Выполненные расчеты 25 этажного здания с различными вариантами усиления связевыми этажами в виде жестких блоков показывают, что при усилении здания в уровне 12-го этажа последствия прогрессирующего разрушения уменьшаются по сравнению с вариантом без усиления (рисунки 3,8), но при этом незначительно отличаются от варианта усиления на 25-м этаже здания (рисунок 8, 9 – при отказе угловой колонны). Аналогичные результаты имеют место и при других сценариях отказа колон. Для рассматриваемого многоэтажного здания более предпочтительным является вариант усиления здания с расположением жесткого блока в уровне 25-го, технического этажа, поэтому результаты расчетов на прогрессирующее обрушение для сценариев №2, №3 приведены для варианта технического связевого этажа (рисунок 10, 11).

Для схем прогрессирующего обрушения по 2-му и 3-му сценариям имеет место уменьшения зоны обрушения здания (рисунок 4,5,10,11).

Анализ результатов работы рассмотренных моделей прогрессирующего разрушения многоэтажного здания, выполненной в ПК SCAD, позволяют получить качественную оценку устойчивости здания к прогрессирующему обрушению, спрогнозировать объемы разрушений, сопоставить наиболее опасные сценарии обрушения с целью выявления слабых мест конструкции для их дальнейшего усиления.

1. Рекомендации по защите высотных зданий от прогрессирующего обрушения. М., 2006. - 34 с.
2. Карпиловский В.С., Криксунов Э. З., Маляренко А.А., Фиалко С. Ю., Перельмутер А. В., Перельмутер М.А. Вычислительный комплекс SCAD M.: Издательство «СКАД СОФТ». 2006. С. 309-311.
3. Алмазов В.О., Кхой Као Зуй. Динамика прогрессирующего разрушения монолитных многоэтажных каркасов: монография / В.О.Алмазов, Кхой Као Зуй. – Москва: АСВ, 2013. – 128 с.

Шамутдинов А.Х.

Разработка математической модели колебаний оригинального манипулятора

*Омский автобронетанковый инженерный институт
(Россия, Омск)*

doi: 10.18411/lj-02-2019-132

idsp: ljjournal-02-2019-132

Аннотация

В работе изложена разработка математической модели динамики колебаний оригинальной части манипулятора на основе использования энергии деформации его приводов, представленных в виде стержней, и составлена система дифференциальных уравнений колебаний в матричном виде. Составлена расчетная схема оригинальной части манипулятора и на основе классических уравнений динамики системы составлено выражение для определения кинетической и потенциальной энергий манипулятора. Предложенная методика динамики колебаний манипулятора позволяет на предварительном, теоретическом, этапе представить математическое описание поведения системы и оценки его динамических характеристик, в частности собственных частот колебаний.

Ключевые слова и фразы: жёсткость стержня; кинетическая и потенциальная энергия; матрица инерции и жёсткости; оригинальная часть манипулятора; теорема Кёнига; энергия деформации.

Abstract

The paper describes the development of a mathematical model of the oscillation dynamics of the original part of the manipulator based on the use of the deformation energy of its drives, represented in the form of rods, and a system of differential equations of oscillations in a matrix form is composed. A design diagram of the original part of the manipulator was compiled and an expression for determining the kinetic and potential energies of the manipulator was compiled on the basis of the classical equations of system dynamics. The proposed methodology for the dynamics of oscillations of a manipulator makes it possible to present at a preliminary,

theoretical stage a mathematical description of the behavior of the system and the evaluation of its dynamic characteristics, in particular, the natural oscillation frequencies.

Keywords: rod stiffness; kinetic and potential energy; inertia and stiffness matrix; original part of the manipulator; Koenig theorem; strain energy.

Для разработки математической модели динамической системы рассмотрим оригинальную часть манипулятора (ОЧМ) [1 – 2] (рис. 1). Данный фрагмент состоит из большого количества деталей, связанных между собой различными типами связей. При составлении расчетной схемы динамической системы приняты следующие допущения:

- 1) Зазоры в подвижных соединениях не учитываем.
- 2) Подвижную и неподвижную платформы считаем недеформируемыми, деформируемыми являются три опоры (приводы).
- 3) Начало координат выбрано в геометрическом центре неподвижной платформы.
- 4) Положение центра масс может быть изменено (вытягивание или сокращение приводов). Эти изменения учитываем заданием расстояния до центра тяжести подвижной платформы X, Y, Z .
- 5) При вычислении потенциальной энергии системы не учитываем силы веса, т.е. принимаем потенциальную энергию в положении статического равновесия равной нулю.

При этих допущениях рассматриваются колебания по трем координатным направлениям, и расчетная схема динамической системы ОЧМ может быть представлена в следующем виде (рис. 1). По теореме Кёнига [3], кинетическая энергия подвижной платформы:

$$T = \frac{1}{2} \left[\sum_1^n m_i (\dot{x}^2 + \dot{z}^2) + \sum_1^n J_i \omega_i^2 \right], \quad (1)$$

где $y = 0$, m_i и J_i – массы и моменты инерции.

$$\dot{x}^2 = (y_{O_1} \cdot \dot{q}_3)^2, \quad \dot{y}^2 = 0, \quad \dot{z}^2 = (x_{O_1} \cdot \dot{q}_1 + x_{O_1} \cdot \dot{q}_2 + x_{O_1} \cdot \dot{q}_3)^2,$$

где q_i – перемещения приводов.

Рис. 1. Динамическая система оригинальной части манипулятора:

1 – Основание; 2 – Наклонная платформа; 3 – Опорно-поворотное устройство; 4 – Рабочий стол; a, b, c – Приводы (гидроцилиндры)

Так как координатные оси выбраны как главные оси инерции, то все центробежные моменты инерции обращаются в нуль и выражение кинетической энергии системы (1) будет:

$$T = \frac{1}{2} \cdot [m \cdot [(Y_{O_1} \cdot \dot{q}_3)^2 + (X_{O_1} \cdot \dot{q}_1 + X_{O_1} \cdot \dot{q}_2 + Y_{O_1} \cdot \dot{q}_3)^2] + J_X \cdot \dot{q}_4^2 + J_Y \cdot \dot{q}_5^2 + J_Z \cdot \dot{q}_6^2]. \quad (2)$$

Потенциальная энергия данного механизма определяется, как энергия деформации трех опор и представлена выражением:

$$\sum_{i=1}^{n=3} \Pi_i = \sum_{i=1}^{n=3} \frac{c_i \cdot \Delta S_i^2}{2} = \frac{1}{2} \cdot (c_1 \cdot \Delta S_1^2 + c_2 \cdot \Delta S_2^2 + c_3 \cdot \Delta S_3^2), \quad (3)$$

где c_i – жесткость i -го стержня; ΔS_i – деформация i -го стержня, $n=3$ – количество стержней.

Деформация i -го стержня (рис. 2) будет $\Delta S_i = S'_i - S_i$, где S'_i – длина стержня после деформации, S_i – длина стержня до деформации. По правилам аналитической геометрии $S_i^2 = (X'_i - X_i)^2 + (Y'_i - Y_i)^2 + (Z'_i - Z_i)^2$,

$S_i'^2 = (X'_i + \Delta X_i - X_i)^2 + (Y'_i + \Delta Y_i - Y_i)^2 + (Z'_i + \Delta Z_i - Z_i)^2$ или раскрывая скобки, запишем:

$$\begin{aligned} S_i'^2 &= (X'_i - X_i)^2 + 2 \cdot (X'_i - X_i) \cdot \Delta X_i + \Delta X_i^2 + (Y'_i - Y_i)^2 + 2 \cdot (Y'_i - Y_i) \cdot \Delta Y_i + \Delta Y_i^2 + \\ &+ (Z'_i - Z_i)^2 + 2 \cdot (Z'_i - Z_i) \cdot \Delta Z_i + \Delta Z_i^2 = S_i^2 + 2 \cdot (X'_i - X_i) \cdot \Delta X_i + \Delta X_i^2 + \\ &+ 2 \cdot (Y'_i - Y_i) \cdot \Delta Y_i + \Delta Y_i^2 + 2 \cdot (Z'_i - Z_i) \cdot \Delta Z_i + \Delta Z_i^2, \end{aligned} \quad (4)$$

где X_i, Y_i, Z_i – координаты закрепления стержня (шарниров) на неподвижном основании, X'_i, Y'_i, Z'_i – координаты закрепления стержня (шарниров) на подвижной платформе.

В выражении (4), пренебрегая переменными второго порядка малости $\Delta X_i^2, \Delta Y_i^2$ и ΔZ_i^2 , запишем: $S_{1i}^2 - S_i^2 = 2 \cdot (X'_i - X_i) \cdot \Delta X_i + 2 \cdot (Y'_i - Y_i) \cdot \Delta Y_i + 2 \cdot (Z'_i - Z_i) \cdot \Delta Z_i$. Принимая

во внимание что $S_{1i} = S_i + \Delta S_i$ имеем

$$\begin{aligned} S_{1i}^2 - S_i^2 &= (S_{1i} - S_i) \cdot (S_{1i} + S_i) = (2S_i + \Delta S_i) \cdot \Delta S_i, \\ 2S_i \cdot \Delta S_i + \Delta S_i^2 &= 2 \cdot (X'_i - X_i) \cdot \Delta X_i + 2 \cdot (Y'_i - Y_i) \cdot \Delta Y_i + 2 \cdot (Z'_i - Z_i) \cdot \Delta Z_i \end{aligned} \quad (5)$$

Преобразуя выражение (5) и пренебрегая переменными второго порядка малости ΔS_i^2 ,

получим:
$$\Delta S_i = \frac{(X'_i - X_i) \cdot \Delta X_i}{S_i} + \frac{(Y'_i - Y_i) \cdot \Delta Y_i}{S_i} + \frac{(Z'_i - Z_i) \cdot \Delta Z_i}{S_i} \quad (6)$$

Заменяя в выражении (6) $l_i = \frac{(X'_i - X_i)}{S_i}$, $n_i = \frac{(Y'_i - Y_i)}{S_i}$, $p_i = \frac{(Z'_i - Z_i)}{S_i}$ получим

$$\Delta S_i = l_i \cdot \Delta X_i + n_i \cdot \Delta Y_i + p_i \cdot \Delta Z_i, \quad (7)$$

где l_i, n_i и p_i – направляющие косинусы стержней S_i .

Подставляя выражения (7) в (3) определяется выражение для потенциальной энергии системы.

Рис. 2. Расчетная схема привода (стержня)

Используя (2) и (3), по классическим уравнениям Лагранжа II-го рода [3] найдём уравнения колебаний системы под действием приложенных усилий в матричном виде:

$$\|a\| \cdot \{\ddot{q}\} + \|c\| \cdot \{q\} = 0, \quad (8)$$

где $\|a\|$ – матрица коэффициентов инерции; $\|c\|$ – матрица коэффициентов жесткости.

Представляя частные решения уравнений (8) в виде гармонической функции

$$q_i = A_i \cdot \sin(kt + \beta), \text{ получим } \ddot{q}_i = -k^2 \cdot A_i \cdot \sin(kt + \beta) = -k^2 \cdot q_i. \text{ Обозначив } \lambda_i = \frac{1}{k_i},$$

$$\text{получим: } \lambda_i \{q\} = \|B\| \cdot \{q\}. \quad (9)$$

Раскрывая (9), получим частотное уравнение:

$$\lambda^6 - I_1 \lambda^5 + I_2 \lambda^4 - I_3 \lambda^3 + I_4 \lambda^2 - I_5 \lambda + I_6 = 0, \quad (10)$$

где I_i – миноры, которые получают из общего определителя системы путем вычеркивания i -й строки и j -го столбца. Решая полином (10) путем разложения, можно

найти все значения λ_i , а значит и собственные частоты: $k_i = \sqrt{\frac{1}{\lambda_i}}$.

1. Пат. №120599 РФ, МПК B25J1/00. Пространственный механизм / П.Д. Балакин, А. Х. Шамутдинов Заявка №2011153160/02, 26.02.2011. Оpubл. 27.09.2012, Бюл. №27.
2. Пат. №170930 РФ, МПК B25J1/00. Пространственный механизм с шестью степенями свободы / П.Д. Балакин, А. Х. Шамутдинов Заявка №2016115295, 19.05.2016. Оpubл. 15.05.2017, Бюл. №14.
3. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Ч.2. Динамика. – М.: Высшая школа, 1966. – 411 с.

Hovhannisyan A.T., Krmoyan N.M., Arzanyan R.G., Khachatryan V.H., Azatyan R.G.
Algorithm of machine calculation of magnetoelectric induction generator with the
change of the magnetic flux direction and the results of the research (III)

National Polytechnic University of Armenia
(Armenia, Yerevan)

doi: 10.18411/lj-02-2019-133

idsp: ljournal-02-2019-133

Abstract

Designed algorithm of machine calculation enables calculation and optimization of the parameters of magnetoelectric induction generator with the change of the magnetic flux direction. ZOHO software system was used, calculation process is in conversational mode, and the results are presented in numeric values.