

Г.Н. Агальцов, инженер, мл. научн. сотр.
(ИГТМ НАН Украины)

СИСТЕМА ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ВИХРЕВЫХ СМЕСИТЕЛЕЙ АГЛОФАБРИК. СТРУКТУРНЫЕ ИЗМЕНЕНИЯ В ПРОЦЕССЕ ДЛИТЕЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Аннотация. В статье рассматривается влияние вибрации на железобетонные перекрытия и структурную устойчивость резиновых виброизоляторов вихревых смесителей аглофабрик.

Ключевые слова: виброизоляция, старение, ползучесть

G.N. Agaltsov, Engineer, Junior Researcher
(IGTM NASU)

SYSTEM OF VIBRATION INSULATION OF SWIRL MIXERS OF SINTERING PLANTS. STRUCTURAL VARIATIONS IN THE COURSE OF DURABLE MAINTENANCE

Abstract. In paper agency of vibration on reinforced-concrete floorings and structural stability of rubber vibroinsulators of vortex blending machines of sintering plants is observed.

Keywords: Vibration insulation, strain ageing, creeping

Виброизоляции тяжёлых горных машин посвящено ряд работ [1-7]. Ниже рассматривается влияние вибраций на структурные изменения элементов системы виброизоляции: резиновых виброизоляторов и железобетонных перекрытий аглофабрик. Несмотря на то, что эти проблемы рассматриваются отдельно, их взаимное коллективно-функциональное влияние хорошо просматривается при длительно действующих вибрациях, например при эксплуатации смесителей на протяжении 10-16 лет.

Влияние вибраций на структурную устойчивость резиновых виброизоляторов

Вопросы устойчивости являются наиболее сложными и актуальными в инженерной практике. Усложнение новой техники, экстремальные условия её эксплуатации, уменьшение коэффициентов запаса прочности и снижение металлоёмкости изделий выдвигают задачу создания «живучих» конструкций, способных нести нагрузки при повреждении отдельных деталей. Живучими должны быть как элементы конструкции, так и механическая система в целом. Отказы деталей машин связаны, как показала практика, с разрушениями (статическими, малоцикловыми и усталостными). Под разрушением понимается состояние тела на заключительной стадии деформирования (с макротрещиной), либо процесс накопления повреждений от действия нагрузки, который приводит к старению резины.

При длительном старении резины под действием циклических нагрузок экспериментально наблюдается потеря структурной устойчивости массива резины. В резине, как и в других материалах, изначально имеются нарушения структуры, так называемые дефекты структуры – микро- и макропоры, трещины, пустоты, газовые и инородные включения. При длительной эксплуатации они ведут к не-

однородности полей напряжений, к образованию локальных очагов разрушения и, в конечном итоге, к потере устойчивости элементов и их разрушению.

Для исследуемых резинометаллических элементов, испытывающих деформации сжатия от действующего оборудования стоит задача не потери устойчивости формы равновесия (задача Эйлера), а утрата самого свойства равновесия – потеря несущей способности. Для них потеря устойчивости не означает, как правило, и потери несущей способности, такие элементы и после выпучивания материала продолжают воспринимать действующие нагрузки. Задача стоит в исследовании внутренней структурной неустойчивости резинового массива при длительно действующих статических нагрузках (большое статическое поджатие) и динамических нагрузках.

Основными причинами потери структурной устойчивости элементов являются старение и ползучесть материала при длительно действующих нагрузках.

В соответствии с [1, 2] при старении и длительной ползучести происходит локальное перераспределение структуры резины (термодинамические параметры неоднородны вследствие неоднородности полей напряжений), что приводит к появлению зон (очагов) с большим изменением структуры материала. При этом внешняя активная среда (повышенные температуры, щёлочи и т.д.) способствуют изменению поверхностного слоя резины – появлению и развитию трещин.

При длительном старении резины под нагрузкой (квазистатической, динамической или комбинированной) наблюдается явление, которое можно назвать структурной неустойчивостью. Суть его в следующем: резиновый элемент, высота которого H_p меньше его диаметра D_p ($H_p < D_p$) и незначительной относительной деформацией сжатия (порядка $\varepsilon < 10\div 15\%$) – т.е. о потере геометрической неустойчивости по Эйлеру речь не идёт – со временем длительной эксплуатации теряет устойчивость, что визуально выражается в изменении его геометрической формы: в цилиндрических резинометаллических элементах, например, наблюдается перекося верхней пластины по отношению к нижней и выпучивание резинового массива.

Рассмотрим конкретный пример. Система виброизоляции вихревых смесителей линий АГ и ВГ смесительного отделения аглофабрики ЦПО-2 Северного горно-обогатительного комбината (СевГок, г. Кривой Рог). Смеситель устанавливался на резинометаллических элементах (рис. 1) типа ОП-180 (высота $H_p = 100$ мм, диаметр $D_p = 180$ мм; резина типа 2959).

В рабочем режиме (при наличии системы виброизоляции) параметры нагружения резиновых элементов были следующие:

- масса колеблющихся частей на один элемент примерно – 1400 кг;
- амплитуда колебаний корпуса вибросмесителя – 0,035 мм;
- частота колебаний – 14 Гц;
- жёсткость одного элемента – 1,46 МН/м²;
- количество элементов в опорной части системы виброизоляции – 26;
- нагрузка на все элементы примерно одинаковая.

После 16 лет непрерывной эксплуатации наблюдалось интенсивное старение резины: модуль сдвига увеличился примерно на 60-70 %; коэффициент диссипации уменьшился примерно на 450-500 %. Наблюдалась коррозия металлической арматуры, незначительное отслоение резины от металла, появление одиночных усталостных трещин длиной (5-10) мм; поверхность резины имела вид «слоновой кожи» за счёт налипания частиц перерабатываемого сырья.

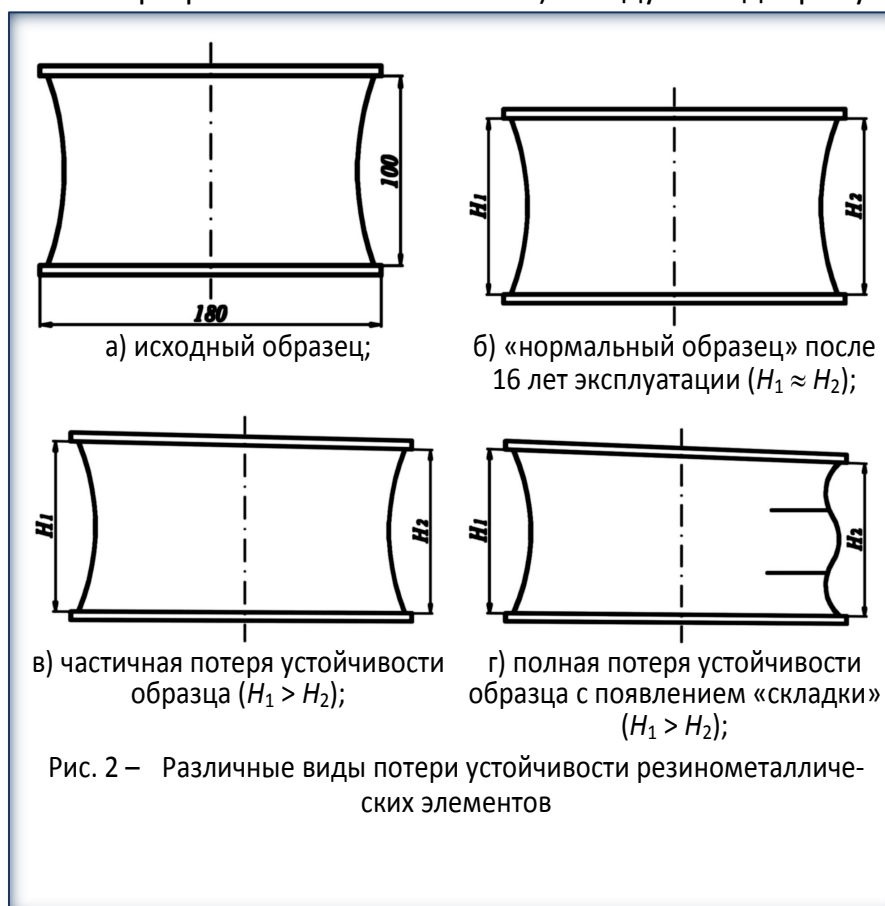


Рис. 1 – Внешний вид виброизоляторов после длительной эксплуатации

Наблюдалась также необратимая деструкция резинового массива: высота элемента уменьшилась на (5-8) % и после снятия нагрузки не восстанавливалась; соответственно диаметр элемента несколько увеличился, что не противоречит принципу неизменности объёма массива (коэффициент Пуассона резины марки 2959 $\nu = 0,498$). Здесь уместно говорить о «пластической деформации», но с одной оговоркой: «пластическая деформация» могла наблюдаться лишь в локальных объёмах резины.

В некоторых элементах (не более 15 %) наблюдалась потеря устойчивости резинового массива (см. рис. 2, в, г); в элементе на рис. 2, г наблюдалось также выпучивание резинового массива без видимых усталостных трещин на поверхности и в массиве (исследовались при расчленении элемента). Следует подчеркнуть,

что условно-равновесный модуль сдвига и коэффициент диссипации энергии такого элемента отличались от таких же величин, получаемых при испытании элементов «нормального типа» (рис. 2, б): модуль сдвига был на (15-20) % больше, а коэффициент диссипации на (40-50) % меньше. Это свидетельствует о том, что в элементе (рис. 2, г) происходило большее изменение структуры материала, что и при-



вело к потере устойчивости под нагрузкой.

Влияние вибраций на железобетонное перекрытие

Экспериментальные исследования систем виброизоляции проводились в условиях цеха изготовления окатышей ЦПО-2 СевГОКа (г. Кривой Рог). Четыре вихревых смесителя типа ВС-260 с резиновыми виброизоляторами устанавливались на перекрытии в корпусе окомкования на отметке +9,35 м. Перекрытие имело в плане размеры 18×24 м, толщиной 0,35 м и было выполнено из железобетона. Перекрытие по периметру опиралось на двутавровые балки.

Результаты обследования состояния перекрытия институтом ПромстройНИИпроект [3] показали, что величина колебаний перекрытия достигла 0,22 мм на частоте 15 Гц. Отмечено, что повышенные колебания перекрытия определялись собственными частотами колебаний опорных балок, для которых они находятся в пределах (14,8÷15,2) Гц.

Результаты исследований институтов ИГТМ НАН Украины и НИИБТГ позволили заключить следующее [4]:

- причиной повышенных величин вибраций перекрытия в зоне разгрузки вихревых смесителей является неравномерность транспортирования и разгрузки материала из барабана в связи с неравномерным расположением лопаток на роторе барабана;
- повышенные вибрации перекрытия в диапазоне частот (11÷22) Гц определяются совпадением отдельных составляющих собственных колебаний перекрытия с частотами вынужденных колебаний смесителя;
- в результате длительной эксплуатации перекрытия в режиме повышенных вибраций оно перестало быть монолитным, а в зоне расположения редуктора частично потеряло свою прочность из-за наличия остатков масла, которое попадает на перекрытие в зоне расположения редуктора; в целом это привело к изменению структуры его материала и, безусловно, к изменению прочности.

Перекрытие может быть представлено в виде пластины размером 18×24 м с опиранием по периметру.

Частоты собственных колебаний можно найти по формуле [5]

$$\omega = \frac{K_n^2}{a^2} \sqrt{\frac{D}{m_n}}, \quad (1)$$

где $\omega = 2\pi f$;

D – цилиндрическая жёсткость пластины, Н·м;

$K_n^2 = \pi^2 \lambda$;

a – размер большей стороны пластины, м;

$$\lambda^2 = G_x^4 + \frac{a^4}{b^4} G_y^2 + 2 \frac{a^2}{b^2} [v H_x H_y + (1-v) J_x J_y]; \quad (2)$$

m_n – поверхностная масса пластины, кг/м²;

G, H, J – жёсткостные и инерционные характеристики пластины по осям ОХ и ОУ.

Из выражений (1) и (2) следует

$$f_{mn} = \frac{\pi\lambda}{2a^2} \sqrt{\frac{D}{m_n}} = \frac{1,57\lambda}{a^2} \sqrt{\frac{D}{m_n}}, \quad (3)$$

где $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$;

E – модуль упругости материала пластины, Н/м²;

h – толщина пластины, м.

Для низших форм колебаний mn ($m = 2$ и $n = 2$) имеем

$$f_{m=2, n=2} = 1,57 \left(\frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} \right) \sqrt{\frac{D}{m_n}},$$

где b – размер меньшей стороны пластины, м.

Расчёт показывает, что для железобетонной пластины размерами 18×24 м и толщиной 0,3 м

$$f_{m=2, n=2} \geq 0,01 \text{ Гц,}$$

а для пластин размерами 6×18 м и толщиной 0,3 м

$$f_{m=2, n=2} \geq 0,05 \text{ Гц.}$$

Если учесть, что со стороны привода перекрытие нагружено комплектами приводных двигателей, редукторов и лопаток, а со стороны разгрузки материала – свободное и образует консоль, то низшие формы собственных частот колебаний отдельных участков перекрытия в этой зоне могут находиться в диапазоне 1÷5 Гц.

Исследования, проведённые ИГТМ НАН Украины, при жёсткой установке вихревых смесителей на железобетонном перекрытии показали, что величины смещений перекрытия достигали (амплитуда колебаний) 0,17÷0,22 мм на частоте 12 Гц, что в 1,7÷3,7 раза выше предельно-допустимых амплитуд для перекрытия и в 6,1÷7,8 раза для обслуживающего персонала.

При выборе параметров виброизоляторов типа ОП-180 учитывалось то, что они имеют собственную частоту колебаний не ниже 75 Гц и пониженную вертикальную жёсткость до 1,2 МН/м.

Оценка эффективности системы виброизоляции при установке источника вибрации на систему с распределёнными параметрами (перекрытие) выполнена в соответствии с [6].

Для низких частот $f \leq \frac{\pi}{2a} \sqrt{\frac{D}{M_1}}$

$$\Delta L_v = 10 \cdot \lg \left[\frac{(1-Z_1^2)^2 (1-Z_3^2)^2}{(1-Z_2^2)} + \eta^2 \right] - 10 \cdot \lg(1 + \eta^2), \quad (5)$$

где D – цилиндрическая жёсткость пластины;

M_1 – поверхностная масса пластины;

$$Z_1 = \frac{\omega_1}{\omega_0}; \quad Z_2 = \frac{\omega_2}{\omega_0}; \quad Z_3 = \frac{\omega_3}{\omega_0}; \quad \omega = 2\pi f;$$

$$\omega_1^2 = \omega_3^2 = (2\pi f_{1,3})^2 = \frac{1}{2} \left(\frac{K_0}{M_2} + \frac{K_0}{M_1} + \frac{K_1}{M_1} \right) \pm \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{K_0}{M_2} + \frac{K_0}{M_1} + \frac{K_1}{M_1} \right)^2 - \frac{K_0 \cdot K_1}{M_2 \cdot M_1}}; \quad (6)$$

$$\omega_2^2 = (2\pi f_2)^2 = \frac{K_1}{M_2 + M_1}; \quad f_1 < f_2 < f_3; \quad (7)$$

f_1, f_2 – резонансные частоты двухмассной системы;

f_3 – антирезонансная частота;

M_2 – масса возбудителя колебаний;

M_0 – масса виброизоляторов.

Для $f = f_1; f = f_2$ – условия резонанса

$$\Delta L_v = -10 \cdot \lg \left(1 + \frac{1}{\eta^2} \right). \quad (8)$$

Для $\omega > 3\omega_3$

$$\Delta L_v = 40 \cdot \lg f / f_0,$$

где

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K(M_1 + M_2)}{M_1 \cdot M_2}}. \quad (9)$$

Для $0,11 \cdot \sqrt{K_0/M_0} \leq f \leq (0,11/\eta) \sqrt{K_0/M_0}$

$$\Delta L_v = 40 \cdot \lg \frac{f}{f_0} + 10 \cdot \lg \frac{M_2}{M_0} - 20 \cdot \lg \left(1 + \frac{M_2}{M_1} \right) - 3, \quad (10)$$

где $f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_0}{M_2}}$.

Результаты испытаний систем виброизоляции с виброизоляторами типа ОП-180 позволили получить данные виброускорений на перекрытии в различных точках вокруг вихревого смесителя (рис. 3).

В диапазоне частот (2÷8) Гц величины виброускорения во всех точках вокруг смесителя находятся в пределах (0,005÷0,015) м/с²,

в диапазоне частот (12÷20) Гц возрастают с 0,05 на площадке привода барабана и до 0,5÷0,7 – на площадке разгрузочного устройства.



Результаты исследований вибраций на площадке привода при испытаниях экспериментальных виброизоляторов типа ОП-180 показали, что в диапазоне со среднегеометрической частотой 16 Гц виброускорение на площадке барабана снижено с $5,7 \text{ м/с}^2$ до $0,3 \text{ м/с}^2$, а на площадке разгрузки смесителя, где вибрации максимальные, вибрация уменьшилась с $8,5 \text{ м/с}^2$ до $0,7 \text{ м/с}^2$.

Выводы

1. Система виброизоляции вихревых смесителей с применением резиновых виброизоляторов является эффективной [7].

2. Наблюдаемое экспериментально явление структурной неустойчивости резинового массива при его длительном динамическом нагружении имеет следующие причины:

- изменение структуры вследствие технологических факторов: неравномерность структуры (а, следовательно, полей напряжений и температур) вследствие перевулканизации верхних слоёв резины, недовулканизации объёма резины и т.д.;
- изменение структуры вследствие длительного старения, процессов структурирования и деструкции резины (протекают одновременно); термодинамические параметры резины будут неоднородны вследствие неоднородности полей напряжений и температур, что приводит к появлению локальных очагов разрушения и, следовательно, локальных объёмов резины с изменённой структурой;
- изменение структуры вследствие длительной динамической ползучести резины под нагрузкой, что приводит к появлению необратимых «пластических деформаций».

Все эти факторы, как правило, проявляются в резиновом массиве в их коллективно-функциональном взаимодействии и в целом приводят к потере структурной устойчивости резинового массива.

Следует подчеркнуть, что в массивных резиновых элементах, в которых и наблюдалось это явление, структурная неустойчивость проявляется либо при больших динамических напряжениях и высокой температуре диссипативного разогрева (интенсивное старение резины происходит в течение 1000-8000 часов циклического нагружения), либо вследствие умеренных напряжений и длительном старении (например, после 10 лет эксплуатации). Особо следует подчеркнуть, что структурная неустойчивость резины может определяться также сочетанием динамической нагрузки и активностью влияния внешней среды (например, горячая жидкость с высоким рН) [1].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Прикладная механика упругонаследственных сред: В 3-х томах. – Т. 1. Механика деформирования и разрушения эластомеров / А.Ф. Булат, В.И. Дырда, Е.Л. Звягельский, А.С. Кобец. – Киев: Наук. думка, 2011. – 568 с.
2. Исследование структурной устойчивости резиновых элементов тяжелых машин / В.И. Дырда, Н.И. Лисица, Т.Е. Твердохлеб, Е.Ю. Заболотная, Ю.Н. Овчаренко, Н.В. Тымко, Г.Н. Агальцов // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. – Днепропетровск. – 2006. – Вып. 63. – С. 160-166.
3. Заключение о техническом состоянии строительных конструкций, рекомендации и технические решения по усилению поврежденных конструкций, паспорт технического состояния корпуса обжига и окомкования ЦПО-2 ОАО «Сев.ГОК», г. Кривой Рог: Отчет о НИР (заключительный) / КП «Харьковский Промстройпроект». – Харьков. – 2000. – Том 2 (договор № 2911 от 15.12.1999 г.).
4. О некоторых особенностях виброизоляции вихревых смесителей аглофабрик / В.Д. Афанасьев, В.И. Дырда, Н.И. Лисица, А.Р. Арутюнян // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. трудов / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 2005. – Вып. 60. – С. 162-168.

5. Гонткевич, В.С. Собственные колебания пластин и оболочек: Справочник / Под ред. чл.-кор. АН УССР А.П. Филиппова. – Киев: Наукова думка, 1964. – 287 с.
6. Заборов, В.И. Защита от шума и вибрации в черной металлургии / В.И. Заборов, Л.Н. Клячко, Г.С. Росин. – М.: Металлургия, 1976. – 248 с.
7. Агальцов, Г.Н. Виброизоляция вихревых смесителей аглофабрик с помощью резиновых элементов / Г.Н. Агальцов // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. трудов / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 2013. – Вып. 108. – С. 185-196.

REFERENCES

1. Bulat, A.F., Dyrda, V.I., Zvyagilskiy, Ye.L., Kobets, A.S. (2011), *Prikladnaya mekhanika uprugo-nasledstvennykh sred. Tom 1. Mehanika deformirovaniia i razrusheniia elastomerov* [Applied mechanics of elastic-hereditary media. Vol. 1. Mechanics of deforming and breaking down of elastomers], Naukova dumka, Kiev, Ukraine.
2. Dyrda, V.I., Lisitca, N.I., Tverdokhleб, T.Ye., Zabolotnaia, E.Yu., Ovcharenko, Yu.N., Tymko, N.V. and Agaltsov, G.N. (2006), Issledovanie strukturnoi ustoichivosti rezinovykh elementov tiazhyolykh mashin [Research of structural stability of rubber elements of heavy machines], *Geo-Technical Mechanics*, pp. 160-166.
3. Zacluchenie o tekhnicheskome sostoyanii stroitelnykh konstruktsii, rekomendatsii i tekhnicheskie resheniya po usileniyu povrezhdennykh konstruktsii, pasport tekhnicheskogo sostoyaniya korpusa obzhiga i okomkovaniya TCPO-2 OAO «Sev.GOK», g. Krivoi Rog: Otchet o NIR (zacliuchitelnyi) KP «Harkovskii Promstroiproekt». – Harkov. – 2000. – Tom 2 (dogovor № 2911 ot 15.12.1999 g.).
4. Afanasiev, V.D., Dyrda, V.I., Lisitsa, N.I. and Arutunian, A.R. (2005), O nekotorykh osobennostiakh vibroizoliatcii vikhrevykh smesitelei aglofabrik [About some habits of vibration insulation of whirlwind blending machines of sintering plants], *Geo-Technical Mechanics*, no 60, pp. 162-168.
5. Gontkevich, V.S. (1964) *Sobstvennye kolebaniia plastin i obolochek: Spravochnik* [Eigentones of plates and shells: Reference book], Kiev: Naukova dumka, USSR.
6. Zaborov, V.I., Cliachko, L.N. and Rosin, G.S. (1976) *Zashchita ot shuma i vibratsii v chyorno metallurgii* [Protection against noise and vibration in iron and steel industry], Moscow, USSR.
7. Agaltsov, G.N. (2013), Vibroizoliatcii vikhrevykh smesitelei aglofabrik s pomoshchyu rezinovykh elementov [Vibration insulation of whirlwind amalgamators of sinter plants by means of rubber elements], *Geo-Technical Mechanics*, no 108, pp. 185-196.

Об авторе

Агальцов Геннадий Николаевич, инженер, младший научный сотрудник отдела механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепропетровск, Украина

About the author

Agaltsov Gennady Nikolaevich, Engineer, Junior Researcher of Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, M.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Science of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine

Г.Н. Агальцов, инженер, мл. научн. сотр.
(ИГТМ НАН Украины)

К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧИ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ЛИНЕЙНЫХ СИСТЕМ С УПРУГО-НАСЛЕДСТВЕННЫМИ СВЯЗЯМИ

Аннотация. Рассматривается решение задачи вынужденных колебаний линейных систем с упруго-наследственными связями для определения параметров одномассных линейных зарезонансных систем (таких как одномассные питатели, окомкователи смесители, вихревые смесители, дробилки).

Ключевые слова: колебания, резонанс, смеситель, дробилка

G.N. Agaltsov, Engineer, Junior Researcher
(IGTM NASU)

TO THE DECISION OF A PROBLEM OF FORCED VIBRATIONS OF LINEAR SYSTEMS WITH ELASTIC-HEREDITARY CONNECTIONS

Abstract. The decision of a problem of forced vibrations of linear systems with elastic-hereditary connections which one was friend to use for definition of arguments of linear onemass overresonance systems (such as onemass feeders, pelletizers mixers, swirl mixers, granulating machines) is esteemed.

Keywords: Oscillations, resonance, mixer, grinder

Рассмотрим динамику одномассных зарезонансных систем с упруго-наследственными связями, обладающих большой диссипацией и большими линейными деформациями. Примерами таких систем могут служить одномассные горные питатели типа ВПР, окомкователи-смесители, вихревые смесители, различные дробилки, работающие в горно-металлургическом производстве. Общепринятая схема таких машин показана на рисунке 1.

Рассмотрим случай вынужденных колебаний, обусловленных внезапным приложением гармонической нагрузки

$$f(t) = a_0 \gamma'(t) \sin \omega t, \quad (1)$$

где $\gamma'(t)$ – гамма-функция.

Такая форма нагрузки приводит вследствие симметрии к совпадению скелетной кривой с осью времени. Поэтому для получения приближенного решения можно воспользоваться выражением [1]

$$y(t) = (\Omega - \Omega_1)^{-1} a_0 \int_0^t R_1(t - \tau) \sin \omega \tau d\tau. \quad (2)$$

К квадратурам типа (2) сводятся задачи, связанные с анализом переходных процессов в динамических системах с упруго-наследственными связями. В этом случае уравнение вынужденных колебаний осциллятора будет в виде

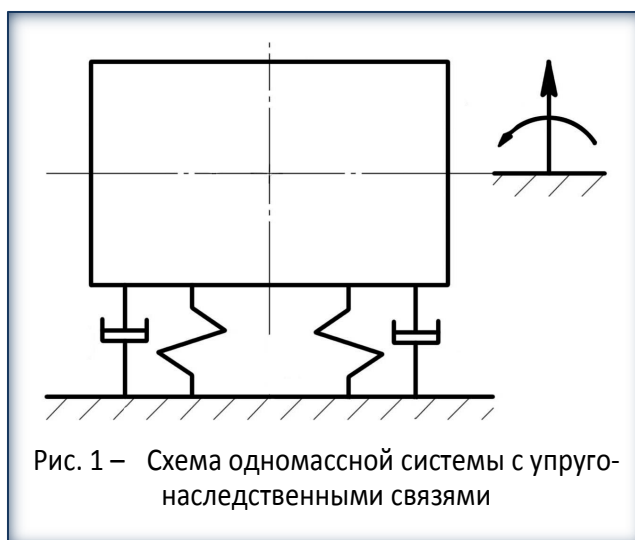


Рис. 1 – Схема одномассной системы с упруго-наследственными связями