр.стат}}$  с  $K_{\text{дин.ср}}$  и  $P_{\text{уд.дин.ср}}$ . С увеличением  $\Delta D$  общий характер указанных зависимостей также не меняется, однако отмечается больший разброс значений  $K_{\text{дин.ср}}$  и  $P_{\text{уд.дин.ср}}$ , так как при увеличении  $\Delta D$  возможно перемещение положения зоны зацепления по поверхности зуба. Это приводит к изменению жесткости зацепления и динамических нагрузок в передаче.

Таким образом, окружная скорость вращения  $v$  и передаваемый полезный крутящий момент  $M_{\text{кр.стат}}$  оказывают существенное влияние на динамические нагрузки в зубчатых колесах коробки передач трактора ДТ-75, работающих в условиях, максимально приближенных к эксплуатационным. Установлены характер и степень влияния  $v$  и  $M_{\text{кр.стат}}$  на коэффициент динамичности  $K_{\text{дин.ср}}$  и удельную динамическую нагрузку  $P_{\text{уд.дин.ср}}$  в зацеплении. Изменение характеристик точности

зубчатых колес  $\Delta f_{pbr}$  и  $\Delta D$  отражается на характере указанных взаимосвязей. Полученные данные, а также данные, приведенные в работах [2,3] позволяют оптимизировать требования к  $\Delta f_{pbr}$  и  $\Delta D$  для условий работы шестерен, подобных рассмотренным.

### Л и т е р а т у р а

1. Кане М.М., Шушкевич В.А., Христюк И.К. Некоторые вопросы экспериментального исследования динамических нагрузок в зубчатых колесах автотракторных коробок передач. — В сб.: Прогрессивная технология машиностроения. Вып. 1. Минск, 1970. 2. Кане М.М. и др. Влияние разности шагов зацепления на динамику зубчатых колес в условиях коробки передач трактора ДТ-75. — В сб.: Машиностроение и приборостроение. Вып. 8. Минск, 1976. 3. Кане М.М. и др. Влияние точности сопряжения шестерня—вал на динамику зубчатой передачи. — В сб.: Машиностроение и приборостроение. Вып. 9. Минск, 1976.

УДК 621.81.004.67

Е.Н. Сташевская

### ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ СПЛАВОВ НА НИКЕЛЕВОЙ ОСНОВЕ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ

Выявление зависимости изнашивания покрытий из сплавов на никелевой основе от условий испытаний дает возможность рационального выбора номенклатуры упрочняемых деталей.

Испытания на изнашивание при трении скольжения без смазки проводили на модернизированной машине трения МИ. Неподвижный образец с покрытием из сплава ПГ-ХН80СР4 толщиной 1,0...1,5 мм (5x5x15 мм) испытывали в паре с образцом из твердого сплава ВК8 (наружный диаметр 40 мм, толщина диска — 10 мм). Режимы испытаний были следующие: скорость скольжения 0,5...2,0 м/с; удельные давления —  $4 \cdot 10^5 \dots 40 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ , температура окружающей среды 473 ... 873°К. Износ определяли линейным методом. Исследования проводили с применением математического планирования экспериментов. Параметром оптимизации у служил износ сплава ПГ-ХН80СР4. Исследовались факторы:  $x_1$  — температура ок-