

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И
КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ВИБРОПНЕВОТРАНСПОРТНЫХ МАШИН.**

Розглянуто отримання залежностей середньої швидкості пересування сипкого матеріалу (продуктивність) у вібропневмотранспортних машинах від параметрів повітря, вібрації та інш. – технологічних характеристик, а також залежностей параметрів жорсткості пружних елементів, резонансної частоти, критичної частоти зсуву машини та інш. від зусилля у елементах приводу – динамічних характеристик машини.

**DETERMINATION OF MAIN TECHNOLOGICAL AND CONSTRUCTIVE
PARAMETERS OF VIBRATING PNEUMATIC UNITS.**

Vibrating pneumatic units are investigated for bulk material conveying. Dependencies of bulk material rate from vibration and air parameters are determined. Resonance and critical shift frequencies are determined in dependence from force in transmission elements.

Вибропневмотранспортные машины (ВПМ) начинают все шире применяться в горнодобывающей промышленности при закладке выработанного пространства шахт. Расчет и проектирование ВПМ выполняется на основе характеристик – зависимостей между основными параметрами машины. Получение характеристик является необходимым этапом при создании ВПМ.

Решение задач вибрационного перемещения частиц сыпучего материала достаточно полно изложено в работе [1]. Динамические характеристики вибротранспортирующих машин описаны в работе [5]. Однако в вибропневмотранспортной машине перемещение частиц сыпучего материала происходит при воздействии вибрации и воздушного потока, одновременный учет которых представляет актуальную задачу при разработке этих машин.

В отличие от стационарно работающих вибротранспортирующих машин, ВПМ приходится передвигать в пределах производственных участков и в целях уменьшения их собственного веса они, как правило, не имеют нижней ступени обрессоривания. В случае отсутствия крепления станины (рамы) к основанию, рабочая частота колебаний рабочего органа ВПМ не должна превышать критического значения, при котором возможны смещения станины относительно основания. Определение критической частоты, жесткости упругих элементов машины и других параметров в зависимости от величины пускового усилия в приводе, также входит в задачу определения характеристик ВПМ. Получение этих и других характеристик ВПМ является актуальной задачей.

К числу технологических характеристик относятся зависимости средней скорости движения сыпучего материала по рабочему органу ВПМ (производительности) от параметров вибрации, крупности частиц сыпучего материала, скорости сжатого воздуха и др.

В условиях резкого падения объемной концентрации частиц в ВПМ [2] при повышенном уровне вибрации уже в пределах рабочего органа, для расчетов используется математическая модель движения материальной частицы с непрерывным подбрасыванием. Разыскиваются периодические режимы движения

частиц в потоке сжатого воздуха по наклонной поверхности рабочего органа, колеблющегося по гармоническому закону.

$$X = A \sin(\omega t + \varphi_0) \cos \beta ;$$

$$Y = A \sin(\omega t + \varphi_0) \sin \beta ,$$

где β – угол вибрации, A, ω – амплитуда и частота колебаний рабочего органа. Схема движения частицы приведена на Рис. 1

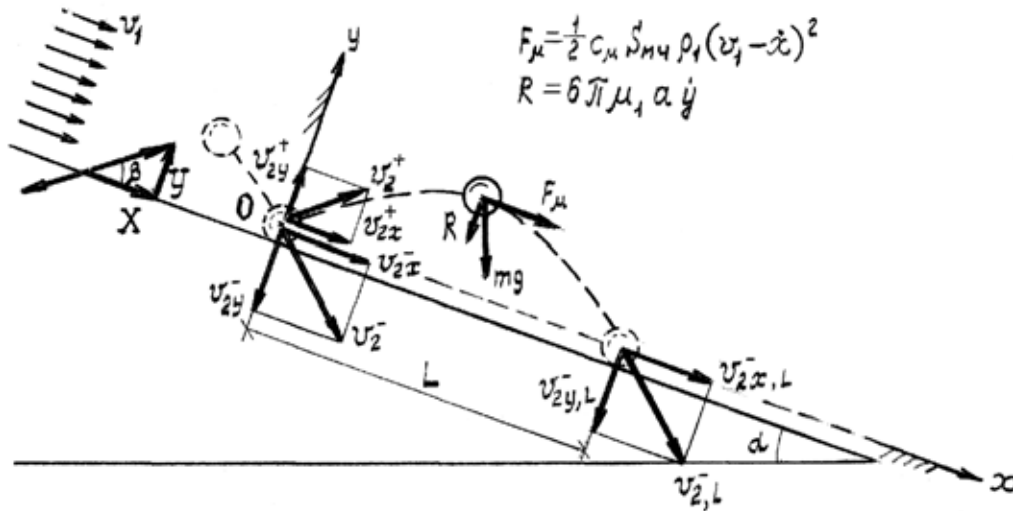


Рис. 1. – Схема движения частицы с регулярным подбрасыванием в потоке сжатого воздуха по наклонной поверхности вибрирующего рабочего органа ВПМ.

Уравнения полета частицы в потоке сжатого воздуха

$$m\ddot{x} = mg \sin \alpha + S_{m.ch} c_{\mu} \rho_1 (v_1 - \dot{x})^2 / 2 ;$$

$$m\ddot{y} = -mg \cos \alpha - 6\pi\mu_1 a \dot{y}$$

($S_{m.ch}$ – площадь миделя частицы; ρ_1, μ_1, v_1 – плотность, вязкость и скорость воздуха) с граничными условиями

$$x = y = t = 0, \quad \dot{x} = v_{2x}^+, \quad \dot{y} = v_{2y}^+ ;$$

$$t = T = \frac{2\pi}{\omega} q, \quad x = L, \quad y = 0, \quad \dot{x} = v_{2x,L}^-, \quad \dot{y} = v_{2y,L}^- ,$$

(-, + : до и после удара, q – кратность периода полета периоду колебаний рабочего органа), условиями переключения (в относительном движении)

$$(v_{2y}^+)_{отн} = -R(v_{2y}^-)_{отн} ; \quad (v_{2x}^+)_{отн} = (1-\lambda)(v_{2x}^-)_{отн} ,$$

где λ – коэффициент мгновенного трения [1], условиями периодичности

$$v_{2y,L}^- = v_{2y,0}^- \equiv v_{2y}^-; \quad v_{2x,L}^- = v_{2x,0}^- \equiv v_{2x}^-$$

(0 – точка отрыва, L – точка падения) и законом колебаний рабочего органа, образуют математическую модель периодического движения частиц. Уравнения полета интегрируются в замкнутом виде независимо друг от друга.

Условия переключения для поперечных движений, вместе с выражениями закона колебаний рабочего органа, позволяют определить начальную фазу φ_0

$$\cos \varphi_0 = (v_{2y}^+ + Rv_{2y}^-) / ((1 + R)A\omega \sin \beta),$$

которая с помощью условий переключения для продольных движений синхронизирует продольные и поперечные движения, а также полетные этапы периодического режима движения частицы с гармоническими колебаниями рабочего органа машины. Значения продольной скорости частицы до и после удара о поверхность рабочего органа v_{2x}^- , v_{2x}^+ определяются из двух уравнений, одно из которых – условие переключения для v_{2x} , а второе – находится из первого интеграла первого уравнения полета для $t = T$ (T – период движения). После исключения v_{2x}^+ из этих уравнений получено разрешающее квадратное уравнение относительно v_{2x}^- , а затем определяется и v_{2x}^+ .

Из второго интеграла первого дифференциального уравнения полета получено выражение для дальности одного этапа полета

$$L = v_1 T - \frac{1}{N} \ln \frac{\cos \left\{ T \sqrt{A'N} + \arctg \left[(v_{2x}^+ - v_1) \sqrt{N/A'} \right] \right\}}{\cos \left\{ \arctg \left[(v_{2x}^+ - v_1) \sqrt{N/A'} \right] \right\}},$$

где $A' = g \sin \alpha$, $N = 3\rho_{1,a}^0 \tilde{p} / (16a\rho_2^0)$, $\rho_{1,a}^0$ – плотность воздуха при атмосферном давлении, a , ρ_2^0 – радиус эквивалентной сферической частицы и плотность сыпучего материала, \tilde{p} – давление воздуха в атмосферах ($\tilde{p} = p / p_a$).

Средняя скорость движения частиц определяется по формуле

$$v_{2,sp} = L / T.$$

Амплитуда колебаний рабочего органа определяется из выражения для коэффициента уровня вибрации

$$\Gamma = A\omega^2 \sin \beta / (g \cos \alpha),$$

а Γ находится как среднее арифметическое значений этого параметра для нижней границы режима с подбрасыванием и верхней границы устойчивости такого режима [1].

Построенные на основе формулы для $v_{2, \text{ср}}$, графические зависимости средней скорости вибропневмотранспортирования от параметров a , v_1 , ω , A являются технологическими характеристиками ВПМ (см. Рис. 2, 3, 4).

Достоверность полученных закономерностей подтверждается результатами эксперимента [2], проведенного на полигоне ИГТМ НАНУ с достаточным числом измерений таким, что относительная погрешность измерений с вероятностью 0,95 не превышает 15 % и сходимость результатов теоретических исследований и полигонных испытаний выполняется с погрешностью не превосходящей 15 – 20 %. Для расчета характеристик разработаны алгоритм и программа [3].

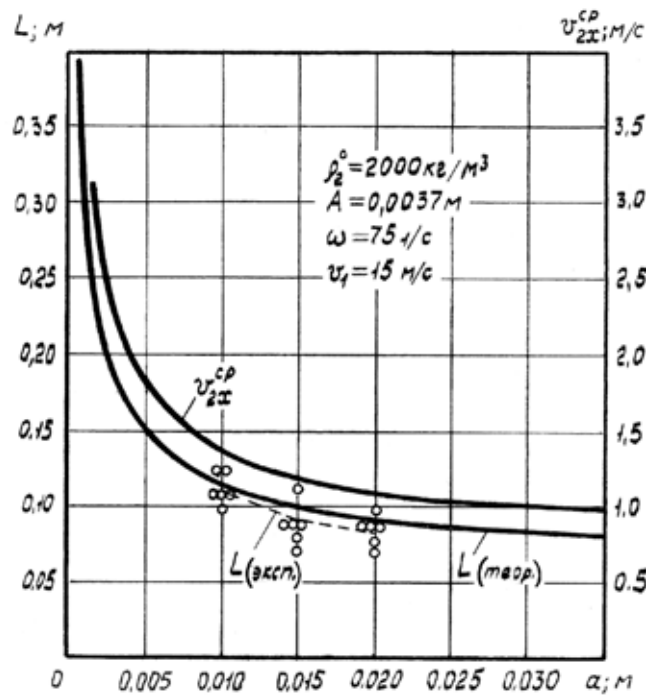


Рис. 2. – Зависимость длины участка полета частицы между двумя последовательными соприкосновениями с поверхностью рабочего органа (L) и средней скорости движения частиц (v_{2x}^{cp}) от эквивалентного радиуса частицы (a).

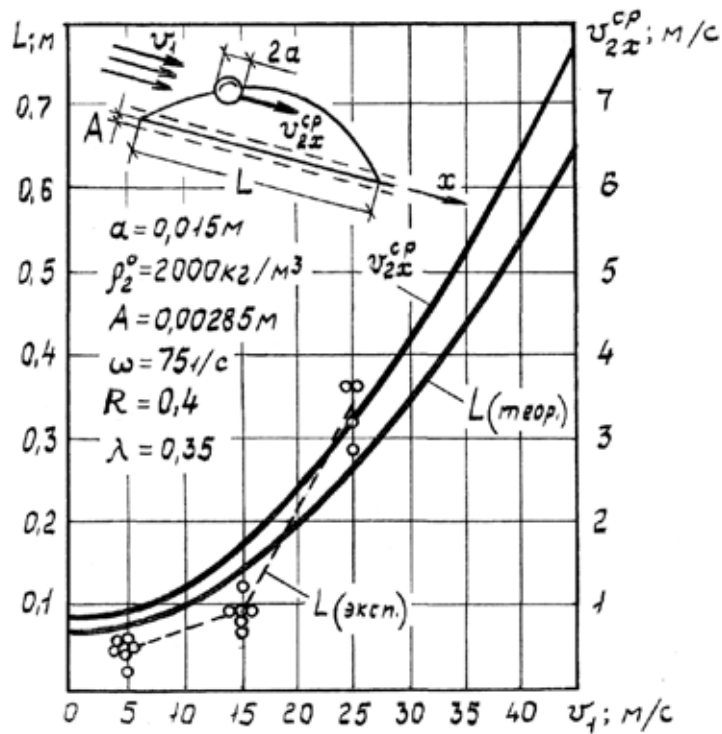


Рис. 3. Зависимость длины участка полета частицы между двумя последовательными соприкосновениями с поверхностью рабочего органа (L) и средней скорости движения частиц (v_{2x}^{cp}) от скорости воздушного потока (v_1).

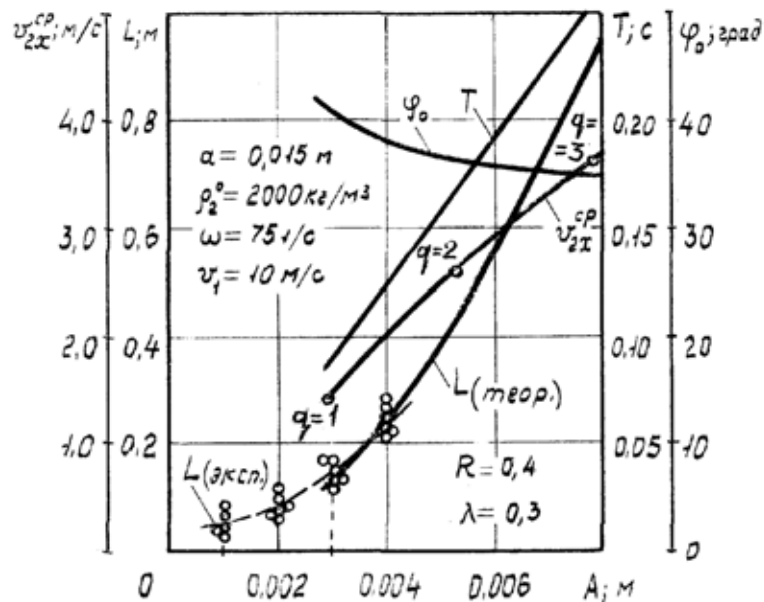


Рис. 4. — Зависимость длины участка полета и времени полета частицы между двумя последовательными соприкосновениями с поверхностью рабочего органа (L , T), средней скорости движения частиц (v_{2x}^{cp}) и начальной фазы колебаний рабочего органа (φ_0) от амплитуды колебаний рабочего органа (A).

К динамическим характеристикам ВПМ относятся амплитудно-частотная и частотно-силовая кривые, а также зависимости жесткостей упругих элементов машины, резонансной частоты и критической частоты сдвига машины от амплитуды допускаемого усилия в приводе.

Эти характеристики получены в результате анализа математических моделей собственно ВПМ.

Вибрационнопневматическая машина представляет собой двухмассную динамическую систему, состоящую из рабочего органа и станины (рамы) с упругими элементами (c_{12} , c_2) [5]. Эксцентриковый привод также может содержать упругий элемент (c_{01}). Принципиальная схема машины приведена на Рис. 5.

С помощью алгоритма Лагранжа составлены дифференциальные уравнения колебаний масс машины и получены выражения собственных (резонансных) частот системы, которая в случае $c_2 = 0$ относится к классу полуопределенных [4].

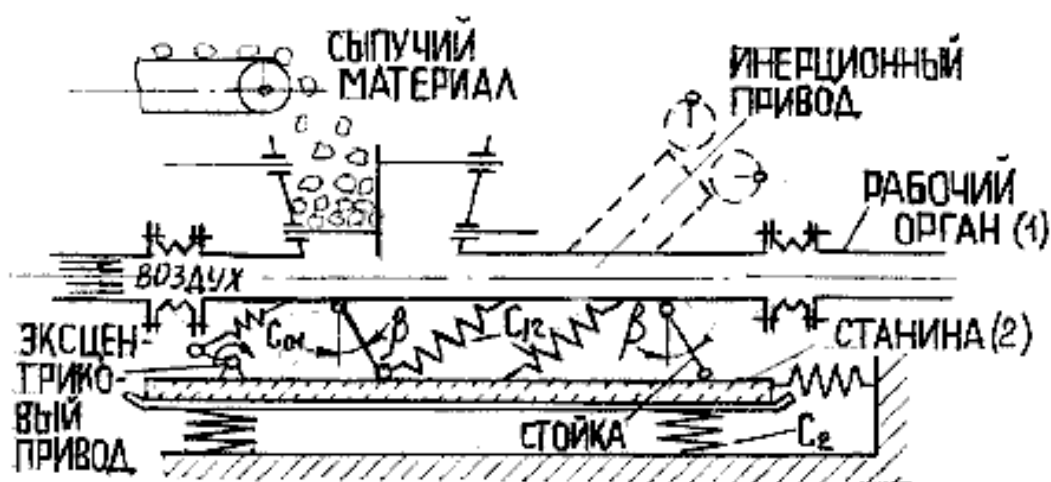


Рис. 5. – Принципиальная схема вибропневмотранспортной машины

Если станина не закреплена, то при работе машины она может перемещаться, что недопустимо по условиям эксплуатации ВПМ. В действительности, когда работа происходит в дорезонансном режиме и возмущающая частота ниже некоторого уровня, то колебания станины подавляются весом машины и машина работает как одномассная. Амплитудно-частотная характеристика и частотно-силовые характеристики, которые представляют собой зависимости амплитуды пускового усилия, нормальной реакции в основании машины (N) и запаса силы трения против сдвига машины (ΔF) от частоты колебаний рабочего органа для упругого и жесткого эксцентрикового привода приведены на рис. 6. Из условия не превышения амплитудой сдвигающей силы – величины силы трения (по Кулону) в основании машины – определено значение критической частоты возмущающего воздействия (см. Рис. 7)

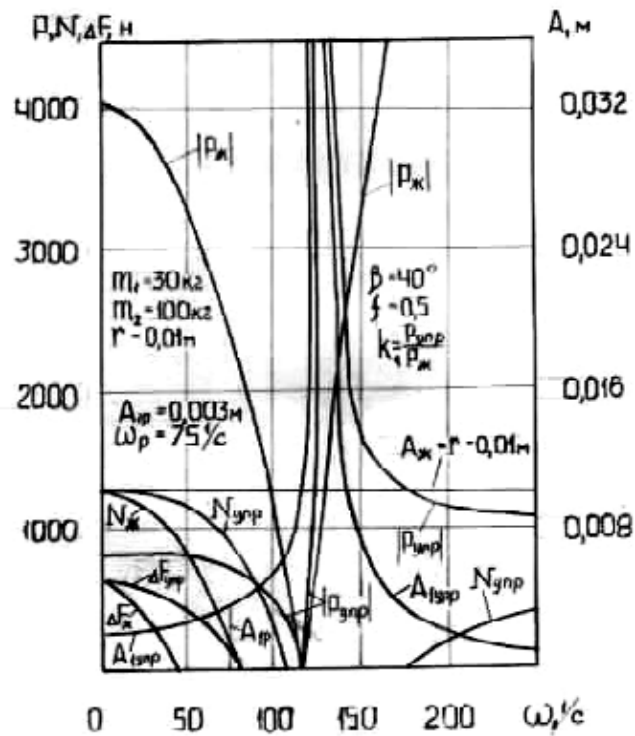


Рис. 6. – Амплитудно-частотная и частотно-силовые характеристики вибропневмотранспортных машин с упругим и жестким эксцентриковым приводом.

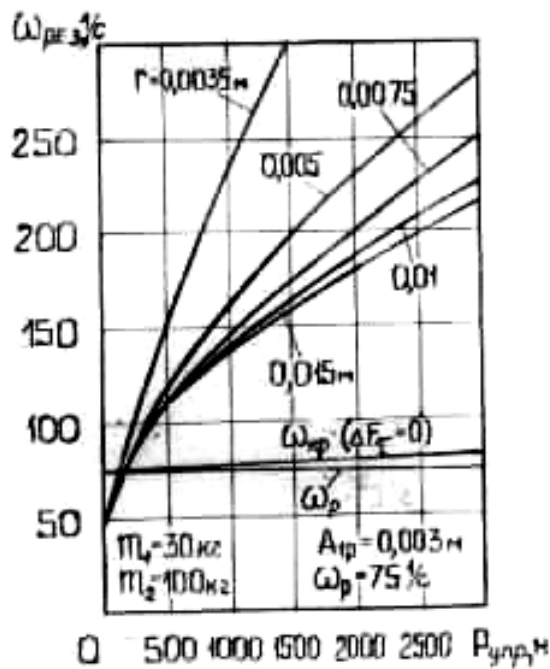


Рис. 7. – Зависимость резонансной частоты и критической частоты сдвига вибропневмотранспортной машины от величины амплитуды пускового усилия в упругом эксцентриковом приводе при различных значениях эксцентриситета.

$$\omega_{\text{кр,сдв}}^2 = \frac{\omega_p^2}{1 - \left[\frac{1}{A_{1p}} - \frac{m_1 \omega_p^2}{(m_1 + m_2)} \left(\sin \beta + \frac{\cos \beta}{f} \right) \right] \frac{[P]}{c_{12}}},$$

где A_{1p} , ω_p – рабочая амплитуда и частота ВПМ, $[P]$ – допустимая величина амплитуды пускового усилия в приводе, f – коэффициент трения (по Кулону), β – угол наклона к горизонту осей упругих элементов c_{12} . Аналогично определяется критическая частота из условия необращения в нуль нормальной реакции в основании машины. Зависимость резонансной частоты ($\omega_{\text{рез}}$) от величины амплитуды пускового усилия ($P_{\text{упр}}$) в упругом эксцентриковом приводе при фиксированных значениях рабочей частоты и амплитуды (ω_p , A_p) для различных значений эксцентриситета (r) приведены на рис. 7.

Сравнительный анализ работы ВПМ с жестким и упругим эксцентриковым приводом показывает, что при фиксированных значениях рабочих параметров (A_p , ω_p) отношение пускового усилия в упругом приводе к соответствующему в жестком, с увеличением допускаемого усилия в приводе $[P]$, возрастает при малых значениях $[P]$ тем интенсивнее, чем меньше эксцентриситет (r) привода (см. Рис. 8).

Исходя из выражения для амплитуды пускового усилия в упругом приводе

$$|P_{\text{упр}}|_{\omega=0} = c_{01} c_{12} r / (c_{01} + c_{12})$$

и выражения расчетной амплитуды в дорезонансном режиме работы как одно-массной машины

$$A_{1p} = \frac{c_{01} r}{c_{01} + c_{12} - m_1 \omega_p^2}$$

с учетом того, что $P_{\text{упр}}(\omega=0) = [P]$, получено для заданных рабочих значений A_{1p} , ω_p выражение для жесткости упругих элементов между рабочим органом и станиной в зависимости от допускаемого усилия в приводе:

$$c_{12} = \frac{1}{2} \left[\frac{[P]}{A_{1p}} + m_1 \omega_p^2 + \sqrt{\left(\frac{[P]}{A_{1p}} + m_1 \omega_p^2 \right)^2 - \frac{4}{r} [P] m_1 \omega_p^2} \right]$$

Аналогично записывается выражение $c_{01}([P])$.

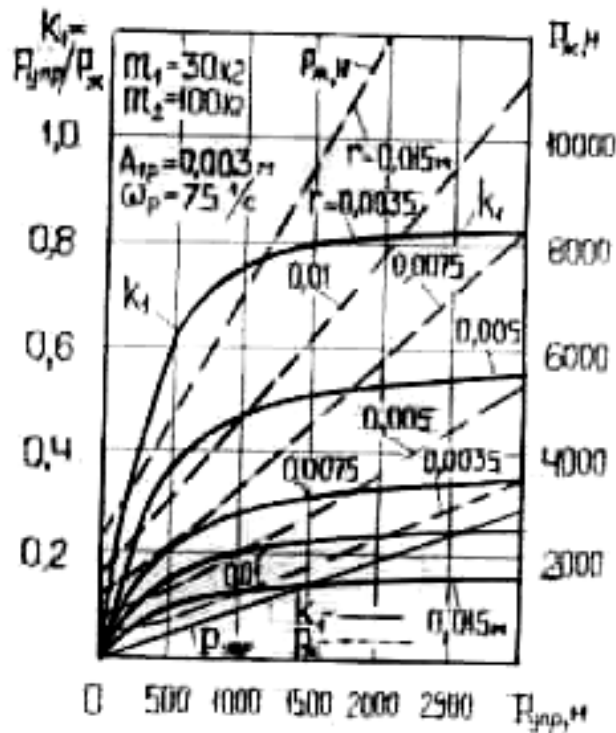


Рис. 8. – Зависимость отношения амплитуд пусковых усилий в упругом и жестком эксцентрикном приводе $\left(k_1 = \left| \frac{P_{\text{упр}}}{P_{\text{ж}}} \right|_{\omega=0} \right)$ от величины амплитуды пускового усилия в упругом эксцентрикном приводе $\left(\left| P_{\text{упр}} \right|_{\omega=0} \right)$ при различных значениях эксцентриситета (r).

Графические зависимости c_{01} ($[P]$), c_{12} ($[P]$), построенные с помощью полученных формул, показывают, что c_{01} интенсивно возрастает с уменьшением эксцентриситета (r) при увеличении $[P]$, тогда как c_{12} слабо зависит от r (см. Рис. 9). При малой величине допускаемой нагрузки в приводе ($\sim 500 \text{ Н}$) жесткость элемента привода c_{01} может быть больше чем c_{12} .

Аналогичные графические зависимости от $[P]$ получены для резонансной частоты $\omega_{\text{рез}}$ и критической частоты сдвига машины по основанию $\omega_{\text{кр}}$, сдв (см. Рис. 7).

Вышеописанные зависимости являются динамическими характеристиками ВПМ, с помощью которых можно провести расчет всех основных конструктивных и динамических параметров машины. Для расчета динамических характеристик разработаны алгоритм и программа вычислений. Аналогичным образом могут быть получены характеристики ВПМ с инерционным приводом.

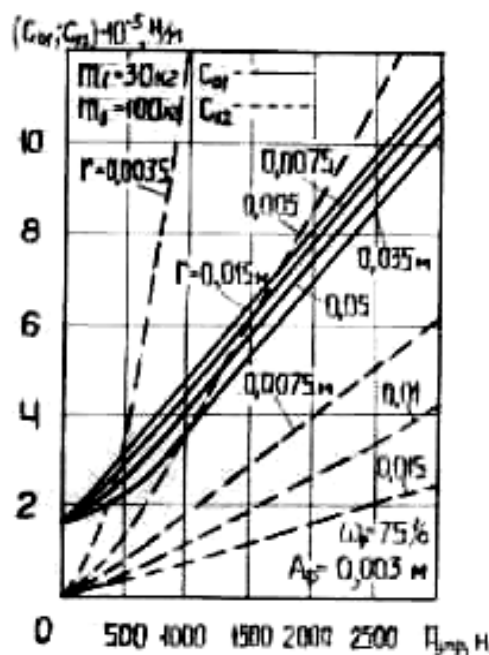


Рис. 9 – Зависимость жесткости основных упругих элементов вибропневмотранспортной машины (с12) и упругих элементов эксцентрикового привода (с01) от величины амплитуды пускового усилия в упругом эксцентриковом приводе $P_{упр}$ ($\omega = 0$) при различных значениях эксцентриситета.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Блехман И.И., Джанелидзе Г.Ю. Вибрационное перемещение. – М.: Наука, 1964. – 412 с.
2. Волошин А.И., Пономарев Б.В. Механика пневмотранспортирования сыпучих материалов. – Киев.: Наук. думка, 2001. – 519 с.
3. Волошин А.И., Пономарев Б.В. Алгоритмы и программы для расчета вибропневмотранспортных систем. – Киев: Наук. Думка, 2002. – 134 с.
4. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. – М.: Машиностроение, 1967. – 316 с.
5. Потураев В.Н., Франчук В.П., Червоненко А.Г. Вибрационные транспортирующие машины. – М.: Машиностроение, 1964. – 272 с.

УДК 622.411.33:533.17

Н.В. Жикаляк

НОВЫЙ ПОКАЗАТЕЛЬ ГАЗОНОСНОСТИ ПЕСЧАНИКОВ

Запропоновано новий показник, який відображає газоемкісні властивості пісковиків. Подано результати дослідження парних кореляційних зв'язків нового показника з існуючими.

NEW PARAMETER PRESENCE OF GAS SANDSTONES

The new parameter displaying presence of gas properties sandstones is offered. The results of researches of pair correlation connections of a new parameter with existing are submitted.

В новое тысячелетие Украина вошла с острым дефицитом энергоносителей, вызванным ограниченностью их запасов и недостаточностью объемов добычи по сравнению с потреблением. Для внутренних нужд нам нужно около 80 млрд. м³ газа в год, а добыча природного газа составляет всего около 18 млрд. м³ [1].