

УДК 533.951

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ С ГАСИТЕЛЯМИ КОЛЕБАНИЙ

**Т.Б. Миронова,
А.Б. Прокофьев**

Самарский государственный аэро-
космический университет
Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация,
443086
mirtb@rambler.ru

Разработана математическая модель трубопроводной системы с гасителем колебаний жидкости, обеспечивающая расчет ее акустических, вибрационных и прочностных характеристик. Математическая модель разработана для случая установившихся гармонических колебаний рабочей жидкости в предположении об односвязности колебаний, когда вибрация трубопроводной системы, возбуждаемая пульсирующим потоком рабочей жидкости, не вызывает в жидкости никаких дополнительных волновых процессов.

Ключевые слова: Трубопроводная система; динамика; гаситель колебаний; моделирование; пульсации; вибрация; надежность

1 Введение

Снижение надежности трубопроводных систем проявляется в отказах, связанных с разрушением трубопроводов. Появление этих отказов в большинстве случаев обусловлено действием пульсационных процессов в рабочей среде [1 - 4].

Однако при проектировании и конструировании трубопроводных систем очень мало внимания уделяется расчету на прочность трубопроводных систем и присоединенных к ним агрегатов от виброакустических нагрузок [5 - 8]. Недостаточно изучено взаимодействие акустических процессов в рабочей среде и вибрации механической подсистемы трубопроводной цепи и их влияние на прочностные характеристики трубопроводов [5 - 8]. В большинстве существующих методик и нормативных документах расчет виброакустических характеристик трубопроводных систем традиционно проводится отдельно от расчета прочностных характеристик [5, 6]. Их взаимосвязь ограничена случаем виброакустических расчетов достаточно простых конфигураций трубопроводных систем, с большим количе-

ством упрощений и допущений, которые во многих случаях не дают адекватных результатов [7, 8].

Не изучены вопросы прочности трубопроводной системы с гасителем колебаний [9, 10]. При проектировании гасителя колебаний не устанавливается никаких связей между переменными напряжениями в трубопроводе, запасами прочности и вносимым гасителем затуханием. Более того, не учитывается и тот факт, что введение гасителя колебаний в систему приводит к изменению ее упруго-массовых характеристик, появлению дополнительных соединений, формированию совершенно нового виброакустического «портрета» трубопроводной системы (рисунок 1). [11 - 13]. Недостаточно детально рассматриваются и вопросы прочности элементов самого гасителя колебаний [12, 13] (рисунок 2).

Все это требует разработки комплексного подхода при проектировании гасителей колебаний рабочей жидкости, учитывающего виброакустические характеристики присоединенных цепей, вопросы прочности и многие другие вопросы (см. рисунок 1, 2).

Основой такого подхода является разработка математической модели динамики трубопроводной системы с гасителем колебаний рабочей жидкости.

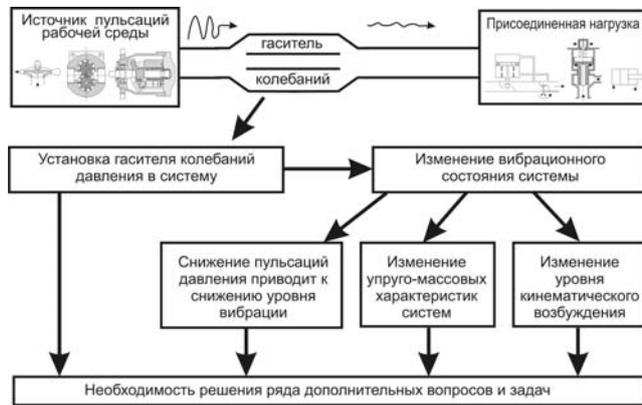


Рисунок 1. Схема воздействия гасителя на виброакустические характеристики трубопроводной системы

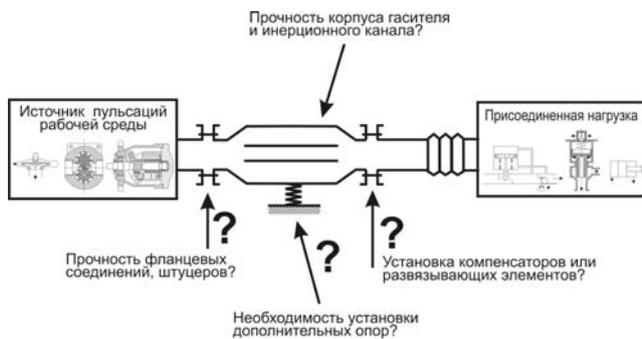


Рисунок 2. Схема решения задач динамики и прочности при проектировании гасителя колебаний

2 Теоретические исследования

Разработка математической модели динамики трубопроводной системы с гасителем колебаний рабочей жидкости представляет собой прикладную задачу. Введение гасителя колебаний изменяет распределение пульсационных параметров по длине трубопроводной системы, разделяя ее на входной и выходной участок. Анализ распределения пульсационных параметров внутри полостей гасителя

проводится на базе конечно-элементной методики, представленной в [14].

Математическая модель динамики трубопроводной системы с гасителем колебаний сформирована в предположении об односвязности колебаний, когда вибрация трубопроводной системы, возбуждаемая пульсирующим потоком рабочей жидкости, не вызывает в жидкости никаких дополнительных волновых процессов.

В такой постановке установка гасителя колебаний в систему вместо участка трубопровода представляет собой введение участка со специфическими свойствами.

Отличия заключаются в том, что погонная масса и момент инерции поперечного сечения гасителя колебаний существенно (на один-два порядка) больше соответствующих параметров трубопровода. Это приводит к следующим особенностям динамики этого участка:

- 1) изменение кривизны осевой линии гасителя чрезвычайно мало;
- 2) пульсации давления и скорости рабочей жидкости в полостях гасителя практически не вызывают вибрации его корпуса;

Рассмотрим случай установки гасителя колебаний вместо участка трубопровода без введения дополнительных опор.

При составлении уравнения колебаний участка введения гасителя, влиянием пульсаций рабочей жидкости на колебания гасителя пренебрегаем. Полная система уравнений малых колебаний гасителя в скалярной форме записи имеет вид:

$$\begin{aligned}
 m' \frac{\partial^2 u_1}{\partial \tau^2} - \frac{\partial \Delta Q_1}{\partial \varepsilon} - Q_{30} \Delta \chi_2 - \Delta Q_3 \chi_{20} + Q_{20} \Delta \chi_3 + \Delta Q_2 \chi_{30} &= 0, \\
 m' \frac{\partial^2 u_2}{\partial \tau^2} - \frac{\partial \Delta Q_2}{\partial \varepsilon} - Q_{10} \Delta \chi_3 - \Delta Q_1 \chi_{30} + Q_{30} \Delta \chi_1 + \Delta Q_3 \chi_{10} &= 0, \\
 m' \frac{\partial^2 u_3}{\partial \tau^2} - \frac{\partial \Delta Q_3}{\partial \varepsilon} - Q_{20} \Delta \chi_1 - \Delta Q_2 \chi_{10} + Q_{10} \Delta \chi_2 + \Delta Q_1 \chi_{20} &= 0, \\
 \frac{\partial \Delta M_1}{\partial \varepsilon} + M_{30} \Delta \chi_2 - M_{20} \Delta \chi_3 + \Delta M_3 \chi_{20} - \Delta M_2 \chi_{30} &= 0, \\
 \frac{\partial \Delta M_2}{\partial \varepsilon} + M_{10} \Delta \chi_3 - M_{30} \Delta \chi_1 + \Delta M_1 \chi_{30} - \Delta M_3 \chi_{10} - \Delta Q_3 &= 0,
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$\frac{\partial \Delta M_3}{\partial \varepsilon} + M_{20} \Delta \chi_1 - M_{10} \Delta \chi_2 + \Delta M_2 \chi_{10} - \Delta M_1 \chi_{20} + \Delta Q_2 = 0,$$

$$\Delta M_1 = A_{11} \Delta \chi_1, \quad \Delta M_2 = A_{22} \Delta \chi_2, \quad \Delta M_3 = A_{33} \Delta \chi_3,$$

$$\frac{\partial \omega_1}{\partial \varepsilon} - \frac{\partial \Delta \chi_1}{\partial \tau} = \chi_{30} \omega_2 - \chi_{20} \omega_3,$$

$$\frac{\partial \omega_2}{\partial \varepsilon} - \frac{\partial \Delta \chi_2}{\partial \tau} = \chi_{10} \omega_3 - \chi_{30} \omega_1,$$

$$\frac{\partial \omega_3}{\partial \varepsilon} - \frac{\partial \Delta \chi_3}{\partial \tau} = \chi_{20} \omega_1 - \chi_{10} \omega_2,$$

где ε – безразмерная координата, отсчитываемая вдоль линии центров тяжести сечения трубопровода от начала отсчёта до некоторого произвольного поперечного сечения; τ – безразмерное время; m' – безразмерная масса; χ – вектор безразмерной кривизны пространственной осевой линии трубопровода; $\bar{e}_1(s, t)$ – единичный вектор, направленный по касательной к осевой линии трубопровода; $\bar{e}_2(s, t)$ – единичный вектор, направленный по нормали к осевой линии трубопровода; $\bar{e}_3(s, t)$ – единичный вектор, направленный по бинормали к осевой линии трубопровода; u_i – виброперемещение в направлении $\bar{e}_i(\varepsilon, \tau)$; $\bar{\omega} = \omega_1 \bar{e}_1 + \omega_2 \bar{e}_2 + \omega_3 \bar{e}_3$ – вектор угловой скорости вращения связанной системы координат; ΔQ – динамическая составляющая вектора внутренних сил в трубопроводе; ΔM – динамическая составляющая вектора сосредоточенного момента, приложенного в сечении с координатой s_i .

Разработанная математическая модель остается справедливой как для установившихся, так и для неустойчивых динамических процессов в рабочей жидкости.

Рассмотрим случай установившихся колебаний, например, от насоса, работающего с постоянной частотой вращения.

3 Задание граничных условий

Граничные условия для данной задачи зададим в виде комплексной амплитуды колебаний давления во входном сечении участка

трубопроводной системы A_{pi} и импеданс нагрузки Z_{ni} в выходном сечении [15]. Индекс „ i ” в обозначениях относится к номеру гармоники генерируемых колебаний давления. Воспользовавшись импедансным методом получим значения входных импедансов в характерных сечениях рассматриваемого участка (рисунок 3):

$$\begin{aligned} Z_{axi}^{(2)} &= \frac{Z_{ni} ch \gamma l_3 + Z_6 sh \gamma l_3}{\frac{Z_{ni}}{Z_6} sh \gamma l_3 + ch \gamma l_3}, \\ Z_{axi}^{(1)} &= \frac{Z_{axi}^{(2)} A_2 + B_2}{Z_{axi}^{(2)} C_2 + D_2}, \\ Z_{axi} &= \frac{Z_{axi}^{(1)} ch \gamma l_1 + Z_6 sh \gamma l_1}{\frac{Z_{axi}^{(1)}}{Z_6} sh \gamma l_1 + ch \gamma l_1}, \end{aligned} \quad (2)$$

где γ – постоянная распространения волнового процесса; A_2, B_2, C_2, D_2 – частотнозависимые коэффициенты матрицы передачи гасителя; Z_6 – волновое сопротивление трубопровода; Z_{ni} – импеданс нагрузки в выходном сечении трубопровода.

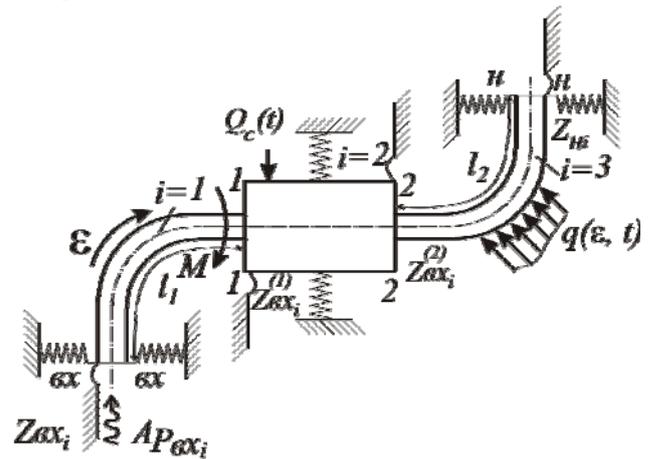


Рисунок 3. Схема моделируемой трубопроводной системы с гасителем колебаний

Выражения (2) позволяют определить комплексные амплитуды давления и скорости в

характерных сечениях рассматриваемого участка.

4 Разработка математической модели динамики трубопроводной системы с гасителем колебаний рабочей жидкости

Математическая модель трубопроводной системы с гасителем колебаний включает в себя:

1. Соотношения (2) для входного и выходного участков трубопроводной системы [14-16];

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \tau^2} &= \frac{\partial \bar{Q}'}{\partial \varepsilon} + \bar{q} + \bar{f} + \bar{\gamma}_1, \quad \frac{\partial p}{\partial \tau} = -B_{mp} \frac{\partial w}{\partial \varepsilon}, \\ \bar{M} &= A(\bar{\chi} - \bar{\chi}_0) + \bar{M}_0, \quad \frac{\partial \bar{\omega}}{\partial \varepsilon} - \frac{\partial \bar{\chi}}{\partial \tau} = \bar{\omega} \times \bar{\chi}, \quad \frac{\partial \bar{u}}{\partial \varepsilon} = \bar{e}_1 - \bar{e}_{10}, \\ \frac{\partial \bar{M}}{\partial \varepsilon} + \bar{e}_1 \times \bar{Q}'_0 + \mu + \sum_{i=1}^m M_{ci} \delta(\varepsilon - \varepsilon_i) &= 0, \\ \bar{f} &= f_1 \bar{e}_1 + f_2 \bar{e}_2 + f_3 \bar{e}_3, \\ n \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \tau^2} + w \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \tau \partial \varepsilon} + \frac{\partial w}{\partial \tau} \left(\bar{e}_1 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \varepsilon} \right)_2 \bar{e}_2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \varepsilon} \right)_3 \bar{e}_3 \right) + \right. \\ &\left. + w \frac{\partial w}{\partial \varepsilon} \left(\bar{e}_1 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \varepsilon} \right)_2 \bar{e}_2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \varepsilon} \right)_3 \bar{e}_3 \right) \right) = -\frac{\partial(p\bar{e}_1)}{\partial \varepsilon} + \bar{\gamma}_2 - \bar{f}. \end{aligned} \quad (3)$$

где

l – длина трубопровода; w – вектор безразмерной скорости рабочей жидкости; $n = \frac{m_2}{m_1 + m_2}$; $m_1(s)$ – погонная масса трубопровода; $m_2(s)$ – погонная масса рабочей жидкости в трубопроводе; p – безразмерное давление; v – вектор скорости сечения трубопровода; q – вектор внешних распределённых сил, приложенных к трубопроводу; f – вектор сил взаимодействия между трубопроводом и рабочей жидкостью; w_0 и Δw – постоянная и пульсационная составляющая скорости жидкости соответственно; p и Δp – постоянная и переменная составляющая давления соответственно; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – углы поворота подвижных координатных осей; μ – распределённый

момент, действующий на трубопровод; B_{mp} – приведенный модуль упругости трубопровода; γ_1 – вектор распределённых сил, вызванных силовыми полями;

2. Соотношения (1) для гасителя колебаний;

3. Соотношения (4) для пульсирующего потока рабочей жидкости:

$$\begin{aligned} Z_{axi}^{(2)} &= \frac{Z_{ni} ch \gamma \varepsilon_3 + Z_e sh \gamma \varepsilon_3}{Z_e}, \quad Z_{axi}^{(1)} = \frac{Z_{axi}^{(2)} A_2 + B_2}{Z_{axi}^{(2)} C_2 + D_2}, \quad (4) \\ Z_{axi} &= \frac{Z_{axi}^{(1)} ch \gamma \varepsilon_1 + Z_e sh \gamma \varepsilon_1}{Z_e}, \quad A_{Qi} = A_{wi} = \frac{A_{pi}}{Z_{axi}} \end{aligned}$$

где A_{pi} и A_{wi} – комплексные амплитуды давления и скорости в характерных сечениях рассматриваемого участка.

В выражения (4) входят соотношения для распределения комплексных амплитуд давления и скорости рабочей жидкости по длине участков 1 и 3 (рисунок 3):

-на входном участке

$$\begin{aligned} A_{pi}(l^{(1)}) &= A_{pi}^{(1)} \left(\frac{Z_e}{Z_{axi}^{(1)}} sh \gamma (l_1 - l^{(1)}) + ch \gamma (l_1 - l^{(1)}) \right), \\ A_{wi}(l^{(1)}) &= \frac{A_{pi}^{(1)}}{F_2} \left(\frac{sh \gamma (l_1 - l^{(1)})}{Z_e} + \frac{ch \gamma (l_1 - l^{(1)})}{Z_{axi}^{(1)}} \right), \end{aligned}$$

-на выходном участке

$$\begin{aligned} A_{pi}(l^{(3)}) &= A_{pi}^{(n)} \left(\frac{Z_e}{Z_{ni}} sh \gamma (l_3 - l^{(3)}) + ch \gamma (l_3 - l^{(3)}) \right), \\ A_{wi}(l^{(3)}) &= \frac{A_{pi}^{(n)}}{F_2} \left(\frac{sh \gamma (l_3 - l^{(3)})}{Z_e} + \frac{ch \gamma (l_3 - l^{(3)})}{Z_{ni}} \right). \end{aligned}$$

В выражения (4) также входят соотношения для расчета распределения пульсационных процессов в пространстве и во времени:

-на входном участке

$$\Delta p_i(l^{(l)}, t) = |A_{pi}(l^{(l)})| \cos(\omega t + \arg A_{pi}(l^{(l)}));$$

$$\Delta p(l^{(l)}, t) = \sum_{i=1}^n \Delta p_i(l^{(l)}, t);$$

$$\Delta w_i(l^{(l)}, t) = |A_{wi}(l^{(l)})| \cos(\omega t + \arg A_{wi}(l^{(l)}));$$

$$\Delta w(l^{(l)}, t) = \sum_{i=1}^n \Delta w_i(l^{(l)}, t);$$

-на выходном участке

$$\Delta p_i(l^{(3)}, t) = |A_{pi}(l^{(3)})| \cos(\omega t + \arg A_{pi}(l^{(3)}));$$

$$\Delta p(l^{(3)}, t) = \sum_{i=1}^n \Delta p_i(l^{(3)}, t);$$

$$\Delta w_i(l^{(3)}, t) = |A_{wi}(l^{(3)})| \cos(\omega t + \arg A_{wi}(l^{(3)}));$$

$$\Delta w(l^{(3)}, t) = \sum_{i=1}^n \Delta w_i(l^{(3)}, t);$$

Для окончательного замыкания разработанной математической модели необходимо записать условия стыковки участков рассмотренного трубопровода с гасителем колебаний. Таких мест стыковки 2 – это сечения 1-1 и 2-2 (см. рисунок 3).

Условия стыковки участков можно записать в виде:

$$\bar{U}_{1-1}^{(1)} = \bar{U}_{1-1}^{(2)}; \quad \bar{U}_{2-2}^{(2)} = \bar{U}_{2-2}^{(3)}; \quad (5)$$

$$\text{где } \bar{U} = \begin{pmatrix} u_1; u_2; u_3; \varphi_1; \varphi_2; \varphi_3; \Delta M_1; \\ \Delta M_2; \Delta M_3; \Delta Q_1; \Delta Q_2; \Delta Q_3 \end{pmatrix}^T.$$

Математическая модель предполагает, что на рассматриваемом участке нет промежуточных опор и влияние пульсаций давления и скорости рабочей жидкости на вибрацию самого гасителя пренебрежимо мало. Таким образом, гаситель вибрирует, возбуждаясь кинематически от присоединенных концов трубопровода.

5 Заключение

Полученная математическая модель разработана для случая установившихся гармонических колебаний рабочей жидкости, что несколько ограничивает область её применения и не позволяет исследовать динамику трубопроводных систем с гасителями колебаний на неустановившихся режимах, например, при гидравлическом ударе, в режиме раскрутки насоса, генерирующего колебания. Она может быть доработана и для этого случая путем замены соотношений (4), входящих в математическую модель, на выражения, описывающие распространение пульсационных процессов на неустановившихся режимах. Однако получение таких соотношений является сложной, до конца нерешенной научной задачей.

Разработанная математическая модель позволяет рассчитывать величины действующих внутренних силовых факторов в трубопроводной системе с гасителем колебаний при ее возбуждении пульсирующим потоком рабочей среды. Дальнейший переход к действующим внутренним напряжениям осуществляется по известным формулам сопротивления материалов. Оценка прочностных характеристик осуществляется отдельно для трубопроводных участков и отдельно для гасителя колебаний [9].

Список использованных источников

- [1] Flod, D. Jury. (1999) Fundamentals of Aerodynamic Noise in Control Valves // Technical monograph 43 Fisher Controls International
Веб-сайт: www.fisher.com, - 24 p.
- [2] Istvan, L. and Leo L. Beranek (2006) Noise and vibration control engineering. Second edition. Principles and applications// Published by Wiley and Sons, Inc., Hoboken, New Jersey. – 966 p.
- [3] Robert, D. Bruce, Arno S. Solving (2013) Acoustic-Induced Vibration Problems in the Design Stage // Bommer and Thomas E. LePage, CSTI acoustics, SOUND & VIBRATION, Houston, Texas, Augus, 2013. - pp. 8-11
- [4] Norsok Standard L-002-2009 Piping system layout, design and structural analysis // Oil Industry Associa-

tion (OLF) and The Federation of Norwegian Industr//Edition 3, July 2009, 36 p.

[5] Пособие по расчету на прочность стальных трубопроводов на Ру до 10 МПа [Текст] // Поповский Б.В. и др. - М.: ВНИИМонтажспецстрой, 1989. - 17 с.

[6] РД-10-400-01. Нормы расчета на прочность трубопроводов тепловых сетей, 2001. - 70 с.

[7] СА 03-003-07 Стандарт ассоциации. Расчеты на прочность и вибрацию стальных технологических трубопроводов [Текст]. - М., 2007. - 69 с.

[8] СНиП 2.04.12-86 Расчет на прочность стальных трубопроводов [Текст]. - М., 2012. - 28 с.

[9] Прокофьев, А.Б. Виброакустическая модель прямолинейного участка трубопроводной системы с гасителем колебаний в условиях силового возбуждения пульсациями рабочей жидкости [Текст] / А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов. // Научно-технический сборник Ракетно-космическая техника. Расчет, проектирование, конструирование и испытания космических систем. Серия XII. Вып. 1. / ВКБ РКК Энергия. – Самара, 2000. – С. 120-131.

[10] Головин, А.Н. Гасители колебаний для гидравлических систем [Текст] / А.Н. Головин, В.П. Шорин. - Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2005. - 168 с.

[11] Головин, А.Н. Эффективность гасителей колебаний [Текст] / А.Н. Головин // Известия СНЦ РАН. - 2009. – №4. – С. 131-137.

[12] Прокофьев, А.Б. Исследование процессов виброакустического взаимодействия в элементах гидромеханических систем двигателей летательных аппаратов [Текст]: Дис. ... канд. техн. наук / Прокофьев Андрей Брониславович. - Самара, 2001. - 256 с.

[13] Шестаков, Г.В. Разработка методов автоматизированного проектирования гасителей колебаний давления для трубопроводных цепей двигателей и систем летательных аппаратов [Текст]: Дис. ... канд. техн. наук / Г.В. Шестаков. - Самара, 1991. - 277 с.

[14] Прокофьев, А.Б. Разработка метода комплексного анализа динамики и прочности трубопроводных систем с гасителями колебаний рабочей жидкости [Текст]: дис. ... докт. техн. Наук / А.Б. Прокофьев. – Самара, 2008. - 191 с.

[15] Прокофьев, А.Б. Математическая модель колебаний трубопроводов от действия пульсирующего потока жидкости [Текст] / Е.В. Шахматов, Т.Б. Миронова // Судостроение. – 2011. - №2. – С.39-42

[16] Прокофьев, А.Б. Методики конечно-элементного моделирования виброакустических характеристик трубопроводов с пульсирующим потоком жидкости [Текст] / Т.Б. Миронова, В.П. Шорин // Вестник СГАУ. - 2012. - № 32(1). – с.135-142

SIMULATIONS OF PIPE LINE SYSTEM WITH PRESSURE PULSATION DAMPER

Tatiana B. Mironova,

Andrey B. Prokofiev

Samara State Aerospace University
Moskovskoe shosse, 34, Samara,
443086, Russian Federation
mirtb@rambler.ru

The method of pipeline system dynamics with pressure pulsation damper are developed. The method is based on the solving differential equation system of interaction between solid and oscillating fluid in the pipeline and pressure pulsation damper. Solution was done for steady-state oscillations. It is actual for aircraft pipelines, pipes of power plants, mobile machines and pipes of stationary processing machines.

Key words: Pipeline, Dynamic, Pressure Pulsation Damper, Pulsation, Vibration, Reliability