

Выполненные таким образом расчеты позволяют рационально организовать работу лесовозных автопоездов по определенным маршрутам, проанализировав парк лесовозов, маршруты движения с точки зрения уклонов.

Библиографический список

1. Радкевич Я. М. Методология прогнозирования параметров горных машин (на примере очистных комбайнов): автореф. дис.... д-ра техн. наук. М., 1993. 36 с.
2. Алексеева И.М., Гончаренко О.И., Петрова Е.В. Статистика автомобильного транспорта: учебник. М.: Экзамен, 2005. 352 с.
3. Будалин С.В., Ляхов С.В., Некрасов Д.Н. Расчет удельных энергозатрат вывозки лесоматериалов автопоездами // Научно-технический журнал: Естественные и технические науки №8(58). М, 2011, С. 455-458.

УДК 676.012.1

Ю.М. Гребенщиков, В.П. Сиваков
(Y.M. Grebenschikov, V.P. Sivakov)
УГЛТУ, Екатеринбург
(USFEU, Ekaterinburg)

**КОЛЕБАНИЯ В ФОРМЕ ИЗГИБА
КОТЛОВ ВАРКИ ЦЕЛЛЮЛОЗЫ
(FLUCTUATIONS IN THE FORM OF A BEND
OF COPPERS OF COOKING OF CELLULOSE)**

Приведен метод расчета колебаний в форме изгиба варочного котла производства целлюлозы. Рассмотрен вариант конструктивного исполнения котла, когда центр масс не совпадает с точкой крепления опорных колонн.

The article presents an analytical method of flexural vibrations of a digester cellulose making. A variant of the boiler's embodiment when the center of mass doesn't coincide with the fixing point of pillars is also examined.

Схема и эпюры моментов инерции сечений варочного котла (ВК) показаны на рис. 1, а, б. Жесткости стоек на изгиб и сдвиг в несколько раз меньше жесткости обечаек котла [1]. Динамическая модель ВК [2] (рис. 1, в) может быть представлена в виде упругой невесомой стойки длиной ℓ , на которой закреплен жесткий корпус ВК массой m и моментом инерции массы θ . Обобщенными координатами модели являются линейное перемещение центра масс ВК и угол его поворота относительно центра

масс. Центр масс расположен на оси ВК на расстоянии $k \cdot \ell$ от опор, где k – отношение расстояния от центра масс котла до опор к длине опор. При расположении центра масс по оси котла на расстоянии $k \cdot \ell$ (рис. 1) при колебаниях изменяется радиус инерции масс котла. В литературных источниках по динамике и вибрации аппаратов колонного типа, такой вариант крепления опор не исследован. [1].

Момент инерции массы котла θ выразим через массу

$$\theta = m \cdot \rho^2, \quad (1)$$

где $\rho = (1 + k) \cdot \ell$ - радиус инерции масс ВК, проходящий через центр массы.

Модель ВК имеет две степени свободы, соответствующие горизонтальному перемещению центра масс и повороту. Обозначим амплитуды линейного перемещения x , углового – ψ .

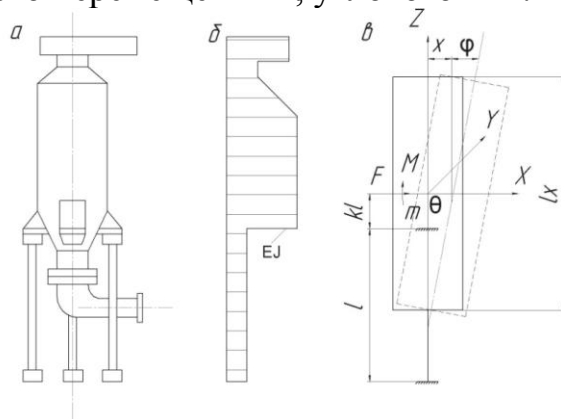


Рис. 1. Схемы к расчету ВК:
 а – общий вид ВК; б – эпюра моментов инерции сечений;
 в – динамическая модель

Силу инерции и момент сил инерции определяем по формулам

$$F = \lambda^2 m x; \quad M = \lambda^2 \theta \psi. \quad (2)$$

Уравнения динамического равновесия ВК имеют вид:

$$x = F \delta_{11} + M \delta_{12}; \quad \psi = F \delta_{21} + M \delta_{22}, \quad (3)$$

где $\delta_{11}, \delta_{21}, \delta_{12}, \delta_{22}$ – коэффициенты влияния соответственно при линейных и угловых перемещениях.

Коэффициенты влияния находим, перемножая эпюры, соответствующие единичным нагрузкам:

$$\delta_{11} = \frac{A \cdot \ell^2}{E \cdot J}; \quad \delta_{12} = \delta_{21} = \frac{B \cdot \ell^2}{E \cdot J}; \quad \delta_{22} = \frac{C \cdot \ell^2}{E \cdot J}, \quad (4)$$

где $A = \left(k^2 + k + \frac{1}{3}\right) \cdot \ell; \quad B = 2 \cdot k + \frac{1}{2}; \quad C = \frac{1}{\ell}.$

Подстановка (2) и (4) в (3) приводит к уравнениям:

$$\begin{aligned} x &= \lambda^2 \cdot m \cdot x \frac{A \cdot \ell^2}{E \cdot J} + \lambda^2 \cdot m \cdot \rho^2 \cdot \psi \frac{B \cdot \ell^2}{E \cdot J}; \\ \psi &= \lambda^2 \cdot n \cdot x \cdot \frac{B \cdot \ell^2}{E \cdot J} + \lambda^2 \cdot m \cdot \rho^2 \cdot \psi \cdot \frac{C \cdot \rho^2}{E \cdot J}. \end{aligned} \quad (5)$$

Обозначим $\frac{E \cdot J}{\lambda^2 \cdot m \cdot \ell^2} = N$, тогда уравнения (5) запишутся в виде

$$(N - A) \cdot x = \rho^2 \cdot B \cdot \psi; \quad B \cdot x = (N - C \cdot \rho^2) \cdot \psi. \quad (5 \text{ а})$$

Частотное уравнение (5 а) приобретает вид:

$$\begin{vmatrix} N - A & -\rho^2 \cdot B \\ B & -(N - C \cdot \rho^2) \end{vmatrix} = 0;$$

$$N^2 - (C \cdot \rho^2 + A) \cdot N + (B - A \cdot C) \cdot \rho^2 = 0. \quad (6)$$

Корни частотного уравнения определяем по формуле

$$N_{1,2} = \frac{C \cdot \rho^2 + A}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{C \cdot \rho^2 + A}{2}\right)^2 - (B - A \cdot C) \cdot \rho^2}.$$

Собственные частоты колебаний ВК соответственно равны

$$\lambda_1 = \sqrt{\frac{E \cdot J}{m \cdot \ell^2 \cdot N_1}}; \quad \lambda_2 = \sqrt{\frac{E \cdot J}{m \cdot \ell^2 \cdot N_2}}; \quad (7)$$

Формы колебаний определим из соотношений:

$$\psi_1 = \frac{N_1 - A}{B \cdot \rho^2} \cdot x; \quad \psi_2 = \frac{N_2 - A}{B \cdot \rho^2} \cdot x.$$

После подстановки найденных по (7) собственных частот получаем цифровые значения перемещений.

Библиографический список

1. Сиваков В.П. Расчет собственных изгибных колебаний варочных котлов установок периодической варки целлюлозы // Виброакустическое проектирование оборудования целлюлозно-бумажных и деревообрабатывающих производств / Под ред. В.Н. Стражинского, А.А. Санникова. Екатеринбург: УГЛТА, 1996. С. 203-207.

2. Сиваков В.П. Оценка моделей варочных аппаратов и труб при расчетах на колебания // Виброакустические процессы в технологиях, оборудовании и сооружениях отраслей лесопромышленного комплекса: Материалы науч.-техн. семинара. Екатеринбург: УГЛТА, 1999. С. 102-109.