

<https://doi.org/10.21122/2227-1031-2018-17-3-220-227>

УДК 621.79 (075.8)

Компьютерное моделирование и анализ колебаний кольцевого концентратора ультразвуковой системы

Кандидаты техн. наук, доценты В. П. Луговой¹⁾, С. А. Пронкевич¹⁾,
канд. техн. наук И. В. Луговой¹⁾, канд. техн. наук, доц. С. С. Довнар¹⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2018
Belarusian National Technical University, 2018

Реферат. Дано обоснование применению упругих кольцевых концентраторов ультразвуковых систем, позволяющих повысить интенсивность колебаний инструмента. Показано, что упругие элементы используются в качестве резонаторов и инструментов в ряде ультразвуковых технологических систем. Однако применение упругих элементов в качестве концентраторов ультразвуковых колебаний недостаточно изучено и требует проведения исследований, а также разработки рекомендаций для их использования. С этой целью проведены теоретические исследования, позволившие выполнить модальный и гармонический анализ нескольких вариантов компьютерной модели кольца наружным диаметром $D = 50$ мм. Проанализированы модели колец с различными размерами отверстий (от 20 до 40 мм) при изменении положения оси отверстия относительно оси кольца. Показаны моды изгибных колебаний кольца, которые могут быть плоскими или трехмерными в зависимости от частоты вынужденных колебаний. Отмечено, что увеличение внутреннего диаметра кольца сопровождается усилением амплитуды изгибных колебаний в наиболее тонком сечении кольца. Такой же эффект достигается при увеличении эксцентриситета оси отверстия. Разработаны рекомендации для определения рациональных геометрических параметров, позволяющих повысить коэффициент усиления амплитуды колебаний, который определяется как отношение толщин сечения кольца. Установлено также, что уменьшение толщины сечения сопровождается увеличением количества частот резонансных колебаний кольца. Так, если концентричное кольцо и кольцо с небольшим диаметром отверстия имеют лишь одну резонансную частоту, то тонкостенные кольца с переменным сечением имеют не менее трех собственных резонансных частот колебаний, что позволяет увеличить диапазон частот колебаний и технологические возможности ультразвуковой системы. Установлено также, что интенсивность колебаний ультразвуковой системы повышается еще в большей мере, если одновременно уменьшать поперечное сечение кольца с переменной жесткостью, как по толщине, так и по ширине.

Ключевые слова: ультразвуковая система, концентратор колебаний, амплитуда колебаний, частота колебаний, модальный и гармонический анализ колебаний, кольцевой концентратор, резонанс

Для цитирования: Компьютерное моделирование и анализ колебаний кольцевого концентратора ультразвуковой системы / В. П. Луговой [и др.] // *Наука и техника*. 2018. Т. 17. № 3. С. 220–227. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2018-17-3-220-227>

Computer Modeling and Analysis of Vibrations in Annular Concentrator of Ultrasonic System

V. P. Lugovoi¹⁾, S. A. Pronkevich¹⁾, I. V. Lugovoi¹⁾, S. S. Dovnar¹⁾

¹⁾ Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. The paper provides substantiation on application of elastic annular concentrators of ultrasonic systems which allows to increase an intensity of tool vibrations. It has been shown that elastic elements are used as resonators and tools in a number of ultrasonic technological systems. However an application of the elastic elements as concentrators of ultrasonic vibrations

Адрес для переписки

Луговой Вячеслав Петрович
Белорусский национальный технический университет
ул. Я. Коласа, 22,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 293-91-01
kipp@bntu.by

Address for correspondence

Lugovoi Vyacheslav P.
Belarusian National Technical University
22 Ya. Kolasa str.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 293-91-01
kipp@bntu.by

has been insufficiently studied and requires research and development of recommendations for usage. For this purpose theoretical studies have been carried out and they have helped to perform modal and harmonic analysis of several variants for a computer model of a ring with outer diameter $D = 50$ mm. Models of rings with various hole sizes from 20 to 40 mm have been analyzed while changing hole axis position relative to ring axis. The paper shows modes of ring flexural vibrations which can be either flat or three-dimensional depending on frequency of forced oscillations. It has been pointed out that an increase in a ring internal diameter is accompanied by higher amplitude of bending oscillations in the thinnest ring section. The same effect is achieved by increasing eccentricity of a hole axis. The paper contains recommendations for determination of rational geometric parameters which allows to increase an oscillation amplitude gain ratio and it is determined as ratio of ring section thickness. It has been established that decrease in section thickness is accompanied by higher number of frequencies for ring resonance oscillations. So, if a concentric ring and a ring with small hole diameter have only one resonance frequency, then thin-walled rings with a variable cross-section have not less than three natural resonance frequencies of oscillations that makes it possible to increase a range of vibration frequencies and technological capabilities of the ultrasonic system. It has been also found that an intensity in fluctuations of the ultrasonic system is increased even more if at the same time a cross-section of a ring with variable stiffness is decreased as along thickness so across the width.

Keywords: ultrasound system, oscillation concentrator, oscillation amplitude, oscillation frequency, modal and harmonic analysis of vibrations, annular concentrator, resonance

For citation: Lugovoi V. P., Pronkevich S. A., Lugovoi I. V., Dovnar S. S. Computer Modeling and Analysis of Vibrations in Annular Concentrator of Ultrasonic System (2018). *Science and Technique*. 17 (3), 220–227. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2018-17-3-220-227> (in Russian)

Введение

Ультразвуковая техника, используемая в различных отраслях народного хозяйства для выполнения технологических задач, непрерывно совершенствуется с целью повышения эффективности ее работы. К числу новых направлений в развитии ультразвуковой техники следует отнести совершенствование конструкций акустических систем. Большой интерес в настоящее время вызывают технические решения по применению упругих элементов в ультразвуковых акустических системах в качестве резонаторов, концентраторов или рабочих инструментов. Достоинством подобных устройств является сочетание в них таких двух свойств, как упругость, которая позволяет накапливать и передавать потенциальную энергию, и возможность передачи и трансформации ультразвуковых волн.

В качестве подобных упругих элементов могут использоваться различные детали и элементы механизмов машин и приборов [1, 2]. Некоторые из них нашли применение в ультразвуковой технологии в качестве инструментов для осуществления абразивной обработки и пластического деформирования поверхностных слоев пластичных материалов, измерений колебаний и т. д. [3, 4]. Особый интерес среди предложенных акустических систем с упругими элементами вызывает конструкция с упругим элементом в виде трубы с переменной жесткостью, которая была использована как резонатор ультразвуковой системы [5].

Однако вопросу использования упругих элементов в качестве концентраторов колебаний уделено недостаточное внимание, хотя такое решение открывает широкие возможности их использования в ультразвуковой технологии. В связи с этим данная тема остается недостаточно исследованной, требующей научного обоснования по применению упругих элементов в акустических системах, разработки конкретных конструкций и рекомендаций с целью практического использования для осуществления тех или иных технологических процессов. Перечисленные причины вызывают необходимость проведения комплексных теоретических и экспериментальных исследований.

Моделирование колебаний кольцевых концентраторов

Рассматривая проблемы повышения производительности ультразвуковой абразивной обработки, А. И. Марков [6] сформулировал ряд основных направлений, которые позволят обеспечить повышение эффективности работы ультразвуковых систем. Внимание обращено на возможность увеличения скорости главного движения как основного резервного источника повышения эффективности работы ультразвуковой техники, что может быть достигнуто при увеличении амплитуды колебаний. Главным движением резания при ультразвуковой обработке материалов является колебание инструмента с ультразвуковой частотой. Установлено,

что среднее значение скорости главного резания v , м/с, может быть рассчитано по формуле

$$v = \frac{4fx}{10^3},$$

где f , x — частота, Гц, и амплитуда, мм, колебаний.

Численный расчет скорости резания при ультразвуковой обработке в диапазоне частот 20–44 кГц показывает, что она лежит в интервале $v = (0,6–6,0)$ м/с, что значительно ниже скорости при традиционном шлифовании материалов (20–35 м/с). Из этого следует, что ультразвуковая обработка обладает значительным резервом для увеличения скорости главного движения, а следовательно, и для повышения интенсивности колебаний. Интенсивностью ультразвуковых колебаний рабочего инструмента принято считать энергию, переносимую волной за единицу времени. Она зависит от квадрата произведения амплитуды смещений x и частоты колебаний ω

$$I = Ec = \rho cx^2\omega^2 / 2.$$

Потенциальная энергия, необходимая для переноса энергии упругой деформации, взаимосвязана с интенсивностью колебаний и зависит от величин амплитуды и частоты колебаний. Ее среднее значение может быть рассчитано по формуле

$$W_{к.ср} = \rho x^2\omega^2 / 4.$$

В этих уравнениях ускорение частиц и скорость колебания указывают на прямую зависимость от амплитуды смещений x .

Техническая реализация данного положения возможна путем повышения амплитуды и частоты колебаний ультразвуковой системы за счет использования упругого кольцевого концентратора в качестве дополнительного источника энергии [7]. В результате колебаний инструмента, вызванных совместным действием ультразвуковых волн, а также упругих перемещений при сжатии кольца увеличивается импульс силы, изменяя характер динамического взаимодействия инструмента с материалом и тем самым обеспечивая повышение производительности технологического процесса.

Однако практическому применению колец с переменным сечением в качестве концентраторов колебаний препятствует отсутствие каких-либо рекомендаций по выбору рациональной формы и размеров [8–10]. Для решения данной проблемы в настоящей работе была поставлена цель теоретически исследовать и произвести модальный и гармонический анализ вариантов компьютерной модели кольца наружным диаметром $D = 50$ мм и на этой основе установить наиболее оптимальные геометрические параметры кольцевого концентратора. Рассматривались различные модели колец с постоянной и переменной толщиной сечения. Варьировались два геометрических фактора, влияющих на изменение формы и размеры кольца: внутренний диаметр кольца в пределах $20 \leq d \leq 40$ мм и величина смещения оси отверстия по отношению к оси кольца в пределах $0 \leq e \leq 7$ мм (рис. 1а). Условно принято, что на кольцо действует единичная сила с частотой колебаний 20–40 кГц (рис. 1б).

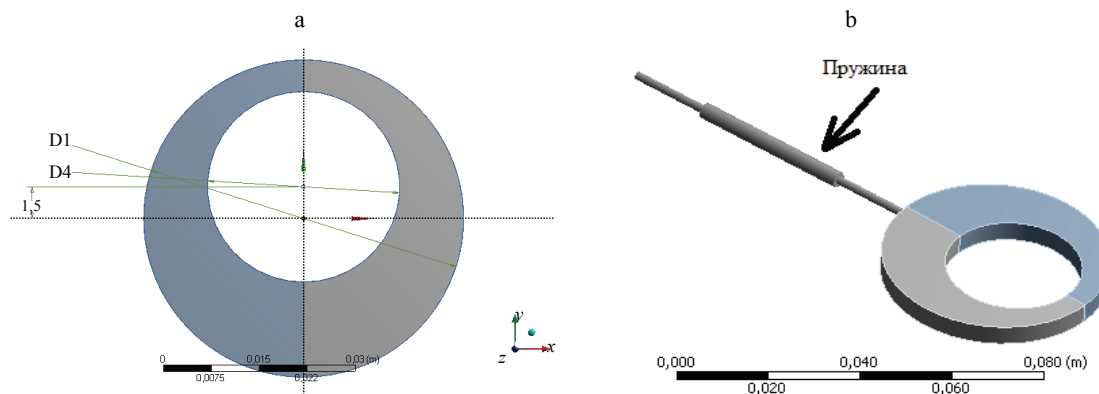


Рис. 1. Эскиз (а) и модель (б) кольца с пружиной

Fig. 1. Sketch (a) and model (b) of ring with spring

Полученные результаты численных расчетов для различных вариантов, выполненных с использованием компьютерной программы ANSYS, представлены на рис. 2–5 в виде: соответствующих моделей кольца (а); моды колебаний (b, c); графиков гармонического анализа собственных колебаний (d); графиков зависимости амплитуды от частоты колебаний (e). В качестве материала кольца была принята сталь 45. Ширина поперечного сечения кольца 5 мм. Для сопоставления результатов численный расчет и анализ полученных данных производились для модели круглого кольца с постоянным сечением, а также для модели кольца с переменной толщиной сечения.

Гармонический анализ моделей колец показал, что независимо от формы и размеров, кольца характеризуются общим свойством – все они имеют несколько частот собственных колебаний, представленных на графиках зависимостью числа частот собственных колебаний от частоты вынужденных колебаний. При совпадении частот собственных колебаний с соответствующими частотами вынужденных колебаний в кольце достигается резонанс колебаний системы, который на графиках выражен характерным пиком.

Модальный анализ колец демонстрирует изменение моды колебаний (качественный анализ) и позволяет количественно оценить величину амплитуды колебаний (количественный анализ) с помощью цветовой окраски.

Результаты численных расчетов частот и амплитуды колебаний, а также моды колебаний при различных значениях частоты вынужденных колебаний, полученных для разных вариантов моделей кольцевых концентраторов, представлены на рис. 2–6.

Для сравнения полученных результатов в качестве исходной была принята модель круглого кольца с неизменной толщиной сечения и внутренним диаметром 20 мм (рис. 2а).

В зависимости от частоты колебания колец происходят в двух- или трехмерном пространстве (рис. 3b, c). Наибольшие колебательные смещения при этом возникают в условиях резонанса в направлении осей симметрии. Данная модель является, по сути, кольцевым волноводом. Гармонический анализ колебаний кольца с постоянной жесткостью выявил в исследуемом диапазоне восемь частот собственных колебаний (рис. 2d), что позволяет сделать вывод о том, что кольцевые волноводы могут работать в широком диапазоне частот вынужденных колебаний.

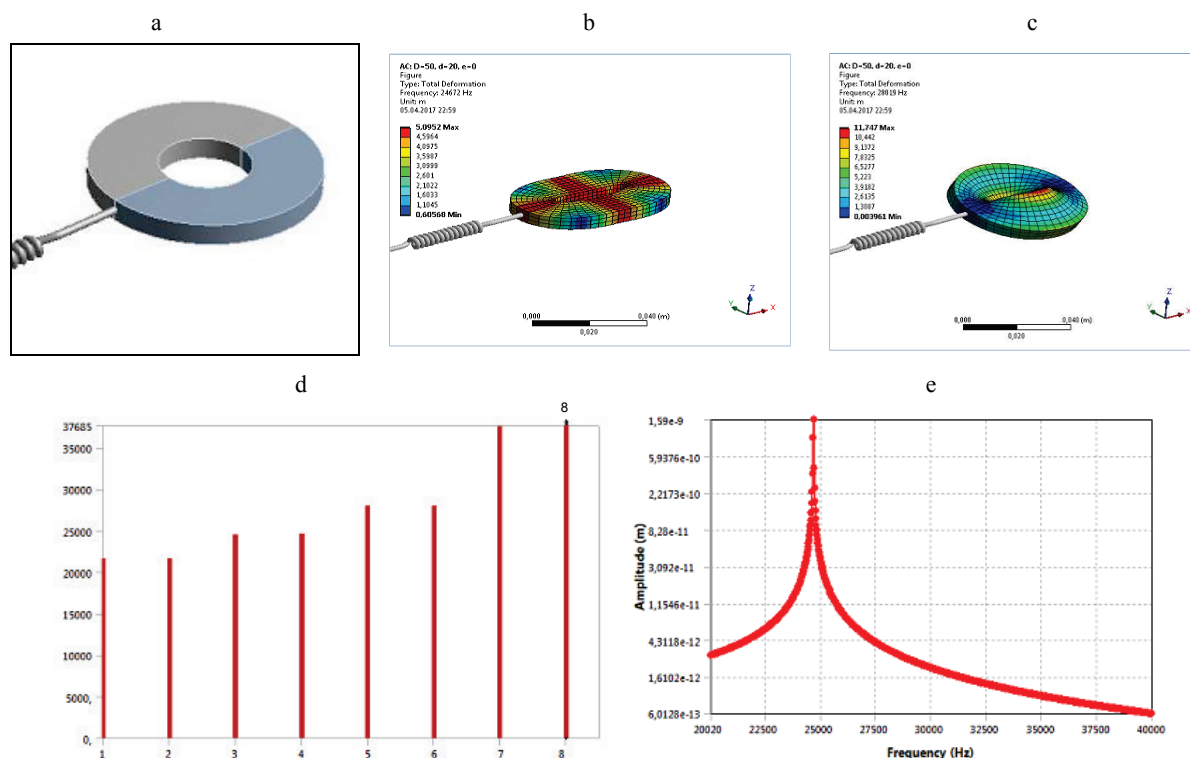


Рис. 2. Результаты численного расчета для кольца $D = 50$ мм, $d = 20$ мм, $e = 0$

Fig. 2. Numerical calculation results for ring $D = 50$ mm, $d = 20$ mm, $e = 0$

При совпадении частот собственных и вынужденных колебаний при частоте 24,67 кГц возникает резонанс, сопровождаемый резким увеличением амплитуды колебаний, максимум которой достигает численного значения $1,6e^{-9}$ (рис. 2е). В этом случае кольцо упруго сжимается, приобретая форму овала, в котором наибольшие смещения наблюдаются в форме симметричного креста.

При смещении центра отверстия относительно центра кольца на 7 мм образуется модель кольца с переменной жесткостью (рис. 3а).

Как и в предыдущем случае, для кольца характерны моды изгибных колебаний относительно двух или трех осей, т. е. в кольце по-прежнему возбуждаются плоские или пространственные колебания (рис. 3б, с). Численная величина амплитуды смещений заметно возросла и сконцентрировалась в наиболее узкой части кольца. Гармонический анализ показал, что число ступеней собственных частот колебаний сохранилось прежним, равным восьми (рис. 3д). Количество резонансных частот также осталось прежним. Резонанс возникает на частоте 24,9 кГц, сопровождаемый повышением амплитуды колебаний, пик которой возрос по сравнению с предыдущим вариантом и достиг численного значения $1,7e^{-7}$ (рис. 3е). Таким образом, из сопоставления полученных результатов можно заключить, что изменение формы кольца при сохранении численных значений наружного и внутреннего диаметров сопровож-

дается только изменением величины амплитуды колебаний. Это значит, что кольцо из волновода преобразовалось в концентратор колебаний, наибольшие значения амплитуды колебаний в котором возникают в наиболее узком сечении.

Следующий этап исследования предусматривает анализ колебаний кольца при изменении размера внутреннего отверстия, в результате чего модель становится тонкостенной (рис. 4а). Увеличение диаметра отверстия до 40 мм сопровождается уменьшением толщины сечения до 5 мм. Утонение кольца привело к более выраженным проявлениям изгибных колебаний (рис. 4б, с). Кольцо получает симметричные смещения вдоль осей координат, которые могут быть, как и в прежних случаях, и плоскими, и трехмерными в зависимости от частоты вынужденных колебаний. Число ступеней частот собственных колебаний не изменилось (рис. 4д). Однако существенное изменение наблюдается на графике зависимости амплитуды от частоты колебаний (рис. 4е). Число резонансных пиков в рассматриваемом диапазоне частот колебаний при действии вынужденных колебаний увеличилось до двух (рис. 5д). Ярко выраженные пики резонансов можно наблюдать на уровне частот 31,2 и 36,0 кГц. Численные значения амплитуды колебаний при этом достигают значений соответственно $1,2e^{-8}$ и $2,8e^{-9}$, т. е. уменьшение толщины кольца до 5 мм позволило увеличить амплитуду колебаний по сравнению с первой моделью кольца аналогичной формы толщиной 10 мм.

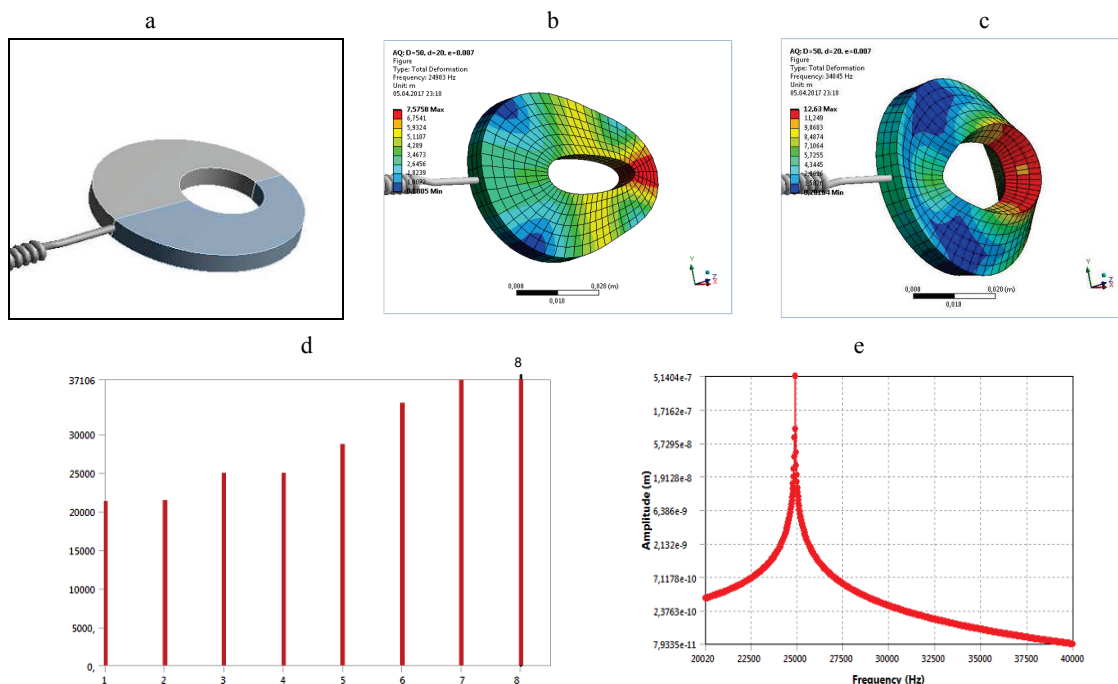


Рис. 3. Результаты численного расчета для кольца $D = 50$ мм, $d = 20$ мм, $e = 7$ мм

Fig. 3. Numerical calculation results for ring $D = 50$ mm, $d = 20$ mm, $e = 7$ mm

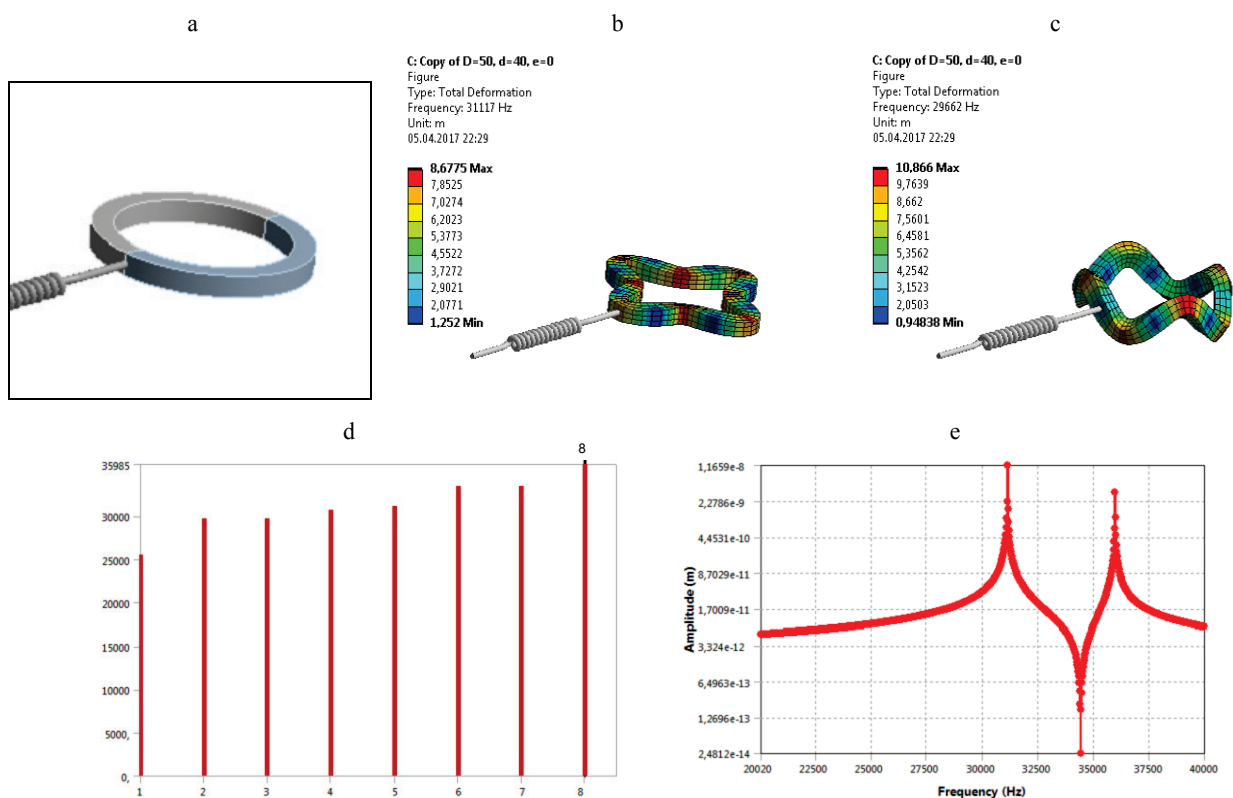


Рис. 4. Результаты численного расчета для кольца $D = 50$ мм, $d = 40$ мм, $e = 0$

Fig. 4. Numerical calculation results for ring $D = 50$ mm, $d = 40$ mm, $e = 0$

Четвертый вариант модели представляет собой кольцо с прежними размерами внешнего и внутреннего диаметров кольца, но со смещением оси отверстия на 4 мм. В узком сечении модель кольца становится еще более тонкостенной – толщиной 1 мм (рис. 5a). В этой части менее заметны узловые линии изгибных колебаний, что свидетельствует о проявлении более интенсивных колебаний. Утонение кольца привело к еще более выраженным проявлениям изгибных колебаний (рис. 5b, c). Кольцо получает симметричные смещения вдоль двух осей координат. Число ступеней собственных колебаний несколько увеличилось и достигло девяти (рис. 5d). Форма графика зависимости амплитуды от частоты колебаний в этом случае сохранилась, число резонансных пиков в рассматриваемом диапазоне частот колебаний осталось прежним, но диапазон частот колебаний между пиками существенно расширился – с 4 до 13 кГц (рис. 5e). Яркие выраженные пики резонансов наблюдаются на уровне частот 23 и 36 кГц, т. е. первый резонансный пик сместился на нижний уровень. Численные значения амплитуды колебаний при этом достигают значе-

ний соответственно $1,4e^{-6}$ и $1,8e^{-6}$. Анализ численных значений амплитуды колебаний показывает, что кольцо с переменной жесткостью позволяет усилить амплитуду колебаний по сравнению с предыдущим вариантом на два порядка, т. е. в данном случае еще более проявляются свойства кольца как концентратора колебаний.

На основании проведенного анализа можно заключить, что еще больший эффект по усилению амплитуды колебаний получим в случае одновременного сужения поперечного сечения как по толщине, так и по ширине. Сравнение результатов численных расчетов амплитуды колебаний производили на основании сопоставления двух моделей кольцевых концентраторов с одинаковыми размерами наружного и внутреннего диаметров и величиной смещения оси отверстия, но отличающихся между собой шириной кольца в поперечном сечении (рис. 6). В одном случае ширина кольца оставалась неизменной, во втором – сужалась подобно толщине сечения. При этом было установлено, что уменьшение поперечного сечения по ширине позволило увеличить амплитуду колеба-

ний по сравнению с первой моделью в два раза. Общй коэффициент усиления амплитуды колебаний концентратора с инструментом в первом случае составил $K = 6,6$, во втором – $K = 10,1$, т. е. второй вариант модели оказался эффективнее первого на 50 %.

Обобщая полученные результаты теоретических расчетов, можно заключить, что кольца с переменной жесткостью могут быть успешно использованы в качестве концентраторов ультразвуковых колебаний для выполнения различных технологических задач.

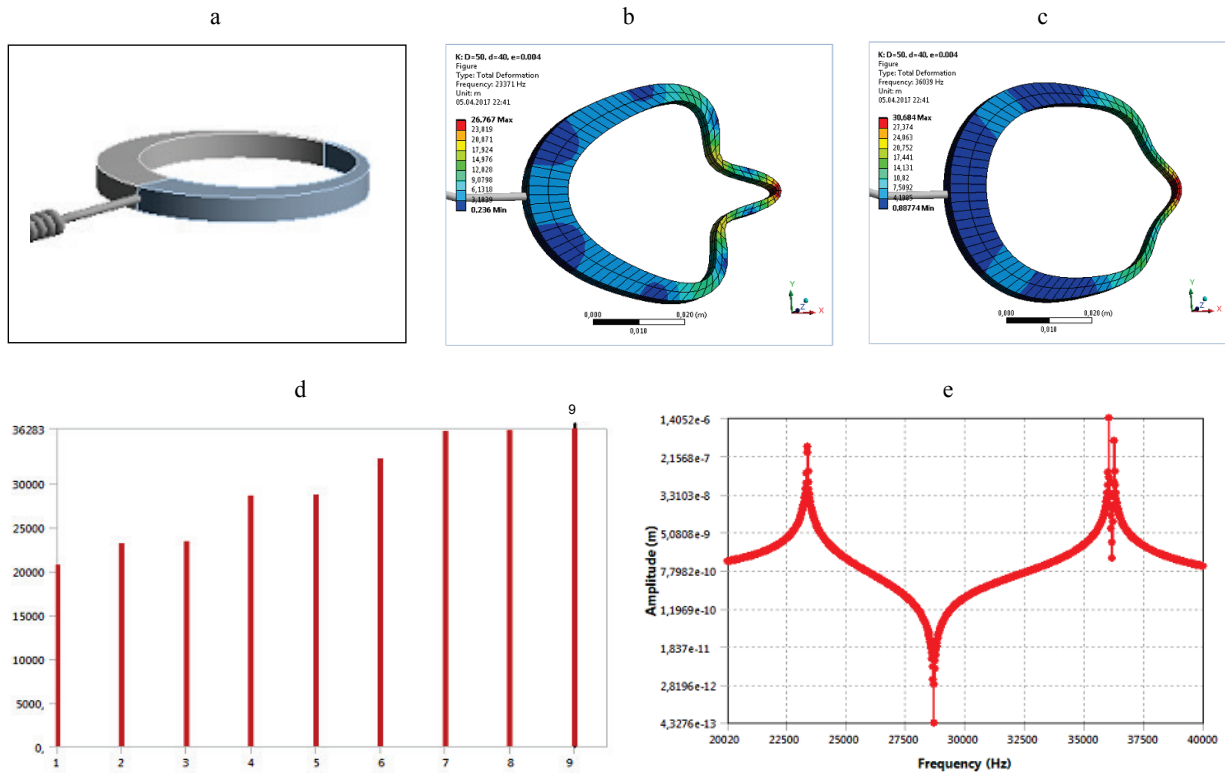


Рис. 5. Результаты численного расчета для кольца $D = 50$ мм, $d = 40$ мм, $e = 4$ мм
 Fig. 5. The results of numerical calculations for the ring $D = 50$ mm, $d = 40$ mm, $e = 4$ mm

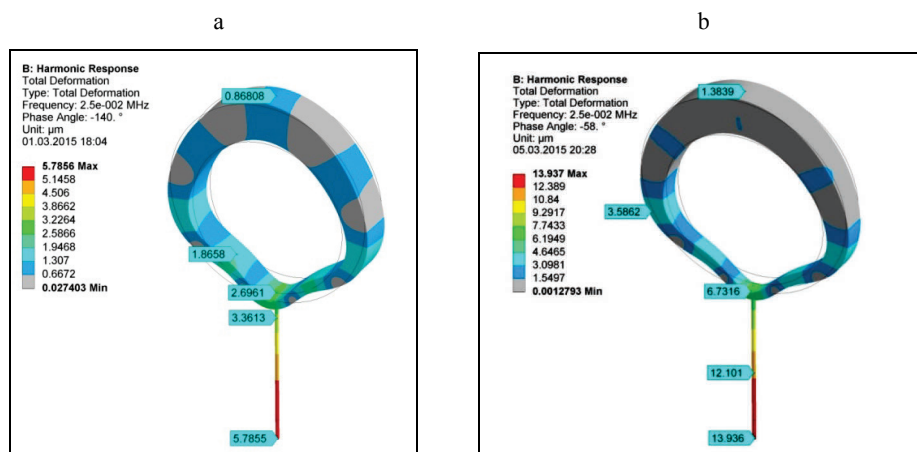


Рис. 6. Компьютерная модель колебаний кольцевого концентратора с переменной жесткостью:
 а – кольцо с переменной толщиной; б – кольцо с переменной толщиной и шириной

Fig. 6. Computer model for vibrations of annular hub with variable stiffness:
 а – ring with variable thickness; б – ring with variable thickness and width

ВЫВОДЫ

1. Теоретически обоснована возможность создания концентраторов ультразвуковых колебаний кольцевого типа на основе упругих элементов с переменной жесткостью.

2. Показано, что усиление амплитуды колебаний в кольцевых концентраторах обусловлено двумя геометрическими параметрами: размером отверстия в кольце и величиной смещения оси отверстия по отношению к оси самого кольца.

3. Установлено, что существенного усиления амплитуды колебаний в кольцевом концентраторе с переменной жесткостью можно достигнуть при одновременном уменьшении размеров поперечного сечения по ширине и толщине.

4. Использование кольцевого концентратора позволяет расширить диапазон рабочих частот колебаний ультразвуковой системы, что важно для частотного согласования концентратора с источником ультразвуковой колебательной системы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Андреева, Л. Е. Упругие элементы приборов / Л. Е. Андреева. М.: Машиностроение, 1981. 392 с.
2. Попов, Э. А. Упругие накопители энергии в текстильных машинах / Э. А. Попов, Ф. Б. Караев, Л. М. Квартин. М.: МТИ, 1984. 25 с.
3. Ультразвуковой инструмент: а. с. 382439 СССР, МКИ В 06 В3/00 / А. А. Горбунов, В. М. Салтанов, В. Г. Моисеев, Н. В. Савенков, Е. П. Калинин; дата публ. 23.05.1973.
4. Устройство для ультразвукового полирования: а. с. 854685 СССР, МКИ В 24 В1/04 / В. Ф. Зимовец, П. М. Герасимчук, С. Н. Стручков, С. Д. Вуйчик; дата публ. 15.08.1981.
5. Ультразвуковая колебательная система с промежуточным резонатором: пат. 2106205 СССР, МКИ В 06 В3/00 / В. Н. Аленичев, Л. О. Макаров, А. А. Рухман; дата публ. 10.03.1998.
6. Марков, А. И. Ультразвуковая обработка материалов / А. И. Марков. М.: Машиностроение, 1980. 237 с.
7. Разработка и исследование нового типа концентраторов ультразвуковых колебаний на основе кольцевых упругих элементов / Д. А. Степаненко [и др.] // Материалы. Технологии. Инструменты. 2013. Т. 18, № 2. С. 90–94.

8. Ультразвуковой инструмент для обработки или измерения детали: пат. на изобр. Респ. Беларусь № 19219, МПК В 06В 1/00 / И. В. Луговой, В. Т. Минченя, В. П. Луговой; дата публ. 30.06.2015.
9. Ультразвуковой инструмент для обработки отверстий: пат. полез. модели Респ. Беларусь № 8169, МПК В 24 В1/04 / И. В. Луговой, В. Т. Минченя, В. П. Луговой; дата публ. 30.04.2012.
10. Устройство для ультразвуковой обработки детали: пат. на изобр. Респ. Беларусь № 19108, МПК В 06В 1/00 / И. В. Луговой, В. Т. Минченя, В. П. Луговой; № а20120030; заявл. 10.01.2012; опубл. 30.04.2015. Бюл. № 2.

Поступила 02.05.2017

Подписана в печать 05.07.2017

Опубликована онлайн 29.05.2018

REFERENCES

1. Andreeva L. E. (1981) *Elastic Elements of Instruments*. Moscow, Mashinostroenie Publ. 392 (in Russian).
2. Popov E. A., Karaev F. B., Quartin L. M. (1984) *Elastic Energy Storage in the Textile Machines*. Moscow, Moscow Textile Institute. 25 (in Russian).
3. Gorbunov A. A., Saltanov V. M., Moiseev V. G., Savenkov N. V., Kalinin E. P. (1973) *Ultrasonic Tool*. Patent No 382439 USSR (in Russian).
4. Simovic V. F., Gerasimchuk P. M., Struchkov S. N., Wójcik S. D. (1981) *Device for Ultrasonic Polishing*. Patent No 854685 USSR (in Russian).
5. Alekseev V. N., Makarov L. O., Rahman A. A. (1998) *Ultrasonic Oscillatory System with an Intermediate Resonator*. Patent No 2106205 USSR (in Russian).
6. Markov A. I. (1980) *Ultrasonic Treatment of Materials*. Moscow, Mashinostroenie Publ. 237 (in Russian).
7. Stepanenko D. A., Minchenya V. T., Lugovoi V. P., Lugovoi I. V. (2013) Development and Research of New Type of Concentrators of Ultrasonic Vibrations on the Basis of the Ring of Elastic Elements. *Materialy. Tekhnologii. Instrumenty = Materials. Technology. Tools*, 18 (2), 90–94 (in Russian).
8. Lugovoy I. V., Minchenya V. T., Lugovoi V. P. (2015) *Ultrasonic Tools for Processing or Measurement Details*. Patent Republic of Belarus No 19219 (in Russian).
9. Lugovoy I. V., Minchenya V. T., Lugovoi V. P. (2012) *Ultrasonic Tools for Processing of Holes*. Patent Republic of Belarus No 8169 (in Russian).
10. Lugovoy I. V., Minchenya V. T., Lugovoi V. P. (2015) *Device for Ultrasonic Treatment of a Part*. Patent Republic of Belarus No 19108 (in Russian).

Received: 02.05.2017

Accepted: 05.07.2017

Published online: 29.05.2018