

УДК: 631.362

А.В. Фоминых

ОЦЕНКА МЕТОДОВ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ В РАСЧЁТАХ КОЛЕБАНИЙ СТЕРЖНЕЙ В АПК

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «КУРГАНСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ ИМЕНИ Т.С. МАЛЬЦЕВА», КУРГАН, РОССИЯ

A.V. Fominykh

METHOD ESTIMATION OF INITIAL PARAMETERS IN ROD VIBRATION CALCULATIONS IN THE AGRO-INDUSTRIAL COMPLEX

FEDERAL STATE BUDGETARY EDUCATIONAL INSTITUTION OF HIGHER EDUCATION «KURGAN STATE AGRICULTURAL ACADEMY BY T.S. MALTSEV», KURGAN, RUSSIA



Александр Васильевич Фоминых
Alexander Vasilyevich Fominykh
доктор технических наук, профессор
prof_fav@mail.ru

Аннотация. Как показывает практика, для расчёта колебаний сельскохозяйственных машин можно рекомендовать метод начальных параметров в различных его модификациях, метод динамических жесткостей и однотипный с ним метод динамических податливостей. Разработка алгоритмов расчёта, отражающих подробности устройства систем, привели к возникновению математических моделей колебательных систем, которые позволяют проводить теоретические исследования колебаний и изучение влияния на них различных элементов конструкции и их параметров. Проведён сравнительный анализ точности расчёта собственных частот изгибных колебаний стержня, полученных решением дифференциального уравнения собственных изгибных колебаний стержня и для двух реализаций метода начальных параметров. Рассмотрена задача о собственных изгибных колебаниях однородного стержня длиной два метра. При расчётах по методам Майклстеда Н.О. и Миля М.Л. стержень делили на равные участки. Для «плавающего стержня» массы участков разнесены по их концам, для стержня с шарнирно опертыми концами массы сосредоточиваем в середине участков. Нами разработаны алгоритмы расчёта и компьютерные программы, в которых реализованы рассматриваемые математические модели. Получены зависимости точности расчёта первых пяти собственных частот изгибных колебаний стержня от числа участков при условии «плавающий стержень» методами

Введение. Как показывает практика, для расчёта колебаний сельскохозяйственных машин можно рекомендовать метод начальных параметров в различных его модификациях, метод динамических жесткостей и однотипный с ним метод динамических податливостей [1-5]. Разработка алгоритмов расчёта, отражающих подробности устройства систем, привели к возникновению математических моделей колебательных систем, которые позволяют проводить теоретические исследования колебаний и изучение влияния на них различных элементов конструкции и их параметров [6-9].

Методика. На основе результатов прямых численных расчётов стержня со свободными и шарнирно опертыми концами, проведём сравнительный анализ точности расчёта собственных частот изгибных колебаний стержня, полученных решением соответствующего дифференциального уравнения [10] для двух вариантов реализации метода начальных параметров, изложенных в работах.

Рассмотрим задачу о собственных изгибных колебаниях однородного стержня длиной 2 метра, с постоянной погонной массой $\mu=6$ кг/м и изгибной жесткостью $EJ=10^4$ Н*м².

Майклстеда Н.О. и Миля М.Л. Исследования проведены в диапазоне от восьми до сорока участков, т. к. при сорока участках отклонения значения первых пяти собственных частот изгибных колебаний стержня, полученных при расчетах с использованием рассматриваемых модификаций метода начальных параметров от точных значений не превышают 1-3%, т. е. достигается точность, достаточная для инженерных расчётов.

Ключевые слова: колебания машин, стержень, дифференциальное уравнение, собственная частота, точность.

Abstract. Practice shows that the method of initial parameters in its various modifications, the method of dynamic stiffness and the method of dynamic abilities of the same type with it can be recommended for calculating the vibrations of agricultural machines. The development of calculation algorithms reflecting the details of the system design led to the emergence of mathematical models of oscillatory systems, which allow theoretical studies of vibrations and the study of the influence on them of various structural elements and their parameters. A comparative analysis of the calculation accuracy of the natural frequencies of rod bending vibrations obtained by solving the differential equation of the natural bending vibrations of the rod and for two implementations of initial parameters method is carried out. The problem of natural bending vibrations of a homogeneous rod with a length of two meters is considered. Calculating the methods of Michaelsted N.O. and Mil M.L. the rod was divided into equal sections. For a "floating rod" the masses of the sections are spaced apart at their ends; for a rod with hinged supported ends we concentrate the masses in the middle of the sections. We have developed calculation algorithms and computer programs that implement the mathematical models under consideration. The dependences of calculating accuracy the first five natural frequencies of bending vibrations of a rod on the number of sections are obtained under the condition of a «floating rod» N. Michaelsted and M.L. Mil's methods. Studies conducted in the range of eight to forty sites because with forty sections of the value deviation of the first five eigenfrequency of rod bending vibrations obtained by the calculations using the considered modifications of the initial parameters method from the exact values don't exceed 1-3% that means the sufficient accuracy is achieved for engineering calculations.

Keywords: machine vibrations, rod, differential equation, natural frequency, accuracy.

Значение частоты, полученное решением дифференциального уравнения собственных изгибных колебаний стержня:

$$EJ \frac{\partial^4 y(x, t)}{\partial x^4} + \mu \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} = 0, \quad (1)$$

определяется по формуле:

$$w_T = \frac{\alpha^2}{0.25L^2} \sqrt{\frac{EJ}{\mu}}, \quad (2)$$

где w_T – собственная частота изгибных колебаний стержня, с⁻¹;

α – корень уравнения частот;

L – длина стержня, м.

Это уравнение частот собственных изгибных колебаний стержня со свободными концами (плавающий стержень) имеет вид:

$$\text{cha cosa} - 1 = 0.$$

Для стержня, шарнирно опертого по концам:

$$\sin \alpha = 0.$$

Для расчёта собственных изгибных колебаний рассматриваемого стержня со свободными концами формулы, приведенные в работе, принимают вид: