

**ВЛИЯНИЕ СТАТИЧЕСКОГО ИЗГИБА ВАЛОВ
НА ЭКВИВАЛЕНТНУЮ ЖЕСТКОСТЬ ОПОРНЫХ УЗЛОВ И
ВИБРОНАГРУЖЕННОСТЬ ОБРАБАТЫВАЮЩЕГО ВАЛА
РОТОРНЫХ МАШИН**

При разработке расчетной модели обрабатывающей системы роторных машин, под которой понимаются два вращающихся вала с упругой связью, необходимо предварительно оценить величины отклонений первых четырех собственных частот колебаний этой системы, вычисленных в предположении абсолютной жесткости валов, от соответствующих частот, определенных с учетом изгиба валов. Данная работа является продолжением исследований динамики валов роторных машин с учетом их изгиба и зазоров в опорах обрабатывающего вала.

Наличие зазоров в опорах обрабатывающего вала приводит к снижению собственных частот колебаний указанной системы машин, критического числа оборотов обрабатывающего вала, а следовательно, к росту амплитуд вынужденных колебаний валов.

Эквивалентная жесткость $C_{\text{экр}}$ опорных узлов обрабатывающего вала определяется коэффициентом жесткости C_1 опоры, в которую установлен подшипник вала, величиной радиального зазора δ_p в опоре, весом вала mg и углом $\alpha_{\text{ст}}$, составляемым цапфой вала с вертикальным направлением в равновесном положении обрабатывающей системы роторной машины. Предполагая, что опоры валов имеют линейные упругие характеристики, получим в соответствии с работой [1]

$$C_{\text{экр}} = \frac{mgC_1}{mg + 2\delta_r C_1 \cos^3 \alpha_{\text{ст}}}. \quad (1)$$

Отклонение цапфы вала от вертикального направления вызывается распорным усилием между валами. Определение угла $\alpha_{\text{ст}}$ приводит к необходимости решения задачи равновесия двух валов на упругих опорах с упругим слоем между ними, которым является обрабатываемый материал (при наличии радиальных зазоров в опорных узлах обрабатывающего вала). Величина этого угла, а следовательно, и эквивалентная жесткость $C_{\text{экр}}$ будут зависеть от того, учитывается ли изгиб валов или они рассматриваются как абсолютно жесткие.

Для абсолютно жестких валов угол $\alpha_{\text{ст}}$ определяется из уравнения [2]

$$mg \operatorname{tg} \alpha_{\text{ст}} = \frac{2C_n l C_1 C_2}{2C_1 C_2 + C_n l (C_1 + C_2)} (\delta - \delta_0 - \delta_p \sin \alpha_{\text{ст}}), \quad (2)$$

где C_n – жесткость единицы длины обрабатываемого материала; l – длина валов; C_2 – жесткость опоры вала, на поверхности которого происходит обработка материала; δ – толщина обрабатываемого материала; δ_0 – технологический зазор между валами. Правая часть уравнения (2) представляет распорное усилие между валами.

Статические упругие линии гибких валов с упругим слоем между ними при наличии зазоров в опорах обрабатывающего вала описываются системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \frac{d^4 y_{1\text{ст}}(\xi)}{d\xi^4} + b_1 [y_{1\text{ст}}(\xi) - y_{2\text{ст}}(\xi)] = -b_1 (\delta - \delta_0 - \delta_p \sin \alpha_{\text{ст}}); \\ \frac{d^4 y_{2\text{ст}}(\xi)}{d\xi^4} + b_2 [y_{2\text{ст}}(\xi) - y_{1\text{ст}}(\xi)] = b_2 (\delta - \delta_0 - \delta_p \sin \alpha_{\text{ст}}), \end{cases} \quad (3)$$

где $\xi = x/l$; $b_1 = C_n l^4 / E_1 I_1$; $b_2 = C_n l^4 / E_2 I_2$; x – координата сечения валов; $E_1 I_1$, $E_2 I_2$ – изгибные жесткости валов; $y_{1\text{ст}}(\xi)$, $y_{2\text{ст}}(\xi)$ – статические прогибы валов.

Граничные условия:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 y_{i\text{ст}}(0)}{d\xi^2} = \frac{d^2 y_{i\text{ст}}(1)}{d\xi^2} = 0; \quad E_i I_i \frac{d^3 y_{i\text{ст}}(0)}{d\xi^3} = -C_i l^3 y_{i\text{ст}}; \\ E_i I_i \frac{d^3 y_{i\text{ст}}(1)}{d\xi^3} = C_i l^3 y_{i\text{ст}}(1), \quad i = 1, 2. \end{aligned}$$

Относительно функции $y_{1\text{ст}}(\xi)$ из системы уравнений (3) получается уравнение

$$\frac{d^8 y_{1\text{ст}}(\xi)}{d\xi^8} + (b_1 + b_2) \frac{d^4 y_{1\text{ст}}(\xi)}{d\xi^4} = 0. \quad (4)$$

Общее решение уравнения (4) записывается в виде [3]

$$\begin{aligned} y_{1\text{ст}}(\xi) = e^{n\xi} [N_1 \cos(n\xi) + N_2 \sin(n\xi)] + e^{-n\xi} [N_3 \cos(n\xi) + \\ + N_4 \sin(n\xi)] + N_5 \xi^3 + N_6 \xi^2 + N_7 \xi + N_8, \end{aligned} \quad (5)$$

где $n = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt[4]{b_1 + b_2}$.

Постоянные N_i ($i = 1, \dots, 8$) определяются в соответствии с граничными условиями. Распорное усилие F_p между валами можно выразить через поперечные силы на концах валов.

Приравняв величины F_p и $mg \operatorname{tg} \alpha_{\text{ст}}$ (рис. 1), получим уравнение для определения угла $\alpha_{\text{ст}}$ в случае гибких валов

$$m_1 g \operatorname{tg} \alpha_{\text{ст}} = F_p. \quad (6)$$

На рис. 1 приведены графики изменения эквивалентной жесткости опор, рассчитанной для обрабатывающего вала роторной машины МСГ – 1500 – К, предназначенной для строгания кожевенного полуфабриката, в зависимости от радиальных зазоров в его опорах для случаев, когда валы обрабатывающей системы машины рассматривались как абсолютно жесткие и как гибкие.

Графики показывают, что изгиб валов может существенно влиять на эквивалентную жесткость обрабатывающего вала, которая меньше (при данной величине зазоров) эквивалентной жесткости, получаемой в предположении абсолютной жесткости валов. Объясняется это тем, что за счет изгиба валов средняя величина сжатия кожевенного полуфабриката между валами меньше, чем в случае, когда валы рассматриваются как абсолютно жесткие. В результате угол $\alpha_{\text{ст}}$, образуемый цапфой обрабатывающего вала с вертикалью, будет меньше в случае, если учитывается изгиб валов. Поэтому в соответствии с выражением (1) будет меньше и эквивалентная жесткость опор обрабатывающего вала.

Влияние радиальных зазоров на виброактивность обрабатывающей системы показано на рис. 2, на котором приведены графики распределения амплитуд вынужденных колебаний валов системы по их длине для случая неуравновешенной силы, действующий вал, в точке с координатой $\xi = 0,25$ (D, ω – соответственно дисбаланс и угловая скорость вала) при величинах радиального зазора $\delta_p = 0$ и $\delta_p = 0,2$ мм. Эквивалентная жесткость $C_{\text{экв}}$, соответствующая зазору $\delta_p = 0,2$ мм,

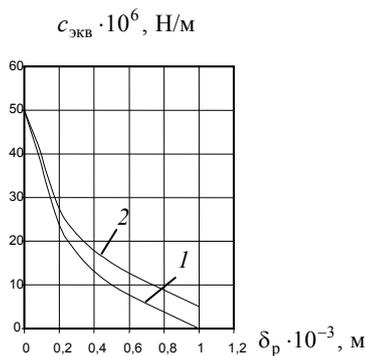


Рис. 1. Графики зависимости эквивалентной жесткости опор обрабатывающего вала от радиальных зазоров:
1 – учитывая изгиб валов;
2 – валы рассматриваются как абсолютно жесткие

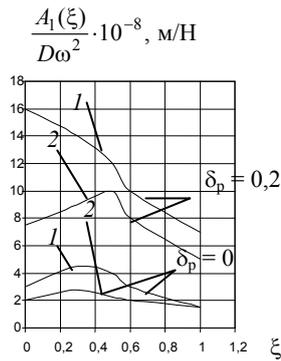


Рис. 2. Графики распределения амплитуд вынужденных колебаний валов по их длине:
1 – обрабатывающий вал;
2 – прижимной вал

принималась равной $1,1 \cdot 10^7$ Н/м, т.е. рассчитанной с учетом изгиба валов (рис. 1). Графики показывают, что радиальные зазоры значительно повышают уровень вибронгруженности обрабатывающей системы роторных машин и, как правило, являются основным фактором, определяющим с геометрической точки зрения качества поверхности обрабатываемых материалов.

Исследования по расчету статических и динамических характеристик обрабатывающей системы роторных машин могут быть использованы на этапе их проектирования и при разработке мероприятий по совершенствованию конструкций машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Галаев, В.И. Эквивалентная жесткость системы «нелинейная упругая опора с зазором – вал роторной машины» / В.И. Галаев // Вестник Тамбовского государственного технического университета. – 2002. – Т. 8, № 4. – С. 644 – 647.
2. Галаев, В.И. Динамика взаимодействия валов строгальных машин с обрабатываемым кожевенным полуфабрикатом. Сообщение 1 / В.И. Галаев, В.В. Карамышкин, А.Г. Бурмистров // Известия вузов. Технологии легкой промышленности. – 1985. – № 6. – С. 112 – 117.
3. Матвеев, Н.М. Методы интегрирования обыкновенных дифференциальных уравнений / Н.М. Матвеев. – М.: Высшая школа, 1967. – 564 с.