

ЛИТЕРАТУРА

1. Игнатчик В.В. Исследование захватного механизма устройства поштучной выдачи круглых лесоматериалов. // Сб. Технология и оборудование заготовки и переработки древесины. - Мн.: Высшая школа, 1991.

2. Адлер Ю.П., Миркова В.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. - М.: Наука, 1976.

УДК 634.0.6

В.С.Вихренко, доц.; А.С.Кравченко, научн. сотр.; С.С.Лебедь, проф.

СОБСТВЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ МЕХАНИЗМА ОКОРОЧНОГО СТАНКА

Mathematical model of vibrations of the barking machine peeling unit is worked out and frequencies of its normal modes are computed.

Проектируемый окорочный станок создается на базе станка СК63-2, у которого вместо короснимателей предлагается использовать окорочную головку с иглофрезами. Схема станка изображена на рис.1, где обозначены: 1 - ротор электродви-

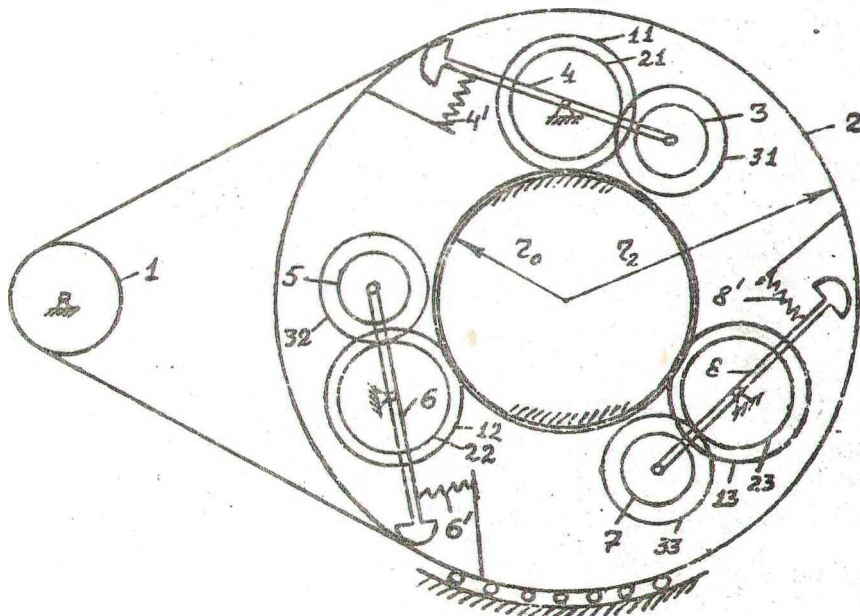


Рис.1. Схема окорочного станка

гателя со шкивом ременной передачи, 2 - вращающийся корпус, II, 2I, 3I - зубчатые колеса, 3 - окорочная головка, 4 - балансир с противовесом. Спаренные зубчатые колеса II и 2I имеют ось вращения, фиксированную на корпусе 2. Специальная пружина 4 осуществляет прижим окорочной головки к обрабатываемому бревну. На станке устанавливаются три идентичные окорочные головки.

Учитывая, что жесткость зубчатых передач и балансира существенно выше жесткости ремня, пружины и вала, на котором расположена окорочная головка, потенциальную энергию упругих деформаций механизма станка запишем в виде

$$\begin{aligned} \Pi &= \frac{1}{2} C_p (\gamma_2 \varphi_2 - \gamma_1 \varphi_1)^2 + \Pi_3 + \Pi_5 + \Pi_6; \\ \Pi_j &= \frac{1}{2} [C_{np} h^2 (\varphi_{j+1} - \varphi_j)^2 + C_0 (\varphi_j - (1 + \frac{z_{21}}{z_{31}}) \varphi_{j+1} + \frac{z_{21}}{z_{31}} (1 + \frac{z_0}{z_{11}}) \varphi_2)^2], \\ & \quad j = 3, 5, 7, \end{aligned}$$

где коэффициенты жесткости ременной передачи, пружины и вала обозначены соответственно как C_p , C_{np} , C_0 . Углы поворота φ_j ($j = 1, 2, \dots, 8$) отнесены к лабораторной системе координат, индексы обозначают звенья, указанные на рис. 1, z_i - их радиусы, h - плечо упругой силы пружины относительно оси балансира.

Удобно осуществить приведение механизма по второму звену, для чего нужно ввести обобщенные координаты

$$\begin{aligned} q_1 &= (z_1/z_2) \varphi_1; \quad q_2 = \varphi_2; \quad q_{j+1} = \varphi_{j+1}; \\ q_j &= \frac{z_{11}}{z_0 + z_{11}} \left(\frac{z_{31}}{z_{21}} \varphi_j - (1 + \frac{z_{31}}{z_{21}}) \varphi_{j+1} \right); \quad j = 3, 5, 7. \end{aligned} \quad (2)$$

С учетом (2) потенциальная энергия (1) выражается через квадраты разностей обобщенных координат. Вычисляя кинетическую энергию и используя уравнения Лагранжа 2-го рода, получим уравнения собственных колебаний, которые представим в матричной форме

$$\hat{A} \cdot \ddot{\hat{q}} + \hat{C} \cdot \dot{\hat{q}} = 0, \quad (3)$$

где вектор-строка обобщенных координат

$$\hat{q}^T = (q_1, q_2, \dots, q_8), \quad (4)$$

верхний индекс "Т" обозначает операцию транспонирования, точка над буквой - производную по времени, а матрицы коэффициентов инерции A и жесткости C имеют следующие нулевые элементы:

$$\begin{aligned} a_{11} &= J_1 (z_2/z_1)^2; \quad a_{22} = J_2 + m_p z_2^2 + 3(m_{11} + m_{21} + m_{31} + m_3 + \\ & + m_4 + (J_{11} + J_{21})/z_{11}^2 + J_{31} (z_{21}/z_{11} \cdot z_{31})^2) (z_0 + z_{11})^2; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A_{33} &= J_3 \left(z_{12}/z_{13} \right)^2 \left(1 + z_0/z_{11} \right)^2; \quad A_{44} = J_4 + (m_3 + m_{31}) \times \\
 &\times (z_{21} + z_{31})^2 + (J_3 + J_{31}) \left(1 + z_{21}/z_{31} \right)^2; \quad A_{24} = - (m_{31} + m_3 + m_4) \times \\
 &\times (z_0 + z_{11}) e \cos \psi + J_{31} \left(z_{21}/z_{31} \right) \left(1 + z_0/z_{11} \right) \left(1 + z_{21}/z_{31} \right); \\
 A_{34} &= J_3 \left(z_{21}/z_{31} \right) \left(1 + z_0/z_{11} \right) \left(1 + z_{21}/z_{31} \right); \quad C_{11} = C_p \cdot z_0^2; \\
 C_{22} &= C_{11} + 3(C_{33} + C_{44}); \quad C_{33} = \left(z_{21}/z_{31} \right)^2 \left(1 + z_0/z_{11} \right)^2 \cdot C_8; \\
 C_{44} &= C_{11} \cdot h^2; \quad C_{12} = -C_{22}; \quad C_{23} = -C_{33}; \quad C_{24} = -C_{44}.
 \end{aligned}$$

Здесь e - расстояние центра масс балансира, зубчатых колес и окорочной головки до оси A качаний балансира; ψ - угол между диаметром корпуса 2, проходящим через т.Д и осью балансира 4. Поскольку характеристики соответствующих звеньев всех трех окорочных блоков одинаковы, то отличные от нуля элементы A_{ij} и C_{ij} при $5 \leq i, j \leq 8$ получаются добавлением к индексам выписанных выше элементов чисел 2 или 4. Например,

$$C_{23} = C_{25} = C_{27}, \quad C_{44} = C_{66} = C_{88}. \quad (6)$$

Моменты инерции звеньев вычислены исходя из массы и формы составляющих их элементов, а коэффициенты жесткости оценивались по соотношениям, приведенным в справочнике I. В результате были найдены ненулевые элементы матриц A и C (все величины приведены в единицах СИ):

$$\begin{aligned}
 A_{11} &= 16,53, \quad A_{22} = 163,6, \quad A_{33} = 8,157, \quad A_{44} = 1,256, \quad A_{34} = 0,040, \\
 A_{24} &= -0,094, \quad C_{11} = -C_{12} = 1,53 \cdot 10^5, \quad C_{22} = 1,71 \cdot 10^5, \quad C_{33} = -C_{23} = \\
 &= 5,85 \cdot 10^5, \quad C_{44} = -C_{24} = 394.
 \end{aligned}$$

Структурные особенности механизма станка как колебатель-

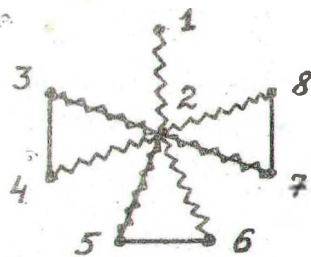


Рис. 2.

ной системы могут быть отражены графом, изображенным на рис. 2. Вершины графа соответствуют инерционным элементам механизма, прямые линии отражают наличие ненулевых недиагональных элементов матрицы коэффициентов инерции A , а зигзагообразные - недиагональных элементов матрицы C .
Наличие трех одинаковых ветвей (2,3,4), (2,5,6) и (2,7,8) позволяет воспользоваться соображениями симметрии и произвести декомпозицию исходной системы с восемью степенями свободы на подсистемы более низкой размерности. Так, исходная система уравнений (3) при

ной системы могут быть отражены графом, изображенным на рис. 2. Вершины графа соответствуют инерционным элементам механизма, прямые линии отражают наличие ненулевых недиагональных элементов матрицы коэффициентов инерции A , а зигзагообразные - недиагональных элементов матрицы C .

$$q_1 = q_2 = 0; q_3 + q_5 + q_5 = 0; q_4 + q_6 + q_8 = 0 \quad (8)$$

сводится к системе двух уравнений:

$$\begin{aligned} a_{33} \ddot{q}_3 + a_{34} \ddot{q}_4 + c_{33} \dot{q}_3 &= 0; \\ a_{34} \dot{q}_3 + a_{44} \ddot{q}_4 + c_{44} \dot{q}_4 &= 0. \end{aligned} \quad (9)$$

Характеристическое уравнение системы (10) имеет два корня:

$$K_{1,2} = \sqrt{(\beta \pm \sqrt{\beta^2 - 4\alpha\gamma}) / 2\alpha},$$

$$\alpha = a_{33}a_{44} - a_{34}^2; \beta = c_{33}a_{44} + c_{44}a_{33}; \gamma = c_{33} \cdot c_{44}, \quad (10)$$

которые соответствуют двум двукратно вырожденным собственным частотам системы.

Оставшиеся четыре частоты можно получить, рассмотрев колебания механизма при

$$q_7 = q_5 = q_3; q_8 = q_6 = q_4. \quad (11)$$

В этом случае система (3) сводится к четырем уравнениям:

$$\begin{aligned} a_{11} \ddot{q}_1 + c_{11} \dot{q}_1 + c_{12} \dot{q}_2 &= 0; \\ a_{22} \ddot{q}_2 + 3a_{24} \ddot{q}_4 + c_{12} \dot{q}_1 + c_{22} \dot{q}_2 + 3c_{23} \dot{q}_3 + 3c_{24} \dot{q}_4 &= 0; \\ a_{33} \ddot{q}_3 + a_{34} \ddot{q}_4 + c_{33} \dot{q}_3 + c_{23} \dot{q}_2 &= 0; \\ a_{24} \ddot{q}_2 + a_{34} \ddot{q}_3 + a_{44} \ddot{q}_4 + c_{24} \dot{q}_2 + c_{44} \dot{q}_4 &= 0. \end{aligned} \quad (12)$$

Умножая два последних уравнения на 3, суммируя все четыре уравнения, находим, что существует интеграл движения

$$\begin{aligned} a_{11} \dot{q}_1 + (a_{22} + 3a_{24}) \dot{q}_2 + 3(a_{33} + a_{34}) \dot{q}_3 + \\ + 3(a_{44} + a_{24}) \dot{q}_4 = const \end{aligned} \quad (13)$$

Наличие интеграла (13) означает, что одна из собственных частот равна нулю.

Исключая \dot{q}_1 с помощью (13) из первого из уравнений (12), а затем с его помощью \dot{q}_1 из второго из уравнений (12), получим систему трех уравнений, характеристическое уравнение которой является кубическим относительно квадрата частоты. Учитывая, что корни этого уравнения действительны, находим их, решая кубическое уравнение. В результате находим пять частот (в Гц)

Смещение e центра масс балансира и расположенных на нем узлов приводит к изменению элемента a_{24} матрицы коэффициентов инерции. В (7) приведено значение этого элемента при $e = 0,02$ м. Однако ввиду малых значений a_{24} его изме-

нения практически не влияют на собственные частоты системы; последние изменяются в пределах десятой доли процента.

ЛИТЕРАТУРА

1. Динамика машин и управление машинами/Асташев В.К., Бабицкий В.И., Бульфон И.И. и др.: -М.: Машиностроение, 1988.

УДК 621.311

В.М. Шестаков, доцент

ОЦЕНКА ВЕЛИЧИНЫ ТОПОЧНОГО ОБЪЕМА ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА

Estimation specific heat detachment in the furnace and the economic index is discussed.

Во многих странах мира ежегодное потребление древесины в качестве топлива непрерывно растет. При традиционной технологии получения древесного угля теряется около 70 % энергии древесины. В то же время в лесопромышленном производстве существует большое количество отходов, которые могут использоваться только в качестве вторичных тепловых энергетических ресурсов. Следует также учесть, что теплотворная способность лучших сортов антрацита составляет около 27000 кДж/кг, древесных отходов - 19000 кДж/кг.

При сжигании отходы древесины не загрязняют окружающую среду, но имеют высокий выход летучих - более 80%. Величина выхода летучих определяет значение топочного объема теплогенератора:

$$V_{тг} = B \cdot Q_R / \beta_v, \quad (1)$$

где B - расход топлива, кг/с; Q_R - теплотворность топлива, кДж/кг; β_v - удельное тепловыделение рабочего объема, кВт/м³.

От значения β_v зависят технико-экономические показатели теплоснабжающей установки. В настоящей работе рассматриваются вопросы по расчету β_v при быстротечном нестационарном теплообмене поджигания и воспламенения древесных отходов.

Особенность горения отходов древесины обуславливает неравномерность образующихся полей температуры и концентраций. При высоких температурах горения скорость химических реакций намного больше скорости диффузионных процессов. Процессы тепло-массопереноса при горении древесных отходов описывались следующей системой дифференциальных уравнений [1]: