

УДК 676.056

Бак. А.Н. Сысуев, И.В. Прохоров  
 Рук. Н.В. Куцубина  
 УГЛТУ, Екатеринбург

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЖЕСТКОСТИ ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР ТРУБЧАТЫХ ВАЛОВ БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНЫХ МАШИН

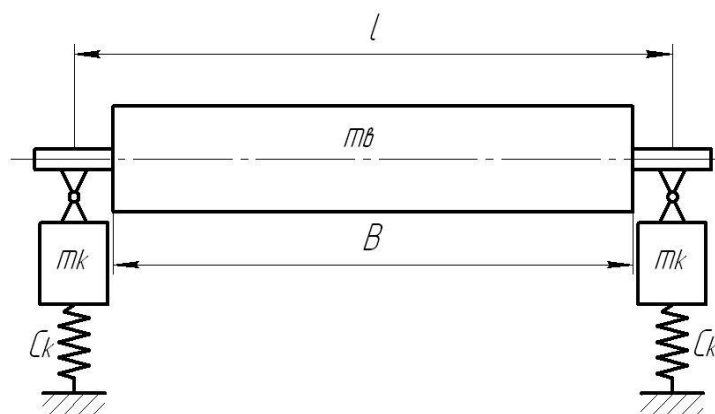
Бумагоделательная машина (далее – БМ) является основным технологическим оборудованием для производства бумаги.

По своей структуре БМ являются многороторными агрегатами, состоящими из нескольких сотен различных по назначению и конструкции валов. Виброактивность валов является определяющей при оценке технического состояния всей БМ. Оценка параметров вибрации валов БМ при проектировании, модернизации, эксплуатации является актуальной задачей [1].

При оценке технического состояния, анализе с целью прогнозирования вибрации возникает необходимость моделирования вибрационного состояния валов, в частности, параметров их вынужденных колебаний.

Одним из важных параметров моделей являются коэффициенты жесткости опор валов.

Как правило, валы опираются на самоустанавливающиеся сферические радиальные двухрядные роликовые подшипники. Корпуса подшипников в разных конструктивных исполнениях устанавливаются на станинах, фундаментах или рычагах, обладающих различными коэффициентами жесткости. Упрощенная модель вала представлена на рис.



Упрощенная модель вала:

$l$  – межцентровое расстояние;  $B$  – длина рабочей поверхности вала;

$m_{\text{в}}$  – масса вала;  $m_{\text{к}}$  – масса подшипниковой опоры;

$C_{\text{к}}$  – коэффициент жесткости подшипниковой опоры

Коэффициенты жесткости опор вала существенно сказываются на значении собственных частот (критических скоростей) валов, параметрах их вынужденных колебаний, параметрах колебаний корпусов подшипниковых узлов.

Определение коэффициента жесткости опор рассмотрим на примере сукноведущего вала бумагоделательной машины Б-21 ПЦБК.

Сукноведущий вал диаметром 367 мм вращается в подшипниках 73615-SKF 22316ЕК. Опоры сукноведущих валов имеют рамную конструкцию и опираются, в свою очередь, на продольные балки станины сушильной части БМ. Межцентровое расстояние  $l = 5300$  мм, масса вала  $m_g = 920$  кг.

Низшая собственная частота колебаний сукноведущего вала определена экспериментально [2] и составляет  $f_0 = 30$  Гц.

Собственная частота колебаний сукноведущего вала аналитическим методом определяется по формуле [1]:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{EI(\alpha l)^4}{\rho S}}, \quad (1)$$

где  $E$ , Па и  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup> – продольный модуль упругости и плотность материала вала;

$I$ , м<sup>4</sup> и  $S$ , м<sup>2</sup> – момент и площадь поперечного сечения вала соответственно;

$\alpha$  – безразмерный параметр, определяемый путем решения частотного уравнения вала (рисунок).

$$2\sinh(\alpha l)\sin(\alpha l) + 2\frac{(\alpha l)^3}{\eta}(\sinh(\alpha l)\cos(\alpha l) - \sin(\alpha l)\cosh(\alpha l)) + \left(\frac{(\alpha l)^3}{\eta}\right)^2(1 - \cosh(\alpha l)\cos(\alpha l)) = 0, \quad (2)$$

где  $\eta$  – относительная жесткость опор вала,  $\eta = C_k l^3 / (EI)$ ;

$C_k$  – коэффициент жесткости подшипниковых опор вала, Н/м.

Для определения коэффициента жесткости необходимо было принять в приведенных выше уравнениях собственную частоту, равную экспериментальной, т.е.  $f_0 = 30$  Гц. Расчет выполнялся в системе автоматизации математических расчетов MathCad.

В результате расчета было выявлено, что экспериментальное значение собственной частоты колебаний будет достигнуто при коэффициенте жесткости подшипниковых опор вала  $C_k = 8 \cdot 10^6$  Н/м.

Таким образом, при проведении расчетов вибрационного состояния валов в случае увеличения их скорости, а также при прогнозировании вынужденных колебаний валов коэффициенты жесткости подшипниковых опор сукноведущих валов Б-21 можно принять равными  $C_k = 8 \cdot 10^6$  Н/м.

## Библиографический список

1. Куцубина, Н.В. Теория и практика оценки технического состояния трубчатых валов бумагоделательных машин: монография. Екатеринбург: Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2016. 132 с.

2. «Разработка рекомендаций по повышению эффективности работы бумагоделательной машины Б-21 на основе ее комплексного диагностирования и прогнозирования вибрационного состояния при увеличении скорости» по договору с ООО «Пермский картон»: отчет о НИР по теме №43/2007. Рук. Санников, А.А., Екатеринбург: Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2008. 172 с.

УДК 676.056.5

Бак. А.С. Чусовитин, М.Е. Бетев, И.А. Червинский  
Рук. С.Н. Исаков  
УГЛТУ, Екатеринбург

### АНАЛИЗ ВИБРАЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ МАССОПОДВОДЯЩЕЙ СИСТЕМЫ БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ

В рамках проекта базовой кафедры УГЛТУ на АО «Соликамскбумпром» проводились практические занятия по диагностике технологического оборудования, на которых замерялась вибрация работающего оборудования и производился анализ спектров вибрации.

Для анализа выбрана массоподводящая система бумагоделательной машины №3, фрагмент которой представлен схематично на рис. 1, в продолжении работы по диагностике оборудования [1]. Бумажная масса из деаэрационного бака транспортируется массным насосом 1 (марка Z22-700/700-65 ABS) через напорные сортировки 2 (типа Центрискрин 145), гаситель пульсаций 3 в напорный ящик 4.



Рис. 1. Фрагмент короткой линии циркуляции массоподводящей системы бумагоделательной машины №3 АО «Соликамскбумпром»