

крутящий момент непосредственно от статора. Это позволяет не применять дополнительные механические передачи, передающие вращение. Снижено количество подшипниковых опор с четырех до двух. Частота вращения ротора имеет возможность плавной бесступенчатой регулировки. В устройстве применены редкоземельные магниты, позволяющие увеличить удельную мощность механизма.

Устройство работает следующим образом: преобразователь частоты, встроенный в блок управления 4, вырабатывает необходимый ток, который передается на статорную обмотку по токоведущим проводникам. В статоре 2 возникает магнитное поле, под воздействием которого начинают перемещаться магниты 6, вращая ножевую головку, с закрепленными в ней ножами 7. Рубанок надвигается на заготовку – происходит процесс фрезерования.

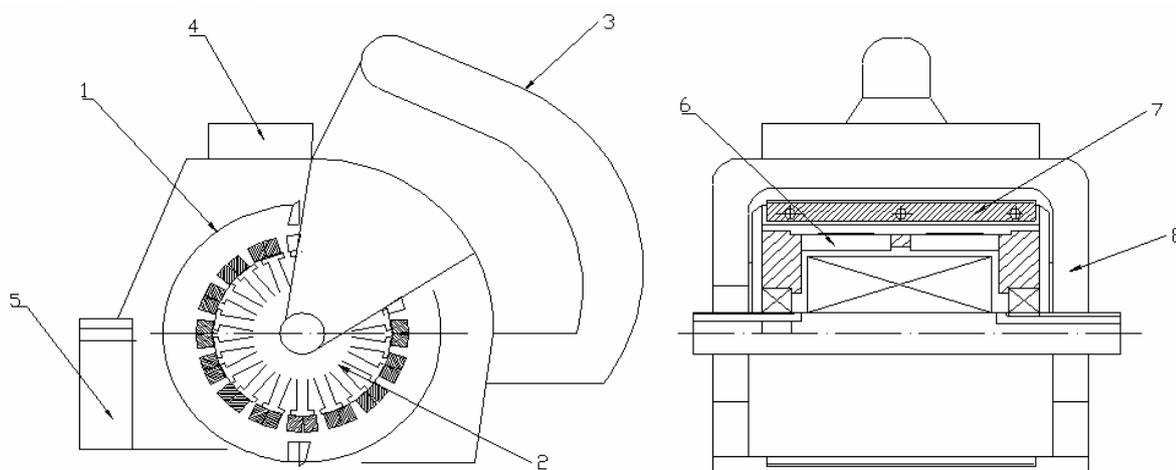


Рисунок 1 – Конструкция электрорубанка

Библиографический список

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин – М.: Высшая школа, 2000. – 447 с.
2. Рубанки, рейсмусы/Рубанки/Интернет – магазин электроинструментов // [Электронный ресурс] Загл. с экрана. Режим доступа свободный (Дата обращения 10.09.2009) <http://www.superdrel.ru/catalog/id65/>.

Куцубина Н.В., Калимулина Т.В., Перескоков И.В.

(УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ) cbp@usfeu.ru

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СЛОЖНЫХ ВАЛОВ БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНЫХ МАШИН THE DETERMINATION OF THE DYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE COMPLEX SHAFTS OF THE PAPER MACHINES

В бумагоделательных машинах (БМ) используются уникальные валы, не встречающиеся в других отраслях техники: отсасывающие и с регулируемым прогибом. Характерной особенностью сложных валов является наличие двух соосных взаимосвязан-

ных элементов, имеющих между собой и основанием (поддерживающей конструкцией) те или иные связи. В отсасывающих валах такими элементами являются вращающаяся рубашка вала и неподвижная отсасывающая камера, связанные между собой упруго-демпфирующими связями в виде подшипниковых опор и уплотнений отсасывающей камеры. В валах с регулируемым прогибом соосными элементами являются неподвижная ось и вращающаяся рубашка, связанные между собой подшипниками качения [1].

Недостаточная разработанность методик определения динамических характеристик сложных валов БМ, связанная, прежде всего, со сложностью расчетных динамических и математических моделей, приводит к повышенной виброактивности валов и конструкций БМ.

Экспериментальные исследования колебаний конструкций БМ №3 Краснокамской бумажной фабрики «Гознак» показали, что станина и фундамент прессовой части в горизонтальных направлениях колеблются по форме обратного маятника и преимущественно на частотах (22,4; 23,8 Гц), равных и кратных оборотным частотам отсасывающего вала. Источником этих колебаний может быть неуравновешенность, несоосность или нецилиндричность валов прессовой части, дефектов муфт и других причин.

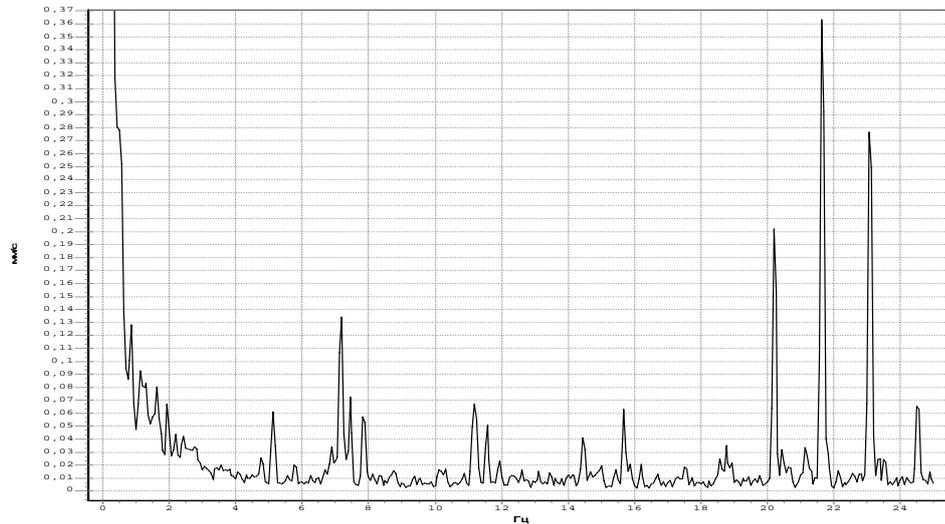


Рисунок 1 – Горизонтальные продольные колебания станины прессовой части БМ №3 Краснокамской бумажной фабрики «Гознак» при скорости секции 200 м/мин

Интенсивные колебания сложных валов прессовых частей скоростных БМ нередко возбуждаются на собственных и кратных им частотах.

Расчетные схемы сложных валов сводятся в общем случае к системе двух соосных сопрягаемых между собой и неподвижным основанием стержней. Связи между стержнями могут быть сосредоточенными и распределенными, упругими и упруго-демпфирующими.

Обобщенная динамическая модель сложных валов представлена на рисунке 2, где обозначено: E_k , ρ_k , S_k , I_k и E_p , ρ_p , S_p , I_p - модуль упругости и плотность материала, площадь и момент инерции сечения соответственно оси (сердечника, камеры) и рубашки вала; C_i , b_i ($i=1,2,\dots,6$) и $C_{i\theta}$, $b_{i\theta}$ ($i=3,6$) - коэффициенты жесткости неупругих сопротивлений сосредоточенных опор соответственно линейные и угловые; C_{op} , b_{op} , C_{ok} , b_{ok} -

коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений распределенных опор соответственно между рубашкой вала и сопряженной опорой, между рубашкой вала и камерой (осью); B_k и B - длины распределенных опор; a_i ($i=1,2,\dots,5$) - расстояния между опорами.

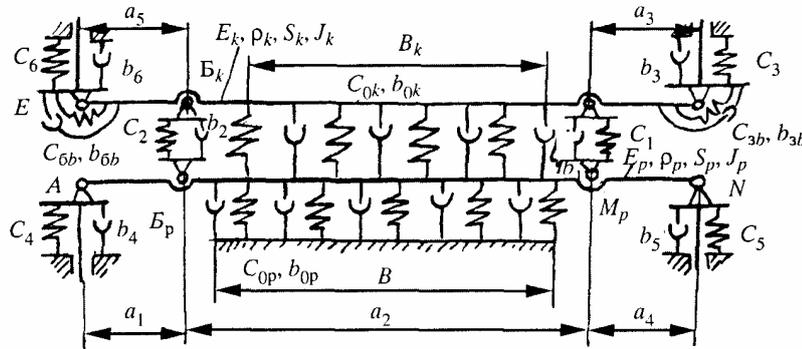


Рисунок 2 – Обобщенная динамическая модель сложных валов

В расчетной модели балки разбиваются на участки с постоянными значениями массово-жесткостных характеристик. Для каждого участка составляются дифференциальные уравнения в частных производных с граничными условиями по концам, решаемые методом гармонических коэффициентов. Собственные частоты колебаний вала находят из главного определителя системы из шестнадцати взаимосвязанных уравнений.

Учитывая, что для практических целей можно ограничиться определением только низших частот свободных колебаний, в данной работе рассматриваются методы определения собственных частот колебаний по упрощенным моделям сложных валов.

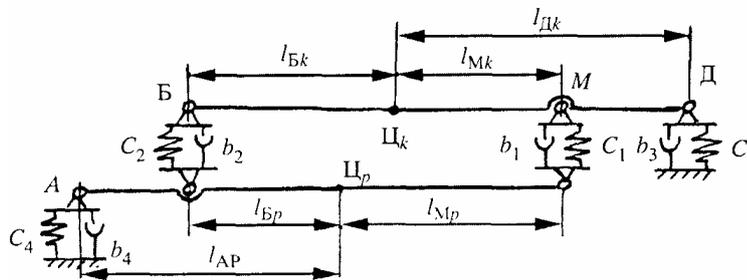


Рисунок 3 – Упрощенная динамическая модель отсасывающего вала:

l_i - геометрические размеры вала; $l_{iр,k}$ - размеры, определяющие положения центров масс камеры Ψ_k и рубашки Ψ_p относительно опор

Отсасывающий вал представляет собой перфорированную цилиндрическую оболочку (рубашку), вращающуюся в подшипниках качения, корпус одного из них опирается на станину, второй связан с корпусом отсасывающей камеры. Отсасывающая камера находится внутри рубашки. Расчетная модель отсасывающего вала (рис. 3) представляется в виде двух взаимосвязанных абсолютно жестких балок: вращающейся (рубашка вала) и невращающейся (отсасывающая камера). Упругая податливость балок приводится к опорам. Балки имеют упругодемпфирующие шарнирные сосредоточенные связи между собой и со стойкой, роль которых играют подшипниковые узлы.

При определении собственных частот колебаний вала коэффициентами неупругих сопротивления b_i можно пренебречь. Коэффициенты жесткости подшипника в радиальном направлении при статической нагрузке $F_{ст}$

$$C_i = 3,321_{l_0}^{0,5} (\cos\beta)^{1,75} (iz)^{0,75} F_{ст}^{0,25},$$

где β - угол контакта; l_0 - длина ролика; i, z - число рядов и роликов в ряду подшипника.

Валы с регулируемым прогибом на гидropоддержке состоят из неподвижного сердечника, закрепленного на опорной конструкции, и рубашки, опирающейся по краям на сердечник через подшипник качения. Между сердечником и рубашкой посредством уплотнений образуется камера, заполняемая под давлением маслом, что обеспечивает объемную гидравлическую связь рубашки и сердечника. Эта связь обладает упругими свойствами, которые обуславливаются объемными деформациями жидкости непосредственно в камере вала и в подводящих каналах, и, преимущественно, деформациями торцевых и боковых уплотнений и других конструктивных элементов.

При относительных виброперемещениях сердечника и рубашки вала давление жидкости в камере изменяется пропорционально разности объемов "вытесняемых" при колебаниях относительно положения равновесия внутренней поверхностью рубашки и наружной поверхностью сердечника. Если рассматривать только первую форму колебаний, то для качественной оценки влияния гидropоддержки на собственные частоты колебаний вала изменение давления в жидкости можно принять пропорциональным разности перемещений рубашки и сердечника в середине пролета. В этом случае, приведя массы и жесткости к серединам пролета рубашки и сердечника, получим упрощенную динамическую модель вала (рис. 4).

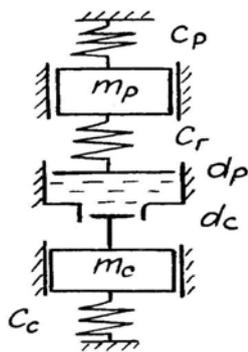


Рисунок 4 – Упрощенная динамическая модель вала с регулируемым прогибом на гидropоддержке: m_p, m_c – приведенные массы рубашки и сердечника; C_p, C_c, C_r – приведенные коэффициенты жесткости соответственно рубашки, сердечника и жидкости гидравлической поддержки.

Приведенные коэффициенты жесткости соответственно рубашки и сердечника определяются по формулам:

$$C_p = m_p \cdot \lambda_p^2; \quad C_c = m_c \cdot \lambda_c^2,$$

где λ_p, λ_c - парциальные собственные частоты колебаний рубашки и сердечника,

$$\lambda_p = \pi^2 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_p}{\rho \cdot A_p \cdot L_p^4}}, \quad \lambda_c = \pi^2 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_c}{\rho \cdot A_c \cdot L_c^4}};$$

где E – модуль упругости материала сердечника и рубашки вала;
 $I_p; I_c$ – моменты инерции рубашки и сердечника вала;
 ρ – плотность материала сердечника и рубашки вала;
 $A_p; A_c$ – площадь поперечного сечения рубашки и сердечника вала;
 $L_p; L_c$ – длины соответственно рубашки и сердечника вала.
 Приведенный коэффициент жесткости гидравлической поддержки

$$C_r = \frac{5 \cdot Q \cdot L_c^4 \cdot f \cdot E_{ж} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2}\right) \cdot \left(b_y - \frac{b_y^2}{b_o} + \frac{3 \cdot b_y^3}{b_o^2}\right)}{R - \frac{r_c}{R} \cdot \left(r_c - 5 \cdot Q \cdot L_c^4 \cdot \left(1 - \frac{b_y}{b_o} + \frac{3 \cdot b_y^2}{b_o^2}\right)\right)},$$

где Q – нагрузка на сердечник вала от его собственного веса, от веса рубашки и линейного давления между валами;
 f – прогиб сердечника;
 $E_{ж}$ – модуль упругости жидкости, $E_{ж} = 1,8 \cdot 10^9$ Н/м;
 R – отношение радиусов рубашки вала и сердечника, $R = r_p / r_c$;
 b_y, b_o – параметры вала.

Определение динамических характеристик валов, в частности их собственных частот колебаний, производилось в системе Pro|ENGINEER путем параметрического моделирования. Передаточные функции определялись из временных зависимостей с помощью быстрого преобразования Фурье.

Решение приведенных моделей в системе Pro|ENGINEER позволяет избежать трудоемких вычислений громоздких математических моделей и обеспечить приемлемые результаты.

Библиографический список

1. Санников А.А. Вибрация и шум технологических машин и оборудования лесного комплекса/ А.А. Санников, В.Н. Старжинский, Н.В. Куцубина, Н.Н. Черемных, В.П. Сиваков, С.Н. Вихарев. - Екатеринбург: Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2006. – 484 с.

Лукаш В. Т., Гриневич С. А. (БГТУ, г. Минск, РБ)

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СТОЙКОСТИ ТВЕРДОСПЛАВНЫХ ДИСКОВЫХ ПИЛ С ПОПЕРЕМЕННО-КОСЫМ ПРОФИЛЕМ ЗУБЬЕВ ПРИ ОБРАБОТКЕ ЛАМИНИРОВАННЫХ ДРЕВЕСНОСТРУЖЕЧНЫХ ПЛИТ (ДСТП) EXAMINATION of TECHNOLOGICAL FIRMNESS of HARD DISK SAWS With ALTERNATELY-SLANTING the PROFILE of TEETHS AT PROCESSING of the LAMINATED WOOD PARTICLE BOARDS

Введение. Ламинированные ДСтП сегодня широко используются в мебельной промышленности для производства офисной и домашней мебели. Основным видом ме-