

водящих к нежелательному образованию систем с избыточными фрикционными связями.

#### Библиографические ссылки

1. Вибродиагностика, триботехника, вибрация и шум : монографический сборник / под ред. А. А. Санникова,

Н. В. Куцубиной. – Екатеринбург : Уральск. гос. лесотехн. ун-т, 2009. – 416 с.

2. Теория механизмов и машин : учебник / К. В. Фролов [и др.] ; под ред. К. В. Фролова. – М. : Высш. шк., 1987. – 496 с.

*A. A. Sannikov*, DSc in Engineering, Professor, Ural State Forest Engineering University, Ekaterinburg

*N. V. Kutsubina*, PhD in Engineering, Associate Professor, Ural State Forest Engineering University, Ekaterinburg

*V. V. Vasiliev*, Ural State Forest Engineering University, Ekaterinburg

#### Autofrictional Vibrations in Systems with Redundant Frictional Links of Papermaking Machines

*The paper discusses possible causes of autofrictional vibrations occurrence in papermaking machine constructions, excited by impulse effects which are diagnostic features of the presence of defects, leading to undesirable formation of systems with redundant frictional links.*

**Key words:** papermaking machines, autofrictional vibrations, vibration protection.

УДК 676.5; 674.5

**А. А. Санников**, доктор технических наук, профессор, Уральский государственный лесотехнический университет, Екатеринбург

**Н. В. Куцубина**, кандидат технических наук, доцент, Уральский государственный лесотехнический университет, Екатеринбург

**В. А. Дубатовк**, Краснокамская бумажная фабрика (филиал ФГУП «Гознак»), Екатеринбург

**Т. В. Калимулина**, аспирант, Уральский государственный лесотехнический университет, Екатеринбург

**И. В. Перескоков**, аспирант, Уральский государственный лесотехнический университет, Екатеринбург

## О МЕТОДАХ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНЫХ МАШИН ПРИ ПЛАНИРУЕМОМ УВЕЛИЧЕНИИ ИХ СКОРОСТИ

*Обосновывается необходимость прогнозирования вибрационного состояния бумагоделательных машин с целью повышения эффективности их работы при модернизации, обсуждаются методы прогнозирования, апробированные на бумагоделательных машинах различного назначения.*

**Ключевые слова:** бумагоделательная машина, вибрация, прогнозирование.

**В** настоящее время многие предприятия ЦБП с целью повышения эффективности работы модернизируют бумагоделательные машины (далее БМ), как правило, с увеличением скорости их работы. При решении задач модернизации БМ возникает необходимость прогнозирования и оценки вибрационного состояния БМ при планируемом увеличении ее скорости [1].

С увеличением скорости БМ возрастают динамические нагрузки на конструкции БМ пропорционально квадрату увеличения скорости. Частоты вращения валов приближаются к собственным частотам колебаний конструкций. Оба этих фактора во взаимодействии вызывают многократное увеличение параметров вибрации, нередко до величин, опасных или нежелательных при эксплуатации БМ. Повышенная вибрация БМ не только понижает несущую способность конструкций, но зачастую оказывает отрицательное влияние на качественные показатели бумажного полотна.

БМ – многороторные агрегаты. Основная и наиболее очевидная причина вибрации конструкций БМ – валы и цилиндры. Конструкции БМ имеют различные виды вибрации: вынужденную – при силовом воздействии центробежных сил инерции неуравновешенных масс валов; вынужденную – при кинематическом воздействии при волнистости и огранке рабочей поверхности, при статическом прогибе валов, при неравномерной толщине сукон и бумаги; параметрическую – из-за неравномерной жесткости сукна вследствие его некачественной промывки; самовозбуждающуюся, возникающую в зоне контакта валов при трении качения в прессах, каландрах, накатах.

Причины и закономерности каждого вида вибрации имеют характерные отличия. Прогнозирование виброактивности БМ по каждому виду вибрации производится независимо. С увеличением скорости БМ параметры вибрации конструкций изменяются. Причем изменение этих параметров непропорционально изменению скорости. При некоторых услови-

ях увеличение скорости БМ сопровождается снижением параметров вибрации. Например, при действии центробежных сил инерции неуравновешенных масс вала, вращающегося со скоростью  $\omega$ , амплитуда виброперемещений  $S_a$  и угол сдвига фаз  $\beta$  определяются по формулам [2]:

$$S_a = \frac{e\eta^2}{\sqrt{(1+\eta^2)^2 + \frac{\eta^2}{\alpha_p^2}}}; \quad \text{tg}\beta = \frac{\eta}{\alpha_p(1-\eta^2)},$$

где  $\eta$  – частотное отношение или отношение частоты возбуждающих колебаний сил  $f$  к собственной частоте колебаний вала  $f_0$ ,  $\eta = \frac{f}{f_0}$ ;  $e$  – удельный дисбаланс

или расстояние от центра масс вала до оси вращения;  $\alpha_p$  – коэффициент динамического усиления колебаний при резонансе, когда  $f=f_0$  и  $\eta = 1$ .

Зависимость амплитуд виброперемещений и углов сдвига фаз от частоты вращения вала (амплитудно-частотная и фазочастотная характеристики конструкции) представлены на рис. 1.

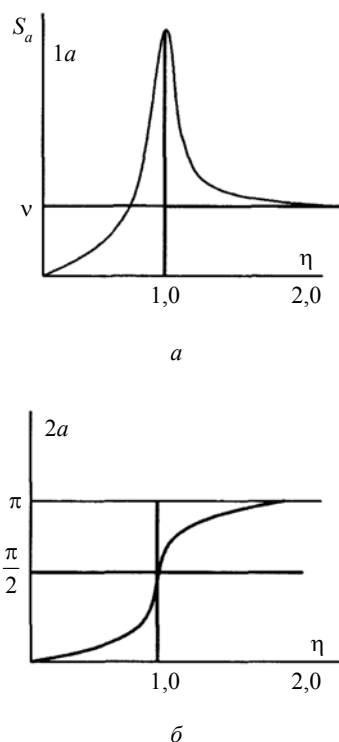


Рис. 1. Амплитудно-частотная (а) и фазочастотная (б) характеристики вала

Вынужденные колебания с частотой  $\omega$ , меньшей собственной частоты  $\omega_0$  ( $\eta < 1,0$ ), называются дорезонансными, а вал – жестким. Угол сдвига фаз дорезонансных колебаний меньше  $90^\circ$ . При  $\omega > \omega_0$  ( $\eta > 1,0$ ) вынужденные колебания называются зарезонансными, а вал – гибким. Угол сдвига фаз такого вала находится в интервале  $90...180^\circ$ . Для большинства гибких валов этот угол около  $180^\circ$ , т. е. они колеблются

в противофазе относительно вектора возбуждающих колебания сил. Колебания с частотным отношением  $0,7 \leq \eta \leq 1,3$  называются околорезонансными.

При увеличении скорости машины параметры вибрации жестких конструкций возрастают, достигая максимального значения при резонансе, параметры вибрации гибких конструкций уменьшаются.

Амплитуда центробежных сил инерции неуравновешенных масс валов определяется по формуле [2]

$$F_{au} = m(2\pi f)^2 e \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{f^2}{f_0^2}\right)^2 + \frac{f^2}{f_0^2 \alpha_p^2}}},$$

где  $m$  – масса вала, кг;  $f$  – частота вращения вала, об/с;  $f_0$  – собственная частота колебаний вала (критическая частота), Гц;  $e$  – удельный дисбаланс вала (расстояние от оси вращения до центра масс недеформируемого вала), м;  $\alpha_p$  – коэффициент динамического усиления колебаний вала при резонансе,  $\alpha_p \approx 20...25$ .

При увеличении скорости машины с  $V_1$  до  $V_2$ , а следовательно, при увеличении частоты вращения вала с  $f_1$  до  $f_2$  об/с, при неизменном удельном дисбалансе  $e$  амплитуды центробежных сил инерции увеличиваются в  $K_n$  раз:

$$K_n = \left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2 \sqrt{\frac{(f_0^2 - f_1^2)^2 + \frac{f_1^2 f_0^2}{\alpha_p^2}}{(f_0^2 - f_2^2)^2 + \frac{f_2^2 f_0^2}{\alpha_p^2}}}. \quad (1)$$

Например, коэффициент увеличения центробежных сил инерции вала диаметром 240 мм при увеличении скорости БМ с 334 м/мин ( $f_1 = 6,3$  об/с) до скорости 600 м/мин ( $f_2 = 11$  об/с), имеющего собственную частоту колебаний  $f_0 = 15$  Гц,  $\alpha_p = 20$ , равен

$$K_n = \left(\frac{11}{6,3}\right)^2 \sqrt{\frac{(15^2 - 6,3^2)^2 + \frac{6,3^2 \cdot 15^2}{20^2}}{(15^2 - 11^2)^2 + \frac{11^2 \cdot 15^2}{20^2}}} = 5,4.$$

При увеличении центробежных сил инерции пропорционально возрастают динамические нагрузки на конструкцию вала и подшипниковые опоры. Пропорционально динамическим нагрузкам увеличиваются амплитуды виброперемещений подшипниковых опор на оборотной частоте, определяемые по формуле

$$S_{a1,2} = \alpha e \frac{\frac{f_{1,2}^2}{f_0^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{f_{1,2}^2}{f_0^2}\right)^2 + \frac{f_{1,2}^2}{f_0^2 \alpha_p^2}}},$$

где  $S_{a1,2}$  – амплитуды виброперемещений при частоте, соответственно,  $f_1$  и  $f_2$ ;  $\alpha$  – коэффициент пропорциональности.

Отношение амплитуд виброперемещений  $S_{a2} / S_{a1}$  дает коэффициент увеличения амплитуд виброперемещений, определяемых по формуле (1).

Известно, что СКЗ виброскорости  $V_e$  связано с амплитудой виброперемещений  $S_a$  при гармонических колебаниях зависимостью  $V_e = 4,44 f S_a$ . После подстановки ее в (1) получим следующий коэффициент увеличения СКЗ виброскорости опор при увеличении частоты вращения вала:

$$K_{\text{не}} = \left(\frac{f_2}{f_1}\right)^3 \sqrt{\frac{(f_0^2 - f_1^2)^2 + \frac{f_1^2 f_0^2}{\alpha_p^2}}{(f_0^2 - f_2^2)^2 + \frac{f_2^2 f_0^2}{\alpha_p^2}}}$$

Валы прессов, каландров, суперкаландров, накатов БМ в отличие от одиночных валов кроме вынужденных колебаний от центробежных сил инерции совершают вынужденные колебания при кинематическом возбуждении, параметрические, автофрикционные и самовозбуждающиеся колебания.

Прогнозирование вибрации валов от центробежных сил инерции неуравновешенных масс производится подобно прогнозированию вибрации одиночных валов. Вибрацию при кинематическом и параметрическом возбуждении сложно разделить. Она возбуждается от одних физических источников и имеет одни частоты, например, вибрация из-за неравномерности толщины и упругих свойств сукна. Прогнозирование этой вибрации производится в предположении только кинематического возбуждения по закону

$$x_{0i} = S_{a0i} \cos(i\omega_\delta t),$$

где  $S_{a0i}$  – амплитуда  $i$ -й гармоники кинематического возбуждения;  $\omega_\delta$  – базовая угловая частота, например, частота вращения вала в батарее или частота пробега сукна;  $i$  – номер гармоники,  $i = 1, 2, 3, \dots, n$ .

Амплитуда виброперемещений вала в этом случае определяется по формуле

$$S_{ai} = S_{a0i} \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{(i\omega_\delta)^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \frac{(i\omega_\delta)^2}{\omega_0^2 \alpha_p^2}}}. \quad (2)$$

При  $\omega_\delta = \omega_0$  возбуждается резонансная, а при  $i\omega_\delta = \omega_0$  – суперрезонансная вибрация на частотах, равных базовой частоте, умноженной на целое число  $i$ .

При увеличении скорости БМ каждая гармоническая составляющая изменяется по зависимости (2), график которой показан на рис. 2. Интенсивность же колебаний при увеличении скорости БМ изменяется не монотонно, при резонансе и суперрезонансах резко возрастает, а между ними падает. Таким образом, при увеличении скорости БМ интенсивность вибрации в некоторых диапазонах скоростей БМ возрастает, в других – падает. При прогнозировании вибрационного состояния валов в батареях при кинематическом и параметрическом возбуждении выявляют

режимы работы БМ, при которых возможны резонансы и суперрезонансы.

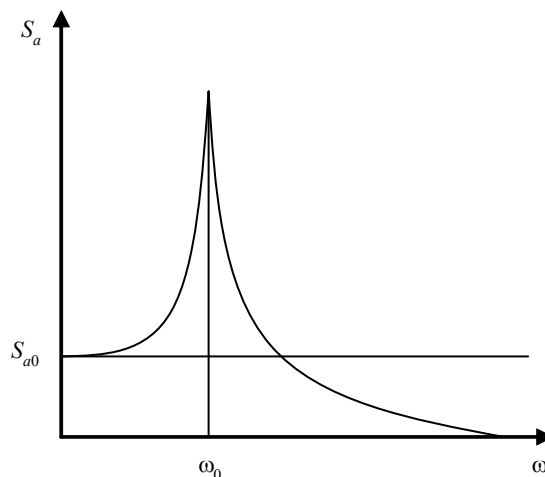


Рис. 2. Амплитудно-частотная характеристика при кинематическом возбуждении вибрации

Распределенная жесткость  $C_0$  в контакте сопрягаемых валов не является постоянной, а имеет периодически изменяющуюся часть из-за неоднородности сукна и обрешивки, например, прессовых частей, т. е.

$$C_0 = C_{0\text{const}} + \sum_{i=1}^k \Delta C_{0i} \cos(i\omega_j t + \beta_i),$$

где  $C_{0\text{const}}$  – постоянная составляющая жесткости;  $\Delta C_{0i}$  – амплитуда  $i$ -й гармоники переменной составляющей жесткости;  $\omega_j$  – основная круговая частота переменной составляющей жесткости;  $\beta_i$  – угол сдвига фаз.

Периодически изменяющаяся жесткость  $C_0$  является источником параметрической вибрации валов с частотами, равными и кратными частотам изменения жесткости, которые, в свою очередь, равны и кратны частотам вращения валов и пробега сукон.

Интенсивность автофрикционной и самовозбуждающейся вибрации прямо не зависит от скорости БМ, а определяется условиями и техническим состоянием батарейных конструкций БМ. Прогнозирование этой вибрации при увеличении скорости БМ невозможно, но ее можно диагностировать.

Прогнозирование и оценка вибрационного состояния БМ позволит заблаговременно принять те или иные технические решения по виброзащите БМ.

Рассмотренные методы прогнозирования вибрационного состояния БМ апробированы на десятках БМ различного назначения, работающих со скоростью от 60 до 1000 м/мин. Комплексная детальная проверка этих методов произведена на БМ № 3 Краснокамской бумажной фабрики «Гознак».

#### Библиографические ссылки

1. Вибродиагностика, триботехника, вибрация и шум: монографический сборник / под ред. А. А. Санникова,

Н. В. Куцубиной. – Екатеринбург : Уральск. гос. лесотехн. ун-т, 2009. – 416 с.

2. Куцубина Н. В., Санников А. А. Виброзащита технологических машин и оборудования лесного комплекса. – Екатеринбург : Уральск. гос. лесотехн. ун-т, 2008. – 212 с.

A. A. Sannikov, DSc in Engineering, Professor, Ural State Forest Engineering University, Ekaterinburg

N. V. Kutsubina, PhD in Engineering, Associate Professor, Ural State Forest Engineering University, Ekaterinburg

V. A. Dubatovk, Krasnokamsk paper-mill “Goznak”, Ekaterinburg

T. V. Kalimulina, Post-graduate, Ural State Forest Engineering University, Ekaterinburg

I. V. Pereskokov, Post-graduate, Ural State Forest Engineering University, Ekaterinburg

**Methods of Forecasting the Vibration State of Papermaking Machines at Their Speed Planned Increase**

The paper substantiates the need to forecast the vibration state of papermaking machines in order to improve their performance when upgrading. Forecasting methods tested at dozens of various-purpose papermaking machines are discussed.

**Key words:** papermaking machines, vibration, forecasting.

УДК 676.004.86

**В. П. Сиваков**, доктор технических наук, профессор, Уральский государственный лесотехнический университет, Екатеринбург

**В. И. Музыкантова**, Уральский государственный лесотехнический университет, Екатеринбург

**Ю. М. Гребенщиков**, аспирант, Уральский государственный лесотехнический университет, Екатеринбург

**ПРИМЕНЕНИЕ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ГРАФОВ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ РЕСУРСА НАРАБОТКИ И ВОССТАНОВЛЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ОБОРУДОВАНИЯ**

Диагностическими графами технического состояния оборудования определяются уровни работоспособного состояния «допустимо», «неудовлетворительно» и «предотказно». Диагностическое определение ресурса наработки для состояния «неудовлетворительно» и вывод оборудования на ремонт при неудовлетворительном состоянии снижают вероятность отказов в режиме обслуживания оборудования по состоянию.

**Ключевые слова:** диагностический граф, кортеж диагноза, ресурс, наработка, маршрут.

**И**ntenсивности перехода из одного технического состояния (ТС) в другое для ориентированных стрелок элементов (сборочных единиц, механизмов, простейших машин)  $\lambda_i$  определяются методами теории надежности или экспериментально [1]. Например, переход элемента из ТС  $v_0$  в  $v_1$  происходит, когда ухудшается ТС узла  $I$  до оценки  $v_i \notin [v]$  (рис. 1).

Известно [2, 3], что время безотказной работы узлов, ТС которых зависит от износа, определяется экспоненциальным законом надежности. Интенсивности  $\lambda_i$  графа  $G(V, \Lambda)$  постоянны, если они являются функциями факторов экспоненциального закона.

Для элементов, состоящих из диагностируемых узлов, интенсивность изменения  $\lambda$  определяется как сумма интенсивностей изменений ТС узлов [4]:

$$\lambda = \sum_{i=1}^n \lambda_i, \tag{1}$$

где  $\lambda_i$  – интенсивность перехода  $i$ -го узла из ТС «допустимо»  $[V]$  в ТС «неудовлетворительно»  $IN$ .

Календарная продолжительность эксплуатации элемента между вершинами диагностических графов

(ДГ) определяется интенсивностью перемещения  $\lambda$  из одного уровня работоспособного ТС в другой.

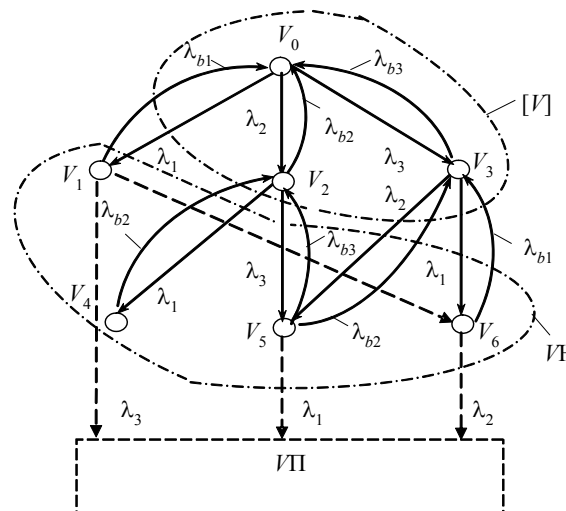


Рис. 1. Диагностический граф  $G(V, \Lambda)$  изменения технического состояния элемента:  $[V]$ ,  $IN$ ,  $IP$  – подмножества, соответственно, вершин допустимых, неудовлетворительных, предотказных ТС