

2. Поляков Н.С., Смирнов В.К., Шпакунов И.А. О сопротивлении движению ленты по роликам // Сб. Горнорудные машины и автоматика. – М.: Недра. – 1967. – Вып. 3. – С. 188-199.
3. Высочин Е.Н., Смирнов В.К., Шпакунов И.А. Исследование сопротивления движению ленты мощных ленточных конвейеров // Изв. ДГИ. Горная механика и горное машиностроение. Т XLVIII. М.: Недра, 1967. – С. 239-245.
4. Смирнов В.К., Шпакунов И.А. Сопротивление движению от вдавливания роликов в ленту // Сб. Горные машины и автоматика. – М.: Недра. – 1965. – Вып. 7. – С.
5. Смирнов В.К., Шпакунов И.А. Сопротивление движению ленты от шевеления материала при проходе роликов // Сб. Горнорудные машины и автоматика. – М.: Недра. – 1966. – Вып. 2. – С. 228-235.
6. Шпакунов И.А., Пошивайло В.Я. Сопротивление вращению роликов ленточных конвейеров // Сб. Вопросы рудничного транспорта. – М.: Недра. – 1967. – Вып. 10. – С. 62-68.
7. Мягков С.Д. Теоретическое определение сил сопротивления движению от деформирования груза и ленты мощных ленточных конвейеров // Сб. Шахтный карьерный транспорт. – М.: Недра. – 1977. – Вып. 3. – С. 33-36.
8. Шолин М.К., Чичилин Е.Ф. К вопросу об основных компонентах сопротивления движению ленты по роликам на ленточном конвейере // Тр. ВНИИмехчермет. МЧМ СССР. – Днепропетровск, 1984. – 12 с.
9. Панкратов С.А. Динамика машин для открытых горных и земляных работ. – Л.: Машиностроение, 1967. – 446 с.
10. Ишлинский А.Ю. Трение качения. Прикладные задачи механики. Т.1. Механика вязкопластичных и не вполне упругих тел. – М.: Наука, 1986. – С.176-190.
11. Петухов И.С., Акимов Б.А. Экспериментальные исследования некоторых составляющих сопротивления перемещению ленты конвейера // Прочность и долговечность машин. – М.: Недра, 1975. – Вып. 3. – С.120-126.

УДК 622.648-757.42:620.172.224.1-26

Е.В. Семененко

ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА СТЕНКИ НА РАДИАЛЬНЫХ ВИБРАЦИИ ТРУБОПРОВОДА ПРИ РАБОТЕ ГИДРОТРАНСПОРТНОЙ УСТАНОВКИ

Запропоновано рівняння симетричних радіальних коливань трубопроводу гідротранспортної установки збагачувальної фабрики із шаром зовнішнього покриття при турбулентній течії гідросуміші. На підставі дослідження розв'язання цього рівняння сформульовані обмеження на параметри зовнішнього шару та течії гідросуміші, дотримання яких попереджує биття трубопроводу та виникнення резонансу.

INFLUENCE OF WEAR OF A WALL ON RADIAL VIBRATION THE PIPELINE FOR WANT OF TO WORK OF HYDROTRANSPORT COMPLEX

The equation of symmetrical radial oscillations of the concentration mill hydrotransport plant pipeline with an external cover stratum during the hydromixture turbulent flow is offered. On the grounds of analysis of this equation solution the restrictions on external stratum and hydromixture flow parameters are formulated the observance of which prevents the pipeline beating and resonance appearance.

Напорное гидротранспортирование продуктов и отходов обогащения широко распространено на рудных и углеобогащательных фабриках, большинство из которых используют мокрые методы обогащения [1,2]. Преимущества напорного гидротранспортирования: обеспечение высокопроизводительных непрерывных потоков, отсутствие погрузочно-разгрузочных работ, а также технологическая совместимость операции транспортирования и обогащения определяют дальнейшее развитие и распространение данного вида транспорта на обога-

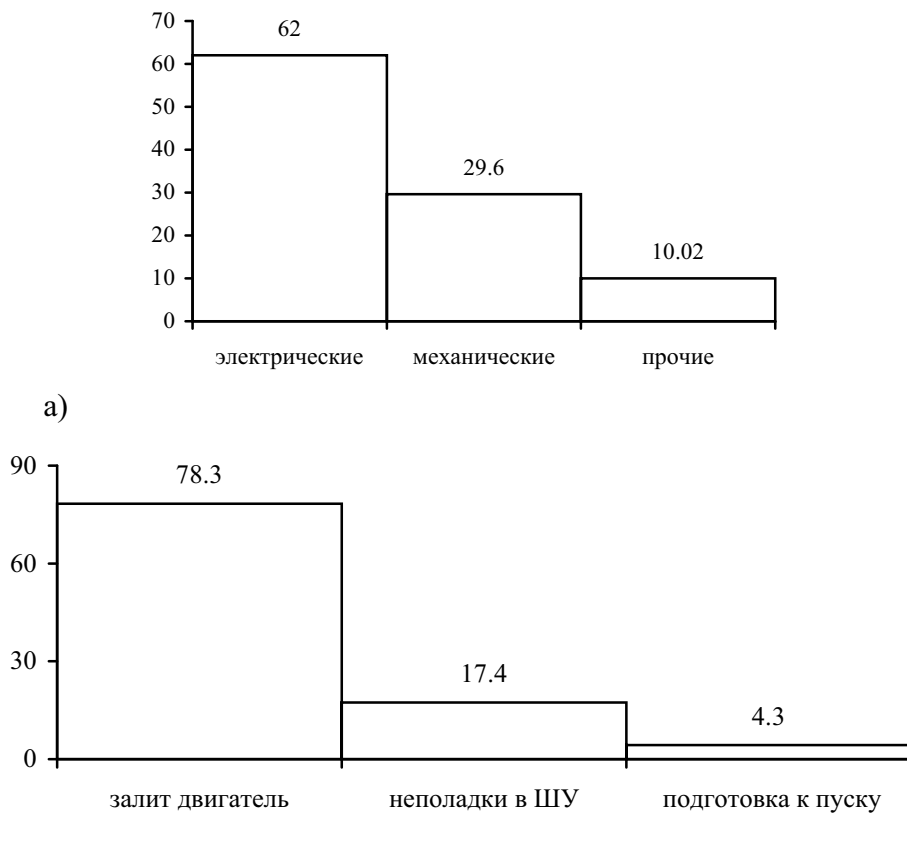
тительных фабриках [1-4].

В условиях производственных помещений современных обогатительных фабрик большое значение имеет защита фундаментов и перекрытий от вибрации, вызванной работой обогатительного и транспортного оборудования [3]. Помимо этого от воздействия вибрации защищаются и трубопроводы гидротранспортных установок, которые прокладываются по перекрытиям и опорам здания фабрики. Такие трубопроводы часто сами являются источником вибрации, поскольку напорное гидротранспортирование возможно исключительно при развитом турбулентном течении, которое характеризуется турбулентными пульсациями давления и подачи. Исследования проведенные на обогатительной фабрике Вольногорского государственного горно-металлургического комбината (ВГГМК) показывают, что трубопроводы насосных установок, обеспечивающих подачу гидросмеси на конусные сепараторы, подвержены постоянному вибрационному воздействию со стороны протекающей гидросмеси, что является причиной частых прорывов этих трубопроводов, которые сопровождаются заливом электродвигателей насосных установок и их преждевременным отказом [3, 4]. На рис. 1 показаны гистограммы распределения простоев насосных агрегатов отделения гравитационных методов обогащения обогатительной фабрики ВГГМК, из которых видно, что отказы вызванные коротким замыканием электродвигателя по причине прорыва трубопровода составляют 7.8% от общего числа отказов. Это доказывает актуальность и практическую важность рассматриваемой проблемы – анализа взаимозависимости колебательных характеристик трубопровода и протекающей по нему гидросмеси, для обеспечения надежности работы напорных гидротранспортных комплексов обогатительных фабрик.

Целью настоящего исследования является анализ влияния на осе симметричные радиальные колебания трубопровода, параметров турбулентных пульсаций протекающей по нему гидросмеси, степени износа стенки трубопровода, а также свойств слоя внешнего покрытия. Учет влияние внешнего покрытия при рассмотрении поставленной задачи объясняется тем, что в условиях обогатительных фабрик трубопроводы гидротранспортных установок часто обледеневают, в результате проливов технической воды, или их покрывают теплозащитным слоем, для предотвращения замерзания гидросмеси.

Согласно известным постулатам теории упругости трубопровод гидротранспортной установки в первом приближении можно считать тонкостенной двухслойной упругой оболочкой, для которой наиболее существенными являются колебания стенки в радиальном направлении [5-8]. Вопросы колебаний оболочек рассматривались в работах [5,6], однако, эти исследования проводились не для трубопроводов, и поэтому не учитывали специфику течения гидросмеси, а также не рассматривали влияние внешнего слоя. Различные виды колебаний трубопроводов рассматривались в работах [6-8]. Однако в этих исследованиях основное внимание уделялось поперечные и продольные колебания, а радиальные колебания рассматривались только для однослойного трубопровода. Для вывода уравнения колебаний вырежем элемент трубопровода длиной a ,

и рассмотрим его сечение со слоем внешнего покрытия (рис. 2) [6].



а – по группам; б – в группе прочих простоев.

Рис. 1 – Гистограммы распределения причин простоев насосных агрегатов обогатительной фабрики ВГГМК.

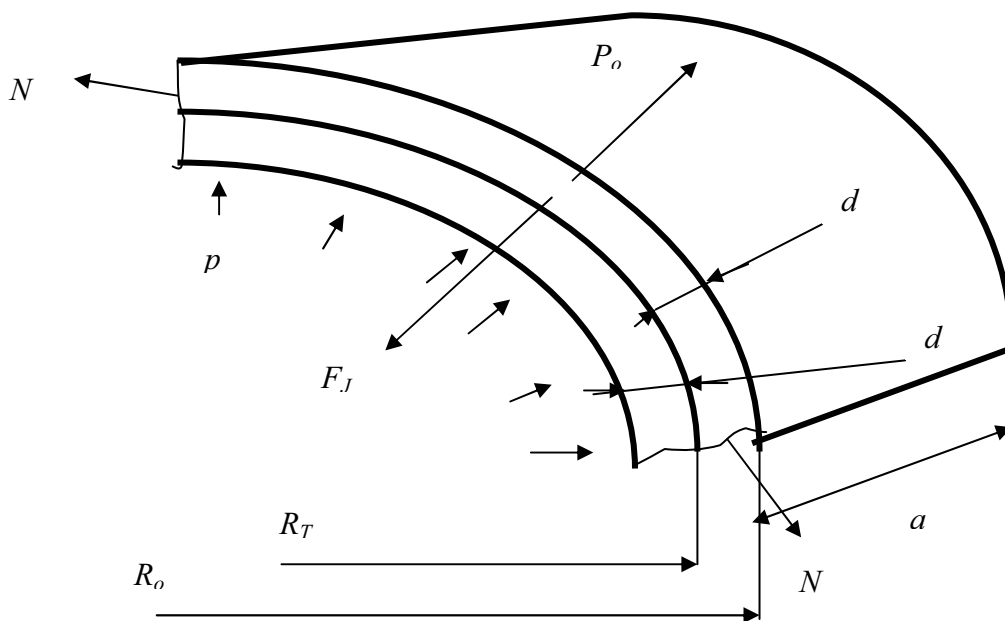


Рис. 2 – Элемент сечения трубопровода, усиленный наружным бандажом

При пульсациях давления внутри трубопровода на выделенный элемент, со-

стоящий из стенки трубы и внешнего покрытия, действуют сила давления гидросмеси (P_o), сила инерции (F_J) и сила упругости (N). Все эти силы приводятся к радиусу центра тяжести сечения элемента, а величины сил выражаются через его радиальное перемещение на основе известных соотношений теории тонкостенных оболочек [5,6]. На основании этого, уравнение колебаний элемента запишется так:

$$\frac{d^2 w}{dt^2} + \sigma^2 \omega_T^2 w = \varepsilon_T \psi; \quad (1)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1+\mu/e}{(1+\rho\lambda)}}; \quad \psi = \frac{k\delta + \Delta}{(k\delta + \Delta)(1+\rho\lambda)} \frac{1+0.5\Delta}{1-0.5k\delta}; \quad \omega_T = \sqrt{\frac{E_T}{(1-0.5k\delta)\rho_T R_T^2}}; \quad \varepsilon_T = \frac{p(1-0.5k\delta)}{\rho_T k\delta};$$

$$\rho = \frac{\rho_o}{\rho_T}; \quad \lambda = \frac{1+\Delta}{k\delta} \Delta; \quad \mu = \frac{(1-0.5k\delta)\Delta}{k\delta(1+0.5\Delta)}; \quad e = \frac{E_T}{E_o}; \quad \delta = \frac{d}{R_T}; \quad k = \frac{d_k}{d}; \quad \Delta = \frac{d_o}{R_T},$$

где: σ - коэффициент, учитывающий влияние слоя внешнего покрытия на собственную частоту колебаний трубопровода; ψ - коэффициент, учитывающий влияние слоя внешнего покрытия на вынуждающую силу; R_T - наружный радиус сечения трубы; d - начальная толщина стенки трубы; d_k - текущая толщина стенки трубы; d_o - толщина слоя внешнего покрытия; ρ_T - плотность материала трубы; w - радиальное перемещение выделенного элемента; t - время; ρ - относительная плотность материала внешнего покрытия; p - давление в трубопроводе; E_T - модуль упругости материала трубы; ρ_o - плотность материала внешнего покрытия; E_o - модуль упругость материала внешнего покрытия; k - степень износа стенки трубопровода; λ - коэффициент, учитывающий толщину слоя внешнего покрытия (рис. 3); μ - коэффициент, учитывающий влияние толщины слоя внешнего покрытия на жесткостные параметры элемента (рис. 4).

В уравнении (5) параметры ω_T и ε_T зависят только от параметров трубы, а коэффициенты σ и ψ учитывают влияние слоя внешнего покрытия. Если слой отсутствует, σ и ψ равны единице, и уравнение (5) преобразуется в известное уравнение радиальных колебаний тонкостенной оболочки [5,6].

Решение уравнения (5) зависит от вида функции $p(t)$. При турбулентном течении давление гидросмеси описывается следующей формулой [9]:

$$p(t) = P_o + p' \sin^2 \Omega t; \quad (2)$$

$$p' = 0.309m \left(2 + 0.05 \sqrt{\frac{S}{Ar}} \right) (1 + ArS) \frac{\rho_o V_{cp}^2}{\lg^2(0.147 \text{Re})};$$

$$\text{Re} = 2 \frac{V_{cp} R_T}{v}; \quad Ar = \frac{\rho_M - \rho_o}{\rho_o},$$

где P_o - среднее значение давления; p' - пульсация давления; Ω - лагранжева частота турбулентных пульсаций; m - коэффициент ($m=0.65\dots 0,784$); S - концентрация гидросмеси; Ar - параметр Архимеда транспортируемого материала; ρ_M - плотность транспортируемого материала; ρ_o - плотность воды; σ - сопротивление трения; V_{cp} - средняя скорость гидросмеси.

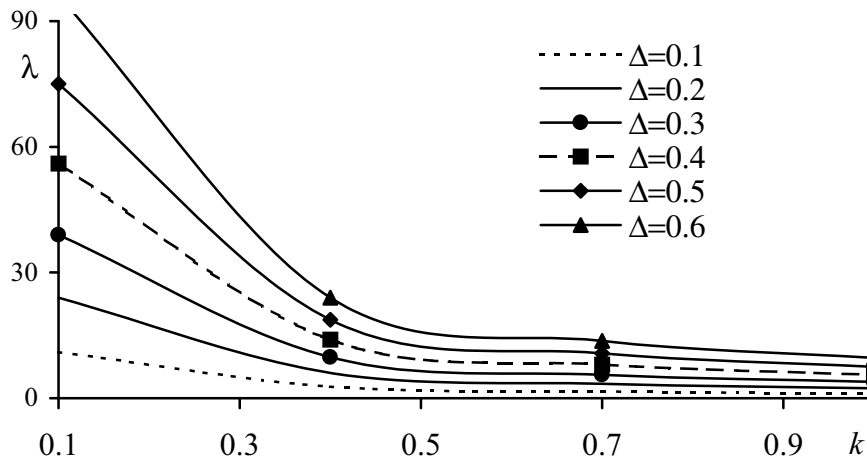


Рис. 3 – Зависимость коэффициента λ от степени износа стенки трубопровода при различной относительной толщине слоя внешнего покрытия

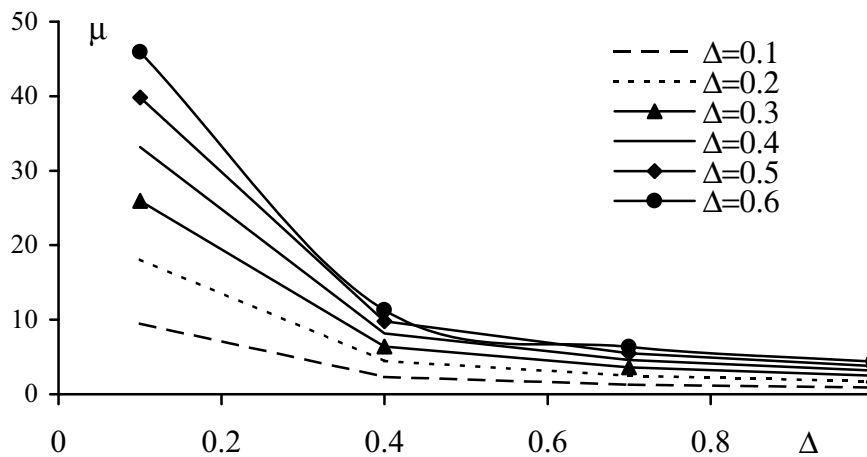


Рис. 4 – Зависимость коэффициента μ от степени износа стенки трубопровода при различной относительной толщине слоя внешнего покрытия

Уравнение (1) для случая (2) при граничных условиях вида $w(0) = w_o$; $\frac{dw(0)}{dt} = 0$, будет иметь следующее решение:

$$w(t) = w_o(2 - \cos \sigma \omega_T t) + \frac{w'}{2} \left(1 - \cos \sigma \omega_T t - \frac{2\sigma^2 \omega_T^2 \sin \frac{bt}{2}}{\nu(\sigma \omega_T + 2\Omega)} \sin \left(2\Omega + \frac{b}{2} \right) t \right); \quad (3)$$

$$b = \sigma \omega_T - 2\Omega,$$

где w_o , w' - статические перемещения, вызванные давлениями P_o и p' соответственно.

При малых значениях ν выражение (3) описывает так называемый процесс биения, а для случая резонанса, когда $2\Omega \rightarrow \sigma \omega_T$, решение уравнения (1) будет иметь вид:

$$w(t) = w_o(2 - \cos \sigma \omega_T t) + 0.5w' \left(1 - \cos \sigma \omega_T t - \frac{\sigma \omega_T}{2} t \sin 2\Omega t \right). \quad (4)$$

Как случай биения, так и случай резонанса являются не желательными, поскольку могут явиться причиной разрушения трубопровода. Таким образом, для частоты турбулентных пульсаций, собственной частоты колебаний трубопровода и параметров внешнего покрытия должно выполняться условие:

$$\sigma < \frac{2\Omega}{\omega_T}. \quad (5)$$

Таким образом, на основании выражений (1)-(5) можно с учетом ожидаемого режима работы определить допустимые параметры слоя внешнего покрытия, обеспечивающие надежность гидротранспортного комплекса за счет снижения воздействий турбулентных пульсаций давления. Величину Ω можно выразить через параметры течения гидросмеси по формуле [9]:

$$\Omega = \frac{1.97V_{cp}}{R_T \lg(0.147 \text{ Re})}. \quad (6)$$

С использованием формулы (6) и выражений для входящих в неравенство (5) величин получим

$$\sqrt{\frac{ek\delta(1+0.5\Delta) + (1-0.5k\delta)\Delta}{(1-0.5k\delta)(1+0.5\Delta)(k\delta + \rho(1+\Delta)\Delta)}} \leq \frac{3.93\sqrt{e\rho_T}}{\lg(0.147 \text{ Re})} \frac{V_{cp}}{\sqrt{E_T}}. \quad (7)$$

Из неравенства (7) можно получить уравнение для расчета допустимой скорости, при которой соблюдается условие не возникновения резонанса:

$$\left(\frac{V_{cp}}{C}\right)^2 - \frac{1}{\xi} \frac{V_{cp}}{C} + \frac{3.4}{\xi} Sm \leq 0; \quad (8)$$

$$\xi = 3.93 \sqrt{e} \sqrt{\frac{(1-0.5k\delta)(1+0.5\Delta)(k\delta + \rho(1+\Delta)\Delta)}{ek\delta(1+0.5\Delta) + (1-0.5k\delta)\Delta}}; \quad Sm = \frac{v\sqrt{\rho_T}}{R_T\sqrt{E_T}}; \quad C = \sqrt{\frac{E_T}{\rho_T}},$$

или выражение для определения допустимой степени износа стенки трубопровода, обеспечивающего отсутствие резонанса:

$$k^2 + \frac{\Delta - e\chi^2(1+0.5\Delta)\rho(1+\Delta)\Delta}{0.5e\chi^2(1+0.5\Delta)\delta^2} +$$

$$+ k \frac{e + 0.5(e - \delta)\Delta - e\chi^2(1+0.5\Delta)(1 - 0.5\rho(1+\Delta)\Delta)}{0.5e\chi^2(1+0.5\Delta)\delta} \leq 0; \quad (9)$$

$$\chi = \frac{3.93}{\lg\left(\frac{0.284 V_{cp}}{Sm C}\right)} \frac{V_{cp}}{C}.$$

Таким образом, если известна закономерность износа внутренней стенки трубопровода $k(t)$, то на основании формул (3) – (9) можно исследовать влияние этого фактора, как на амплитуду радиальных колебаний трубопровода, так и на возможность возникновения резонанса, и тем самым оценить изменение прочности трубопровода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дмитриев Г.П., Махарадзе Л.И., Гочиташвили Т.Ш. Напорные гидротранспортные системы: Справочное пособие – М.: Недра, 1991. – 304 с.
2. Надежность и долговечность напорных гидротранспортных систем / Л.И. Махарадзе, Т.Ш. Гочиташвили, Д.Г. Сулаберидзе и др. – М.: Недра, 1984. – 216 с.
3. Гаркушин Ю.К., Смирнов В.В. Надежность и эффективность оборудования углеобогачительных фабрик. - Днепропетровск: Поліграфіст, 1999. - 182 с.
4. Семенов Е.В., Дзюба С.В., Смирнов В.В. Оценка надежности оборудования отделения гравитации ОФ Волногорского горно-металлургического комбината // “Обогащение полезных ископаемых”, Днепропетровск, 1999, Вып. 3 (44). - С. 154 - 159.
5. Прочность, устойчивость, колебания: Справочное пособие: в 3 Т.- Т.1// Под ред. И.А. Биргера. – М.: Машиностроение, 1968. – 832 с.
6. Макеев Е.М., Семенов В.П. Прочность, жесткость и устойчивость составной оболочечной конструкции при поперечном локальном нагружении // Сб. н. тр. «Надежность и прочность технических систем». – К.: Наукова думка, 1976. – С. 132 – 147.
7. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем: Современные концепции, парадоксы и ошибки. – М.: Наука. Гл.ред. физ.-мат.лит., 1987. – 352 с.
8. Сооружение подводных трубопроводов / Б.В. Самойлов, Б.И. Ким, В.И. Зоненко и др. – М.: Недра, 1995. – 304 с.
9. Хинце И.О. Турбулентность ее механизм и теория. – М.: Физматгиз, 1963. – 680 с.