

УДК: 641.512.06
OECD: 02.11.JY

Моделирование виброакустических процессов внутренних источников шума овощерезательных машин

Ерёменко Д.О.¹, Заплетников И.Н.², Пильненко А.К.³

¹ Доцент кафедры «Пищевые технологии и оборудование», к.т.н.

² Профессор, заведующий кафедрой «Оборудование пищевых производств», д.т.н.

³ Доцент кафедры «Оборудование пищевых производств», к.т.н.

¹ Севастопольский государственный университет, г. Севастополь

^{2,3} Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского, г. Донецк

Аннотация

Проведено моделирование виброакустических процессов в конструкциях овощерезательных машинах общественного питания. Получены зависимости амплитуды виброскоростей масс двухмассовой динамической виброакустической системы (ВАС), которой моделируются монопольные излучатели, от амплитуды возмущающей силы и круговой частоты вынужденных колебаний, из которых видно, что виброскорости увеличиваются с возрастанием амплитуды возбуждающей силы и уменьшаются с возрастанием значений круговой частоты вынужденных колебаний. Определены зависимости изменения амплитуды виброскоростей масс от удельного сопротивления нарезанию продукта рабочим органом и масс системы. Установлена зависимость амплитуды виброскорости масс от первой массы, с увеличением которой значения виброскоростей увеличиваются. Выполнено моделирование коэффициента излучения шума исследуемого класса машин. В работе исследован коэффициент потерь колебательной энергии в конструкциях исследуемых машин. На передаточные функции масс наиболее существенное влияние оказывает частота вынужденных колебаний, в особенности на вторую, поэтому для улучшения виброакустических характеристик целесообразно снижать передаточную функцию, прежде всего первой массы, а также снижать амплитуды внешней нагрузки.

Ключевые слова: овощерезательная машина, виброакустический процесс, передаточная функция, коэффициент потерь колебательной энергии.

Modeling of vibroacoustic processes internal noise sources of a vegetable-cutting machines

Eremenko D.O.¹, Zapletnikov I.N.², Pilnenko A.K.³

¹ *Assistant Professor of Department of Food Technology and Equipment, PhD*

² *Professor, Head of Department of Food Production Equipment, DSc*

³ *Assistant Professor of Department of Food Production Equipment, PhD*

¹ *Sevastopol State University, Sevastopol* ^{2,3} *Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky, Donetsk*

Abstract

Modeling of vibroacoustic processes in structures of vegetable-cutting catering machines was carried out. There are obtained dependence of vibration speeds' amplitude of masses of two-mass dynamic vibroacoustic

system (VAS), which models monopoly radiators, on amplitude of disturbing force and circular frequency of forced oscillations, from which it is visible that vibration speeds increase with increase of amplitude of exciting force and decrease with increase of values of circular frequency of forced oscillations. Dependence of amplitude's change of vibration mass speeds on specific resistance to product cutting by working tool and system masses are determined. Dependence of amplitude of mass vibration speed on the first mass is established, with increase of which values of vibration speeds increase. Simulation of noise emission coefficient of analyzed class of machines is performed. The work examined the vibration energy loss coefficient in the structures of the researching machines. The transfer functions of the masses are most significantly influenced by the frequency of forced oscillations, especially the second, so it is advisable to reduce the transfer function, especially the first mass, as well as to reduce the amplitudes of the external load to improve the vibration acoustic characteristics.

Keywords: vegetable-cutting machine, vibroacoustic process, transfer function, vibration energy loss coefficient.

Введение

В механических системах технологического оборудования предприятий общественного питания возникают колебания звуковой частоты, причинами возникновения которых, являются неуравновешенность возмущающих сил, звеньев системы, моментов сопротивления, наличие зазоров в кинематических парах, упругость звеньев системы и др. Анализ предыдущих исследований в данном направлении показал, что наибольший уровень шума излучает именно измельчительное оборудование [1].

Мониторинг шумовых характеристик выявил их соответствие санитарным нормам по шуму при работе машин без продукта. При работе под нагрузкой характеристики значительно возрастают.

Исследование виброакустических процессов овощерезательных машин, используемых на предприятиях питания, с целью улучшения санитарно-гигиенических условий труда, позволит открыть новые возможности для решения задач повышения эффективности производства, увеличения конкурентоспособности серийно выпускаемого технологического оборудования.

Целью данных исследований является аналитическое описание виброакустических процессов в овощерезательных машинах общественного питания на основе синтеза акустических и динамических моделей, что в дальнейшем ляжет в основу разработки инженерной методики расчета виброакустических характеристик (ВАХ) данного класса машин на стадии проектирования.

Реализация поставленной цели осуществима путем решения следующих задач:

- выполнить моделирование коэффициента излучения шума внутренними источниками исследуемых машин;
- провести анализ коэффициента потерь колебательной энергии в конструкциях машин;
- определить влияние конструктивных и эксплуатационных параметров на передаточные функции масс динамических моделей данных механических систем при линейных колебаниях.

Для того чтобы описать аналитически виброакустические процессы технологического оборудования необходимо построить модели, описывающие вибрационные процессы, происходящие во внутренних источниках шума, излучение колебаний звуковой частоты в воздушное пространство стенками машины, а также распространение звуковых волн до приемника этого излучения. При линейных колебаниях моделью данной механической

системы является система масс, которые связаны упругими кинематическими и диссипативными элементами.

Предыдущими исследованиями установлено, что моделью исследуемых машин являются двухмассовые динамические системы, которые моделируются монопольными излучателями [2]. Кинематические схемы всех овощерезательных машин предприятий питания подобны [3].

1. Моделирование виброакустических процессов внутренних источников шума

С помощью динамических моделей линейных колебательных процессов можно определить виброскорость поверхности корпуса машины, однако этого недостаточно для определения величины мощности излучения от внутренних источников шума. Акустические модели позволяют это сделать. Рассчитать звуковое поле сложной колебательной системы зачастую вызывает затруднения [4]. Даже в том случае, когда такой расчет возможен, получение результата требует больших усилий. Поэтому в ряде научных работ, целью которых является решение этой проблемы, реальные излучатели могут быть смоделированы упрощенными конструкциями, в качестве которых могут быть приняты простейшие источники шума: монополи, диполи, квадруполь, а также их совокупности. Частоты вынужденных колебаний двухмассовой системы, к которым относятся и конструкции овощерезательных машин определяются, используя систему уравнений, которые описывают колебания этих масс [5]:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 x_1 - c_2 (x_2 - x_1) &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 (x_2 - x_1) &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где m_1 – масса ротора электродвигателя с ведущим шкивом, кг; c_1 – жесткость клинового ремня передачи, Н/м; m_2 – сумма масс вала рабочего органа с ведущим шкивом, рабочим органом и измельчаемым продуктом, кг; c_2 – удельное сопротивление нарезанию продукта рабочим органом, Н/м.

Вынужденные линейные колебания двухмассовых динамических систем, имеющих несколько степеней свободы, описываются системой дифференциальных уравнений второго порядка с правой частью. В матричной форме эта система имеет вид:

$$\| \|M_y\| \| \{ \ddot{q}_i \} + \| \|H_{ij}\| \| \{ \dot{q}_i \} + \| \|C_y\| \| \{ q_i \} = \{ P_{Bi} \}, \quad (2)$$

где $\| \|M_y\|$, $\| \|C_y\|$ – квадратные матрицы коэффициентов инерции и жесткости; $\{ q_i \}$, $\{ \ddot{q}_i \}$ – векторы-столбцы обобщенных координат и ускорений; H_{ij} – матрица коэффициентов сил демпфирования; \dot{q}_i – обобщенные скорости; $\{ P_{Bi} \}$ – матрица обобщенных возмущающих сил.

В качестве обобщенной координаты выбирается перемещение X в направлении действия возмущающей силы. Рассмотрим установившийся режим колебаний $\| \|H_{ij}\| = 0$. При вынужденных колебаниях двухмассовой системы с двумя степенями свободы, возбуждаемой периодической силой $P_b = P_0 \cos \omega_k t$, приложенной к первой массе система уравнений (1) запишется в виде:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 x_1 - c_2 (x_2 - x_1) &= P_b \cos \omega_k t \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 (x_2 - x_1) &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (3)$$

Принимая, что массы колеблются по гармоническим законам, решение уравнений

для амплитуды виброскоростей масс имеет вид [6]:

$$\dot{x}_1^{max} = P_0(c_2 - m_2 - \omega_k^2)\omega_k\theta_p, \quad (4)$$

$$\dot{x}_2^{max} = P_0c_2\omega_k\theta_p, \quad (5)$$

$$\theta_p = \frac{1}{(c_1 + c_2 - m_1\omega_k^2)(c_2 - m_2\omega_k^2) - c_2^2}, \quad (6)$$

где P_0 – амплитуда возмущающей силы, Н; ω_k – круговая частота вынужденных колебаний, c^{-1} . На рисунках 1 и 2 показаны зависимости амплитуды виброскорости первой и второй массы от амплитуды возмущающей силы и круговой частоты вынужденных колебаний.

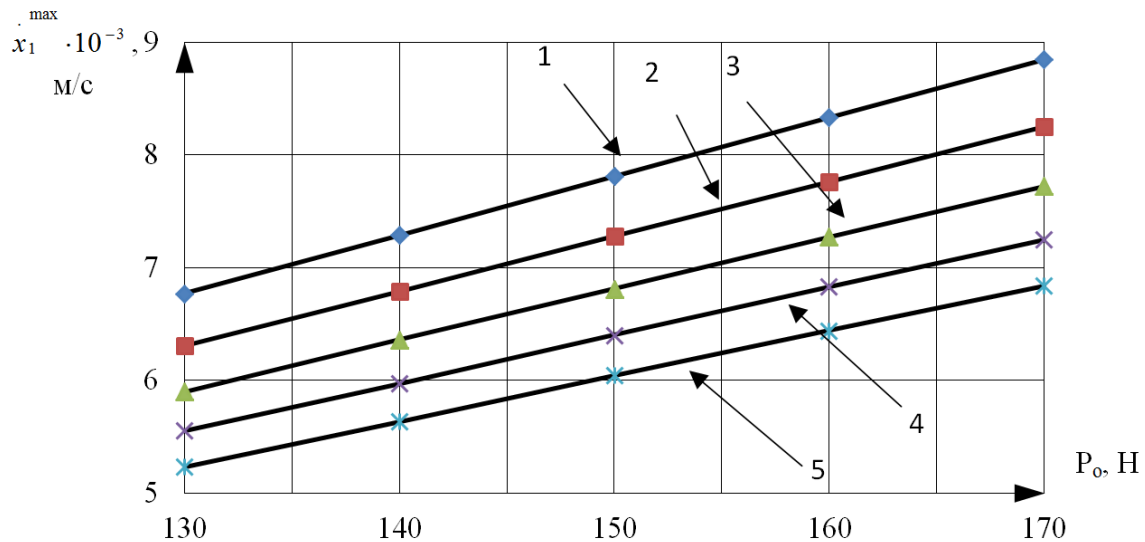


Рис. 1. Изменение амплитуды виброскорости первой массы в зависимости от амплитуды возмущающей силы и круговой частоты вынужденных колебаний: 1 – $\omega_k = 130$ c^{-1} ; 2 – $\omega_k = 140$ c^{-1} ; 3 – $\omega_k = 150$ c^{-1} ; 4 – $\omega_k = 160$ c^{-1} ; 5 – $\omega_k = 170$ c^{-1} .

Как видно из графиков \dot{x}_1^{max} и \dot{x}_2^{max} увеличиваются с возрастанием P_0 и уменьшаются с возрастанием ω_k . Значения \dot{x}_1^{max} и \dot{x}_2^{max} уменьшаются с увеличением m_2 . Величина виброскорости второй массы уменьшается с увеличением c_2 . Влияние удельного сопротивления нарезанию продукта ножом рабочего органа несущественно влияет на виброскорость первой массы \dot{x}_1^{max} . На рисунках 3 и 4 показаны зависимости изменения амплитуды виброскорости первой и второй массы от удельного сопротивления нарезанию продукта ножом рабочего органа и второй массы.

Режим вынужденных колебаний системы на первой резонансной частоте:

$$p_1^2 = \frac{c_2}{m_2} \quad (7)$$

соответствует антирезонансу для первой массы (7). На этом принципе строятся динамические гасители колебаний. На второй резонансной частоте:

$$p_2^2 = \frac{m_1 c_1 + m_2 c_2}{2m_1 m_2} \pm \sqrt{\frac{(m_1 c_2 + m_2 c_1)^2}{4m_1 m_2} - \frac{c_1 c_2}{m_1 m_2}} \quad (8)$$

виден второй максимум передаточных функций системы (8).

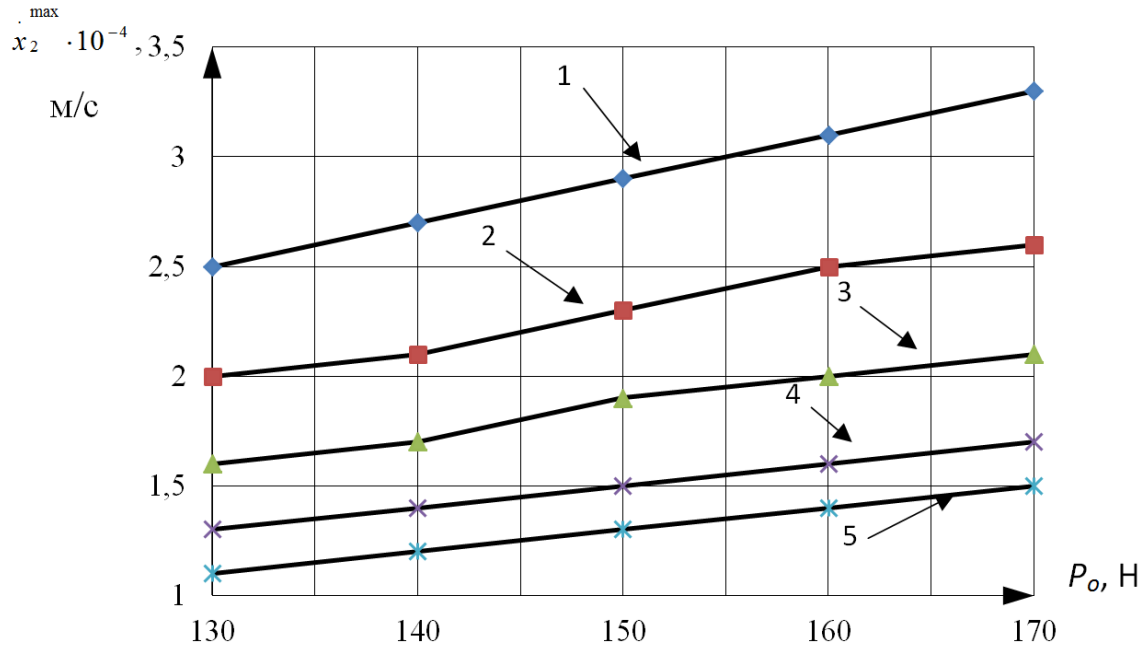


Рис. 2. Изменение амплитуды виброскорости второй массы в зависимости от амплитуды возмущающей силы и круговой частоты вынужденных колебаний: 1 – $\omega_k = 130 \text{ c}^{-1}$; 2 – $\omega_k = 140 \text{ c}^{-1}$; 3 – $\omega_k = 150 \text{ c}^{-1}$; 4 – $\omega_k = 160 \text{ c}^{-1}$; 5 – $\omega_k = 170 \text{ c}^{-1}$.

В качестве упругого элемента конечного звена двухмассовых механических систем (или приведенных к ним) технологических машин принимается пищевой продукт, с которым взаимодействует рабочий орган.

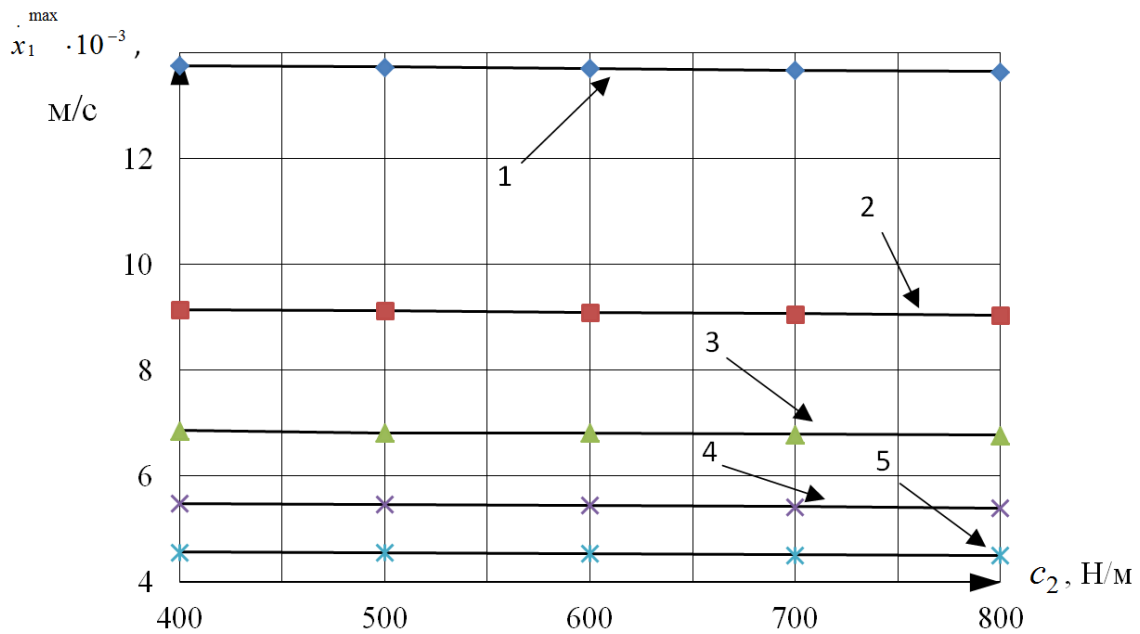


Рис. 3. Изменение амплитуды виброскорости первой массы в зависимости от удельного сопротивления нарезанию продукта ножом рабочего органа и второй массы: 1 – $m_2 = 2$ кг; 2 – $m_2 = 3$ кг; 3 – $m_2 = 4$ кг; 4 – $m_2 = 5$ кг; 5 – $m_2 = 6$ кг.

В реальных условиях эксплуатации жесткость продукта будет изменяться в определенном диапазоне в зависимости от физико-механических свойств продукта, его структуры, конструкции рабочего органа, износа режущей кромки и ряда других менее значимых факторов.

Для поддержания в системе антирезонансной частоты необходимо иметь систему управления амплитудой возмущающей силы, пропорциональной изменению жесткости упругого элемента, усилию или крутящему моменту на рабочем органе.

На рисунке 5 приведена зависимость амплитуды виброскорости первой и второй массы от первой массы. С увеличением m_1 значения x_1^{\max} , x_2^{\max} увеличиваются.

В динамических и виброакустических расчетах технологических машин в первом приближении в качестве жесткости продукта можно использовать удельное сопротивление продукта, взаимодействие с рабочим органом или закономерность этого взаимодействия.

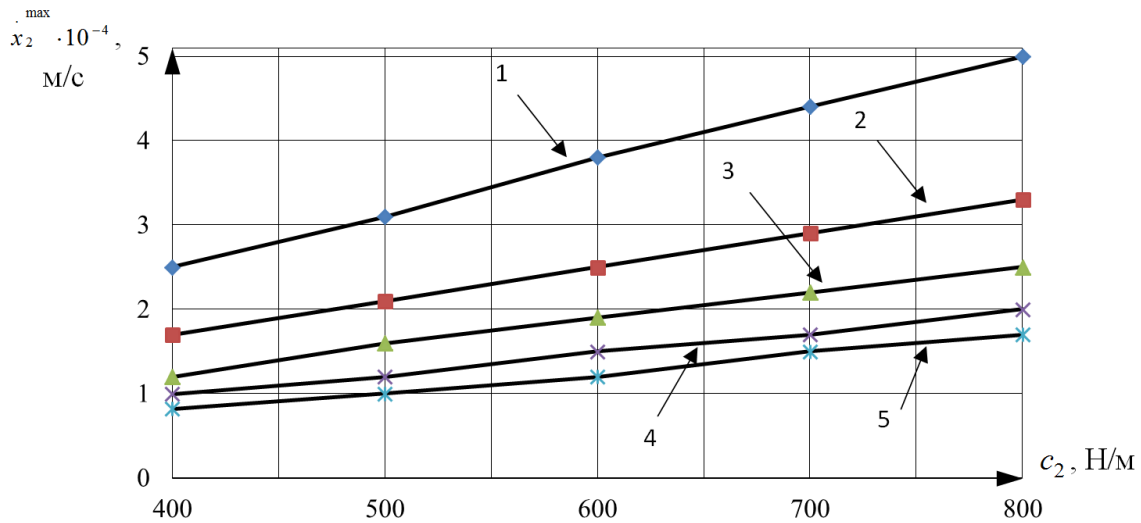


Рис. 4. Изменение амплитуды виброскорости второй массы в зависимости от удельного сопротивления нарезанию продукта ножом рабочего органа и второй массы:
 1 – $m_2 = 2$ кг; 2 – $m_2 = 3$ кг; 3 – $m_2 = 4$ кг; 4 – $m_2 = 5$ кг; 5 – $m_2 = 6$ кг.

На передаточные функции масс наиболее существенное влияние оказывает частота вынужденных колебаний, в особенности на E_2 . Поэтому для улучшения ВАХ технологических машин целесообразно снижать передаточную функцию, прежде всего первой массы [1].

Мощность излучения внутренних источников шума в октавных полосах частот:

$$N_M = 2\pi\rho c_0 R^2 P_0^2 m_2^2 \omega_k^2 \theta_P^2 (p_1^2 - \omega_k^2)^2 \sigma_u \eta, \quad (9)$$

где $c_0 = 344$ м/с – скорость звука в воздухе; m_2 – масса рабочего органа, продукта и ведомого шкива с валом рабочего органа, кг; ρ – плотность воздуха, кг/м³; K_B – волновое число; η – коэффициент потерь колебательной энергии.

Звуковая мощность излучателей механического шума технологического оборудования зависит от размеров источника шума и квадрата амплитуды виброскорости его поверхности. Принимая во внимание параметры динамической системы (4) и (5), снижение звуковой мощности внутренних источников шума N_M достигается уменьшением нагрузки на рабочий орган машины, поверхности излучения, повышением частоты вынужденных колебаний и демпфирующих свойств системы.

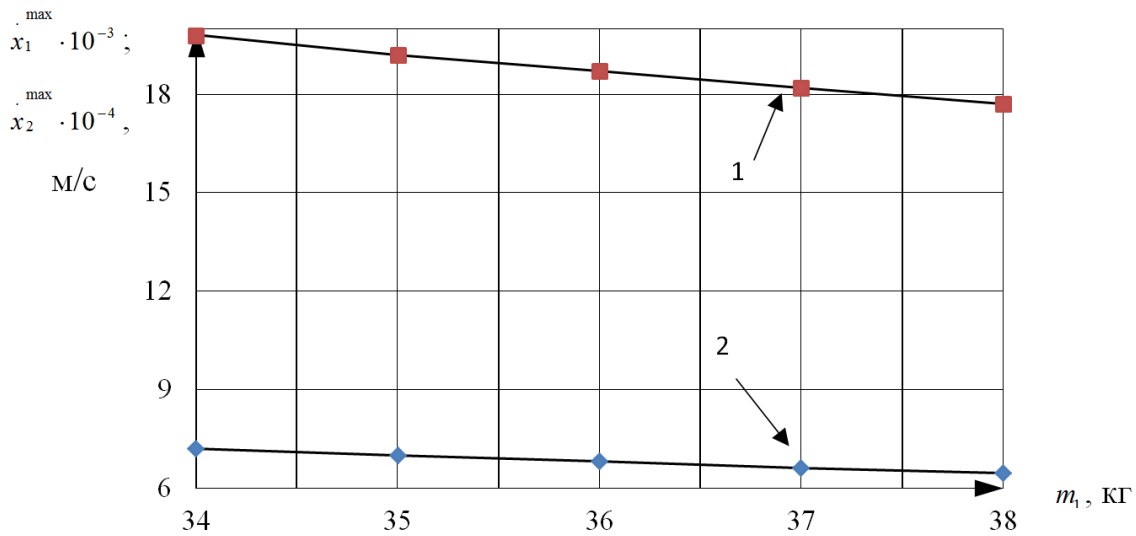


Рис. 5. Изменение амплитуды виброскорости первой и второй массы в зависимости от первой массы:
 1 — $\dot{x}_1^{\max} \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$; 2 — $\dot{x}_2^{\max} \cdot 10^{-4} \text{ м/с}$.

Корпусные детали овощерезательных машин различаются конструктивно, формой, габаритами и материалом, т.е. являются сложными колебательными системами. Колебательная энергия внутренних источников шума передается на корпус технологического оборудования, который является источником акустических колебаний, улавливаемых микрофоном шумомера, формирующим ВАХ. Корпуса технологических машин рассматриваются как излучатели-пластины, совершающие изгибные колебания под действием внутренних источников шума [1, 2]. Мощность излучения колебательной энергии плоским корпусом овощерезательной машины, на низких и средних частотах, если $f < f_{kp}$ [7]:

$$N_n = \frac{\rho c_0 K_B l_1 l_2 P_0^2 m_2^2 \omega_k^2 \theta^2 (p_1^2 - \omega_k^2)^2 \eta}{2\chi_0} [1 - I_0(K_B l_1)] \quad (10)$$

где χ_0 — волновое число изгибных колебаний корпуса машины; l_1 и l_2 — размеры стенки корпуса, м; I_0 — функция Бесселя нулевого порядка первого рода.

Если края пластины отстоят друг от друга меньше, чем на половину длины звуковой волны, то звуковая мощность, излучаемая пластиной, удваивается. Волновое число изгибных колебаний плоского корпуса машины на критической частоте $\chi_0 = \sqrt{\omega_k}/L$:

$$\alpha^4 = \frac{E_n h_n^3}{12\rho_n(1 - \mu_n^2)}, \quad (11)$$

Мощность излучения плоским корпусом машины на высоких частотах:

$$N_n^b = 0,25\rho c_0 P_0 m_2^2 \omega_k^2 \theta_p^2 (p_1^2 - \omega_k^2)^2 l_1 l_2 \eta, \quad (12)$$

- мощность излучения при $f \geq f_{kp}$
- на низких частотах при $\chi_0 > K_B$

$$N_n = \frac{\rho E_{21}^2 l_1 l_2 \eta}{4\pi m_y^2 \omega_k m_2^2 (p_1^2 - \omega_k^2)^2 \theta_p}, \quad (13)$$

где m_y — удельная масса пластины; α — постоянная для пластин; E_1 — передаточная функция первой массы ВАС;

– на высоких частотах $\chi_0 \ll K_B$

$$N_n = \frac{E_{21}^2 l_1 l_2 \eta}{8m_y m_2^2 \alpha \theta_P (p_1^2 - \omega_k^2)^2 \sqrt{\omega_k}}, \quad (14)$$

– на критической частоте $K_B = \chi_0$

$$N_n = \frac{E_{21}^2 \chi_0^2 l_1 l_2 \eta_{\Pi}}{8m_2^2 (p_1^2 - \omega_k^2)^2 \theta_P^2 m_y \alpha \sqrt{\omega_k}} \frac{\beta_{\Pi}}{1 + \beta_{\Pi}^2}, \quad (15)$$

$$\beta_n = \frac{\rho c_0 \chi_0^4}{\omega_k m_y \sqrt{1 - \chi^2 / K_B^2}}, \quad (16)$$

Мощность излучения цилиндрическим корпусом машины:

при $K_B R_{\text{ц}} < 1$

$$N_{\text{ц}} = 0,25\pi^2 \rho c_0 l_{\text{ц}} K_B^3 R_{\text{ц}}^4 P_0^2 m_2^2 \theta_P^2 \omega_k^2 (p_1^2 - \omega_k^2)^2 \eta, \quad (17)$$

при $K_B R_{\text{ц}} \gg 1$

$$N_{\text{ц}} = 0,5\pi^2 \rho c_0 R_{\text{ц}} l_{\text{ц}} P_0^2 m_2^2 \theta_P^2 \omega_k^2 (p_1^2 - \omega_k^2)^2 \eta. \quad (18)$$

Полученные выражения мощности излучения пластиной и цилиндром используются для расчета структурного шума – одной из составляющей виброакустических характеристик технологической машины. Для расчета составляющих ВАХ от других источников шума применяем известную зависимость [8].

$$N_u = \rho c_0 \sigma_u S_u V^2 \eta, \quad (19)$$

где S_u – площадь излучающей поверхности, м²; V – усредненная по времени и поверхности нормальной составляющей вектора колебательной скорости, м/с.

Нормальная составляющая вектора колебательной скорости на поверхности излучателя предполагается равной нормальной составляющей колебательной скорости в воздухе перед поверхностью сферического излучателя, при этом амплитуды колебаний в любой точке поверхности одинаковы. В акустических расчетах амплитуды виброскоростей масс определяют по зависимостям (4) и (5). Площадь излучающей поверхности оборудования, располагаемого в производственном помещении на полу $S_u = 2\pi R^2$. Уровень звуковой мощности источника излучения $L_{p_{ij}}$ равен:

$$L_{p_{ij}} = 10(\lg N_j + 12), \text{дБ} \quad (20)$$

2. Моделирование коэффициента излучения шума овощерезательных машин

Излучение шума машиной определяется главным образом количеством звуковой энергии в единицу времени. Во многих случаях принято коэффициент излучения произвольно выбранной поверхности с произвольным распределением значений вектора колебательной скорости выражать формулой [1]:

$$\sigma_u = \frac{P}{\tilde{V}^2 \cdot \rho \cdot c \cdot S}, \quad (21)$$

где P – звуковая мощность, излучаемая колеблющейся конструкцией; c – фазовая скорость распространения звука; ρ – плотность воздуха; S – площадь поверхности излучателя; \tilde{V}^2 – среднее значение квадрата скорости, измеренное перпендикулярно к поверхности излучения.

Коэффициент излучения шума, который зависит от размеров, формы, а также частоты звуковых колебаний, характеризуется следующими особенностями:

– если колебания синхронны в тех областях, размеры которых больше длины волны колебаний в воздухе (протяжный источник), то $\sigma_u \approx 1$. В технологическом оборудовании можно принимать $\sigma_u = 1$ для диапазона октавных частот от 63 до 8000 Гц с учетом габаритов изделия;

– если “длина волны излучателя” приблизительно равна длине звуковой волны, тогда σ_u может быть больше 1;

– если колебания источника шума синхронны только в ограниченных областях, то $\sigma_u < 1$.

В качестве практического вывода для снижения шума излучателя рекомендуют делать по возможности небольшими, а области противофаз располагать как можно ближе одна к другой (диполь вместо монополя, квадруполь вместо диполя, перфорированная пластина вместо монолитной и др.). Иногда звукоизлучение можно снизить за счет размещения дополнительного источника звука (антиисточника) с противоположной фазой и непосредственной близости от имеющегося источника. В отличие от этого для излучения высокой энергии применять источники, размеры которых должны быть больше длины звуковой волны. Для точечного излучателя, т.е. малого тела, объем которого изменяется во времени, излучение в бесконечную среду равно:

$$p(x,y,z,t) = \frac{\rho \cdot S}{4 \cdot \pi \cdot r} \cdot \frac{\partial}{\partial t} \cdot v_S \cdot (t - r/c) = \frac{\rho}{4 \cdot \pi \cdot r} \cdot \frac{\partial}{\partial t} \cdot q \cdot (t - r/c), \quad (22)$$

где S – поверхность тела; r – расстояние между источником и точкой измерения; q – объемный поток.

Мощность излучения шара радиусом R , пульсирующего со скоростью $v_S = v_{S_0} \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t}$ равна:

$$N = \frac{\rho \cdot c}{2} \cdot 4 \cdot \pi \cdot R^2 \frac{K_B^2 R^2}{1 + K_B^2 R^2} \tilde{v}_{S_0}. \quad (23)$$

Коэффициент излучения внутренних источников можно определить:

$$\sigma_u = \frac{K_B^2 R^2}{1 + K_B^2 R^2}. \quad (24)$$

3. Исследование коэффициента потерь колебательной энергии в конструкциях овощерезательных машин

Звуковую вибрацию измеряют с целью определения механических характеристик твердых тел (механическая спектроскопия). Представляющие интерес характеристики – это в основном параметры упругости (модуль продольной упругости или модуль сдвига), а также показатель внутренних потерь энергии колебаний (коэффициента потерь). Кроме измерения импеданса (по величине и фазе) механические характеристики определяют путем измерения резонансных частот и времени их затухания или полуширины резонансной кривой. Исходя из замеренной резонансной частоты, получают искомый модуль, а, зная время затухания (реверберации) или полуширину резонансной кривой, находят коэффициент потерь.

Выбор способа измерения зависит от определяемой характеристики. На практике широко применяют малые образцы, которые вместе с массой образуют резонансную систему. Кроме того, следует обращать внимание на то, чтобы не было утечки энергии в месте крепления образца или из-за потерь в результате излучения, особенно при слабо демпфированных образцах. В противном случае замеры необходимо проводить в вакууме. Согласно линейной теории звуковых процессов, при демпфировании звуковых вибраций коэффициент потерь можно определить следующим образом [8]:

$$\eta = \frac{W_n}{2 \cdot \pi \cdot W_r}, \quad (25)$$

где W_n – вибрационная энергия, теряющаяся в системе за круговой цикл колебаний; W_r – вибрационная энергия, вновь поступившая в систему.

Склонность возбудителя ВАС к передаче вибрации можно оценить передаточной функцией E , определяемой отношением амплитуд виброскоростей на выходе V_2 и входе системы V_1 [3, 9, 10, 11]. Для модели, возбуждаемой частотой ω_k :

$$V_1 = \chi_0 \omega_k, \quad (26)$$

Амплитуду V_2 находим следующим образом:

$$\dot{x}_2 = \frac{P_0 \sqrt{\omega_k^2 + 4\varepsilon^2}}{m(\omega_k^2 + 4\varepsilon^2)} \sin\left(\omega_k t + \arctan \frac{2\varepsilon}{\omega_k}\right), \quad (27)$$

$$V_2 = \frac{P_0}{m \sqrt{\omega_k^2 + 4\varepsilon^2}}, \quad (28)$$

Передаточная функция одномассовой ВАС с демпфированием:

$$E_1 = \frac{P_0}{\chi_0 \omega_k m p \sqrt{\left(\frac{\omega_k}{p}\right)^2 + \gamma^2}}, \quad (29)$$

Анализ зависимостей параметров колебательной одномассовой системы E и β от её относительной частотной характеристики показывает, что в дорезонансном режиме $\left(\frac{\omega_k}{p}\right) < 1$ коэффициент динамичности (усиления) β , определяемый по формуле:

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega_k}{p}\right)^2\right]^2 + \gamma \left(\frac{\omega_k}{p}\right)^2}}, \quad (30)$$

возрастает с повышением частоты вынужденных колебаний и снижением демпфирующих свойств системы. В резонансном режиме $\left(\frac{\omega_k}{p}\right) = 1$ увеличение β наиболее значительно от ∞ до 2. В этих режимах на возрастание амплитуды колебаний существенное влияние оказывают демпфирующие свойства системы. В зарезонансном режиме $\left(\frac{\omega_k}{p}\right) < 1$ коэффициент динамичности снижается до величины меньшей единицы. Передаточная функция ВАС уменьшается с возрастанием частоты вынужденных колебаний во всех режимах работы оборудования. Демпфирующие свойства системы оказывают влияние на величину E практически лишь в дорезонансной области. Поэтому при установившемся режиме работы оборудования $\frac{\omega_k}{p} > 4$ влиянием демпфирующих свойств на передаточную функцию можно пренебречь, тогда расчет передаточной функции упростится:

$$E_1 = \frac{P_0}{\chi_0 m \omega_k^2}. \quad (31)$$

Снижение передаточной функции ВАС достигается увеличением массы и частоты вынужденных колебаний, а также снижением амплитуды внешней нагрузки. В связи с тем, что расчет коэффициента потерь колебательной энергии в конструкциях

технологических машин аналитическим путем сложен из-за влияния различных факторов, целесообразно определять η_{Π} экспериментальным путем по величине виброскорости на входе и выходе системы по результатам гармонического анализа осциллограмм процесса нагружения машины в процессе работы.

Заключение

Проведенные исследования виброакустических процессов внутренних источников шума овощерезательных машин предприятий питания позволили математически описать виброакустические процессы, происходящие в конструкциях этих машин, используя синтез акустических и динамических моделей. Перспектива дальнейших исследований лежит в разработке методики расчета виброакустических характеристик овощерезательных машин предприятий общественного питания.

Список литературы

1. Заплетников И.Н. Виброакустика оборудования пищевых производств: монография. Харьков: НТМТ, 2015 – 542 с.
2. Заплетников И.Н. Моделирование виброакустических процессов технологического оборудования пищевых производств. Донецк: ДонГУЭТ, 2001. – 141 с.
3. Єрьоменко Д.О. Віброакустика овочерізальних машин підприємств харчування: дис. ... канд. техн. наук: 05.18.12. –Донецький держ. університет екон. і торг. ім. М. Туган-Барановського, Донецьк, 2005 – 215 с.
4. Скучик Е. Основы акустики / Пер. с англ., в 2-х томах. М.: Мир, 1976, т. 2. – 544 с.
5. Боголепов И.И. Строительная акустика /И. И. Боголепов; СПбГПУ; под науч. ред. В. Н. Козлова. СПб. : Изд-во Политехн. ун-та. 2006. – 323 с. : ил.
6. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. М.: Машиностроение, 1985. – 475 с.
7. Вибрации в технике: справочник. В 6 т. /Под ред. Болотина В.В.М.: Машиностроение. 1978, т.1. – 352 с.
8. Юдина Е.Я. Борьба с шумом на производстве: справочник. М.: Машиностроение, 1985. – 393 с.
9. Заплетников И.Н., Пильненко А.К., Гордиенко А.В. Исследование шумовых характеристик универсальной кухонной машины // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Процессы и аппараты пищевых производств. 2015. № 2. – С. 35–43.
10. Заплетников И.Н., Пильненко А.К., Севаторова И.С. Снижение шума и вибрации овощерезательных машин // Сборник V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от шума и вибрации» (Санкт-Петербург, 18-20 марта 2015 г.). СПб.: БГТУ «ВОЕНМЕХ», 2015. – С. 193–201.
11. Заплетников И.Н., Ерёменко Д.О., Жидков Ю.В. Методика и результаты расчета шумовых характеристик картофелечисток // Научный журнал. Прогресивні технології і системи машинобудування. Донецк: ДонНТУ. 2007. № 2 (34). – С. 91-97.

References

1. Zapletnikov I.N. Vibroakustika oborudovaniya pishchevykh proizvodstv [Vibroacoustics equipment for food production: a monograph]. Kharkiv, NTMT Publ. – 2015. – 542 p.

2. Zapletnikov I.N. Modelirovanie vibroakusticheskikh processov tekhnologicheskogo oborudovaniya pishchevykh proizvodstv [Modeling of vibroacoustic processes of technological equipment of food production]. Donetsk, DonDUET Publ. – 2001. – 141 p.
3. Єr'omenko D.O. Vibroakustika ovocherizal'nih mashin pidpriemstv harchuvannya [Vibroacoustics of vegetable cutting machines of food enterprises]: dis. ... cand. tech. sc.: 05.18.12. – Donetsk st. university ekon. and trade. named after M. Tugan-Baranovskogo, Donetsk. – 2005. – 225 p.
4. Skuchik E. Osnovy akustiki [Basics of acoustics] / Per. s angl., v 2-h tomah. Moscow, Mir Publ. – 1976, t. 2. – 544 p.
5. Bogolepov I.I. Stroitel'naya akustika [Construction acoustics] / I.I. Bogolepov; SPbGPU; pod nauch. red. V.N. Kozlova. St. Petersburg, Polytechnic University Publ. – 2006. – 323 p. :il.
6. Timoshenko S.P., YAng D.H., Uiver U. Kolebaniya v inzhenernom dele [Fluctuations in engineering]. Moscow, MashinostroeniePubl. – 1985. – 475 p.
7. Vibracii v tekhnike: spravochnik [Vibration in engineering: Reference book]. V 6 t. / Pod red. Bolotina V.V. Moscow, Mashinostroenie Publ. 1978. – T.1. – 352 p.
8. YudinE.Ya. Bor'ba s shumom na proizvodstve: spravochnik [Control of noise in manufacturing: reference book]. Moscow, Mashinostroenie Publ. – 1985 – 393 p.
9. Zapletnikov I.N., Pil'nenko A.K., Gordienko A.V. Issledovanie shumovykh kharakteristik universal'noi kukhonnoi mashiny [Study the noise characteristics of universal kitchen machine]. Scientific journal NRU ITMO. Series: Processes and equipment for food production. – 2015, no. 2. – pp. 35-43.
10. Zapletnikov I.N., Pil'nenko A.K., Sevatorova I.S. Snizhenie shuma i vibratsii ovoshcherezatel'nykh mashin [Decrease in noise and vibration vegetable cutting machines]. Proceedings V All-Russian scientific-practical conference with international participation «Protection against noise and vibration» (St. Petersburg, 18–20 March 2015). St. Petersburg, BGTU «VOENMEH». – Publ., 2015. – pp. 193-201.
11. Zapletnikov I.N., Eremenko D.O., Zhidkov Y.V. Metodika i rezul'taty rascheta shumovykh harakteristik kartofelechistok [Methods and results of noise characteristics calculation of potato peelers]. Scientific journal. Progressive technologies and systems of mechanical engineering. Donetsk, DonNTY Publ. – 2007. № 2 (34). – pp. 91-97.