

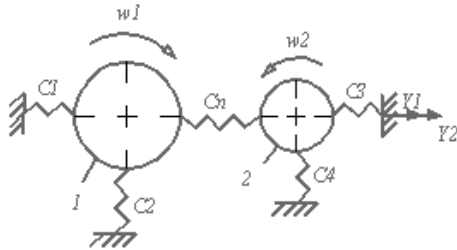
В.И. Галаев, А.В. Синельников

**ВОЗМОЖНОСТЬ РАЦИОНАЛЬНОГО ИЗМЕНЕНИЯ  
ПАРАМЕТРОВ ОБРАБАТЫВАЮЩЕЙ СИСТЕМЫ РОТОРНЫХ МАШИН С ЦЕЛЬЮ  
ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА  
ЕЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ**

Процесс обработки материалов на роторных машинах сопровождается сложными колебательными явлениями, происходящими в рабочих органах машин, что приводит к образованию различных дефектов на обработанной поверхности материала. Основными являются колебания с частотой, соответствующей частоте вращения обрабатываемого вала.

Закон распределения зазора между валами по их длине в процессе работы роторной машины определяет толщину и качество обработки поверхности материала. В связи с этим возникает необходимость исследования колебаний обрабатываемой системы роторных машин и разработки рекомендаций по снижению влияния колебаний на качество обработки [1].

Распределение зазора между валами можно получить аналитически как решение задачи вынужденных колебаний двух соосных валов с упругим слоем между ними, которым является обрабатываемый материал. Распределение дисбалансов по длине обрабатываемого вала можно представить в виде двух неуравновешенных масс, вызывающих в зависимости от их взаимного расположения статическую, моментную или динамическую неуравновешенности этого вала. Вид сбоку на систему горизонтально расположенных валов показан на рис. 1.



**Рис. 1** Расчетная схема горизонтально расположенных валов с упругим слоем между ними:

*1* – обрабатываемый вал; *2* – прижимной вал

Обозначим:  $m_1, m_2, B_1, B_2$  – масса и главные центральные моменты инерции соответственно обрабатываемого и прижимного валов;  $C_1, C_2, C_3, C_4$  – коэффициенты жесткости опор валов;  $C_n$  – коэффициент жесткости единицы длины обрабатываемого материала;  $D_1, D_2$  – дисбалансы обрабатываемого вала;  $\varphi_{12}$  – сдвиг фаз между дисбалансами;  $x_1, x_2$  – координаты дисбалансов;  $L$  – длина валов;  $\omega_1, \omega_2$  ( $\omega_1 > \omega_2$ ) – угловые скорости валов;  $y_1, y_2, \varphi_1, \varphi_2$  – динамические смещения центров масс валов и их углы поворота в горизонтальной плоскости.

Интерес для практических приложений представляет анализ колебаний валов в горизонтальной плоскости, так как эти колебания определяют изменение зазора между валами. Дифференциальные уравнения, описывающие движение валов в указанной плоскости, были получены в форме уравнений Лагранжа [2].

$$\begin{cases} m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} + (2C_1 + C_n L) y_1 - C_n L y_2 = D_1 \omega_1^2 \sin(\omega_1 t) + D_2 \omega_1^2 \sin(\omega_1 t + \varphi_{12}); \\ m_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} + (2C_3 + C_n L) y_2 - C_n L y_1 = 0. \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} B_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + \frac{(6C_1 + C_n L)}{12} L^2 \varphi_1 - \frac{C_n L^3}{12} \varphi_2 = D_1 \omega_1^2 \left( \frac{L}{2} - x_1 \right) \sin(\omega_1 t) + \\ + D_2 \omega_1^2 \left( \frac{L}{2} - x_2 \right) \sin(\omega_1 t + \varphi_{12}); \\ B_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + \frac{(6C_3 + C_n L)}{12} L^2 \varphi_2 - \frac{C_n L^3}{12} \varphi_1 = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Решения систем уравнений (1) и (2), соответствующие вынужденным колебаниям валов, имеют вид:

$$y_i = A_{1i} \sin(\omega_1 t) + A_{2i} \sin(\omega_1 t + \varphi_{12});$$

$$\varphi_i = B_{1i} \sin(\omega_1 t) + B_{2i} \sin(\omega_1 t + \varphi_{12});$$

$$\text{где } A_{1i} = D_i \omega_1^2 \frac{2C_3 + C_n L - m_2 \omega_1^2}{\Delta}; \quad A_{2i} = D_i \omega_1^2 \frac{C_n L}{\Delta};$$

$$B_{1i} = 12 D_i \omega_1^2 \left(\frac{L}{2} - x_i\right) \frac{6 C_3 L^2 + C_n L^3 - 12 B_2 \omega_1^2}{\theta};$$

$$B_{2i} = 12 D_i \omega_1^2 \left(\frac{L}{2} - x_i\right) \frac{C_n L^3}{\theta};$$

$$\Delta = (2C_1 + C_n L - m_1 \omega_1^2)(2C_3 + C_n L - m_2 \omega_1^2) - C_n^2 L^2;$$

$$\theta = (6C_1 L^2 + C_n L^3 - 12B_1 \omega_1^2)(6C_3 L^2 + C_n L^3 - 12B_2 \omega_1^2) - C_n^2 L^6;$$

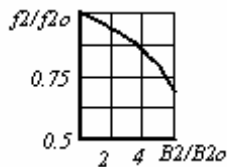
$$i = 1, 2.$$

Уравнения движения исследуемой системы показывают, что амплитуды относительного смещения  $y_1 - y_2$  центров масс валов и их относительного угла поворота  $f_1 - f_2$  пропорциональны соответственно выражениям

$$f_1 = \frac{2C_3 - m_2 \omega_1^2}{\Delta}; \quad f_2 = \frac{C_3 L^2 - 2B_2 \omega_1^2}{\theta}.$$

Рассматривая величины  $F_1, F_2$  как функции массы  $m_2$  и момента инерции  $B_2$  прижимного вала, нетрудно заметить, что при увеличении этих параметров будут уменьшаться амплитуды изменения величин  $y_1 - y_2$  и  $f_1 - f_2$ , причем снижение этих амплитуд будет более значительным, если одновременно уменьшать массу и момент инерции обрабатываемого вала.

Часто при обработке материала дефекту подвергаются периферийные его участки, что указывает на преобладание угловых колебаний валов. Поэтому более рациональной следует признать конструкцию прижимного вала, который при заданной массе имеет наибольший момент инерции.



**Рис. 2** Влияние моментов инерции валов на динамические характеристики обрабатываемой системы

На рис. 2 приведен график функций  $f_2 / f_{20}$  при изменении моментов инерции  $B_1, B_2$  обрабатываемого и прижимного валов для конструкции роторной кожевенной машины МСГ-1500, предназначенной для выполнения операций строгания кожевенного полуфабриката. Величина  $f_{20}$  есть значение функции  $f_2$  для моментов инерции  $B_{10}, B_{20}$ , соответствующих моментам инерции валов машины МСГ-1500, массы которых равны  $m_{10}, m_{20}$ . Изменение моментов инерции  $B_1, B_2$  принималось следующим:

$$B_1 = \frac{(m_{10} - \Delta m_1) L^2}{12}; \quad B_2 = \frac{m_{20} L^2}{12} + \frac{\Delta m_{10} L^2}{4}.$$

При этом:

$$m_1 = m_{10} - \Delta m_1; \quad m_2 = m_{20} + \Delta m_1,$$

где  $\Delta m_1$  – величина, на которую уменьшалась масса обрабатываемого вала. Таким образом, общая масса валов не изменялась, распределение массы обрабатываемого вала по его длине оставалось равномерным, а масса  $\Delta m_1$  распределялась на концевых участках прижимного вала. В результате получаем, что только уже за счет перераспределения масс валов имеется возможность снижения амплитуд их относительных колебаний (рис. 2).

Результаты проведенных исследований динамики взаимодействия валов роторных машин с обрабатываемым материалом могут быть использованы при разработке мероприятий по совершенствованию их конструкций.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Галаев В.И. Самоцентрирование системы роторов с упругой распределенной связью между ними // Вестник ТГТУ. 1999. Т. 5. № 4. С. 628 – 633.
- 2 Бухгольц Н.Н. Основной курс теоретической механики. М.: Наука, 1972. Т. 2. 332 с.

*Кафедра «Теоретическая механика»*