Физика и техника высоких давлений 2004, том 14, № 4

PACS: 61.50.Ks

Н.М. Лавриненко[1], Н.Н. Белоусов[2]

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ОТКЛИКА МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ НА ВНЕШНЕЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ

[1]Донецкий государственный университет экономики и торговли
им. М. Туган-Барановского
ул. Щорса, 31, г. Донецк, 83050, Украина

[2]Донецкий физико-технический институт им. А.А. Галкина НАН Украины
ул. Р. Люксембург, 72, г. Донецк, 83114, Украина

Методом компьютерного моделирования изучена динамическая реакция механической системы на внешнее периодическое воздействие в условиях резонанса. Показано, что спектр собственных колебаний механической системы, лишенной демпфирования, не совпадает со спектром вынужденных колебаний. На амплитудно-частотной зависимости обнаружен пик, превосходящий на порядок все остальные. Частота, при которой возникают аномально большие амплитуды смещения, зависит как от геометрических параметров механической системы, так и от свойств материала. Показано, что уменьшение размеров конструкции более чем на два порядка с сохранением ее конфигурации не отражается на функциональных особенностях микросистемы.

Введение

На практике любая механическая система (конструкция в целом, элементы конструкции и т.д.) находится под влиянием различного рода внешних воздействий: статических, динамических (одно- и многократных), периодических (апериодических) и их комбинаций, что отражается на эксплуатационных и служебных качествах конструкции и возможностях ее дальнейшего использования. В связи с этим возникает необходимость в прогнозировании реакции механической системы заданной конструкции на внешние воздействия, особенно зависящие от времени.

Одной из основных характеристик любой механической системы является наличие резонанса, который, как правило, играет отрицательную роль. В научной литературе приведено много исследований (как теоретических, так и экспериментальных), связанных с необходимостью устранения механического резонанса как деструктивного фактора колеблющейся системы. В последнее время появились работы, связанные с изучением резонансных явлений микромеханических систем и их использованием в практических целях

[1]. Эти исследования находят применение в приборостроении, электронной и вычислительной технике, а также в некоторых областях науки и техники [1,2]. Особенно актуально изучение зависимости резонансных параметров механической системы от различных факторов, включающих: конструктивные особенности и размеры выбранной системы, величину демпфирования, частоту и амплитуду внешнего воздействия, условия резонанса, резонансоустойчивость, свойства материалов в резонансных условиях. Это весьма сложная многопараметрическая задача, решить которую позволяют только методы компьютерного моделирования с использованием возможностей современных математических программ [2,3].

Цель работы – провести компьютерное моделирование реакции конкретной механической системы на внешние динамические воздействия в области упругих полей напряжений и резонансных частот колебаний. При этом необходимо исследовать:

1) резонансный характер динамического отклика механической системы с кинематическими связями на упругие воздействия;

2) влияние плотности материала, вида и геометрических размеров конструкции на величину и характер динамического отклика в диапазоне резонансных частот;

3) поле напряжений в условиях резонанса в точке концентрации внешних воздействий.

Объект и методы исследования

В качестве объекта исследования выбрана часто применяющаяся в инженерной практике плоская рамная конструкция (рис. 1). Рама имеет следующие геометрические параметры: a = 1.3 m, b = 1.2 m, c = 0.5 m. Конструктивно она снабжена определенными кинематическими связями: на концах рамы в точках O и O' расположены неподвижные шарниры, в точке B, разделяющей области a и b – подвижный шарнир. Внешняя периодическая сила прикладывается к точке A, которая является концентратором напряжений.

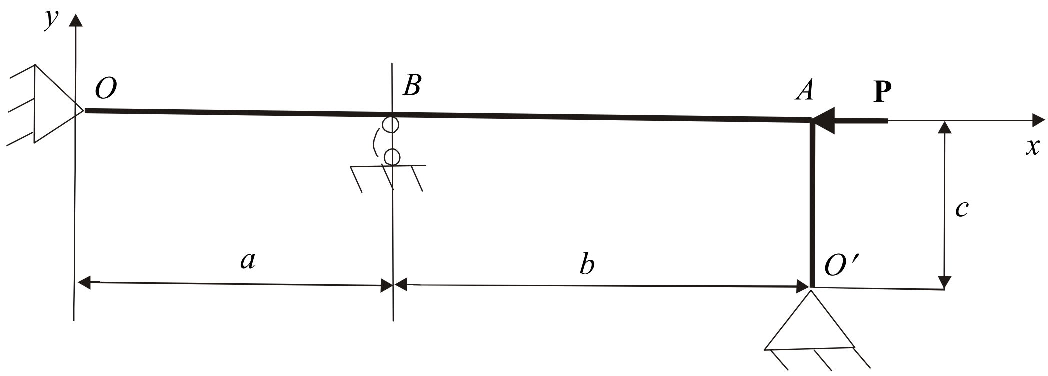


Рис. 1. Модель механической системы (в виде плоской рамы) с заданными геометрическими параметрами, кинематическими связями и концентратором напряжений

Анализ поведения системы проводили в рамках методов конечных элементов и гармонического анализа [2–4]. Для данной конструкции в качестве конечного был выбран балочный элемент, имеющий три степени свободы в каждом узле: перемещения *ux*, *uy* в направлениях x и y соответственно и угол поворота вокруг оси z. Плоскую раму разбивали на конечные элементы так, чтобы в пределах каждого из них были постоянными изгибные жесткости EJ_{zz}, а внутри элементов не находились бы опоры и точки приложения активных сил и моментов. Использование такого рода блочных элементов предполагает отсутствие в данной механической системе демпфирования. Применение динамических воздействий, не превышающих предел текучести, не вызывает остаточных изменений в материале конструкции.

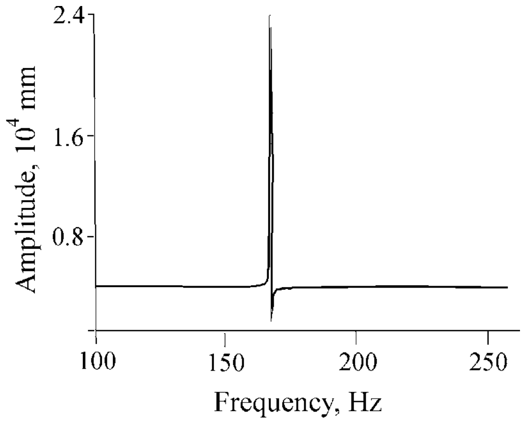
Гармонический анализ позволял изучать динамическую реакцию системы путем построения амплитудно-частотной диаграммы с учетом собственных частот колебания данной системы. Определение собственных частот и вычисление периодов собственных колебаний механической системы необходимо для выбора пределов изменения частоты вынужденных колебаний и для оценки характерного времени динамической реакции системы.

Результаты исследования и их объяснение

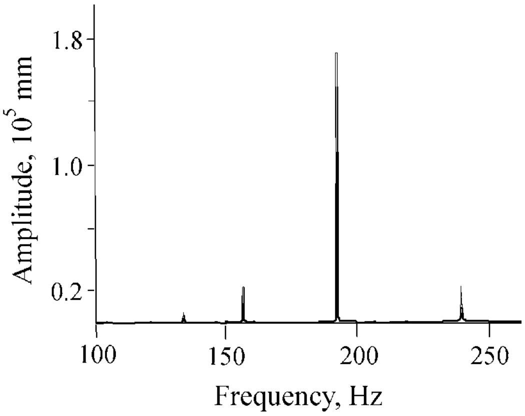
Для заданной конструкции плоской рамы (рис. 1), сделанной из меди (коэффициент Пуассона $\mu = 0.35$, модуль Юнга $E = 1.23\cdot10^{11}$ N/m^2), методом гармонического анализа определены собственные частоты колебания механической системы, Hz: ν_0 = 10.039; 17.308; 37.507; 49.987; 84.782; 84.782; 111.03; 146.66. Анализ показал, что они не являются гармониками какой-то одной частоты колебания, а представляют независимый спектр.

На точку A (концентратор напряжений) воздействует периодическая сила $F = F_0\sin(\omega t + \varphi)$, направленная вдоль оси x (F_0 = 100 N, частота вынуждающей силы ν ($\omega = 2\pi\nu$) пробегает значения от 0 до 250 Hz). Рассматриваются только установившиеся колебания. Поскольку в системе отсутствует затухание, то ожидалось, что максимальное значение смещений будет наблюдаться при частотах, равных собственным частотам колебания механической системы. Оказалось, что система характеризуется рядом пиковых значений амплитуды смещений при частотах, близких, но не равных собственным частотам колебания конструкции (причем не происходит равномерного сдвига пиков вдоль оси частот).

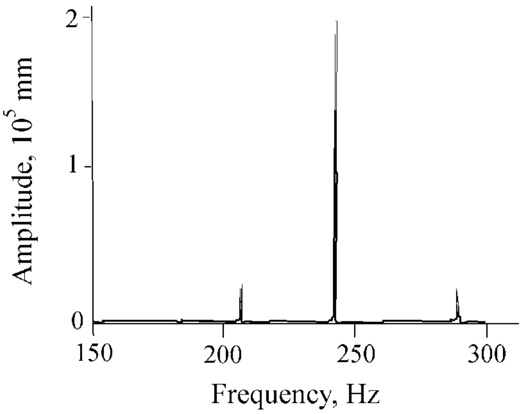
При частоте ν = 91.20 Hz на спектре амплитудно-частотной зависимости наблюдается резкое возрастание величины одного пика (рис. 2,*а*, $uy = 0.2246\cdot10^{-3}$). Если приложить периодическую силу не вдоль оси x, а вдоль оси y, то оказывается, что динамический отклик системы имеет такой же характер: возрастание амплитуды происходит при частотах, не совпадающих с собственными частотами системы ν_0, и при частоте ν = 91.20 Hz происходит резкое возрастание амплитуды смещений *uy*. Таким образом, экстремальное значение амплитуды смещений (*ux* или *uy*) имеет место при одной и той же частоте



а



б



в

Рис. 2. Амплитудно-частотная зависимость колебаний вдоль осей y (*а*) и x (*б*, *в*) плоской медной рамы с заданными геометрическими параметрами, m: *а*, *б* – $a = 2$, $в = 1.2$, $c = 0.5$; *в* – $a = 0.1$, $в = 0.06$, $c = 0.025$

независимо от направления действия внешней периодической силы. При изменении амплитуды последней величина смещений меняется прямо пропорционально величине действующей силы, это свидетельствует о том, что мы работаем в области линейной теории упругости.

Чтобы выяснить, насколько полученный результат чувствителен к геометрии и размерам конструкции, рассмотрели плоскую раму с параметрами $a = 2$ m, $b = 1.2$ m, $c = 0.5$ m. Собственные частоты в такой геометрии имеют следующие значения, Hz: $\nu_0 = 9.357$; 28.055; 37.77; 70.16; 96.41; 125.27; 148.114; 189.11; 222.354. Полученные амплитудно-частотные зависимости (рис. 2,*б*) качественно дают ту же картину – возрастание смещений происходит при частотах, не совпадающих с собственными частотами системы, при частоте $\nu = 192.4$ Hz наблюдается резкое возрастание амплитуды смещений по величине, значительно превосходящей все остальные пики.

Необходимо отметить, что пиковый характер динамического отклика на периодическое внешнее воздействие свойствен и системам с гораздо меньшими размерами. На рис. 2,*в* представлены графики амплитудно-частотных зависимостей для плоской рамной конструкции с размерами $a = 0.1$ m, $b = 0.06$ m, $c = 0.025$ m, $d = 2 \cdot 10^{-3}$ m и амплитудой внешней силы $F_0 = 1$ N. Сопоставление результатов, представленных на рис. 2 и 3, позволяет прогно-

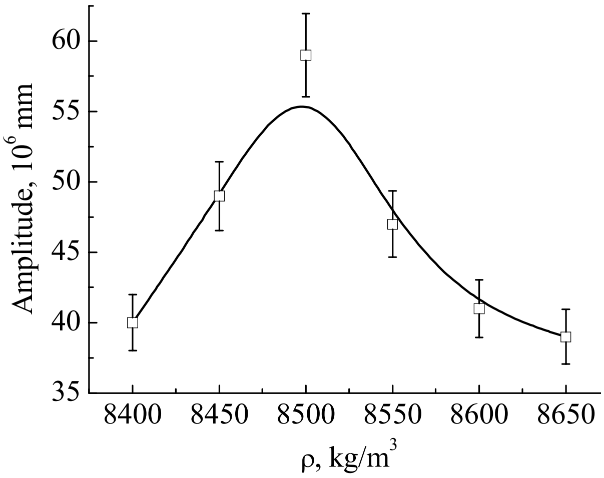


Рис. 3. Влияние плотности ρ материала плоской рамы на резонансные свойства механической системы

зировать резонансное поведение подобной механической системы при сокращении ее размеров. Уменьшение геометрических параметров конструкции более чем на два порядка (микропараметры) качественно не изменило резонансные особенности микромеханической системы. Количественные же изменения связаны с уменьшением амплитуды колебаний и с увеличением частоты резонанса. Аналогичный анализ динамического отклика, проведенный для плоских рамных конструкций из стали и алюминия, дал качественно подобный результат. Наличие значительного пика на амплитудно-частотной зависимости открывает возможности практического использования подобных систем в качестве высокодобротных механических фильтров, работающих на одной или нескольких резонансных частотах с сильно выраженным подавлением гармоник.

Анализ результатов позволил установить несовпадение частот собственных колебаний с частотами, при которых наблюдаются экстремальные значения смещений. Различие частот собственных колебаний и резонансных частот колебаний превышает 1% в диапазоне частот до 200 Hz. Отсутствие демпфирования, заложенное математически в данную модель рамы, исключает объяснение этого факта только механизмом появления механического резонанса. Объяснение явления смещения резонансных частот относительно собственных частот колебания системы (при отсутствии демпфирования) представляет самостоятельную задачу, требующую дальнейшего детального исследования данного объекта.

Обнаружено (рис. 2), что воздействие периодической силы $F = F_0\sin(\omega t + \varphi)$ приводит к формированию в данной системе различного рода колебаний (продольные, изгибные и др.), взаимодействие которых способствует установлению устойчивых механических колебаний в точке концентрации напряжений A. Выявлено, что изменение частоты внешней вынуждающей силы позволяет регулировать амплитуду колебания и, следовательно, величину смещения точки концентрации напряжения вдоль осей x и y.

Результаты исследования (рис. 3) позволили обнаружить, что существует критическое значение плотности меди ρ = 8600 kg/m^3, при котором аномальное возрастание амплитуд смещений *ux*, *uy* происходит при частоте, равной частоте собственных колебаний системы $\nu = \nu_0 = 59.40$ Hz. Для конструкций из алюминия и стали критическое значение плотности не обнаружено, хотя возрастание смещений всегда происходит при частотах, не совпадающих с собственными частотами системы. Для подтверждения этого исследовали эпюры линейных напряжений для критической частоты и заданной плотности материала рамки при варьировании количества конечных элементов одинаковой формы и размеров.

Таким образом, комплексное использование методов математического и компьютерного моделирования позволило изучить характер поведения и особенности скрытых параметров механической системы по отклику на внешнее динамическое воздействие. По характеру динамической реакции материала конструкции можно с определенной уверенностью говорить об устойчивости механического резонанса, о механической прочности материала, подвергнутого большим пластическим деформациям и, тем самым, прогнозировать ее служебные, эксплуатационные свойства и возможное использование в различных областях науки и техники. Стабильная реакция микромеханической системы зависит от стабильности источника внешних возмущений. Применение упругих сил, не вызывающих остаточных изменений в материале микросистемы, отсутствие потерь на тепло позволяют предположить возможное использование микромеханических систем данного типа в микроэлектронике как составную часть элементной базы MEMS (micro-electro-mechanical system) [1] в качестве высокодобротного механического фильтра частот с узкой полосой пропускания, а также контакторов, коммутаторов, приводов, адаптеров и др.

1. *H.G. Delos Santos*, Introduction to micro-electro-mechanical systems, Artec House (1999).
2. *S. Moaveni*, Finite element analysis. Theory and application with ANSYS, Pearson Education, Inc. (2003).
3. *А.Б. Каплун, Е.М. Морозов, М.А. Олферьева*, ANSYS в руках инженера: Практическое руководство, Едиториал УРСС, Москва (2003).
4. *Л. Сегерлинд*, Применение метода конечных элементов, Мир, Москва (1979).

N.M. Lavrinenko, N.N. Belousov

COMPUTER SIMULATION OF MECHANICAL SYSTEM DYNAMIC RESPONSE TO EXTERNAL INFLUENCES

Dynamic reaction of a mechanical system to a periodic external influence under the resonance conditions has been studied by computer simulation method. It is shown that the spectrum of natural oscillations of damping-free mechanical system differs from that of forced oscillations. On the frequency-amplitude dependence there is a peak the order of

magnitude higher than the rest ones. The frequency with which there are anomalously large amplitudes of shifting depends on both the geometrical parameters of the mechanical system and material properties. It is shown that a more than two orders of magnitude decrease of structure parameters, the configuration being preserved, does not influence the functional properties of the microsystem.

Fig. 1. Model of mechanical system (in the form of a flat frame) with preset geometrical parameters, kinematic links and stress concentrator

Fig. 2. Frequency-amplitude dependence of flat copper frame oscillations along axes y (*а*) and x (*б*, *в*). Preset geometrical parameters, m: *а*, *б* – $a = 2$, $b = 1.2$, $c = 0.5$; *в* – $a = 0.1$, $b = 0.06$, $c = 0.025$

Fig. 3. Effect of the density of flat frame material on resonance properties of mechanical system