ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГАСИТЕЛЕЙ ДЛЯ ДИССИПАТИВНОЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Дониёр Гафурович Райимов

Азиатский международный университет

Анотация. Снижение колебаний сооружений и зданий, приборов и машин, их конструкций и элементов, является важной научно-технической проблемой во многих областях строительства, судостроения, авиастроения, машиностроении и других. Демпфирование уровня колебаний позволяет значительно увеличить прочность, надежность и долговечность конструкций, улучшить технические условия их эксплуатации. В этой связи выбор методов виброзащиты и разработкаопределенияэффективных параметироввиброизолируемого объекта является одной из важнейших проблем динамики сооружений и динамики машин. Активная защита от вибраций радио-электронной аппаратуры (РЭА) на космических аппаратахи других подвижных транспортных средствах в настоящее время является актуальной задачей.В работе рассматривается задача об оптимальном выборе параметров динамических гасителей сдвумястепенями свободы.Способ подбора основан на вычислении разницы между резонансной частотой системы без гасителей и ближайшей к ней резонансной частотой системы с гасителями.Параметры гасителей выбиралисьтак, чтобы модуль этой разности был максимальным.Получены аналитические законы установившихся колебаний диссипативной механической системы с непропорциональным демпфированием при действии периодических мгновенных импульсов и импульсов конечной продолжительности одностороннего и двухстороннего направления. Определены оптимальные параметры и дана оценка эффективности многомассовых динамических гасителей колебаний (ДГК) с различными видами вязкости при вибрационных воздействиях. Показано, что частотно-независимое трение оказывает на поведение защищаемой конструкции и гасителя и на его эффективность такое же влияние, что и вязкое трение. Установлено, что наиболее целесообразноприменять гасители по вертикальной координате (по перемещению).Для каждого соотношения резонансных частот исследуемой системыпутеммоделированияеена ЭВМ можно выбрать оптимальные в указанном выше смысле параметры гасителей такие, как: трениев них, координаты установки и частота настройки.Проанализирован случай сильноразнесенных резонансных частот.Достаточным условием гашения колебаний по обеим координатам является наличие двух гасителей по перемещению, установленных в разных точках. Установлены границы изменения частот для обеспечения гашения одновременно в верхней и нижней окрестностях по отношению к резонансной частоте основной

ISSN 3030-3907

системы, а также только в верхней окрестности. При этом все резонансные частоты системы увеличиваются,или же только в нижней окрестности. Установлено, что при этом все гасители целесообразно настраивать на одну и ту же частоту. А применение более двух гасителей при сохранении их общей массы ухудшает полосу частот, в которой удается гасить колебания системы.

Ключевые слова: гаситель,резонансная частота, трение, момент, вибрация,коэффициент жесткости.

Anotatsiya. Tuzilmalar va binolar, qurilmalar va mashinalar, ularning tuzilmalari va elementlarining tebranishlarini kamaytirish qurilish, kemasozlik, samolyotsozlik, mashinasozlik va boshqa ko'plab sohalarda muhim ilmiy-texnik muammo hisoblanadi.notatsiya. Tuzilmalar va binolar, qurilmalar va mashinalar, ularning tuzilmalari va elementlarining tebranishlarini kamaytirish qurilish, kemasozlik, samolyotsozlik, mashinasozlik va boshqa knotatsiya. Tuzilmalar va binolar, qurilmalar va mashinalar, ularning tuzilmalari va elementlarining tebranishlarini kamaytirish qurilish, kemasozlik, samolyotsozlik, mashinasozlik va boshqa ko'plab sohalarda muhim ilmiy-texnik muammo hisoblanadi. Tebranish darajasining amortizatsiyasi tuzilmalarning mustahkamligi, ishonchliligi va chidamliligini sezilarli darajada oshirishi, ularning ishlashining texnik shartlarini yaxshilashi mumkin. Shu munosabat bilan tebranishdan himoya qilish usullarini tanlash va tebranadigan ob'ektning samarali parametrlarini aniqlash tuzilmalar dinamikasi va mashinalar dinamikasining eng muhim muammolaridan biridir. Kosmik apparatlarda radio-elektron apparatlar (REA) tebranishlaridan faol himoya qilish va boshqa harakatlanuvchi transport vositalari hozirgi vaqtda dolzarb vazifadir.Ishda erkinlik darajalari bilan dinamik o'chirgichlarning parametrlarini maqbul tanlash vazifasi ko'rib chiqiladi.Kosmik apparatlarda radio-elektron apparatlar (REA) tebranishlaridan faol himoya qilish va boshqa harakatlanuvchi transport vositalari hozirgi vaqtda dolzarb vazifadir.Ishda erkinlik darajalari bilan dinamik o'chirgichlarning parametrlarini maqbul tanlash vazifasi ko'rib chiqiladi.Tanlash usuli o'chirgichlarsiz tizimning rezonans chastotasi va o'chirgichli tizimning eng yaqin rezonans chastotasi o'rtasidagi farqni hisoblashga asoslangan.Söndürücü parametrlari tanlandishunday, ushbu farqning moduli maksimal bo'lishi uchun.Davriy lahzali impulslar va bir tomonlama va ikki tomonlama yo'nalishning cheklangan davomiyligi impulslari ta'sirida nomutanosib amortizatsiya bilan dissipativ mexanik tizimning barqaror tebranishlarining analitik qonunlari olingan.shbu farqning moduli maksimal bo'lishi uchun.Davriy lahzali impulslar va bir tomonlama va ikki tomonlama yo'nalishning cheklangan davomiyligi impulslari ta'sirida nomutanosib amortizatsiya bilan dissipativ mexanik tizimning barqaror tebranishlarining analitik qonunlari olingan. Optimal

ISSN 3030-3907

parametrlar aniqlandi va tebranish ta'sirida har xil turdagi yopishqoqlikka ega bo'lgan ko'p massali dinamik tebranish o'chirgichlarining (DHA) samaradorligi baholandi. Chastotaga bog'liq bo'lmagan ishqalanish himoyalangan struktura va söndürücü xatti-harakatlariga va uning samaradorligiga yopishqoq ishqalanish bilan bir xil ta'sir ko'rsatishi ko'rsatilgan. Söndürücüleri vertikal koordinatada (harakat bilan) qo'llash eng maqsadga muvofiq ekanligi aniqlandi.Söndürücüleri vertikal koordinatada (harakat bilan) qo'llash eng maqsadga muvofiq ekanligi aniqlandi.O'rganilayotgan tizimning rezonans chastotalarining har bir nisbati uchun kompyuter modellashtirishyuqorida ko'rsatilgan ma'noda söndürücülerin optimal parametrlarini tanlash mumkin, masalan: ularni mashq qilish, o'rnatisSöndürücüleri vertikal koordinatada (harakat bilan) qo'llash eng maqsadga muvofiq ekanligi aniqlandi.O'rganilayotgan tizimning rezonans chastotalarining har bir nisbati uchun kompyuter modellashtirishyuqorida ko'rsatilgan ma'noda söndürücülerin optimal parametrlarini tanlash mumkin, masalan: ularni mashq qilish, o'rnatish koordinatalari va sozlash chastotasi.Kuchli diapazonli rezonans chastotalari holati tahlil qilindi.Ikkala koordinatadagi tebranishlarni o'chirish uchun etarli shart-bu turli nuqtalarda o'rnatilgan ikkita harakatlanuvchi o'chirgichning mavjudligi. Asosiy tizimning rezonans chastotasiga nisbatan bir vaqtning o'zida yuqori va pastki mahallalarda, shuningdek faqat yuqori mahallada söndürmeyi ta'minlash uchun chastotalarni o'zgartirish chegaralari o'rnatilgan. Bunday holda,tizimning barcha rezonans chastotalari oshadi yoki faqat pastki mahallada. rezonans chastotasiga nisbatan bir vaqtning o'zida yuqori va pastki mahallalarda, shuningdek faqat yuqori mahallada söndürmeyi ta'minlash uchun chastotalarni o'zgartirish chegaralari o'rnatilgan.

Kalit so'zlar: rezonans chastotasi, ishqalanish, moment,tebranish, qattiqlik koeffitsienti.

Anotation. Reducing the vibrations of structures and buildings, devices and machines, their structures and elements is an important scientific and technical problem in construction, shipbuilding, aircraft construction, mechanical engineering and many other areas.notationnotation. Reducing the vibrations of structures and buildings, devices and machines, their structures and elements is an important scientific and technical problem in construction, shipbuilding, aircraft construction, mechanical engineering and many other areas.notation. Reduction of vibrations of structures and buildings, devices and machines, their structures and elements in construction, shipbuilding, aircraft construction, mechanical engineering and other knotation. Reducing the vibrations of structures and buildings, devices and machines, their structures and elements is an important scientific and technical problem in construction, shipbuilding, aircraft construction,

ISSN 3030-3907

mechanical engineering and many other areas.educing the vibrations of structures and buildings, devices and machines, their structures and elements is an important scientific and technical problem in construction, shipbuilding, aircraft construction, mechanical engineering and many other areas. Damping of the vibration level can significantly increase the strength, reliability and durability of structures, improve the technical conditions of their operation. In this regard, the choice of vibration protection methods and the determination of effective parameters of a vibrating object is one of the most important problems of structure dynamics and Machine Dynamics. Active protection against radio-electronic apparatus (REA) vibrations in space apparatus and other moving vehicles are currently an urgent task.The task of optimally selecting the parameters of dynamic erasers with degrees of freedom is considered in the work.Active protection against radio-electronic apparatus (REA) vibrations in space apparatus and other moving vehicles are currently an urgent task.The task of optimally selecting the parameters of dynamic erasers with degrees of freedom is considered in the work.Active protection against radio-electronic apparatus (REA) vibrations in space apparatus and other moving vehicles are currently an urgent task.The task of optimally selecting the parameters of dynamic erasers with degrees of freedom is considered in the work.Selection method without switches based on the calculation of the difference between the resonant frequency of the system and the nearest resonant frequency of the extinguishing system.Extinguisher parameters are selected as follows, so that the modulus of this difference is maximum.so that the modulus of this difference is maximum.Analytical laws of stable vibrations of a dissipative mechanical system with disproportionate depreciation under the influence of periodic momentary impulses and impulses of a limited duratiso that the modulus of this difference is maximum.Aon of one-way and two-way direction were obtained.the modulus of the shbu difference is to be maximum.Analytical laws of stable vibrations of a dissipative mechanical system with disproportionate depreciation under the influence of periodic momentary impulses and impulses of a limited duration of one-way and two-way direction were obtained. Optimal parameters were determined, and the effectiveness of multi-mass Dynamic Vibration wipers (DHA) with different types of viscosity was evaluated under the influence of vibration.ptimal parameters were determined, and the effectiveness of multi-mass Dynamic Vibration wipers (DHA) with different types of viscosity was evaluated under the influence of vibration. Frequency-independent friction has been shown to have the same effect on the protected structure and extinguisher behavior and its effectiveness as adhesive friction. It turned out that it is most advisable to apply the extinguishers in vertical coordinate (with movement).It

ISSN 3030-3907

turned out that it is most advisable to apply the extinguishers in vertical coordinate (with movement).It turned out that it is most advisable to apply the extinguishers in vertical coordinate (with movement).It turned out that it is most advisable to apply the extinguishers in vertical coordinate (with movement).For each ratio of the resonant frequencies of the system under study computer modelswhich in the sense indicated above, it is possible to select the optimal parameters of the extinguishers, for example: to practice them, it turned out that it is most advisable to apply the installers in vertical coordinate (with motion).it turned out that it is most advisable to apply the installers in vertical coordinate (with motion).For each ratio of the resonant frequencies of the system under study computer modelswhich in the sense indicated above, it is possible to select the optimal parameters of the it turned out that it is most advisable to apply the installers in vertical coordinate (with motion).For each ratio of the resonant frequencies of the system under study computer modelswhich in the sense indicated above, it is possible to select the optimal parameters of the extinguishers, for example: the frequency of their training, installation coordinates and adjustment.The state of resonant frequencies with a strong range was analyzed.A sufficient condition for extinguishing vibrations in both coordinates is the presence of two moving erasers installed at different points. In relation to the resonant frequency of the main system, frequency change limits are set to ensure extinguishing in the upper and lower neighborhoods at the same time, as well as only in the upper neighborhood.n relation to the resonant frequency of the main system, frequency change limits are set to ensure en relation to the resonant frequency of the main system, frequency change limits are set to ensure extinguishing in the upper and lower neighborhoods at the same time, as well as only in the u

Keywords: damper,resonant frequency, friction, moment, vibration,stiffness coefficient.

ВВЕДЕНИЕ

Многообразие динамических вибрационных воздействий, вызывающих резонансные явления и в результате повышенные амплитуды защишаемого объекта, требует ужесточения эксплуатационных требованийвиброзащитных систем и средств виброзащиты - пассивных и активных. Среди них особое место занимают динамические гасители колебаний (ДГК), которые представляют собой дополнительные динамические устройства, присоединяемые к защищаемой конструкции с целью изменения ее вибрационного состояния. Особое положение гасителей определяется тем, что их использование может быть предусмотрено какна

ISSN 3030-3907

стадии проектирования и создания конструкции, так и в случае выявлениянеудовлетворительных качеств конструкции уже в процессе ее эксплуатации. Одним из основных направлений зашита объектов являетсяприменение теории динамических гасителей колебанийи выбор оптимальных параметров при различных вибрационных нагрузках.

Современные измерительные приборы и точные технологические оборудованиячасто нуждаются в эффективной защите от вибраций [1–4]. Кроме того, в настоящее время существенно возросла необходимость в активной защите от вибраций научной аппаратуры на космических аппаратах [1,5], самолетах и других транспортных средствах [6,7]. Методы защиты от вибраций электронной аппаратуры (ЭА),устанавливаемой на подвижных объектах, подразделяются на пассивные,обеспечивающие виброзащиту РЭС без дополнительных источниковэнергии и активные, работающие только при дополнительном внешнемисточнике энергии [1-3].

Активные виброзащитные устройства имеют значительно большую стоимость, массу, размеры и сравнительно низкую надежность.Поэтому, для защиты ЭА от вибраций наиболее часто применяются пассивныеметоды виброзащиты. Они включают виброизоляцию, частотнуюотстройку, демпфирование колебаний, динамическое гашение колебаний иуменьшение виброактивности источникавибраций. Каждый из перечисленных способов имеет свои преимущества и недостатки.

Виброизоляция - метод вибрационной защиты посредством устройств, помещаемых между источником возбуждения и защищаемым объектом [4-6]. Действие виброизоляции сводится к ослаблению связеймежду источником и объектом. При этом уменьшаются динамическиевоздействия, передаваемые объекту. Применение виброизоляции длязащиты аппаратуры в широком диапазоне частот вынуждающихколебаний, как правило, не приводят к положительным результатам, т.к.эффективность виброизоляции на собственных частотах системвиброизоляции резко снижается [7-10]. *Частотная отстройка* - применяется для устранения резонансных колебаний. Это обычно достигается за счет повышения значений собственных частот колебаний конструкции [11], которая должна не менее чем в 1,3 и более раза превышать частоты вынуждающих колебаний. Частотную отстройку наиболее часто обеспечивают за счет увеличения жесткости конструкции путем уменьшения площади, повышения жесткости крепления, увеличением толщины и количества точек крепления основания ячейки, установкой ребер жесткости и каркасов[12-15]. Этот способ целесообразно применять когда диапазон частот

ISSN 3030-3907

действующих вибраций не превышает 300-400 Гц, в крайнем случае, 500 Гц. Было установлено, что при превышении этого диапазона устранить резонансные колебания невозможно без существенного, как правило, недопустимого, увеличения массы и габаритных размеров ячеек [16-18]. Таким образом, частотная отстройка не решает задачу устранения резонансныхколебаний ячеек аппаратуры, работающей при воздействии вибрациивширокомдиапазоне частот (свыше 500 Гц), особенно, если предъявляютсяжесткие требования к массе и габаритам конструкции.

В настоящей работе для устранения вибрациипримениются методы теории динамических гасителей. Основные результаты теории динамическихгасителей получены для случая системы с одной степенью свободы.

Рассмотрим задачу гашения колебаний динамической системы с двумя степенями свободы. Поставим при этом вопросы о необходимом числе гасителей, координатах их установки, частоте настройки и виде гасителей.

Основные критерии и постановка задачи

В качестве критерия выбора параметров предлагаем следующее. Пусть система без гасителей имела резонансные частоты ω_1 и ω_2 причем, $\omega_1^2 : \omega_2^2 = 1 : n$. После установки k гасителей по перемещению и по углу система будет иметь $2(k+1)$ резонансных частот $\omega_1', \omega_2', ..., \omega_e', ..., \omega_{2(k+1)}'$. Будем считать гашение на астоте ω_1 оптимальным, если достигается

$$M = \max \min \left|\omega_1 - \omega_e'\right| (e = 1,2,..., 2(k+1)) \qquad (1)$$

т.е. когда пики резонансной кривой системы с гасителями максимально отодвигаются от частоты. Рассмотрим подробно, как надо выбирать параметры гасителей, чтобы гашение колебаний было оптимальным, в указанном выше смысле.

Воспользуемся методом комплексных амплитуд.Пусть на рассматриваемую систему (рис.1) действует вынуждающая сила $F_0 e^{i\omega t}$ имомент $M_0 e^{i\omega t}$.

ISSN 3030-3907

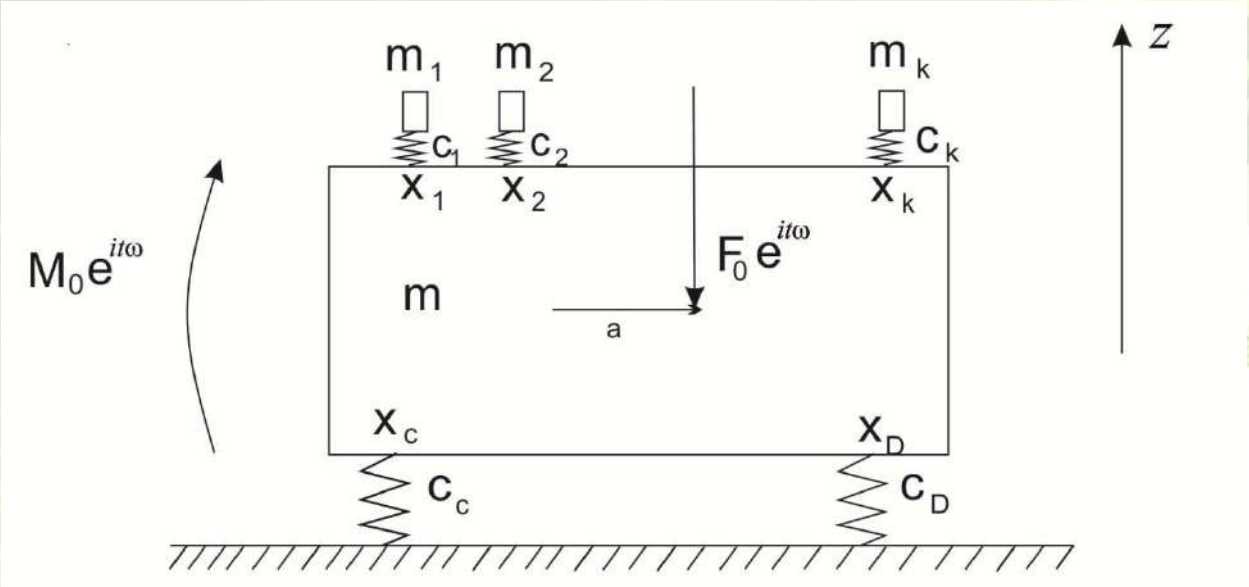


Рис.1.Расчетная схема

Движение твердого тела будем описывать движением точки o по оси z и поворотом φ около точки o. Положение гасителей определяется координатами $z_s\,(s=1,....,\ k)$. Расстояния отсчитываем по оси x от центра o. Примем следующие обозначения:

o -центр масс подамортизированного твердого тела; a - расстояние от центра масс до линии действия вынуждающейсилы; x_c, x_d - координаты опор;

$x_1, x_2,..., x_k$ -координаты установки гасителей; m -масса основного тела; $m_1, m_2,..., m_k$ -массы гасителей; c_c, c_d, c_s - коэффициенты жесткости опор и гасителей по o си z; h_c, h_d, h_s - коэффициенты трения опор и гасителей по оси z; k_s-коэффициенты жесткости гасителей по φ;

r_s- коэффициенты трения гасителей по φ; R, R_s -радиусы инерции основной массы около точки o и гасителей около точек прикрепления их к основному телу, соответственно, $s=1,2,...,\ k$; ω -круговая частота вынуждающей силы и момента.

Рассмотрим задачу в линейной постановке, исходя из представления о малых колебаниях около положения статического равновесия. Движение системы (рис.1) описывается уравнениями:

ISSN 3030-3907

$$\begin{cases} m\ddot{z}+c_c(z+x_c\varphi)+c_d(z+x_d\varphi)+\sum_{s=1}^{k}c_s\left[(z+x_s\varphi)-z_s\right]+ \\ +h_c(\dot{z}+x_c\dot{\varphi})+h_d(\dot{z}+x_d\dot{\varphi})+\sum_{s=1}^{k}h_s\left[(\dot{z}+x_s\dot{\varphi})-\dot{z}\right]=F_0e^{i\omega t} \\ mR^2\ddot{\varphi}+x_cc_c(z+x_c\varphi)+x_dc_d(z+x_d\varphi)+\sum_{s=1}^{k}x_sc_s\left[(z+x_s\varphi)-z_s\right]+ \\ +\sum_{s=1}^{k}k_s(\varphi-\varphi_s)+h_cx_c(\dot{z}+x_c\dot{\varphi})+h_dx_d(\dot{z}+x_d\dot{\varphi})+\sum_{s=1}^{k}r_s(\dot{\varphi}-\varphi_s)+ \\ \sum_{s=1}^{k}h_sz_s\left[(\dot{z}+x_s\dot{\varphi})-\dot{z}_s\right]=(M_0+F_0e^{i\omega t}) \\ m_s\ddot{z}_s+c_s\left[z_s-(z+x_c\varphi)\right]+h_s\left[\dot{z}_s-(\dot{z}+x_s\dot{\varphi})\right]=0 \\ m_sR_s^2\ddot{\varphi}+k_s(\varphi_s-\varphi)+r_s(\dot{\varphi}_s-\varphi)+c_sx_s\left[z_s-(z+x_s\varphi)\right]+ \\ +x_sh_s\left[\dot{z}_s-(\dot{z}+x_s\dot{\varphi})\right]=0,(s=1,2,...,k) \end{cases} \quad (2)$$

Делая подстановку

$$z=Ze^{i\omega t},z_s=Z_se^{i\omega t},\varphi=\phi e^{i\omega t},\varphi_s=\phi_se^{i\omega t} \quad (3)$$

Методики решения

Решение дифференциалных уравнений (2) ищется в виде приходим к алгебраической системе уравнений (3) относительно амплитуд

$$\begin{cases} Z\left[(-m\omega^2+c_c+c_d+\sum c_s)\right]+i\omega(h_c+h_d+\sum h_s)+ \\ +\phi\left[(c_cx_c+c_dx_d+\sum c_sx_s)+i\omega(h_cx_c+h_dx_d+\sum h_sx_s)\right]- \\ -\sum(c_s+i\omega h_s)z_s=F_0 \\ Z\left[(c_cx_c+c_dx+\sum c_sx_s)+i\omega(h_cx_c+h_dx_d+\sum h_sx_s)\right]+ \\ +\phi\left[(-mR^2\omega^2+c_cx_c^2+c_dx_d^2+\sum(k_s+c_sx_s^2))+i\omega(h_cx_c^2+h_dx_d^2+\sum(r_s+h_sx_s^2))\right]- \\ -\left[(c_sx_s+i\omega h_sx_s)z_s-\sum(k_s+i\omega r_s)\phi_s\right]=M_0+F_0a \\ z(c_s+i\omega h_s)+\phi(c_sx_s+i\omega h_sx_s)-z_s(-m_s\omega^2+c_s+i\omega h_s)=0 \\ z(c_sx_s+i\omega h_sx_s)+\phi(k_s+c_sx_s^2+i\omega(r_s+h_sx_s^2))- \\ -z_s(c_sx_s+i\omega h_sx_s)-\phi_s(k+i\omega r_s-m_sR_s^2\omega^2)=0 \end{cases} \quad (4)$$

Исключая z_s и ϕ_s, получим

ISSN 3030-3907

$$\begin{cases} z\left[-m\omega^2+c_c+c_d+i\omega(h_c+h_d)+\sum\frac{m_s a_s^2\omega^2}{\omega^2-a_s^2}\right]+ \\ +\phi\left[c_c x_c+c_d x_d+i\omega(h_c x_c+h_d x_d)+\sum\frac{m_s x_s a_s^2\omega^2}{\omega^2-a_s^2}\right]=F_0 \\ z\left[c_c x_c+c_d x_d+i\omega(h_c x_c+h_d x_d)+\sum\frac{m_s x_s a_s^2\omega^2}{\omega^2-a_s^2}+\frac{m_s x_s a_s^2\beta_s\omega^2}{(\omega^2-a_s^2)(\omega^2-\beta_s^2)}\right]+ \\ +\phi\left[-mR^2\omega^2+c_c x_c^2+c_d x_d^2+i\omega(h_c x_c^2+h_d x_d^2)+\sum\frac{m_s x_s a_s^2\omega^2}{\omega^2-a_s^2}\right]+ \\ +\frac{m_s\beta_s^2 R_s^2\omega^2}{\omega^2-\beta_s^2}+\frac{m_s x_s a_s^2\beta_s^2\omega^2}{(\omega^2-a_s^2)(\omega^2-\beta_s^2)})\Big]=M_0+F_0 a \end{cases} \quad (5)$$

Где

$a_s^2=\frac{c_s+i\omega h_s}{m_s}$, $\beta_s^2=\frac{k_s+i\omega r_s}{m_s R_s^2}$ -комплексныепарциальные частоты гасителей. Чтобы выяснить, какие гасители более эффективны (по координате или по углу) и какое количество гасителей достаточно для гашения колебаний по обоим координатам твердого тела одновременно, рассмотрим случай без трения. Тогда уравнения (5) принимают вид

$$\begin{cases} z(-m\omega^2+c_c+c_d+\sum\frac{m_s a_s^2\omega^2}{\omega^2-a_s^2})+ \\ +\phi(c_c x_c+c_d x_d+\sum\frac{m_s x_s a_s^2\beta_s^2\omega^2}{\omega^2-a_s^2})=F_0 \\ z(c_c x_c+c_d x_d+\sum\frac{m_s x_s a_s^2\omega^2}{\omega^2-a_s^2}+\frac{m_s x_s a_s^2\beta_s^2\omega^2}{(\omega^2-a_s^2)(\omega^2-\beta_s^2)})+ \\ +\phi(-mR^2\omega^2+c_c x_c^2+c_d x_d^2+\sum(\frac{m_s x_s a_s^2\omega^2}{\omega^2-a_s^2}+ \\ +\frac{m_s\beta_s^2 R_s^2\omega^2}{\omega^2-\beta_s^2}+\frac{m_s x_s a_s^2\beta_s^2\omega^2}{(\omega^2-a_s^2)(\omega^2-\beta_s^2)})\Big]=M_0+F_0 a \end{cases} \quad (6)$$

Очевидно, что a_s и β_s будут при этом действительными.

Частные случае

1. Рассмотрим случай kгасителей по φ ,т.е. $a_s=0$ для $s=1,2,...,k$. При этом

$$\beta_s\to\omega^2,\phi\to 0,z=\frac{\Delta z}{\Delta}\to\frac{F_0}{-m\omega^2+c_c+c_d}\neq 0$$

т.е., ни при каком числе гасителей по φ не будет гашения колебаний основного тела по z .

ISSN 3030-3907

2.Рассмотрим случай k гасителей по φ и одного гасителя по z, т.е. например, $a_2,...,a_k = 0$. При произвольной установке гасителей по координате и при $a_1^2 \to \omega^2, \beta_s^2 \to \omega^2$, получаем, что, вообще говоря, $z = \frac{\Delta z}{\Delta} \neq 0, \phi = \frac{\Delta \phi}{\Delta} \neq 0$. Но оказывается, если гаситель по координате будет установлен в точке с координатой $a_0 = \frac{F_0 a + M_0}{F_0}$, то из (6) получаем $z = 0, \phi = 0$.

Интересно, что гашение по обоим координатам будет достигаться даже если убрать гасители по углу и оставить один гаситель покоординате в точке $x = a_c$. В этом случае из (6)имеем

$$\Delta = \frac{m_s a_s^2 \omega^2}{\omega^2 - a_s^2}\left[-m\omega^2(R^2 + x_s^2) + c_c(x_s - x_c)^2 + c_d(x_s - x_d)\right]$$

$$\Delta z = \frac{m_s x_s a_s^2 \omega^2}{\omega^2 - a_s^2} F_0 (x_s - \frac{M_0 + F_0 a}{F_0})$$

$$\Delta \phi = -\frac{m_s a_s^2 \omega^2}{\omega^2 - a_s^2} F_0 (x_s - \frac{M_0 + F_0 a}{F_0})$$

Во всех выкладках мы пренебрегали членами, не содержащими $\frac{1}{\omega^2 - a_1^2}$, т.к. $a_1^2 \to \omega^2$.Отсюда видно, что если гаситель стоит в точке $x_1 = a_0$, то $z = 0, \phi = 0$.

3.Рассмотрим случай 2-х гасителей по координате. Пуст

$$a_3,...,a_k = 0; \beta_1,...,\beta_k = 0.$$

Покажем, что этот случай двух гасителей является достаточным для гашения по обоим координатам (разумеется, если гасители установлены в разных точках). Из (6) получаем

$$\Delta = \frac{m_1 m_2 a_1^2 a_2^2 \omega^4}{(\omega^2 - a_1^2)(\omega^2 - a_2^2)}(x_1 - x_2)^2 + A$$

где $A \approx \frac{1}{\omega^2 + a_s^2}$. Значить, $\Delta \approx \frac{1}{(\omega^2 - a_1^2)(\omega^2 - a_2^2)} \to \infty$ при $a_1^2 \to \omega^2, a_2^2 \to \omega^2$.

Для Δz и $\Delta \phi$при $a_1^2 \to \omega^2, a_2^2 \to \omega^2$, получаем $\Delta z \approx \Delta \phi \approx \frac{1}{\omega^2 + a_s^2}$. Откуда

следует $\frac{\Delta z}{\Delta} \to 0, \frac{\Delta \phi}{\Delta} \to 0$.

Приходим к выводу, что гасители z наиболее эффективны, и, поэтому, в случае стрением будем рассматривать только такие гасители.

Рассмотрим теперь случай с учетом трения в гасителях. Чтобы иметь возможность исследования поведения нашей динамической

ISSN 3030-3907

системы, сведем систему (4) к безразмерным параметрам.Пустъ ω_1-резонансная частота системы без гасителей, на которой нам необходимо гаситъ колебания. Введем безразмерные параметры:

$$\xi = \frac{z}{z_{cm}}, \bar{\varphi} = \phi, \Omega^2 = \frac{\omega^2}{\omega_1^2}, \Omega_c^2 = \frac{c_c}{m_1\omega_1^2}, \Omega_d^2 = \frac{c_d}{m_1\omega_1^2}$$

$$\Omega_s^2 = \frac{c_s}{m_1\omega_1^2}' \rho_c = \frac{x_c}{a_0}, \rho_d = \frac{x_d}{a_0}, \rho_s = \frac{x_s}{a_0}$$

$$\rho = \frac{R}{a_0}, \gamma_s = \frac{R_s}{a_0}, \beta = \frac{a_0}{z_{cm}}, \mu_s = \frac{m_s}{m}, \psi_s = \frac{h_s}{m_s\omega_s}$$

Где

$$Z_{cm} = \frac{F_0}{m\omega_1^2}\ ,\ a_0 = \frac{M_0 + F_0 a}{F_0}, s = 1,2,...,k$$

Полагая, что используются только гасители по координате, т.е $R_s = 0, r_s = 0, k_s = 0, h_c = 0, h_d = 0$ приходим к систему

$$\begin{cases} \xi\left[-\Omega^2 + \Omega_c^2 + \Omega_d^2 + \sum \mu_s\Omega_s^2) + i\Omega(\sum \mu_s\psi_s)\right] + \\ + \bar{\varphi}\left[(\beta\rho_c\Omega_c^2 + \beta\rho_d\Omega_d^2 + \sum \beta\mu_s\rho_s\Omega_s^2) + i\Omega(\sum \beta\rho_s\mu_s\psi_s)\right] \\ - \sum \xi_s\left[\mu_s\Omega_s^2 + i\Omega\mu_s\psi_s\right] = 1 \\ \xi\left[(\rho_c\Omega_c^2 + \rho\Omega_d^2 + \sum \mu_s\rho_s\Omega_s^2) + i\Omega(\sum \mu_s\rho_s\psi_s)\right] + \\ + \xi(\Omega_s^2 + i\Omega\psi_s) - \bar{\varphi}(\beta_s\rho_s\Omega_s^2 + i\beta_s\rho_s\Omega_s^2\psi_s) + \\ + \bar{\varphi}\left[(-\beta\rho^2\Omega^2 + \beta\rho_c^2\Omega_c^2 + \beta\rho_d^2\Omega_d^2 + \sum \beta\rho_s\mu_s\Omega_s^2)\right] + \\ + i\Omega(\sum \beta\rho_s\mu_s\psi_s)\ \Big] - \sum \xi_s(\mu_s\rho_s\Omega_s^2 + i\Omega\mu_s\rho_s\psi_s^2) = 1 \\ - \xi(\Omega_s^2 + i\Omega\psi_s) - \bar{\varphi}(\beta_s\rho_s\Omega_s^2 + i\beta_s\rho_s\Omega\psi_s) + \xi(-\Omega^2 + \Omega_s^2 + i\Omega\psi_s) = 0 \\ - \xi(\rho\Omega_s^2 + i\Omega\rho_s\psi_s) - \bar{\varphi}(\beta\rho_s^2\Omega_s^2 + i\beta\rho_s^2\Omega\psi_s) + \xi(\rho_s\Omega_s^2 + i\Omega\rho_s\psi) = 0 \end{cases} \quad (7)$$

Выпишем уравнения для основной массы без гасителей

$$\begin{cases} \xi(-\Omega^2 + \Omega_c^2 + \Omega_d^2) + \bar{\varphi}\,\beta(\rho_c\Omega_c^2 + \rho_d\Omega_d^2) = 1 \\ \xi(\rho_c\Omega_c^2 + \rho_d\Omega_d^2) + \bar{\varphi}\,\beta(-\rho^2\Omega^2 + \rho_c^2\Omega_c^2 + \rho_d^2\Omega_d^2 = 1 \end{cases} \quad (8)$$

и найдем условия на параметры $\rho_c, \rho_d, \Omega_c^2, \Omega_d^2$, чтобы выполнялось соотношение $\omega_1^2 : \omega_2^2 = 1 : n$.Характеристическое уравнение системы (8) имеет вид

$$\rho^2\Omega^4 - \left[\Omega_c^2(\rho + \rho_c) + \Omega_d^2(\rho + \rho_d)\right]\Omega^2 + \Omega_c^2\Omega_d^2(\rho_c + \rho_d)^2 = 0$$

Подставляя сюда $\Omega^2 = 1$ и $\Omega^2 = n^2$, получим условия того, что резонансные частоты системы относятся как $1:n$

ISSN 3030-3907

$$\begin{cases} \rho^2 - \left[\Omega_c^2(\rho+\rho_c)+\Omega_d^2(\rho+\rho_d)\right] - \Omega_c^2\Omega_d^2(\rho_c-\rho_d)^2 = 0 \\ \rho^2 n^2 - \left[\Omega_c^2(\rho+\rho_c)+\Omega_d^2(\rho+\rho_d)\right] n^2 - \Omega_c^2\Omega_d^2(\rho_d-\rho_d)^2 = 0 \end{cases} \quad (9)$$

Найдем тепер из (7) $|\xi|$ и $\left|\bar{\varphi}\right|$. Исключая ξ_s, получаем систему

$$\begin{cases} \xi(A_1+iB_1)+\bar{\varphi}(C_1+iD_1)=1 \\ \xi(A_2+iB_2)+\bar{\varphi}(C_2+iD_2)=1 \end{cases}$$

Откуда

$$\xi = \frac{\Delta\xi}{\Delta} = \frac{(C_2-C_1)+i(D_2-D_1)}{(A_1C_1-B_1D_1-A_2C_1+B_2D_1)+i(A_1D_2+B_1C_2-A_2D_1-B_2C_1)}$$

$$\bar{\varphi} = \frac{\Delta\bar{\varphi}}{\Delta} = \frac{(A_1-A_1)+i(B_2-B_1)}{(A_1C_2-B_1D_2-A_2C_1+B_2D_1)+i(A_1D_2+B_1C_2-A_2D_1-B_2C_1)}$$

Где

$$A_1 = -\Omega^2+\Omega_c^2+\Omega_d^2+\sum_{s=1}^{k}W_s, B_1 = \sum_{s=1}^{k}Q_s$$

$$C_1 = \beta(\rho_c\Omega_c^2+\rho_d\Omega_d^2+\sum_{s=1}^{k}\rho_s W_s), D_1 = \beta\sum_{s=1}^{k}\rho_s Q_s$$

$$A_2 = (\rho_c\Omega_c^2+\rho_d\Omega_d^2+\sum_{s=1}^{k}\rho_s W_s), B_2 = \sum_{s=1}^{k}\rho_s Q_s$$

$$C_2 = \beta(-\rho^2\Omega^2+\rho_c^2\Omega_c^2+\rho_d^2\Omega_d^2+\sum_{s=1}^{k}\rho_s^2 W),$$

$$D_2 = \beta\sum_{s=1}^{k}\rho_s^2 Q_s,$$

$$W_s = \mu_s\Omega^2\frac{\Omega_s^2(\Omega^2-\Omega_s^2)-\Omega^2\Psi_s^2}{(\Omega^2-\Omega_s^2)^2+\Omega^2\Psi_s^2}$$

$$Q_s = \frac{\mu_s\Omega^5\Psi_s}{(\Omega^2-\Omega_s^2)^2+\Omega^2\Psi_s^2}$$

Запишем кратко

$$\xi = \frac{R_1^{'}+iR_2^{'}}{R_3^{'}+iR_4^{'}}, \bar{\varphi} = \frac{K_1^{'}+iK_2^{'}}{K_3^{'}+iK_4^{'}},$$

Где

$$R_1^{'} = C_2-C_1, R_2^{'} = D_2-D_1, K_1 = A_2-A_1, R_1 = B_1-B_2,$$
$$R_3^{1} = A_1C_2-B_1D_2-A_2C_1+B_2D_1, R_4 = A_1D_2+B_1C_2-A_2D_1-B_2C_1$$

Отсюда

ISSN 3030-3907

$$\begin{cases} |\xi| = \sqrt{\dfrac{(R_1^{'}R_3^{'} + R_2^{'}R_4^{'})^2 + (R_2^{'}R_3^{'} + R_1^{'}R_4^{'})^2}{(R_3^{'})^2 + (R_4^{'})^2}} \\ \left|\bar{\varphi}\right| = \sqrt{\dfrac{(K_1^{'}K_3^{'} + K_2^{'}K_4^{'})^2 + (K_2^{'}R_3^{'} + K_1^{'}R_4^{'})^2}{(R_3^{1})^2 + (R_4^{1})^2}} \end{cases} \quad (10)$$

Теперь задача представлена в виде, удобном для исследования на ЦВМ. Возможны два метода исследования данной задачи на ЦВМ: амплитудный и частотный.Амплитудный метод заключается в следующем. Проводя вычисления; по формулам (10) получим резонансные кривые для каждого фиксированного набора параметров. Анализируя эти зависимости на основе критерия оптимального гашения (1), находим искомые значения параметров динамических гасителей. Преимуществами этого метода являются возможносирассмотрения влияния трения на поведения исследуемой динамической системы, а также то, что можно оценить амплитуду колебанийприкаждом значении параметров гасителей. Недостатком метода является сравнительно большой объем вычислений.В настоящей работе при вычислениях использован частотный методу сформулированный в начале статьи. В безразмерных параметрах для случая $k = 2$ из(7)имеем

$$\begin{cases} (a_{11} - \Omega^2)\xi + a_{12}\bar{\varphi} + a_{13}\xi_1 + a_{14}\xi_2 = 1 \\ a_{21}\xi + (a_{22} - \Omega^2)\bar{\varphi} + a_{23}\xi_1 + a_{24}\xi_2 = \dfrac{1}{\rho^2\beta} \\ a_{31}\xi_1 + a_{32}\bar{\varphi} + (a_{33} - \Omega^2)\xi_1 = 0 \\ a_{41}\xi_1 + a_{42}\bar{\varphi} + (a_{44} - \Omega^2)\xi_2 = 0 \end{cases} \quad (11)$$

Где

$$a_{11} = \Omega_c^2 + \Omega_d^2 + \mu_1\Omega_1^2 + \mu_2\Omega_2^2,$$

$$a_{12} = \beta\left(\rho_c\Omega_c^2 + \rho_d\Omega_d^2 + \rho_1\mu_1\Omega_1^2 + \rho_2\mu_2\Omega_2^2\right)$$

$$a_{13} = -\mu_1\Omega_1^2, a_{14} = -\mu_2\Omega_2^2$$

$$a_{21} = \frac{\rho_c\Omega_c^2 + \rho_d\Omega_d^2 + \rho_1\mu_1\Omega_1^2 + \rho_2\mu_2\Omega_2^2}{\beta\rho^2}$$

$$a_{22} = \frac{\rho_c\Omega_c^2 + \rho_d\Omega_d^2 + \rho_1\mu_1\Omega_1^2 + \rho_2\mu_2\Omega_2^2}{\rho^2}$$

$$a_{23} = \frac{\rho_1\mu_1\Omega_1^2}{\rho^2}, a_{24} = \frac{-\rho_2\mu_2\Omega_2^2}{\rho^2}$$

$$a_{31} = -\Omega_1^2, a_{32} = -\beta\rho_1\Omega_1^2, a_{33} = \Omega_1^2, a_{34} = a_{43} = 0,$$

$$a_{41} = -\Omega_1^2, a_{42} = -\beta\rho_2\Omega_2^2, a_{44} = \Omega_2^2,$$

ISSN 3030-3907

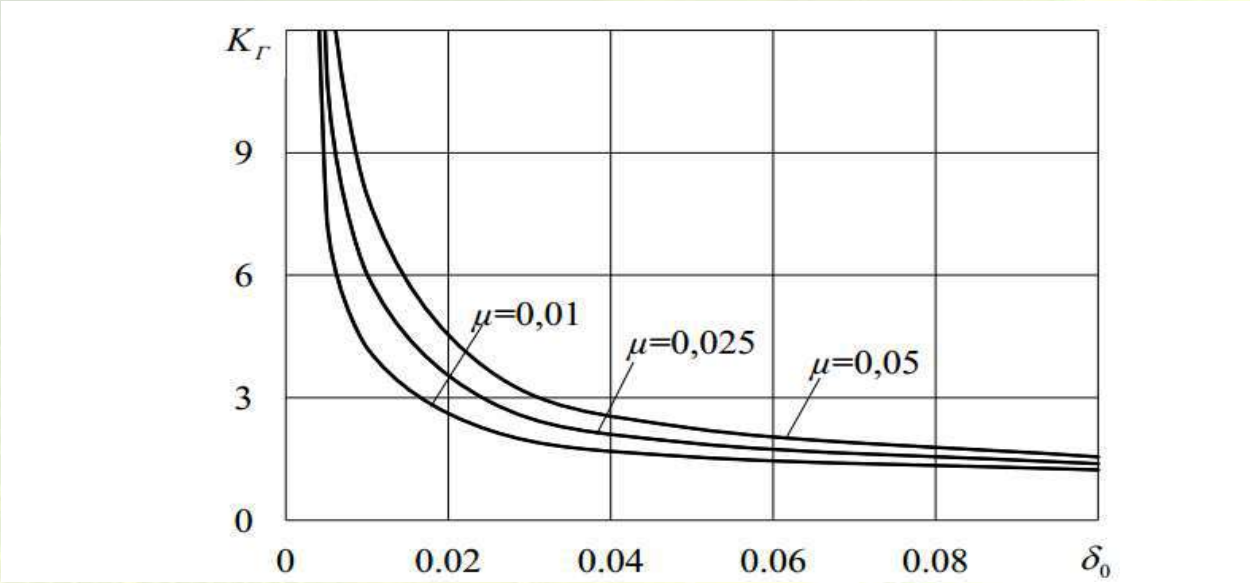


Рисунок *2.* Зависимости коэффициента гашения колебаний от величины вязкого сопротивления защищаемого объекта при вибрационных воздействиях ($\mu = \sum_{k=1}^{N} m_k / M$,

$\delta_0 = h_{01} / \omega_{01}$, $\omega_{01} = \sqrt{c / M}$, $h_{01} = h_1 /(2M)$).

Решая харектеристическое уравнение, находим собственные частоты **исследуемой**динамической системы для каждого фиксированного набора параметров.Затем выбираем такие параметры гасителей, при которых выполняется критерий оптимального гашения (1) для найденныхсобственных частот системы.Преимуществом этого метода являетсяи сравнительно небольшой объем вычислений, а недостатками-невозможность рассматривать систему с трением и отсутствие какой-либо информации об амплитудах колебаний.Вычисления были проведены для двух соотношений резонансных частот:

$n_1 = 1{,}1; n_2 = 5$. Для обеспечения этих соотношений параметры системы $\Omega_c^2, \Omega_d^2, \rho_c, \rho_d$

были выбраны согласноуравнениям (9). Значения μ_s выбирались так, чтобы выполнялосьусловие $\sum_{s=1}^{k} \mu_s = 0{,}1$; кроме того, были зафиксированы $\beta = 100$ и $\rho = 1$.

Оптималностьвиброзащитыопределяется коэффициентом гашения (K_G),который в данном случае определяется как отношение наибольшего отклоненияглавной массы в отсутствие гасителя к соответствующей величине при наличииоптимально настроенного гасителя (***рис*** 2).

ISSN 3030-3907

Выводы

В результате применения амплитудного и частотного методов были получены следующие результаты:

1. Необходимо обеспечить $\psi_s < 0{,}1$, т.к. при большом затухании резонансные частоты оказываются весьма близкими к единице, т.е. к той безразмерной частоте, на которой необходимо гасить колебания системы.

2. Чтобы обеспечить гашение одновременно в верхней $(\Omega > 1)$ и нижней $(\Omega > 1)$ окрестностях по отношению к резонансной частоте основной системы необходимо выбрать $\Omega_s \approx 1 (s = 1,2)$. Если же требуется обеспечить гашение, например, только в верхней окрестности, то Ω_s целесообразно брать в интервале. $1 < \Omega_s < 1{,}2$. При этом все резонансные частоты системы увеличиваются [2].Если же, наоборот, требуется обеспечить гашение только в нижней окрестности, то Ω_s следует выбирать в интервале $0{,}8 < \Omega_s < 1$.. Как показали вычисления, все гасители при этом целесообразно настраивать на одну и ту же частоту.

3. Наиболее эффективным (в смысле оптимального гашения) является применение двух динамичесиих гасителей по вертикальному перемещению, причем $\mu_1 = \mu_2 = 0.05$. Возможно применение одного гасителя, но при этом необходимо установить его точно в точке a_0. Применение более двух гасителей при сохранении их общей массы ухудшает полосу частот, в которой удается погасить колебания системы.

4. Для достижения оптимального гашения необходимо один из гасителей установить в точке $x_1 = a_0$. Получается наилучшая полоса частот, в которой удается гасить колебания системы. Второй гаситель надо максимально удалить от первого, т.е. максимизировать расстояние между гасителями. Практически достаточно установливать один гаситель на расстоянии от другого на 10 единиц, иначе $|x_1 - x_2| = 10$, т.к. дальнейшее увеличение расстояния между гасителями эффекта не увеличивает.

5. В случае разнесенных резонансных частот системы без гасителей удается получить больший интервал, в котором удается гасит колебания, нежели в случае близких резонансных частот.

ЛИТЕРАТУРЫ

1. Нашиф А., Джонс Д., Хендерсон Дж. Демпфирование колебаний: Пер.с англ. – Москва.: Мир, 1988 – 448 с.

2. Кофанов Ю.Н. Автоматизация проектирования РЭС.

ISSN 3030-3907

Топологическоепроектированиепечатныхплат /– Красноярск, 2008. – 225с.
3. Droppa, P. Application diagnostics methods for modernization vehicle IFV-2 / P. Droppa,P. Kalna, S. Filípek // Military Technologies (ICMT), 2015 International Conference on. – 2015. – P. 1–5. DOI: 10.1109/MILTECHS.2015.7153762
4. Safarov I.I., Kulmuratov N.R., Teschaev M.K.,Kuldaschov N.U. Interaction of No stationary Waves on Cylindrical Body. Applied Mathematics, 2019,10, Pp435-447.http://www.scirp.org/journal/am
5. Safarov I.I., Kulmuratov N.R., Kuldaschov N.U. Diffraction of Surface Harmonic Viscoelastic Waves on a Multilayer Cylinder with a Liquid.Applied Mathematics, 2019,10 ,Pp468-484 . http://www.scirp.org/journal/am
6. Safarov I.I., Boltaev Z.I. Interaction of Harmonic Waves on a Viscoelastic Cylindrical Body. Advance researchJournal of Multidisciplinary Discoveries. 2019; vol. 37, issue 1,Pp01-10 http://www.journal researchijf.com
7. MirsaidovM.M.,Toshmatov E.S. (2019) Spatial stress state and dynamic characteristics of earth dams. Magazine of Civil Engineering89(5), pp. 3-15
8. MirsaidovM.M.,SultanovT.Z.,AbdikarimovR.A., ToshmatovE.S.,JurayevD.P. (2018) Strength parameters of earth dams under various dynamic effects. Magazine of Civil Engineering, 77(1), pp. 101-111
9. Safarov I.I, Akhmedov M. Sh., Boltaev .Z.I. Waveguide Propagation in Extended Plates of Variable Thickness//Open Access Library Journal. 2014,1.P.2-9
10. Safarov I.I., Boltaev Z.I., AxmedovM.Sh. Setting the Linear Oscillations of Structural Heterogeneity Viscoelastic Lamellar Systems with Point Relations// Applied Mathematics, 2015, 6. P. 228-234.
11.Сафаров И.И. , Тешаев М.Н.Мажидов М. Демпфирование колебаний механических систем. LAPLAMBERTAcademikPublishing.2014. 97 p.
12. Колтунов М.А. Ползучесть и релаксация. М.: Высшая скола, 1976. 277 с.
13. Сафаров И.И. Колебания и волны в диссипативно неоднородных средах и конструкциях. Ташкент: Фан, 1992. 252 с.
14.Safarov I.I., Teshayev M.Kh.,AxmedovM.Sh. Natural Oscillations of Viscoelastic Lamellar Mechanical Syystems with Point Communications// Applied Mathematics, 2014, 5. P. 3018-3025.

ISSN 3030-3907

15. Safarov I.I.,Teshaev M.Kh.,Akhmedov M.S. Free Oscillations of a Toroidal Viscoelastic Shell with a Flowing Liquid. American Journal of Mechanics and Applications. 2018; 6(2): 37-49
16. SafarovI.I., TeshaevM.Kh. Vibration Protection of Mechanical Systems Consisting ofSolid and Deformable Bodies. EJERS, European Journal of Engineering Research and Science Vol. 3, No. 9, 2018.pp.18-28.
17. Safarov I.I., TeshayevM.Kh., Boltayev Z.I., AkhmedovM.Sh.Damping Properties of Vibrations of Three-Layer VIscoelastic Plate. International Journal of Theoretical and Applied Mathematics2017; 3(6): 191-198.
18.Safarov I.I., Teshayev M.Kh.,Nuriddinov B.Z., Boltaev Z.I. Of Own and Forced Vibrations of Dissipative Inhomogeneous Mechanical Systems// Applied Mathematics, 2017, 8. P. 1001-1015.

ISSN 3030-3907