

А. Н. Неверов

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), г. Москва, 125164, Ленинградский пр, 64; e-mail: neverov_an@mail.ru

Влияние армирования на свойства составных стержневых колебательных систем

Получена 30.01.2015, опубликована 24.02.2015

Проведено теоретическое и экспериментальное исследование свойств составных стержневых колебательных систем с учетом их армирования. Показано, что армирование сильнее всего влияет на свойства составных стержневых колебательных систем при размещении акустического контакта вблизи пучности механических напряжений и практически не влияет при контакте вблизи узла механических напряжений. С увеличением усилия стягивания элементов составной системы ее собственные частоты и амплитуды колебаний при резонансе возрастают.

Ключевые слова: армирование, акустический контакт, резьбовое соединение, ультразвуковая колебательная система, собственная частота, амплитуда.

ВВЕДЕНИЕ

При расчете составных колебательных систем акустический контакт между элементами предполагается, как правило, идеальным. Это предположение, однако, может быть принято без предварительного обоснования лишь для неразъемного соединения, когда элементы выполнены из одного прутка металла. При других способах соединения в системе возникают плоскости разъема, которые могут быть источником дополнительных потерь [1] упругой энергии и вносить в систему дополнительное реактивное сопротивление. Кроме того, акустический контакт шероховатых поверхностей обладает ярко выраженными нелинейными свойствами [2].

Указанные обстоятельства порождают некоторые другие свойства, которые ранее не обсуждались как неприемлемые для ультразвуковых колебательных систем как технологического назначения [3], так и измерительных [4-6]. Перечислим некоторые из них.

- ✓ Зависимость собственных частот и резонансных амплитуд колебаний составных систем от усилия армирования их элементов
- ✓ Несоответствие расчетных и экспериментальных параметров
- ✓ Неудовлетворительная повторяемость параметров составных систем
- ✓ Различная реакция составных систем с одинаковой геометрией на одинаковое нагружение.

Эти черты присущи как составным колебательным системам, совершающим колебания одного типа – продольные, поперечные, крутильные – так и составным системам с преобразованием типа или поляризации колебаний.

В фокусирующих излучателях с фиксированной частотой напряжения возбуждения [7] параметры акустического контакта влияют на амплитуду тока возбуждения и сдвига фаз между напряжением и током возбуждения [8].

В настоящей работе мы ограничимся рассмотрением влияния акустического контакта на свойства стержневых составных ультразвуковых колебательных систем, совершающих одномерные продольные колебания.

Рекомендации по конструированию соединений элементов волноводной системы обычно сводятся к необходимости их размещения в узлах механических напряжений. Действительно, при совпадении собственных частот соединяемых элементов их соединения не испытывают больших знакопеременных нагрузок [9]. Это требование, однако, может противоречить необходимости снижения энерго- и металлоемкости ультразвуковых колебательных систем, их массогабаритных параметров, что особенно важно для ручных инструментов. Поэтому конкретный учет параметров акустического контакта необходим при проектировании ультразвуковой технологической аппаратуры.

Перечисленные свойства составных колебательных систем дают нам, впрочем, не только способ оценки параметров акустического контакта, но и простой, не требующий дополнительных затрат способ управления характеристиками составных систем.

1. АНАЛИТИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ

Рассмотрим простейшую составную систему, состоящую из двух соосных стержней 1 и 2, прижатых друг к другу статической силой P своими торцами (рис. 1). Понятно, что при контакте двух шероховатых поверхностей – торцов стержней – образуется некий контактный слой, который должен влиять на свойства составной системы.

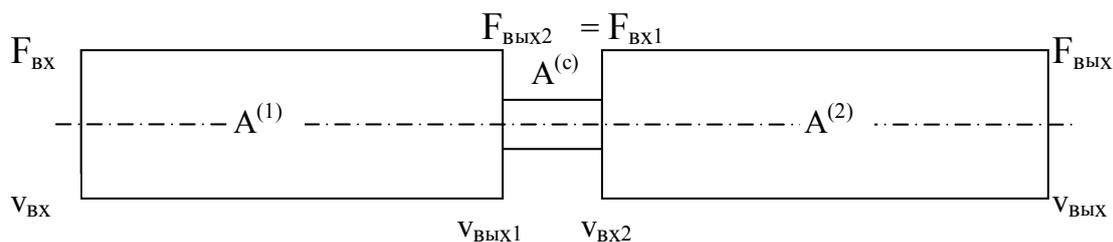


Рис. 1. Расчетная схема простейшей составной стержневой колебательной системы; $F_{вх}$, $v_{вх}$ и $F_{вых}$, $v_{вых}$ – входные и выходные колебательные силы и скорости, то же с индексами 1 и 2 относится к первому и второму стержням, $A^{(1)}$, $A^{(2)}$, $A^{(c)}$ – матрицы передачи первого и второго стержней и контактного слоя

Входные и выходные колебательные силы и скорости $F_{вх}$, $v_{вх}$ и $F_{вых}$, $v_{вых}$ каждого регулярного пассивного элемента составной системы связаны в линейном приближении векторными соотношениями:

$$\begin{pmatrix} F_{\text{вх}} \\ v_{\text{вх}} \end{pmatrix} = A \begin{pmatrix} F_{\text{вых}} \\ v_{\text{вых}} \end{pmatrix}, \quad (1)$$

где A – матрица передачи механического четырехполюсника, $A = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{pmatrix}$.

Матрица передачи составной системы получается путем перемножения матриц передачи ее элементов:

$$A = A^{(1)} \times A^{(c)} \times A^{(2)}, \quad (2)$$

где $A^{(1)}$ и $A^{(2)}$ – матрицы передачи первого и второго стержней соответственно, а $A^{(c)}$ – матрица передачи слоя, возникающего при контактировании шероховатых поверхностей.

Выполняя перемножение матриц элементов системы, получаем матрицу передачи составной системы (2).

Считая стержни однородными с характеристическим сопротивлением $w_{1,2} = (\rho c S)_{1,2}$, где $\rho_{1,2}$, $c_{1,2}$ и $S_{1,2}$ – плотность, скорость звука и площадь поперечного сечения стержней соответственно, и волновой длиной $(kl)_{1,2} = \pi \frac{f}{f_{1,2}}$, где $l_{1,2}$ – длина стержней,

$k_{1,2} = 2\pi \frac{f}{c_{1,2}}$ – волновое число, $c_{1,2}$ – скорость звука в стержнях, $f_{1,2} = \frac{c_{1,2}}{2l_{1,2}}$ – первая собственная частота продольных колебаний стержней, f – частота колебаний, их (стержней) матрицы передачи при временном факторе $\exp(-i\omega t)$, где $\omega = 2\pi f$ – угловая частота колебаний, t – время, можно записать в виде:

$$A^{(1,2)} = \begin{pmatrix} \cos(kl)_{1,2} & -iw_{1,2} \sin(kl)_{1,2} \\ -iw_{1,2}^{-1} \sin(kl)_{1,2} & \cos(kl)_{1,2} \end{pmatrix}. \quad (3)$$

Контактный слой может быть аппроксимирован сосредоточенной упругостью, его матрица передачи

$$A^{(c)} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ i\omega C_{j1} & 1 \end{pmatrix}, \quad (4)$$

где C_{j1} – эквивалентная податливость слоя (величина, обратная упругости). Как было показано в [2],

$$C_{j1} = \frac{u}{F_{m1}} \approx \frac{H \max 1 + H \max 2}{ESb} \left(\frac{ESb}{(\nu + 1)P_0} \right)^{\frac{\nu}{\nu+1}}, \quad (5)$$

где $H \max 1$ и $H \max 2$ – максимальные высоты неровностей контактирующих поверхностей, E – модуль упругости контакта, S – номинальная площадь контакта, b и ν – параметры опорной кривой.

Условием резонанса при постоянстве параметров возбуждающей силы является равенство нулю мнимой части переходного сопротивления (отношение комплексных амплитуд входной силы и выходной скорости). При свободном выходном торце, т.е. при $F_{\text{вых}} = 0$, это условие принимает вид $\text{Im } a_{12} = 0$, которое для двухстержневой системы принимает вид:

$$w_1 \sin(kl)_1 \cos(kl)_2 + w_2 \sin(kl)_2 \cos(kl)_1 = \omega C w_1 w_2 \sin(kl)_1 \sin(kl)_2. \quad (6)$$

Если стержни одинаковы, уравнение решается просто. Действительно, при $w_1 = w_2 = w$, $(kl)_2 = (kl)_1 = (kl)$ уравнение резонанса (6) разбивается на два:

$$\sin(kl) = 0 \quad \text{или} \quad (7)$$

$$\text{ctg}(kl) = 0,5\omega C_{j1} w. \quad (7a)$$

Решение первого уравнения очевидно – $(kl) = n\pi$, оно соответствует соединению стержней в узле механических напряжений. Резонансные частоты составной системы при этом практически не зависят от усилия армирования ее элементов. Именно таким образом рекомендуется соединять волноводы мощных ультразвуковых установок [9, 10]. Второе уравнение может быть решено графически (рис. 2).

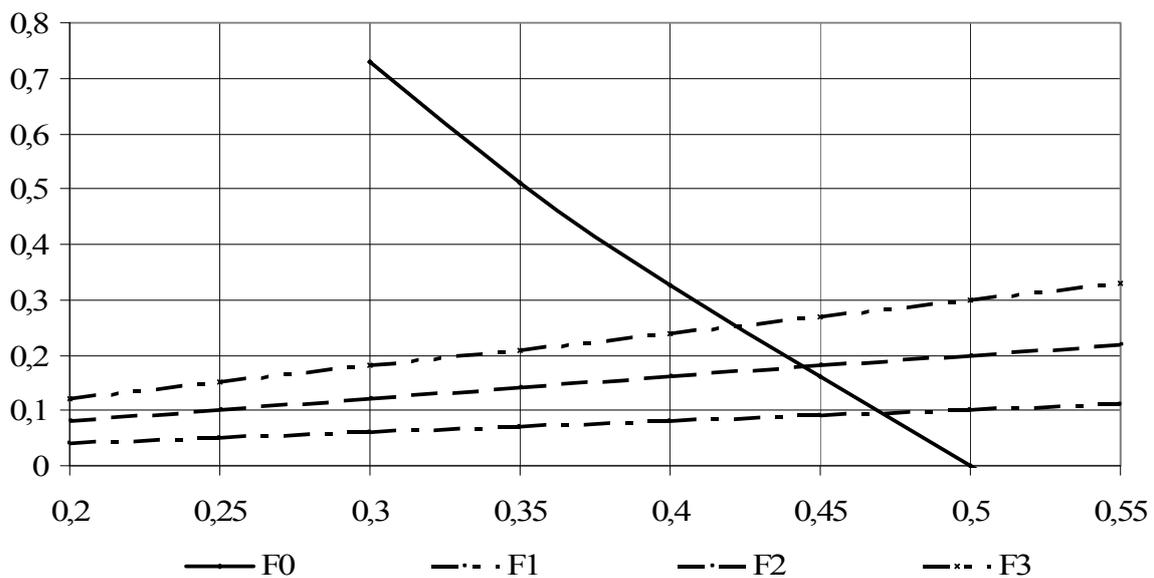


Рис. 2. Графическое решение уравнения (7a). По оси абсцисс отложена нормированная частота возбуждающего сигнала ω/ω_1 , где $\omega_1 = c/2l$ – первая собственная частота стержня, l – его длина, c – скорость звука;

$$F0 = \text{ctg}\left(\pi \frac{\omega}{\omega_1}\right), F1 - F3 = 0,5\omega_1 C_{j1} w \frac{\omega}{\omega_1}; F1: 0,5\omega_1 C_{j1} w = 0,2, \frac{\omega}{\omega_1} \approx 0,47; F2: 0,5\omega_1 C_{j1} w = 0,3, \frac{\omega}{\omega_1} \approx 0,445; F3: 0,5\omega_1 C_{j1} w = 0,4, \frac{\omega}{\omega_1} \approx 0,42$$

Если $\omega_1 C_{j1} w \ll 1$, то легко получаем $\frac{\omega}{\omega_1} \approx \frac{1}{2(1 + 0,5\pi^{-1}\omega_1 C_{j1} w)} \approx \frac{1}{2} - \pi^{-1}\omega_1 C_{j1} w$, где ω_1 – первая собственная частота стержня, $\omega_1 = \frac{c}{2l}$.

Таким образом, резонансная частота двухстержневой системы наиболее чувствительна к усилию армирования стержней тогда, когда место контакта приходится на координату пучности механических напряжений, и практически не чувствительна, если контакт осуществляется в узле механических напряжений.

Чтобы выяснить, как влияет стягивание стержней на амплитуду колебаний выходного торца двухстержневой колебательной системы, необходимо учесть потери в элементах системы путем замены $E_j \rightarrow E_j(1 - iQ_j^{-1})$, $w_j \rightarrow w_j(1 - (i/2)Q_j^{-1})$, $k_j \rightarrow k_j(1 + (i/2)Q_j^{-1})$, где $j = 1, 2, c$, индексы 1 и 2 относятся к соответствующим стержням, c – к контактному слою. При свободном выходном торце амплитуда его колебательной скорости при резонансе v_H определяется выражением

$$v_H = \frac{F_{ex}}{\operatorname{Re} a_{12}}. \quad (8)$$

Действительная часть переходного сопротивления

$$\begin{aligned} \operatorname{Re} a_{12} = & \frac{1}{2} w_1 Q_1^{-1} (\cos(kl)_2 - \omega C w_2 \sin(kl)_2) ((kl)_1 \cos(kl)_1 - \sin(kl)_1) + \\ & + \frac{1}{2} w_2 Q_2^{-1} (\cos(kl)_1 - \omega C w_1 \sin(kl)_1) ((kl)_2 \cos(kl)_2 - \sin(kl)_2) + \\ & + \left(\frac{1}{2} w_1 Q_1^{-1} (kl)_2 + \frac{1}{2} w_2 Q_2^{-1} (kl)_1 + \omega C w_1 w_2 Q_c^{-1} \right) \sin(kl)_1 \sin(kl)_2. \end{aligned} \quad (9)$$

Когда сечение акустического контакта расположено вблизи узла механических напряжений, синусами в формуле (9) можно пренебречь. А поскольку резонансные частоты системы и, следовательно, волновые длины ее элементов в этом случае не зависят от усилия их стягивания, значения переходного сопротивления и амплитуды колебаний также практически не зависят от параметров контактного слоя:

$$\operatorname{Re} a_{12} \approx \frac{1}{2} [w_1 (kl)_1 Q_1^{-1} + w_2 (kl)_2 Q_2^{-1}].$$

Если же сечение акустического контакта расположено вблизи пучности механических напряжений, косинусами в формуле (9) можно пренебречь, величина переходного сопротивления в немалой степени определяется характеристиками контактного слоя. В этом случае

$$\operatorname{Re} a_{12} \approx \frac{1}{2} w_1 Q_1^{-1} (kl)_2 + \frac{1}{2} w_2 Q_2^{-1} (kl)_1 + \omega C w_1 w_2 \left(\frac{1}{2} Q_1^{-1} + \frac{1}{2} Q_2^{-1} + Q_c^{-1} \right). \quad (10)$$

Зависимость переходного сопротивления от параметров контактного слоя (которые зависят от усилия стягивания стержней), определяются не только последним слагаемым (10), но и зависимостью от них резонансной частоты системы и, следовательно, волновых длин ее элементов.

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Экспериментальная проверка полученных соотношений проводилась на установке, состоявшей из ультразвукового генератора, усилителя, частотомера, бесконтактного виброметра (рис. 3).

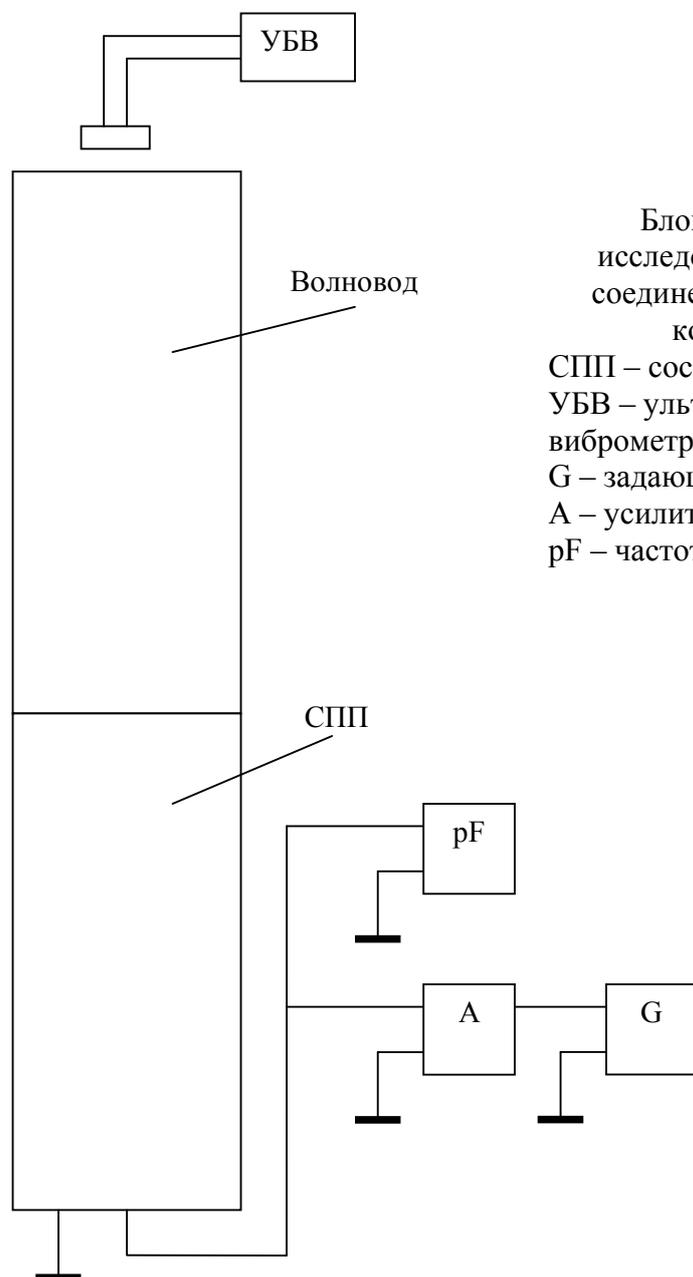


Рис. 3.

Блок – схема установки для исследования влияния резьбового соединения на свойства составных колебательных систем.

СПП – составной пьезопреобразователь;
 УБВ – ультразвуковой бесконтактный виброметр;
 G – задающий генератор;
 А – усилитель;
 pF – частотомер

Исследуемая колебательная система состояла из составного пьезопреобразователя и волновода, которые соединялись при помощи резьбового соединения М8×1. Крутящий момент затяжки создавался и контролировался динамометрическим ключом. Он (момент) связан с усилием армирования P известной формулой Н.Е. Жуковского [10-12]:

$$P = M_{кр} \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\psi_p + \rho_{тр}) + f_{mp2} \cdot \frac{1}{3} \frac{d_B^3 - d_p^3}{d_B^2 - d_p^2} \right]^{-1}, \quad (11)$$

где $M_{кр}$ – приложенный крутящий момент; d_{cp} , d_B , d_p – средний, внутренний и наружный диаметры резьбы; ψ_p – угол подъема витков резьбы; $\rho_{тр} = \operatorname{arctg} f_{mp1}$; f_{mp1} – коэффициент трения материалов, составляющих резьбовую пару; f_{mp2} – коэффициент трения на опорной поверхности.

Конструкция составного пьезопреобразователя (рис. 4) выбрана так, чтобы его можно было аппроксимировать однородным стержнем.

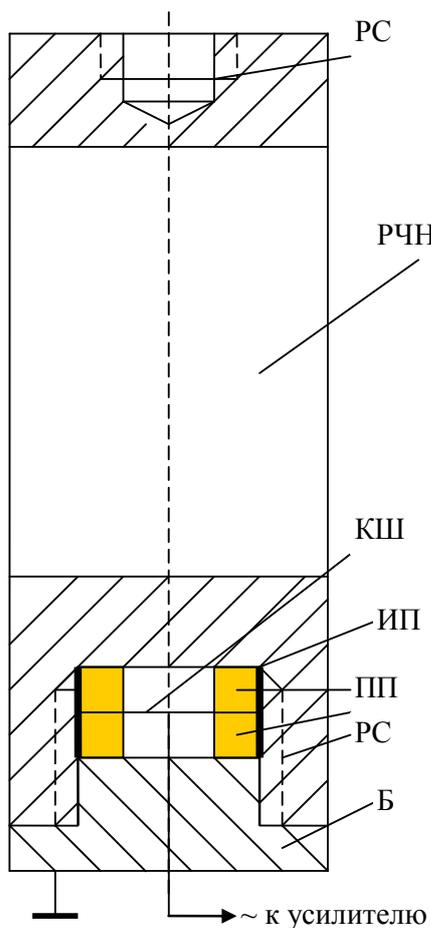


Рис. 4.

Схема составного пьезопреобразователя. РС – резьбовое соединение; РЧН – рабочая частотопонижающая накладка; ПП – пьезопластины; ИП – изолирующая пластина; Б – болт; КШ – контактная шайба

При различных усилиях стягивания преобразователя и волновода снимались амплитудно-частотные характеристики составной системы при одинаковой амплитуде возбуждающей силы, приведенной к входному торцу преобразователя. Для нашей конструкции преобразователя [13]

$$F_{вх} = m_1 d_{33} \frac{E_n S_n}{l_n} U_n, \quad (12)$$

где E_n , S_n и l_n – модуль Юнга, площадь поперечного сечения и толщина пьезоэлемента; d_{33} – пьезомодуль, U_n – приложенное электрическое напряжение;

$$m_1 = \cos(kl)_T [1 - \cos(kl)_a] + \frac{w_T}{w_a} \sin(kl)_T \sin(kl)_a;$$

$(kl)_T$, $(kl)_a$, w_T , w_a – волновые длины и характеристические сопротивления тыльной накладки преобразователя и его активной части соответственно; сопротивления предполагаются усредненными по поперечному сечению.

По этим амплитудно-частотным характеристикам определялись резонансные частоты систем и амплитуды их колебаний при резонансе.

3. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

В первом эксперименте изучалось влияние параметров акустического контакта на свойства составных систем. Собственные частоты преобразователя и волновода были приблизительно равны друг другу ($24,2 \pm 0,1$ кГц). Максимальная высота неровностей контактной поверхности преобразователя $H_{\max 1}$ составляла 12 мкм, волноводов $H_{\max 2}$ – 12 и 80 мкм.

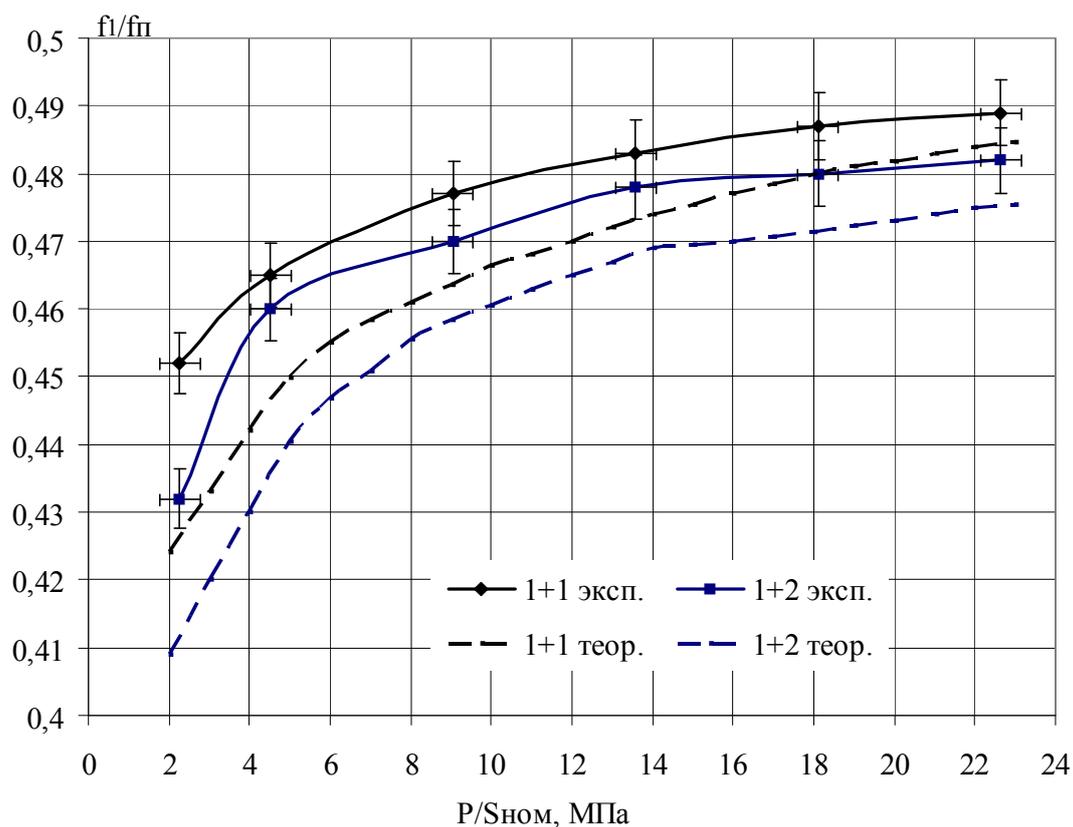


Рис. 4. Зависимости резонансных частот двухстержневой системы f_1 от усилия стягивания стержней P . $f_{П}$ – собственная частота преобразователя; $S_{ном}$ – номинальная площадь акустического контакта.

Кривые 1+1 соответствуют контакту поверхностей контакта $H_{\max 1} = H_{\max 2} = 12$ мкм; 1+2 – контакту поверхностей контакта $H_{\max 1} = 12$ мкм, $H_{\max 2} = 80$ мкм

Расчеты и эксперименты проводились для случаев, когда плоскость акустического контакта находилась в зоне пучности (первая мода) и узла (вторая мода) колебаний двухстержневой системы. Результаты этого эксперимента на первой гармонике, когда контакт размещается в пучности механических напряжений, приведены на рис. 4 и 5. На рис. 4 приведены зависимости резонансных частот двухстержневой системы от усилия стягивания стержней. Теоретические кривые представляют собой решение уравнения (6) для соответствующих условий. На рис. 5 приведены зависимости амплитуды колебаний двухстержневой системы при резонансе Ap_1 от усилия стягивания стержней. Теоретические кривые построены по соотношению:

$$Ap_1 = \frac{F_{\text{вх}}}{\omega p_1 \cdot \text{Re} a_{12}},$$

где $F_{\text{вх}}$ считается по формуле (12), $\text{Re} a_{12}$ – по соотношению (3.9) для частоты ωp_1 , которая определяется по графику рис. 4.

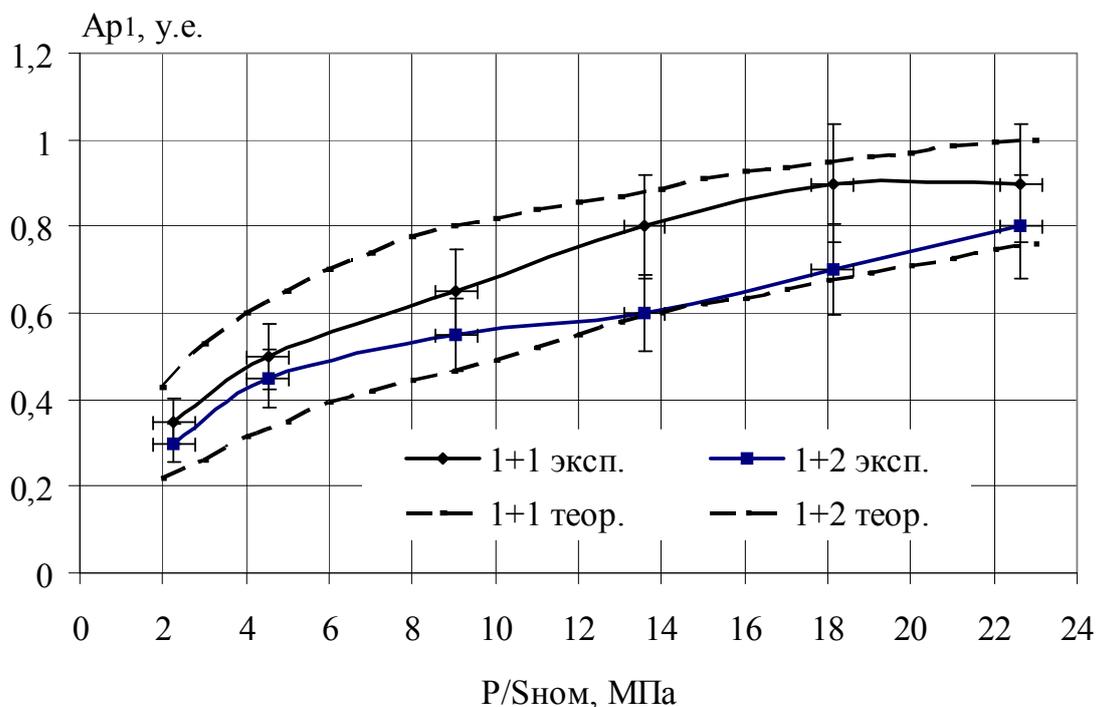


Рис. 5. Зависимости амплитуды колебаний при резонансе Ap_1 от усилия стягивания стержней P . $S_{\text{ном}}$ – номинальная площадь акустического контакта. Обозначения те же, что на рис. 4

При увеличении усилия стягивания возрастают как резонансные частоты, так и амплитуды колебаний двухстержневой системы при резонансе. Расчеты хорошо коррелируют с экспериментальными результатами.

Во втором эксперименте исследовалось влияние положения сечения акустического контакта на свойства двухстержневой системы. К преобразователю с собственной частотой 25,3 кГц и добротностью 180 присоединялись при помощи резьбы М8×1 однородные стержни длиной от 110 до 40 мм, т.е. с различными собственными

частотами. Максимальная высота неровностей контактирующих поверхностей была приблизительно 12 мкм. Накладки преобразователя и волноводы изготавливались из стали 45.

Для каждой из полученных систем снимались амплитудно-частотные характеристики при различных усилиях стягивания преобразователя и волновода; амплитуда возбуждающей силы, приведенная к входному торцу преобразователя, поддерживалась постоянной. Аналогичные измерения проводились для системы той же геометрии, что и исследуемая, но без сечения разъема (волновод и активная накладка преобразователя изготавливались из одного прутка металла).

Результаты экспериментов приведены на рис. 6–9. На первой собственной частоте (рис. 6 и 7) при равенстве собственных частот волноводов ($f_B/f_{\Pi}=1$) сечение акустического контакта приходится на пучность механических напряжений, на второй собственной частоте (рис. 8 и 9) – на узел механических напряжений.

Из графиков видно, что при контактировании в пучности механических напряжений чувствительность составной системы к усилию стягивания стержней максимальна, резонансные частоты и амплитуды колебаний при резонансе минимальны, при удалении контакта от пучности механических напряжений чувствительность составной системы к усилию стягивания снижается, резонансные частоты и амплитуды колебаний при резонансе растут и достигают максимума в узле механических напряжений, где они практически не зависят от усилия стягивания.

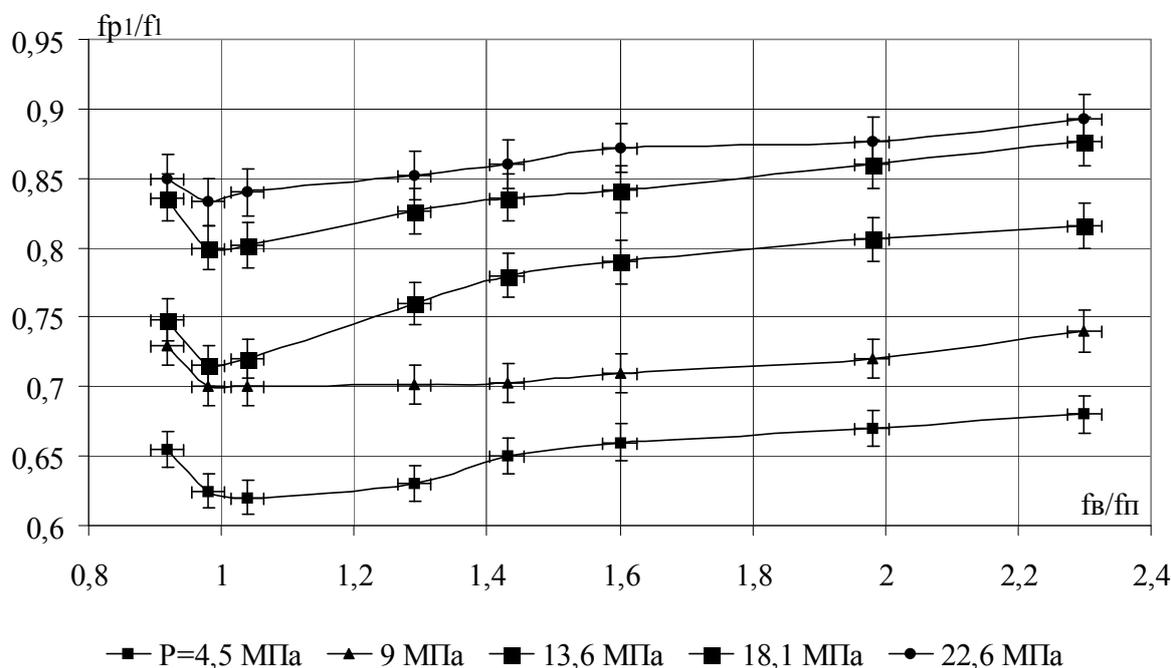


Рис. 6. Зависимость первой резонансной частоты двухстержневой системы f_{p1} от соотношения собственных частот волновода f_B и преобразователя f_{Π} ; f_1 – первая собственная частота системы той же геометрии, что и исследуемая, без сечения разъема

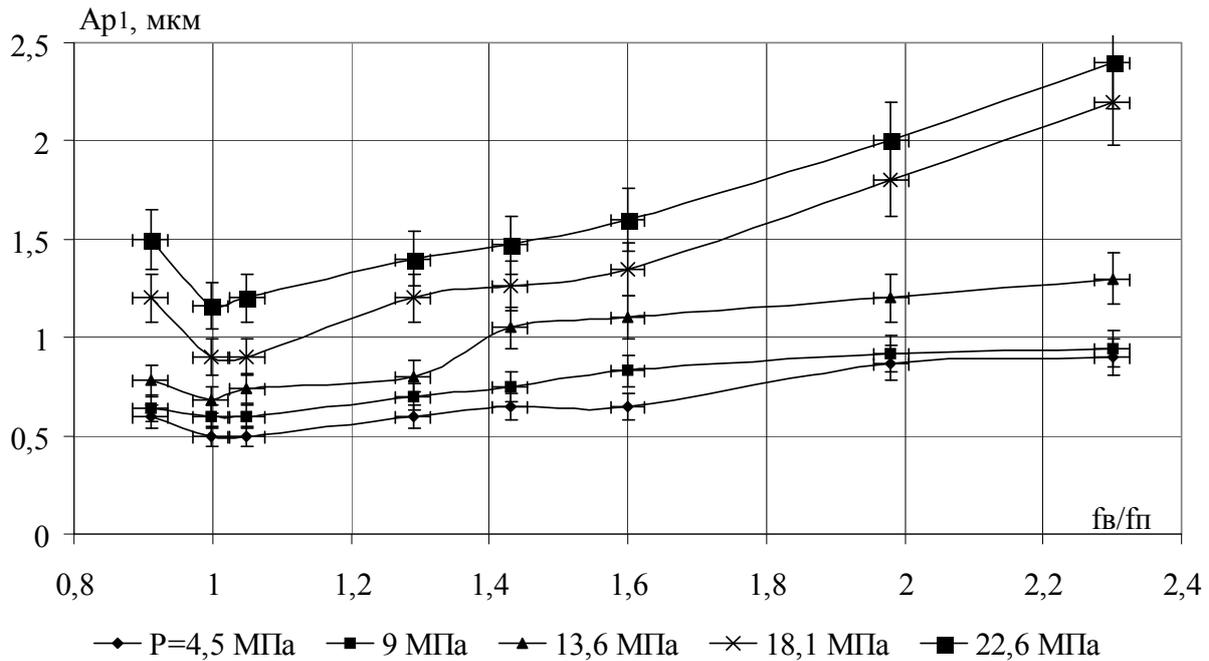


Рис. 7. Зависимости амплитуд колебаний при резонансе A_{p1} от соотношения собственных частот волновода f_B и преобразователя f_{II} на первой резонансной частоте двухстержневой системы f_1

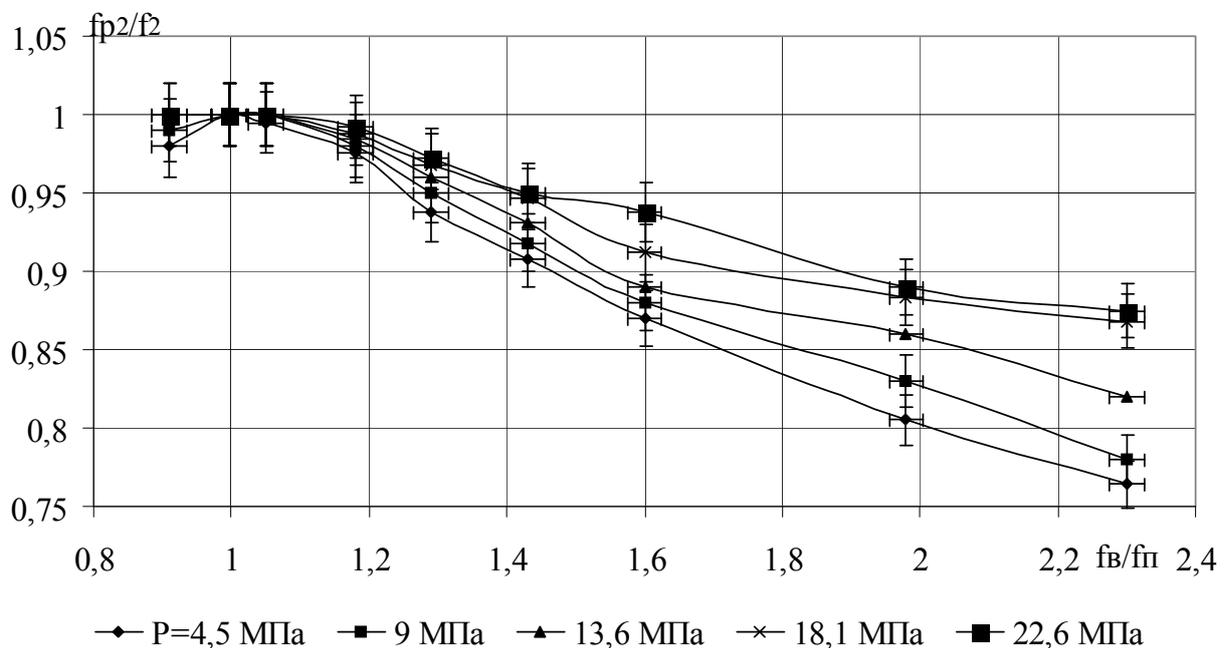


Рис. 8. Зависимость второй резонансной частоты двухстержневой системы f_{p2} от соотношения собственных частот волновода f_B и преобразователя f_{II} ; f_2 – вторая собственная частота системы той же геометрии, что и исследуемая, без сечения разъема

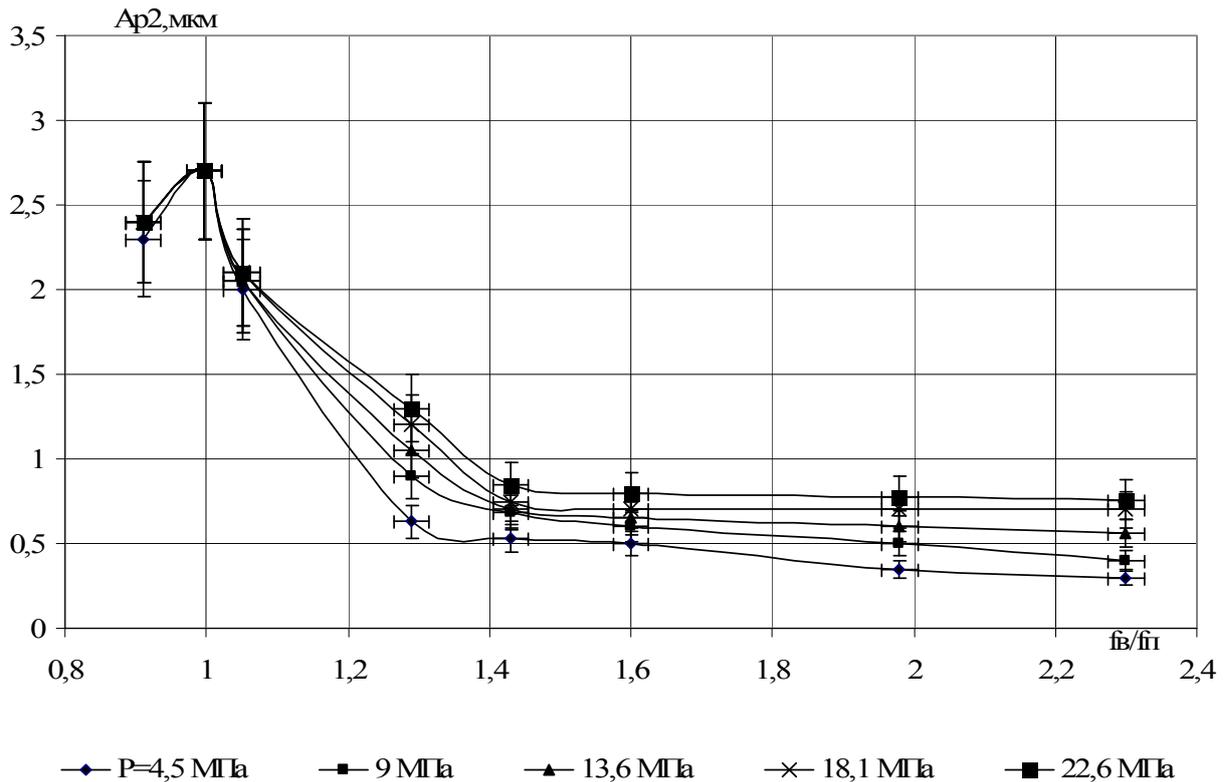


Рис. 9. Зависимости амплитуд колебаний при резонансе A_{p2} от соотношения собственных частот волновода f_B и преобразователя f_T на второй резонансной частоте двухстержневой системы f_2

4. РЕГУЛИРОВКА РЕЗОНАНСНЫХ ЧАСТОТ СОСТАВНЫХ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ

Если преобразователь составлен более чем из двух стержней, сжатых некоторой силой, то зависимость его характеристик от усилия стягивания будет сильнее и сложнее, чем в рассмотренных случаях. В составном пьезоэлектрическом преобразователе (рис. 10), например, можно выделить по меньшей мере 5 стержневых элементов (2 пьезоактивных кольца, 2 накладки – рабочая и тыльная – металлическая шайба, к которой подводится электрическое напряжение от ультразвукового генератора) и, следовательно, 4 переходных слоя. Кроме того, каждая из накладок может представлять собой неоднородный стержень, а то и несколько стержней с дополнительными переходными слоями.

С точки зрения получения максимальных амплитуд колебаний наиболее эффективными оказались конструкции на основе составных резонансных колебательных систем полуволновой длины со ступенчатым изменением поперечных размеров накладок [13, 19].

Зависимости резонансной частоты такого преобразователя и амплитуд колебаний его выходного торца от усилия стягивания элементов при различных положениях пьезоколец в пакете приведены на рис. 11.

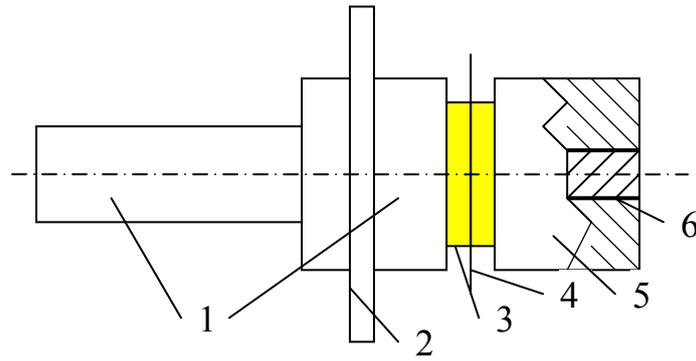
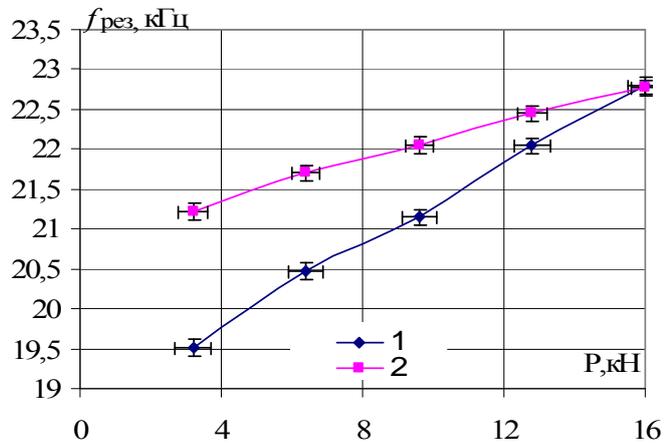


Рис. 10. Составной пьезоэлектрический преобразователь.

1. Рабочая частотопонижающая накладка. 2. Элемент подвески. 3. Пьезоэлементы. 4. Контактная шайба. 5. Тылная частотопонижающая накладка. 6. Резьбовое соединение

а)



б)

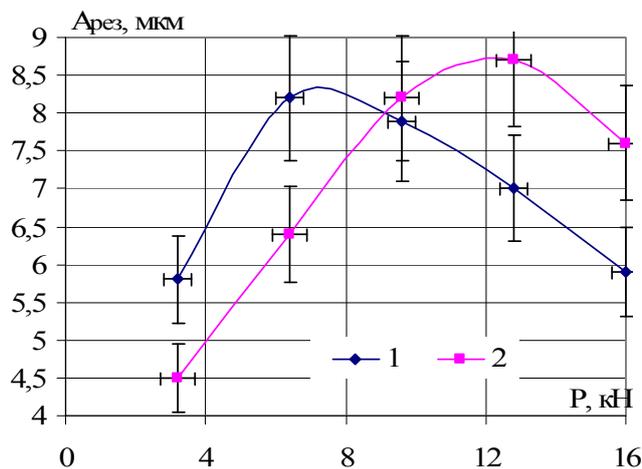


Рис. 11. Зависимости резонансной частоты составного пьезоэлектрического преобразователя (рис. 10) и амплитуд колебаний его выходного торца от усилия стягивания элементов при различных положениях пьезоколец в пакете:

1 – пьезопластины расположены в пучности механических напряжений, на расстоянии $\lambda/4$ от тыльного торца пакета; 2 – пьезопластины расположены на расстоянии $\lambda/8$ от тыльного торца пакета

При расположении пьезоколец в пучности механических напряжений зависимость резонансной частоты системы от усилия стягивания значительно сильнее, чем в случае их размещения примерно посередине между узлом и пучностью механических напряжений, так же, впрочем, как и в описанных выше экспериментах (при перемещении пьезоэлементов смещаются, конечно, и переходные слои).

Если считать, что амплитуда колебательных смещений преобразователей при изменении усилия стягивания может меняться не более чем на 30% от максимального значения, то при размещении пьезокерамических колец вблизи пучности механических напряжений резонансная частота регулируется в пределах от 19,5 до 22,3 кГц при усилиях сжатия от 3,6 до 16 кН.

При размещении пьезокерамических колец между пучностью и узлом механических напряжений (на расстоянии $\lambda/8$ от тыльного торца) резонансная частота преобразователя регулируется в пределах от 19,5 до 22,3 кГц при усилиях сжатия от 3,6 до 16 кН.

Обобщая, можно сказать, что чем шире должен быть диапазон регулирования резонансной частоты составных армированных преобразователей, тем ближе к пучности механических напряжений должны располагаться пьезопластины.

4. ОБСУЖДЕНИЕ

В работе [14] исследовалось влияние прижима рабочего инструмента к поверхности преобразователя на свойства амплитудно-частотные характеристики составной колебательной системы. Степень прижима определялась по углу поворота рабочего инструмента относительно преобразователя. При увеличении этого показателя резонансные частоты системы возрастали, как и амплитуды колебаний при резонансе. К сожалению, во всех экспериментах [14] плоскость акустического контакта размещалась вблизи минимума механических напряжений. В этой части результаты [14] и настоящей работы вполне соответствуют друг другу.

Изменением волновых свойств колебательной системы при появлении в стержне трещины можно, видимо, объяснить сдвиг собственных частот, отмеченный авторами [15]. С точки зрения влияния на волновой режим стержневой колебательной системы акустический контакт, описанный в настоящей работе, и трещина в [15] весьма похожи.

В работах [16-18] влияние армирования на характеристики составных колебательных систем объясняется изменением при сжатии характеристик магнитостриктора [16] либо пьезоэлемента [17, 18]. В настоящей работе и работах [14, 15] сжатие активных элементов было постоянным, а эффекты зависимости собственных частот и амплитуд колебаний при резонансе от армирования составных систем вполне адекватно описываются изменением свойств акустического контакта.

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При увеличении усилия стягивания элементов составной стержневой колебательной системы ее резонансные частоты и амплитуды колебаний при резонансе возрастают. Эти эффекты тем сильнее, чем дальше плоскость акустического контакта от узла механических напряжений и ближе к их пучности.

Описанные явления показывают возможность управления свойствами составных колебательных систем простейшим способом – изменением усилия стягивания элементов. Это необходимо, например, при питании нескольких преобразователей от одного генератора.

Отметим, что описанные эффекты обусловлены, прежде всего, нелинейностью акустического контакта, описанной в [2].

ЛИТЕРАТУРА

1. Марков, А.И. Ультразвуковое резание труднообрабатываемых материалов [Текст] / А.И. Марков – М.: Машиностроение, 1968. – 368 с.
2. Неверов, А.Н. О нелинейности акустического контакта в стержневых составных ультразвуковых колебательных системах [Электронный ресурс] / А.Н. Неверов // Электронный журнал «Техническая акустика». – 2014. – 10 – 10 с. Режим доступа: <http://ejta.org.ru>
3. Бронин, Ф.А. Высокоамплитудный составной пьезокерамический преобразователь технологического назначения [Текст] / Ф.А. Бронин, И.Ю. Китайгородский, А.Н. Неверов // IX Всесоюзная акустическая конференция. Секция «П+М»: – М.: 1977. – С. 129 – 132.
4. Носов, В.А. Проектирование ультразвуковой измерительной аппаратуры [Текст] / В.А. Носов – М.: Машиностроение, 1972. – 287 с.
5. Гинин, В.Н. Контактный магнитострикционный датчик для замера амплитуд смещения ультразвуковых колебательных систем [Текст] / В.Н. Гинин, И.Ю. Китайгородский, А.Н. Неверов // Ультразвуковые технологические процессы, оборудование и приборы контроля. – Л.: 1975. – С. 70 – 74.
6. Неверов, А.Н. Влияние параметров акустического контакта на работу контактного магнитострикционного датчика [Текст] / А.Н. Неверов // Вестник МАДИ (ГТУ). – 2007. – вып. 1(8). – С. 32-35
7. Розенберг, Л.Д. Фокусирующие излучатели ультразвука [Текст] / Л.Д. Розенберг // Физика и техника мощного ультразвука: В 3 т.; под общ. ред. Л.Д. Розенберга / Т. 2. Источники мощного ультразвука. – М.: Наука, 1967. – С. 149-206
8. Гладилин, А.В. Контроль акустического контакта пьезоэлектрических излучателей ультразвука с объектом воздействия [Электронный ресурс] / А.В. Гладилин // Электронный журнал «Исследовано в России». – 2000. – 65. – С. 943-947. Режим доступа: <http://zhurnal.ape.relarn.ru/articles/2000/065.pdf>

9. Китайгородский, Ю.И. Инженерный расчет ультразвуковых колебательных систем [Текст] / Ю.И. Китайгородский, Д.Ф. Яхимович – М.: Машиностроение, 1982. – 56 с.
10. Мечетнер, Б.Х. Концентраторы – инструменты для ультразвуковой обработки, способы их крепления [Текст] / Б.Х. Мечетнер. – М.: НИИМАШ, 1965. – 54 с.
11. Теумин, И.И. Ультразвуковые колебательные системы [Текст] / И.И. Теумин – М.: Машгиз, 1959. – 332 с.
12. Биргер, И.А. Резьбовые соединения [Текст] / И.А. Биргер, Г.Б. Иосилевич. – М: Машиностроение, 1990. – 368 с.
13. Китайгородский, И.Ю. Исследование и разработка высокоамплитудных малогабаритных составных ультразвуковых преобразователей технологического назначения: автореф. дис... канд. техн. наук [Текст] / И.Ю. Китайгородский – М: 1982. – 26 с.
14. Хмелев, В.Н. Критерий качества акустического контакта между пьезопреобразователем и сменным рабочим инструментом [Текст] / В.Н. Хмелев, Д.С. Абраменко, Р.В. Барсуков, Д.В. Генне // Ползуновский альманах. – 2011. – №1. – С. 54 – 55
15. Ахтямов, А.М. Диагностирование местоположения трещины в стержне по собственным частотам свободных колебаний [Электронный ресурс] / А.М. Ахтямов, А.Р. Каримов // Электронный журнал «Техническая акустика». – 2010. – 3 – 13 с. Режим доступа: <http://ejta.org.ru>
16. Голямина, И.П. Влияние одноосного сжатия на механические свойства магнитострикционных ферритов [Текст] / И.П. Голямина, В.К. Чулкова // Труды VIII Всес. акуст. конф.: – М.: Наука. – 1968. – с. 87 – 91
17. Гальперина, А.Н. Пакетный преобразователь с болтовым креплением и основы его расчет [Текст] / А.Н. Гальперина // Труды VI Всес. акуст. конф.: – М.: Наука. – 1968. – с. 33 – 36
18. Снытко А.Я. Зависимости динамических параметров армированных пьезокерамических преобразователей от напряжения одноосного сжатия и амплитуд колебаний [Текст] / А.Я. Снытко // Прочность материалов и элементов конструкций при звуковых и ультразвуковых частотах нагружения: Матер. междунар. симпоз. Отв. ред. В.А. Кузьменко. – Киев: Наукова думка. – 1986. – 296 с. – с. 208 – 215