ЦНИИСК им. В. А. КУЧЕРЕНКО
ГОССТРОЯ СССР

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ

ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ ДЛЯ ЗАЩИТЫ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ, ПОДВЕРЖЕННЫХ ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ ДИНАМИЧЕСКИМ ВОЗДЕЙСТВИЯМ ОТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ВЕТРА

СИ
МОСКВА 1978

gost.e-ecolog.ru

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ СТРОИТЕЛЬНЫХ
КОНСТРУКЦИЙ им. В. А. КУЧЕРЕНКО ГОССТРОЯ СССР
(ЦНИИСК им. В. А. КУЧЕРЕНКО)

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ

ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ ДЛЯ ЗАЩИТЫ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ, ПОДВЕРЖЕННЫХ ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ ДИНАМИЧЕСКИМ ВОЗДЕЙСТВИЯМ ОТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ВЕТРА

МОСКВА СТРОЙИЗДАТ 1978

УДК 699.83/.84

Рекомендованы к изданию секцией динамики сооружений Ученого совета ЦНИИСК им. Кучеренко.

Рекомендации по проектированию гасителей колебаний для защиты зданий и сооружений, подверженных горизонтальным динамическим воздействиям от технологического оборудования и ветра. М., Стройиздат, 1978 67 с [ордена Трудового Красного Знамени Центр. науч.-исслед. ин-т строит. конструкций им. В. А. Кучеренко (ЦНИИСК им. Кучеренко)].

Рекомендации содержат практические указания по проектированию динамических и ударных гасителей колебаний, устанавливаемых на отдельных конструкциях, зданиях и сооружениях для защиты их от динамических воздействий, возбуждаемых при работе технологического оборудования и действии ветра.

Предназначены для работников проектных и строительно-монтажных организаций.

Табл 5, рис. 36.

Р $\frac{30213—429}{(047)—78}$ Инструкт.-нормат., 11 вып. — 51—77

© Стройиздат, 1978

ПРЕДИСЛОВИЕ

Гасители колебаний являются эффективным средством уменьшения колебаний строительных конструкций, зданий и сооружений при действии на них динамических нагрузок от машин или ветровой нагрузки.

Рекомендации по проектированию гасителей колебаний, предназначенные для проектных и строительно-монтажных организаций, должны способствовать более широкому применению гасителей колебаний в строительстве. Они содержат расчетные данные и примеры конструкций гасителей колебаний.

Рекомендации разработаны отделением динамики сооружений Центрального научно-исследовательского института строительных конструкций им. В. А. Кучеренко (д-р техн. наук, проф. Б. Г. Кореев, кандидаты техн. наук В. И. Сысоев, М. Я. Волоцкий). При составлении рекомендаций использованы материалы, представленные Казанским инженерно-строительным институтом (д-р техн. наук, проф. Н. А. Пикулев), институтом Днепрпроектстальконструкция (канд. техн. наук М. Я. Волоцкий и инж. О. М. Фукс), Московским инженерно-строительным институтом им. В. В. Куйбышева и институтом Уралпромстройниипроект (инж. А. Н. Эрделевский). Общее редактирование рекомендаций выполнено д-ром техн. наук А. И. Цейтлиным и д-ром техн. наук, проф. Б. Г. Кореневым.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Гасители колебаний являются одним из наиболее эффективных методов борьбы с вибрациями сооружений, получивших в последние годы широкое применение в практике строительства. Настоящие Рекомендации обобщают накопленный опыт применения гасителей и основываются на теоретических и экспериментальных исследованиях, выполненных в ЦНИИСКе, Днепрпроектстальконструкции и других перечисленных в предисловии организациях.

1.2. В Рекомендациях рассматриваются только ударные и динамические гасители колебаний. Применение управляемых гасителей колебаний, электродинамических гасителей и других устройств, связанных с использованием источников энергии, здесь не обсуждается.

1.3. В данных Рекомендациях рассматривается применение гасителей колебаний для виброзащиты высоких и гибких зданий и инженерных сооружений (дымовых труб, телевизионных башен и др.) при горизонтальных колебаниях. Отдельные положения Рекомендаций могут быть использованы при расчете и проектировании некоторых других сооружений или их конструктивных элементов.

Область применения Рекомендаций охватывает главным образом следующие важнейшие типы сооружений:

здания с металлическим каркасом;

стальные дымовые трубы;

решетчатые и сплошные металлические башни;

железобетонные башенные сооружения с гибкой металлической верхней частью (например, железобетонные телевизионные башни с металлической верхней частью).

1.4. Опыт применения гасителей колебаний показал, что они наиболее эффективны при гашении колебаний, которые носят резонансный характер и возникают в конструкциях, обладающих малым демпфированием.

Применение гасителей колебаний с целью снижения уровня колебаний железобетонных сооружений является, как правило, значительно менее эффективным, но в тех случаях, когда оно будет признано целесообразным, для расчета также можно пользоваться формулами, графиками и таблицами настоящих Рекомендаций. Эффективность применения гасителей колебаний особенно велика в сооружениях, верхняя часть которых имеет сравнительно большую гибкость.

1.5. Наиболее часто гасители применяются для защиты от колебаний, вызванных действием машин и ветра. В Рекомендациях основное внимание уделено учету влияния периодических воздействий, более кратко рассматривается влияние непериодических сил и автоколебаний.

1.6. Вопрос об использовании гасителей колебаний решается так же, как и все остальные вопросы проектирования виброзащитных устройств, с учетом технико-экономических соображений. При этом должно быть обращено внимание на стабильность параметров гасителя в процессе эксплуатации и на сведение к минимуму затрат на наблюдение и уход за гасителями колебаний.

1.7. Применение тех или иных гасителей колебаний и назначение их параметров должно быть обосновано расчетом, проведенным на

основании настоящих Рекомендаций с учетом действующих руководств по учету динамических воздействий.

1.8. В разд. 2 рассматриваются линейные динамические гасители колебаний, в разд. 3 — ударные гасители колебаний. В большинстве случаев необходимый эффект виброгашения может быть достигнут применением гасителей одного из названных типов. Вопрос в том, каким из типов гасителей следует воспользоваться в конкретном случае, решается на основе технико-экономических соображений.

2. ДИНАМИЧЕСКИЕ ГАСИТЕЛИ КОЛЕБАНИЙ

Вводная часть

2.1. Динамическим гасителем колебаний называется устройство, состоящее из сравнительно жесткого элемента, называемого далее массой, присоединенного с помощью упругой связи (или связи, соединенной параллельно с демпфирующим элементом) к защищаемой конструкции. Параметры гасителя — масса, квазиупругий коэффициент и коэффициент демпфирования — определяются в результате расчета или назначаются по конструктивным соображениям. Если парциальная частота гасителя близка к частоте вынужденных колебаний конструкции, то масса гасителя совершает колебания, амплитуда которых, как правило, значительно превышает амплитуду колебаний конструкции. Возникающие при этом упругие и диссипативные силы в элементах гасителя, воздействуя на защищаемую конструкцию, уменьшают ее колебания.

2.2. Динамические гасители колебаний в зависимости от конструктивной схемы делятся на три группы: гасители с гибким элементом (пружинные), маятниковые и комбинированные гасители.

Принципиальная схема гасителя, состоящего из «массы», квазиупругого элемента и демпфирующего устройства во всех указанных трех случаях одинакова. «Масса» представляет, как правило, призматический или цилиндрический стальной или чугунный груз. В отдельных случаях возможно применение железобетонных грузов.

Пружинный гаситель содержит упругий элемент в виде стальной пружины, системы стальных пружин или специальных резин.

2.3. Для гашения горизонтальных колебаний дымовых труб и башенных сооружений рекомендуется использовать успешно применяемые на практике гасители маятникового типа, принципиальная схема такого гасителя изображена на рис. 1. Маятниковые гасители следует применять в основном при гашении низкочастотных колебаний с частотой 1—3 Гц.

Для виброгашения зданий часто оказывается целесообразным использование схемы гасителя колебаний, разработанного в Уральском Промстройниипроекте (рис. 2); такие гасители позволяют одновременно гасить как горизонтальные, так и вертикальные колебания.

2.4. Если гаситель находится в закрытом и отапливаемом помещении, то в качестве демпфирующих элементов могут быть использованы вязкие демпферы, описанные в «Руководстве по проектированию виброизоляции машин и оборудования».

Для гасителей, находящихся в условиях, которые исключают возможность частых осмотров, а также размещенных на открытых площадках или в неотапливаемых помещениях, рекомендуется при-



Рис. 1. Схема маятникового гасителя

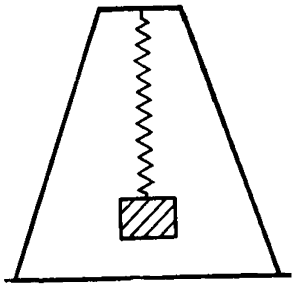


Рис. 2. Схема гасителя конструкции Уралпромниипроекта

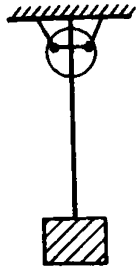


Рис. 3. Маятниковый гаситель с повышенным демпфированием в верхней части каната

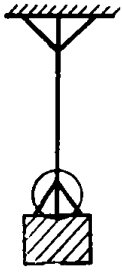


Рис. 4. Маятниковый гаситель с повышенным демпфированием в верхней и нижней частях каната

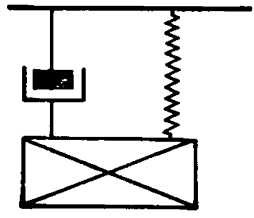


Рис. 5. Схема гасителя с демпфером вязкого трения

менение демпфирующих устройств, основанных на использовании сухого трения (для пружинных гасителей) или внутреннего трения для маятниковых гасителей колебаний.

Неоднократно применявшаяся для виброгашения металлических башен конструкция[1] маятникового гасителя колебаний, использующего внутреннее трение в элементе, показана на рис. 3. Трение создается за счет деформирования верхней части троса (рис. 3). Для повышения уровня демпфирования рекомендуется конструкция, в которой используется изгиб нижней части троса (рис. 4).

2.5. В тех случаях, когда по конструктивным соображениям вместо одиночного применяется группа одинаковых гасителей, необходимо обращать внимание на то, чтобы все гасители, входящие в одну группу, имели одинаковую частоту.

2.6. По характеру зависимости реакции гасителя от амплитуд колебаний следует различать линейные и нелинейные динамические гасители. В настоящих Рекомендациях рассматриваются в основном линейные гасители, которые применяются значительно чаще.

Принципиальная схема линейного гасителя изображена на рис. 5.

---

[1] Конструкция предложена Б. Г. Кореневым и А. Н. Блехерманом.

Диссипативные свойства гасителя, как уже отмечалось, могут быть обусловлены не только наличием демпфера вязкого трения, как показано на рис. 5, но и большим внутренним неупругим сопротивлением пружины или иной связи.

2.7. Гасители могут использоваться для различных целей, например для уменьшения амплитуд колебаний или ускорений перекрытий в связи с необходимостью удовлетворения требованиям санитарных норм, для уменьшения амплитуд внутренних усилий в конструкциях исходя из требований прочности и повышения надежности.

2.8. В зависимости от цели применения гасителей и от характера внешнего воздействия устанавливается критерий качества виброгашения, по степени уменьшения которого можно судить об эффективности гасителей. Эффективность гашения колебаний следует определять для гасителей с оптимальными параметрами.

Массу гасителей обычно не оптимизируют — увеличение массы всегда приводит к увеличению эффективности виброгашения. Хотя выбор массы гасителей (как и решение вопроса о целесообразности использования тех или иных гасителей) производится на основе технико-экономического анализа, опыт виброгашения строительных конструкций показал, что применять гасители целесообразно лишь в тех случаях, когда необходимый эффект достигается при общей относительной массе гасителей ν, не превышающей 5%.

2.9. В пп. 2.16—2.37 рассматриваются наиболее часто встречающиеся случаи, когда моделью защищаемого сооружения может служить система с одной степенью свободы. Такой моделью можно пользоваться, если при изменении собственных частот сооружения в 1,5—2 раза резонансные явления возможны лишь для одной собственной частоты сооружения, а при ветровом резонансе — когда лишь одна критическая скорость ветра меньше 25 м/с. Чтобы воспользоваться Рекомендациями пп. 2.16—2.37, следует предварительно определить собственную частоту p, для которой возможны резонансные явления, соответствующую ей форму колебаний $w(x)$ и вычислить приведенную массу M и обобщенную жесткость k:

$$M = \int_0^h m\,(x)\,w^2\,(x)\,dx + \sum_{i=1}^{n} M_i w^2\,(x_i); \quad k = M p^2, \qquad (1)$$

где $m(x)$ — погонная масса сооружения; форма колебаний $w(x)$ нормирована так, что ордината в точке подвеса гасителя равна 1; M_i — сосредоточенная в точке x_i масса; h — общая высота сооружения; n — общее количество сосредоточенных масс.

2.10. В тех случаях, когда эффективность виброгашения оценивается по результатам, полученным для защищаемой системы с одной степенью свободы, необходимо учитывать следующее. Если коэффициент внутреннего неупругого сопротивления γ_0 сооружения, например металлической башни, мал, то перемещения и усилия, соответствующие резонирующей форме колебаний, настолько увеличиваются, что влиянием остальных форм колебаний можно пренебречь. Оценки эффективности виброгашения, приведенные в пп. 2.16—2.37, оказываются в этих случаях достаточно точными. Если значение γ_0 велико или имеет место нерезонансный случай, то при оценке эффективности следует учесть влияние других форм колебаний, особенно если критерием качества виброгашения служит

изгибающий момент или другое внутреннее усилие. В наиболее часто встречающихся случаях, когда резонансные явления возможны для первой собственной частоты сооружения, следует сначала вычислить усилия или перемещения, полагая, что внешняя нагрузка действует как статическая, а затем добавить усилия или перемещения, соответствующие учету вклада резонирующей формы колебаний, с коэффициентом r:

$$r = (Z_0 - 1/k)\ Q_0; \qquad (2)$$

$$Q_0 = \int_0^h q\ (x)\ w\ (x)\ dx + \sum_{i=1}^{s} P_i w\ (x_i),$$

где Q_0 — обобщенная сила; $q(x)$ — интенсивность внешней нагрузки; P_i — амплитуда сосредоточенной в точке x_i внешней силы; k — обобщенная жесткость; Z_0 — амплитуда колебаний главной массы от единичной обобщенной силы, определяемая по формулам пп. 2.16—2.37.

2.11. В случаях когда возможность использования результатов, полученных для модели с одной степенью свободы, вызывает сомнение, следует подобрать оптимальные параметры гасителей по формулам, приведенным в пп. 2.16—2.37, а затем определить эффективность виброгашения по программе, описанной в прил. 1.

Если сооружение обладает густым спектром собственных частот и резонансные явления наблюдаются для двух и более собственных частот, особенно при установке гасителей в различных уровнях, следует подбирать параметры гасителей, пользуясь программой, помещенной в прил. 1. Некоторые рекомендации для таких случаев даны в п. 2.38.

2.12. Классификация расчетных случаев и назначение критерия качества виброгашения зависят от характера внешнего воздействия. Необходимо различать следующие воздействия.

Гармоническое воздействие с мало (до ±5%) изменяющейся частотой. Источником такого воздействия может быть, например, синхронный электродвигатель. Для борьбы с возникающими при этом вибрациями могут быть использованы гасители без дополнительных демпфирующих элементов. Диссипативные свойства таких гасителей обычно не учитываются. Рекомендации по подбору параметров гасителей без демпфирования даны в пп. 2.16—2.19.

Гармоническое воздействие с нестабильной частотой. Источником такого воздействия могут быть, например, асинхронные электродвигатели и другие двигатели с изменяющимся числом оборотов. Применение гасителей без демпфирования в подобных случаях не дает эффекта.

Присоединяя такие гасители, можно несколько изменить собственные частоты, обычно вместо резонансной собственной частоты p возникают две близкие (отличающиеся менее, чем на 15—20%) собственные частоты системы с гасителем p_{01}, p_{02}, причем $p_{01} < p < p_{02}$. Такой раздвижки оказывается недостаточно, чтобы собственные частоты оказались вне пределов диапазона изменения частоты воздействия, поэтому резонанс возникает, но лишь на других частотах. В подобных случаях следует использовать гасители с повышенными диссипативными свойствами либо применять систему виброзащиты в

виде большого числа по-разному настроенных гасителей. В настоящем выпуске даны в основном рекомендации по подбору гасителей с демпфированием.

Периодические импульсные воздействия и нагрузки при прохождении через резонанс по своему характеру близки к гармоническому воздействию с нестабильной частотой. В этих случаях необходимо применять гасители с демпфированием.

Воздействие ветра может возбудить автоколебания типа «ветровой резонанс» или «галопирование», а также вызвать стационарные случайные колебания от пульсаций ветрового напора. Во всех этих случаях должны использоваться гасители с повышенными диссипативными свойствами, так как пульсации ветра представляют собой воздействие с широким спектром частот, а в режиме автоколебаний диапазон резонансно-опасных частот не ограничен, по крайней мере, снизу (если при некоторой критической скорости ветра, соответствующей p, возбуждаются автоколебания, то при меньшей критической скорости ветра, соответствующей p_{01}, тоже будут возбуждаться автоколебания).

2.13. Необходимо учитывать, что гасители с демпфированием, оптимизированные из условия снижения уровня вибраций при каком-либо воздействии, будут эффективно гасить колебания и при других воздействиях. Однако, если определенный тип воздействия преобладает (вносит наибольший вклад в нежелательный для конструкции эффект), следует выбирать соответствующие этому воздействию оптимальные параметры, при которых гаситель наиболее эффективен.

2.14. Если габариты сооружения позволяют установить большое число (не менее 6—10) гасителей в одном уровне, то вместо одного или нескольких одинаково настроенных гасителей с повышенным демпфированием можно использовать большую группу по-разному настроенных гасителей со слабыми диссипативными свойствами[1].

При проектировании такой виброзащитной системы рекомендуется обеспечить расстройку парциальных частот гасителей не более чем на 3% с равномерным заполнением всего диапазона изменения частот воздействия. Амплитуды перемещений масс таких гасителей значительно превышают амплитуды колебаний обычных гасителей с демпфированием; это следует учитывать при определении габаритов помещений, предназначенных для размещения гасителей, и расчете связи гасителя на прочность. При проектировании такой системы виброзащиты обязательно следует учитывать возможность непреднамеренных расстроек гасителей.

Расчет групповых гасителей рекомендуется выполнять по программе, приведенной в прил. 1.

2.15. При проектировании гасителей следует учитывать, что в процессе эксплуатации сооружения возможно изменение массы и других характеристик, влияющих на собственные частоты сооружения, в частности, при нестабильной частоте гармонического воздействия гаситель без демпфирования может оказаться неэффективным, если масса конструкции будет существенно изменяться.

---

[1] Такая система виброзащиты, по предложению Н. А. Пикулева, впервые была использована для борьбы с колебаниями здания Казанского университета.

Подбор оптимальных гасителей колебаний и оценка их эффективности

2.16. При гармоническом воздействии с мало изменяющейся частотой (см. п. 2.12) рекомендуется применять гасители без специальных демпфирующих элементов. Диссипативные свойства таких гасителей при оценке эффективности виброгашения в пп. 2.17—2.20 не учитываются, так же как и диссипативные свойства защищаемой системы.

Критерием качества виброгашения R для случаев, рассмотренных в пп. 2.17—2.20, является максимальная в заданном диапазоне изменения частоты воздействия (от $\omega_н$ до $\omega_к$) амплитуда перемещений или ускорений главной (приведенной) массы M. Параметры гасителя ν и f подбираются так, чтобы уменьшить критерий качества виброгашения до допустимого значения $R = aR_{ст}$.

$$\nu = M_г/M; \quad f = p_г/p; \quad p^2 = k/M; \quad p_г^2 = k_г/M_г,$$

где $M_г$ — масса гасителя; $k_г$ — жесткость пружины (связи) гасителя; ν — относительная масса гасителя; f — настройка гасителя; p — собственная частота защищаемой системы; $p_г$ — парциальная частота гасителя; R — значение критерия качества виброгашения, соответствующее единичной обобщенной силе ($Q_0 = 1$); $R_{ст}$ — значение критерия качества виброгашения при статически действующей единичной обобщенной силе в случае, когда R соответствует амплитуде перемещений главной массы ($R_{ст} = 1/k$); если R соответствует ускорению главной массы — условно принято $R_{ст} = p^2/k$.

При оптимальной настройке $f_{опт}$ допустимые значения R достигаются на концах интервала изменения частоты воздействия, как показано на рис. 6.

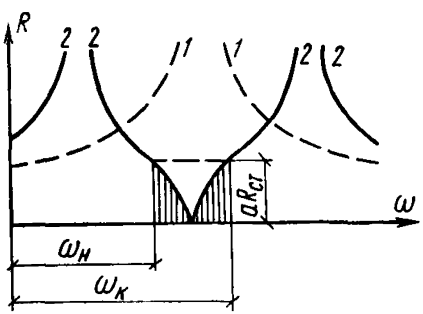


Рис. 6. Амплитудно-частотные характеристики системы без гасителя (*1*) и с гасителем (*2*)

2.17. При гармоническом воздействии с малоизменяющейся частотой и постоянной амплитудой внешней силы $Q_0 = 1$ в случае, когда критерием качества является максимальная в диапазоне от $\omega_н$ до $\omega_к$ амплитуда перемещений главной массы, параметры гасителя подбираются по формулам:

$$\left.\begin{aligned} \nu &= \frac{(\lambda_к^2 - \lambda_н^2)\,[1 + a\,(1 - \lambda_н^2)]\,[1 - a\,(1 - \lambda_к^2)]}{a\,\lambda_н^2\,\lambda_к^2\,[2 + a\,(\lambda_к^2 - \lambda_н^2)]}\,; \\ f_{опт}^2 &= \lambda_н^2\,\lambda_к^2\,\frac{2 + a\,(\lambda_к^2 - \lambda_н^2)}{\lambda_н^2 + \lambda_к^2 + a(\lambda_к^2 - \lambda_н^2)}\,, \end{aligned}\right\} \quad (3)$$

где λ — относительная частота вынужденных колебаний ($\lambda=\omega/p$);
$\lambda_н$, $\lambda_к$ — значения λ на границах диапазона частот внешнего воздействия при $\omega=\omega_н$ и $\omega=\omega_к$.

2.18. При воздействии, рассматриваемом в п. 2.17, и критерии качества — максимальной амплитуде ускорения главной массы параметры гасителя рекомендуется определять по формулам:

$$\left.\begin{aligned} \nu &= \frac{(\lambda_к^2-\lambda_н^2)\,[\lambda_н^2+a\,(1-\lambda_н^2)]\,[\lambda_к^2-a\,(1-\lambda_н^2)]}{a\,\lambda_н^2\,\lambda_к^2\,[\lambda_н^2+\lambda_к^2+a\,(\lambda_к^2-\lambda_н^2)]}\,; \\ f_{опт}^2 &= \lambda_н^2\,\lambda_к^2\,\frac{\lambda_н^2+\lambda_к^2+a\,(\lambda_к^2-\lambda_н^2)}{2\,\lambda_к^2\,\lambda_н^2+a\,(\lambda_к^2-\lambda_н^2)}\,. \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

Формулы (4) пригодны также в случае, когда амплитуда силы пропорциональна квадрату частоты возбуждения $Q_0=1\cdot\lambda^2$, а критерий качества — максимальная амплитуда колебаний главной массы.

2.19. При гармоническом воздействии с малоизменяющейся частотой и амплитудой силы, пропорциональной квадрату частоты возбуждения $Q_0=1\cdot\lambda^2$, в случае, когда критерием качества является максимальная амплитуда ускорения главной массы, оптимальные параметры гасителей рекомендуется принимать по формулам:

$$\left.\begin{aligned} \nu &= \frac{(\lambda_к^2-\lambda_н^2)\,[\lambda_к^4-a\,(1-\lambda_к^2)]\,[\lambda_н^2+a\,(1-\lambda_н^2)]}{a\,\lambda_н^2\,\lambda_к^2\,[\lambda_н^4+\lambda_к^4+a\,(\lambda_к^2-\lambda_н^2)]}\,; \\ f_{опт}^2 &= \frac{\lambda_н^2\,\lambda_к^2\,[\lambda_н^4+\lambda_к^4+a\,(\lambda_к^2-\lambda_н^2)]}{\lambda_н^2\,\lambda_к^2\,(\lambda_н^2+\lambda_к^2)+a\,(\lambda_к^2-\lambda_н^2)}\,. \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

2.20. Определение амплитуд перемещений и ускорений при произвольных значениях λ и, в частности, при $\lambda=\lambda_к$ или $\lambda=\lambda_н$ выполняется по формулам:

$$Z_0=\frac{f^2-\lambda^2}{\Delta\,k}\,;\quad Z_г=\frac{f^2}{\Delta\,k}\,;\quad Y=\frac{\lambda^2}{\Delta\,k}\,;$$

$$Z_0=\frac{\lambda^2\,p^2\,(f^2-\lambda^2)}{\Delta\,k}\,, \quad (6)$$

где $\Delta=(1-\lambda^2)\,(f^2-\lambda^2)-\nu\,\lambda^2\,f^2$; Z_0, Z_0 — амплитуды перемещений и ускорений главной массы; $Z_г$, Y — амплитуды перемещений массы гасителя и деформаций связи гасителя.

2.21. При гармоническом воздействии с нестабильной частотой (см. п. 2.12) рекомендуется применять гасители с демпфирующими элементами. Амплитудно-частотная характеристика $Z_0(\omega)$ в этом случае имеет такой вид, какой показан на рис. 7.

При оптимальных параметрах гасителя минимизируется наибольшая из ординат $Z_0(\omega)$, обычно при этом оба максимума амплитудно-частотной характеристики становятся одинаковыми.

Далее приведены результаты для гасителей двух типов: с демпфером вязкого трения (тип первый) и со связью, обладающей повышенным неупругим сопротивлением (тип второй), причем даны

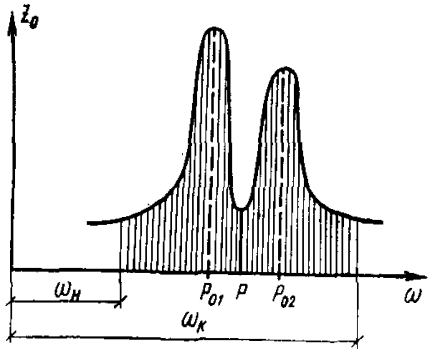


Рис. 7. Амплитудно-частотная характеристика в диапазоне изменения частоты воздействия

формулы для определения не только оптимальных параметров гасителей, но и соответствующих значений критерия качества и максимальных амплитуд удлинений связи (для маятниковых гасителей — амплитуд перемещений массы маятника относительно точки подвеса) гасителя. Для гасителей с демпфирующими элементами оптимизируются настройка гасителей и безразмерные коэффициенты β или $\gamma_г$, характеризующие диссипативные свойства гасителей. Учтено внутреннее неупругое сопротивление защищаемой системы, характеризуемое коэффициентом потерь $\gamma_о$.

Здесь и далее:

$$\beta = \beta_г / p; \quad u_о = \frac{1 - \gamma_о^2/4}{1 + \gamma_о^2/4}; \quad v_о = \frac{\gamma_о}{1 + \gamma_о^2/4};$$

$$u_г = \frac{1 - \gamma_г^2/4}{1 + \gamma_г^2/4}; \quad v_г = \frac{\gamma_г}{1 + \gamma_г^2/4}; \quad u_о^2 + v_о^2 = 1; \quad u_г^2 + v_г^2 = 1,$$

где $\beta_г$ — коэффициент вязкого трения демпфера в гасителе первого типа; $u_о$, $v_о$, $u_г$, $v_г$ — константы[1] Е. С. Сорокина для защищаемой системы и для гасителя второго типа соответственно; $\gamma_о$, $\gamma_г$ — коэффициенты внутреннего неупругого сопротивления защищаемой системы и связи гасителя соответственно; $f_{опт}$, $\beta_{опт}$, $\gamma_{опт}$ — оптимальные значения параметров f, β, $\gamma_г$; δ, γ — декремент колебаний и коэффициент неупругого сопротивления системы с гасителем ($\gamma = \delta/\pi$).

2.22. При гармоническом воздействии с нестабильной частотой и постоянной амплитудой силы $Q_о = 1$, если критерием качества является максимальная амплитуда перемещений главной массы при произвольном изменении частоты воздействия, оптимальные параметры гасителей определяются по формулам (7) и (8).

Для гасителей первого типа оптимальные параметры определяются по формуле;

$$\beta_{опт}^2 = \frac{3\nu}{2(1+\nu)^3};$$

$$f_{опт}^2 = \sqrt{1 - \gamma_о^2}\left[\frac{1}{(1+\nu)^2} - \gamma_о \frac{\beta_{опт}}{2(1+\beta_{опт})}\right], \qquad (7)$$

[1] Вследствие того, что большинство приведенных здесь результатов были получены с использованием указанных констант u, v, этот способ описания затухания сохранен в настоящих Рекомендациях.

при этом:

$$R = 1 \Big/ \left(k \sqrt{\frac{\nu}{2+\nu} + \gamma_0^2 + \gamma_0 \beta (1+\nu)} \right);$$

$$Y_{\max} = \frac{1}{k} \frac{2(1+\nu)}{\nu} \sqrt{\frac{2+\nu}{3(2+1{,}25\nu)}}.$$

Для гасителей второго типа оптимальные параметры определяются по формулам:

$$\gamma_{\text{опт}} = \gamma_* \frac{2}{1+\sqrt{1-\gamma_*^2}};$$

$$f^2_{\text{опт}} = \frac{\sqrt{1-\gamma_0^2}}{(1+\nu^2)\sqrt{1-\gamma_*^2}}; \quad \gamma_*^2 = \nu \frac{3+2\nu}{2+\nu}, \tag{8}$$

при этом:

$$R = \frac{1}{k \sqrt{1+\gamma_0^2 - \frac{2(1-\gamma_0 \gamma_*)}{2+\nu}}};$$

$$Y_{\max} = \frac{1}{k} \frac{1+\nu}{\nu} \sqrt{\frac{2(2+\nu)}{3+2\nu}}.$$

2.23. При том же критерии качества, какой рассматривался в п. 2.22, если амплитуда силы пропорциональна квадрату частоты возбуждения $Q_0 = 1 \cdot \lambda^2$, оптимальные параметры гасителей рекомендуется назначать по формулам:

для гасителей первого типа:

$$\left.\begin{aligned}
&\beta^2_{\text{опт}} = \frac{3\nu}{(1+\nu)(2+\nu)}; \quad f^2_{\text{опт}} = \frac{1+\gamma_0^2+1{,}5\,\gamma_0 \beta_{\text{опт}}}{(1+\nu)\sqrt{1-\gamma_0^2}};\\
&R = \frac{1}{k \sqrt{(1+\nu)^2 - \frac{(2+\nu)(1+\gamma_0^2)}{2(f^2_{\text{опт}} - 0{,}5\,\gamma_0 \beta_{\text{опт}})}}};\\
&Y_{\max} = \frac{1}{k} \frac{2+\nu}{\nu} \sqrt{\frac{1}{3(1+\nu)(1+1{,}25\nu)}}
\end{aligned}\right\} \tag{9}$$

для гасителей второго типа:

$$\left.\begin{aligned} &\gamma_{\text{опт}} = \gamma_* \frac{2}{1+\sqrt{1-\gamma_*^2}}; \quad \gamma_*^2 = \frac{3\nu\,(2+3\nu)}{(2+\nu)^2}; \\ &f_{\text{опт}}^2 = \frac{(1+\gamma_0^2)\sqrt{1-\gamma_0^2}}{(1+\nu)\,(1-2\gamma_0\gamma_*-\gamma_0^2)\sqrt{1-\gamma_*^2}}; \\ &R = \frac{1}{k\sqrt{\dfrac{(1+\nu)}{2}\left[\nu+(2+\nu)\,\gamma_0\,\dfrac{\gamma_*-\gamma_0}{1-\gamma_0\gamma_*}\right]}}; \\ &Y_{\max} = \frac{2}{k\nu}\sqrt{\frac{2+5\nu+5\nu^2}{3\,(2+5\nu+3\nu^2)}}. \end{aligned}\right\} \quad (10)$$

2.24. При гармоническом воздействии с нестабильной частотой и постоянной амплитудой силы $Q_0=1$, если критерием качества является максимальная амплитуда ускорения главной массы при произвольном изменении частоты воздействия, оптимальные параметры гасителей рекомендуется определять по формулам:

для гасителей первого типа:

$$\left.\begin{aligned} &\beta_{\text{опт}}^2 = \frac{3\nu}{(1+\nu)\,(2+\nu)}; \quad f_{\text{опт}}^2 = \frac{1}{1+\nu}; \quad R = \frac{p^2}{k}\sqrt{\frac{2}{\nu\,(1+\nu)}}; \\ &Y_{\max} = \frac{1}{k}\cdot\frac{2+\nu}{\nu}\sqrt{\frac{1+\nu}{3\,(1+1{,}25\nu)}}; \end{aligned}\right\} \quad (11)$$

для гасителей второго типа:

$$\left.\begin{aligned} &\gamma_{\text{опт}} = \gamma_* \frac{2}{1+\sqrt{1-\gamma_*^2}}; \quad \gamma_*^2 = \frac{3\nu\,(2+3\nu)}{(2+\nu)^2}; \\ &f_{\text{опт}}^2 = \frac{1}{(1+\nu)\sqrt{1-\gamma_*^2}}; \quad R = \frac{p^2}{k}\sqrt{\frac{2}{\nu\,(1+\nu)}}; \\ &Y_{\max} = \frac{1}{k}\cdot\frac{2+\nu}{\nu}\sqrt{\frac{2\,(1+\nu)}{3\,(2+3\nu)}}. \end{aligned}\right\} \quad (12)$$

2.25. При критерии качества, рассматриваемом в п. 2.24, если амплитуда силы пропорциональна квадрату частоты возбуждения $Q_0=1\cdot\lambda^2$, оптимальные параметры гасителей определяются по формулам:

для гасителей первого типа:

$$\left.\begin{aligned} \beta^2_{\text{опт}} &= \frac{\nu\,(3-\nu^2)}{2\,(1-2\nu-\nu^2)}\,; \quad f^2_{\text{опт}} = 1; \\ R &= \frac{p^2}{k}\,\frac{2}{\sqrt{\nu\,(2+\nu)}}\,; \\ Y_{\max} &= \frac{1}{k}\,\frac{2\,(1-2\nu)}{\nu}\,\sqrt{\frac{2}{3\,(2+\nu)\,(1-2{,}375\,\nu)}}\,; \end{aligned}\right\} \quad (13)$$

для гасителей второго типа:

$$\left.\begin{aligned} \gamma_{\text{опт}} &= \gamma_* \frac{2}{1+\sqrt{1-\gamma^2_*}}\,; \quad \gamma^2_* = \frac{\nu\,(3+\nu)\,(1+\nu)}{(1-2\nu-\nu^2)\,(2+\nu)}\,; \\ f^2_{\text{опт}} &= \frac{1}{\sqrt{1-\gamma^2_*}}\,; \quad R = \frac{p^2}{k}\,\frac{2}{\sqrt{\nu\,(2+\nu)}}\,; \\ Y_{\max} &= \frac{1}{k}\,\frac{2}{\nu}\,\sqrt{\frac{1-2\nu-\nu^2}{(1+\nu)\,(3+\nu)}}\,. \end{aligned}\right\} \quad (14)$$

2.26. В случае, если частота возбуждающей силы при номинальном числе оборотов двигателя больше p и во время пуска и остановок возникает режим прохождения через резонанс, параметры гасителей рекомендуется подбирать как для гармонического воздействия с нестабильной частотой. В действительности оптимальные параметры для обоих указанных случаев несколько отличаются друг от друга, но разница в эффективности (например, если критерием качества является наибольшая амплитуда главной массы в процессе прохождения через резонанс) невелика.

2.27. При работе паровоздушных, гидравлических простого действия и механических фрикционных молотов, а также копров и других механизмов на сооружение могут действовать периодические (с периодом T) импульсы одного направления и одинаковые по величине, например $s=1$. Если период T и соответственно частота $\omega=2\pi/T$ нестабильны, а критерием качества является наибольшая (при различных T) амплитуда перемещений главной массы, то для гасителей первого типа оптимальные параметры рекомендуется определять по формулам:

$$\left.\begin{aligned} \beta_{\text{опт}} &= \sqrt{\frac{3\nu\,(4+5\nu+2\nu^2)}{4\,(1+\nu)^3\,(2+\nu)}}\,; \\ f^2_{\text{опт}} &= \frac{1+0{,}43\,\nu-0{,}19\,\sqrt{\gamma_0}\,\times}{(1+\nu)^2} \\ &\times\frac{[\nu+(0{,}37\,\sqrt{\gamma_0}+\gamma_0)\,(3\sqrt{\nu}+4\gamma_0)]}{(1+\nu)^2}\,. \end{aligned}\right\} \quad (15)$$

Значение критерия качества R следует определять по табл. 1, для промежуточных значений ν, γ_0 допускается использовать интерполяцию.

Таблица 1

Величины наибольших амплитуд перемещений главной массы при различных значениях ν и γ_0

ν	γ_0	Для $s=1$			Для $s=1\cdot\lambda$		
		$\beta_{опт}$	$f^2_{опт}$	Rk	$\beta_{опт}$	$f^2_{опт}$	Rk
0,025	0	0,188	0,962	9,62	0,19	0,974	9,57
	0,05	0,188	0,957	7,13	0,19	0,98	7,1
	0,1	0,188	0,95	5,74	0,19	0,99	5,71
0,05	0	0,259	0,927	6,99	0,264	0,95	6,92
	0,05	0,259	0,92	5,66	0,264	0,958	5,6
	0,1	0,259	0,911	4,81	0,264	0,97	4,76
0,075	0	0,309	0,893	5,84	0,318	0,927	5,74
	0,05	0,309	0,886	4,92	0,318	0,937	4,85
	0,1	0,309	0,876	4,3	0,318	0,951	4,23
0,1	0	0,348	0,862	5,15	0,36	0,905	5,04
	0,05	0,348	0,853	4,45	0,36	0,917	4,36
	0,1	0,348	0,843	3,95	0,36	0,932	3,88

2.28. При работе механизмов с зубчатыми передачами, машин ударного действия с кривошипно-шатунным приводом и др. на сооружение действуют периодические (с периодом T, частотой $\omega=2\pi/T$, безразмерной частотой $\lambda=\omega/p$) импульсы одного направления, величина которых пропорциональна частоте, например $s=1\,\lambda$. Если критерием качества виброгашения является наибольшая амплитуда перемещений главной массы при нестабильной частоте ω, то для гасителей первого типа оптимальные параметры рекомендуется определять по формулам:

$$\left.\begin{aligned}\beta_{опт} &= \sqrt{\frac{3\nu}{(1+\nu)(2+\nu)}};\\ f^2_{опт} &= \frac{1+\gamma_0\beta_{опт}-(0{,}2+0{,}9\sqrt{\beta_{опт}})(1-2\sqrt{\nu})\times}{1+\nu-\gamma_0^2}\\ &\quad\frac{\times(1+1{,}5\nu)(0{,}5\nu+\gamma_0^2+\gamma_0\beta_{опт})}{1+\nu-\gamma_0^2}\end{aligned}\right\}\quad(16)$$

Величина R определяется по табл. 1.

2.29. *Если гасители используются для борьбы с колебаниями* сооружений, подверженных действию одиночных импульсов, оптимальные параметры гасителей можно подбирать из условия скорейшего затухания переходного процесса. В системе с оптимальными гасителями обеим собственным частотам — p_{01} и p_{02} — будут соответствовать одинаковые значения декремента колебаний δ и коэффициента неупругого сопротивления $\gamma=\delta/\pi$.

Для гасителей первого типа:

$$\left.\begin{aligned}
&\beta_{\text{опт}} = \frac{2}{1+\nu}\sqrt{\frac{\nu}{1+\nu}+\frac{\gamma_0}{(1{,}01+\nu)^3}}\,;\\
&f^2_{\text{опт}} = \frac{\beta_{\text{опт}}(1-\nu)+0{,}25\,[\beta_{\text{опт}}(1+\nu)+\gamma_0]^3-}{\beta_{\text{опт}}(1+\nu)^2-}\\
&\frac{-\gamma_0\left\{\beta_{\text{опт}}\,[\beta_{\text{опт}}(1+\nu)+\gamma_0]+1\right\}}{-\gamma_0(1-\nu)}\,;\\
&\gamma \approx \frac{1}{2}\,[\gamma_0+(1+\nu)\,\beta_{\text{опт}}].
\end{aligned}\right\} \qquad (17)$$

(величины δ для некоторых значений γ_0 и ν приведены в табл. 2).

Для гасителей второго типа:

$$\left.\begin{aligned}
&\gamma_{\text{опт}} = \frac{\gamma_0+2\sqrt{\nu}}{1-\frac{1}{2}\gamma_0\sqrt{\nu}}\,; \quad f^2_{\text{опт}} = \frac{1}{1+\nu}\,;\\
&\gamma = \frac{\gamma_0+2\sqrt{\nu}/(\sqrt{1+\nu}+1)}{1-\frac{1}{2}\gamma_0\sqrt{\nu}/(\sqrt{1+\nu}+1)}\,.
\end{aligned}\right\} \qquad (18)$$

2.30. В тех случаях, когда динамические гасители применяются для борьбы с ветровым резонансом, рекомендуется назначать оптимальные параметры гасителя как для гармонического воздействия с нестабильной частотой и амплитудой силы, пропорциональной квадрату частоты возбуждения (см. пп. 2.23 и 2.25). Для определения истинных значений R и $Y_{\max}$ следует задать амплитуду обобщенной силы в соответствии с главой СНиП II-6-74 «Нагрузки и воздействия».

2.31. Гасители, предназначенные для борьбы с ветровым резонансом, одновременно могут эффективно гасить колебания, вызванные пульсациями ветрового напора. Эффективность их в этом случае можно оценить по формулам, приведенным в п. 2.37.

Поскольку в настоящее время нет точных данных об оптимальных параметрах гасителей и эффективности гашения колебаний, вызванных пульсациями ветра для различных фиксированных значений p, рекомендуется максимально повышать диссипативные свойства системы с гасителем; для системы с увеличившимся декрементом колебаний, согласно главе СНиП II-6-74, можно принимать более низкие значения коэффициента динамичности.

Поскольку оптимальные параметры гасителей в рассматриваемом здесь случае получаются такими же, как и в случае, рассмотренном в п. 2.29, оптимальные параметры гасителей и значения декрементов колебаний для системы с гасителями рекомендуется определять по формулам (17) и (18).

2.32. Для борьбы с галопированием сооружений, имеющих аэродинамически неустойчивую форму сечения (прямоугольник, ромб и т. п.), оптимальные параметры подбираются из условия максимального увеличения критической скорости потока, при которой возникают автоколебания.

Таблица 2

Значение логарифмических декрементов колебаний системы с гасителем

γ_0	$\gamma_{опт}$	$f^2_{опт}$	δ	$\gamma_{опт}$	$f^2_{опт}$	δ	$\gamma_{опт}$	$f^2_{опт}$	δ	$\gamma_{опт}$	$f^2_{опт}$	δ
	$\nu = 0{,}025$			$\nu = 0{,}05$			$\nu = 0{,}075$			$\nu = 0{,}1$		
0	0,305	0,952	0,497	0,416	0,907	0,685	0,491	0,865	0,83	0,548	0,827	0,95
0,025	0,328	0,948	0,57	0,438	0,902	0,761	0,512	0,86	0,905	0,567	0,82	1,018
0,05	0,352	0,945	0,648	0,458	0,898	0,834	0,532	0,854	0,985	0,585	0,814	1,09
0,075	0,374	0,941	0,72	0,48	0,892	0,908	0,551	0,848	1,05	0,603	0,808	1,16
0,1	0,394	0,937	0,79	0,5	0,888	0,984	0,571	0,844	1,125	0,621	0,803	1,23

Для гасителей первого типа оптимальные параметры определяются по формулам:

$$\beta_{опт} = \sqrt{2\,(\sqrt{1+\nu}-1)/(1+\nu)\,\sqrt{1+\nu}}\,\nu\,;\quad f^2_{опт} = \frac{1}{1+\nu}\,. \quad (19)$$

В результате установки гасителя с такими параметрами критическая скорость ветра увеличивается в $1+\sqrt{\nu}/\gamma_0$ раз.

Параметры, вычисленные по формулам (19), являются оптимальными и при скоростях потока выше критической, так как им соответствуют наименьшие амплитуды автоколебаний.

Подбор и определение эффективности оптимальных гасителей колебаний при ограниченном демпфировании

2.33. В тех случаях, когда не удается реализовать на практике оптимальное демпфирование в гасителях и по конструктивным соображениям приходится назначать демпфирование меньше оптимального (особенно это относится к гасителям второго типа), рекомендуется определять оптимальную настройку гасителей при фиксированном (предельно допустимом) значении $\gamma_г$.

2.34. При гармоническом воздействии с нестабильной частотой, если критерием качества является максимальная амплитуда перемещений главной массы, оптимальную настройку и эффективность виброгашения для фиксированных значений $\gamma_г$ следует определять по графикам рис. 8—15.

Оптимальная настройка определяется из условия равенства максимальных амплитуд перемещений главной массы, соответствующих частотам p_{01} и p_{02}.

На рис. 8—15 показано, как в зависимости от настройки гасителей изменяются значения максимальных амплитуд колебаний Z_{max} главной массы, соответствующие первой (кривые *1*) и второй (кривые *2*) собственным частотам системы с гасителем. Оптимальные значения f^2 соответствуют точке пересечения кривых *1* и *2*. Пунктирные линии на графиках соответствуют силе, амплитуда которой пропорциональна квадрату частоты $Q_0 = 1 \cdot \lambda^2$ (этими графиками можно пользоваться для подбора гасителей при ветровом резонансе), сплошные линии соответствуют силе с постоянной амплитудой $Q_0 = 1$.

Графики построены для нескольких значений ν и коэффициента неупругого сопротивления гасителя $\gamma_г$, для промежуточных значений γ_0, ν, $\gamma_г$ приближенные результаты можно получить по интерполяции.

2.35. Если критерием качества виброгашения является величина, обратная наименьшему декременту колебаний системы с гасителем (аналогично пп. 2.29 и 2.31), то оптимальная настройка гасителя не зависит от величины $\gamma_г$. В системе с оптимально настроенным гасителем так же, как и в случае, рассмотренном в п. 2.29 обеим частотам p_{01} и p_{02} — соответствуют одинаковые значения декремента колебаний δ и коэффициента неупругого сопротивления γ.

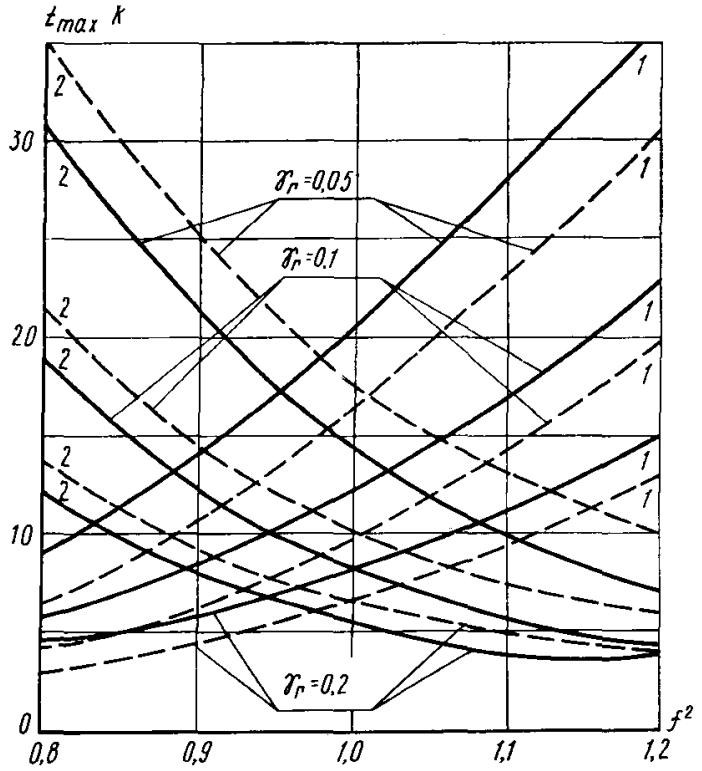


Рис 8. Влияние настройки на величину Z_{max} при $\nu = 5\%$, $\gamma_0 = 0{,}01$

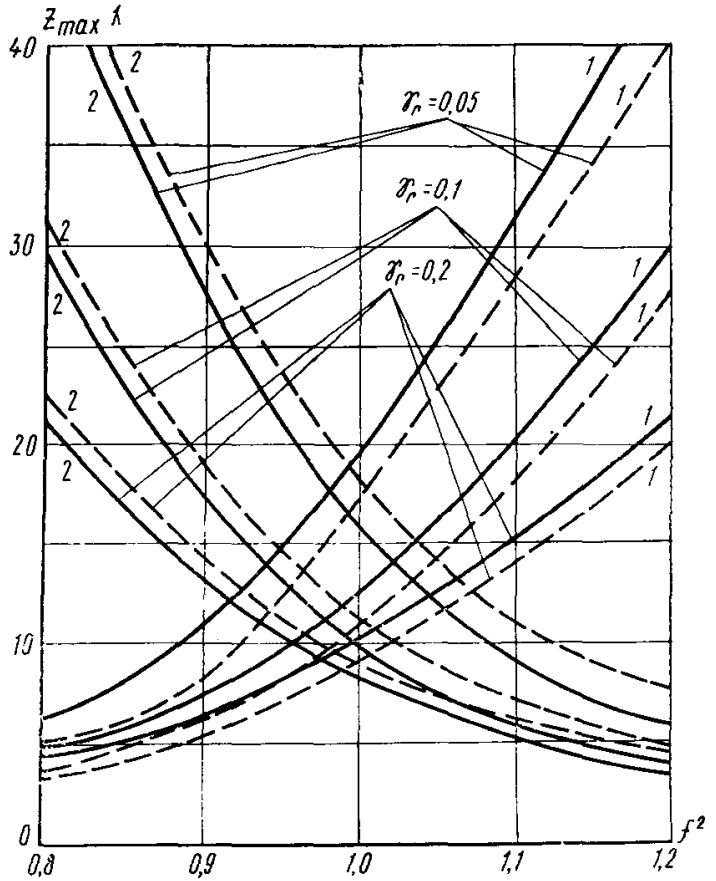


Рис. 9. Влияние настройки на величину Z_{max} при $\nu = 2\%$, $\gamma_0 = 0{,}01$

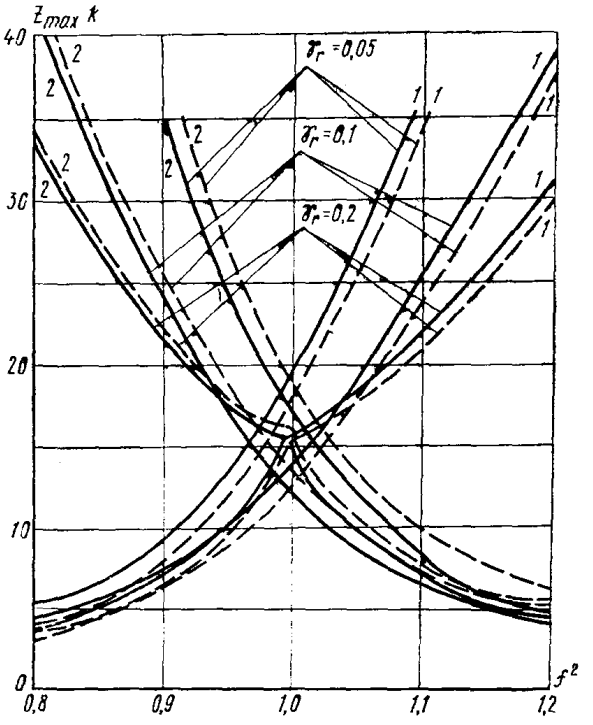


Рис. 10. Влияние настройки на величину Z_{max} при $\nu = 1\%$. $\gamma_0 = 0{,}01$

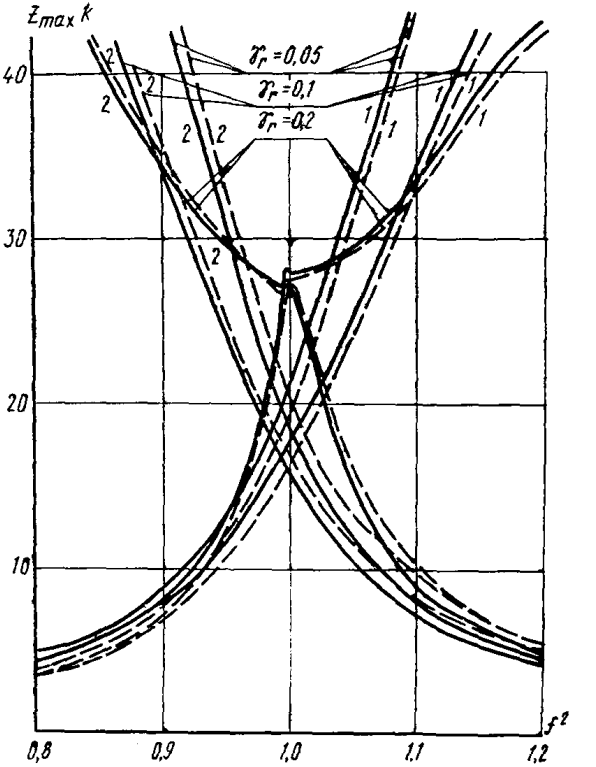


Рис. 11. Влияние настройки на величину Z_{max} при $\nu = 0{,}5\%$ $\gamma_0 = 0{,}01$

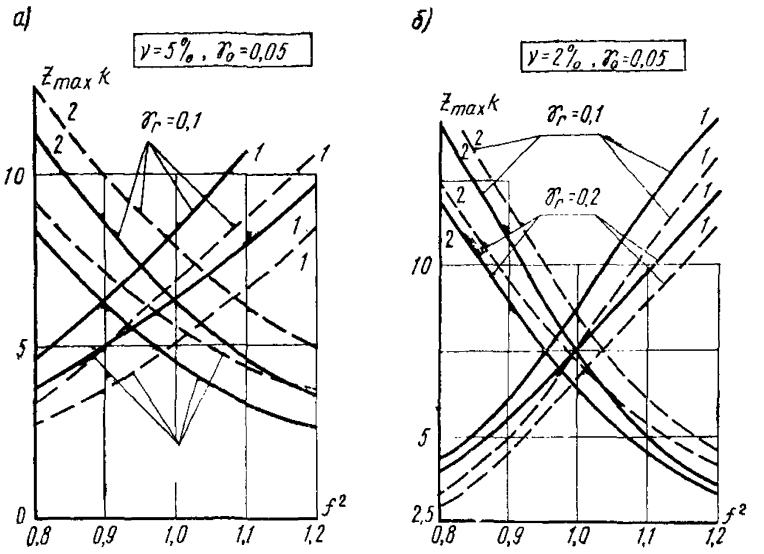


Рис. 12. Влияние настройки на величину Z_{max}

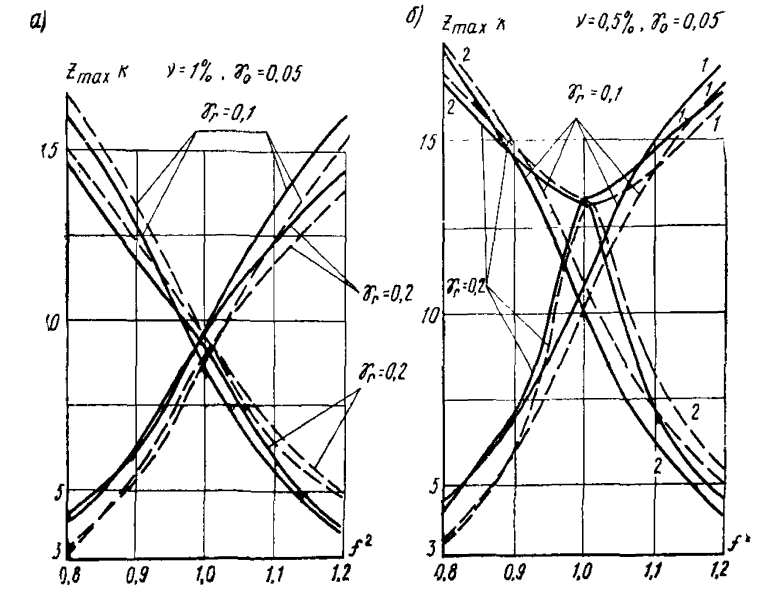


Рис. 13. Влияние настройки на величину Z_{max}

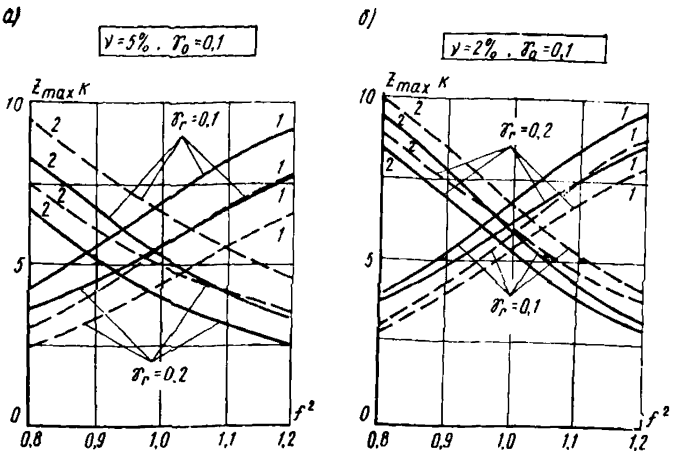


Рис. 14. Влияние настройки на величину Z_{max}

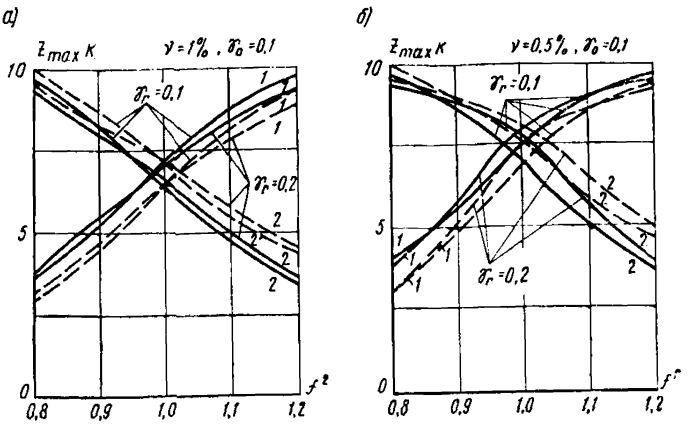


Рис. 15. Влияние настройки на величину Z_{max}

Значения $f^2_{опт}$, γ определяются по формулам:

$$f^2_{опт} = \frac{1}{1+\gamma}; \quad \gamma = \frac{\gamma_г \gamma_0 - 4 + \sqrt{(\gamma_0^2+4)(\gamma_г^2+4)}}{\gamma_0 + \gamma_г}. \quad (20)$$

Влияние отклонений параметров гасителя от оптимальных значений на эффективность виброгашения

2.36. При создании гасителей и их эксплуатации могут возникнуть небольшие отклонения их параметров от проектных и, в частности, от оптимальных значений. Особенно сильно сказываются на

эффективности виброгашения изменения настройки; отклонения в демпфировании сравнительно мало влияют на эффективность гашения колебаний.

Если действительная настройка f несколько отличается от оптимального значения $f_{опт}$, то измененный критерий качества R_Δ для гармонического воздействия с нестабильной частотой рекомендуется вычислять по формуле

$$R_\Delta = R\left[1 + A\left|\frac{f^2}{f_{опт}^2} - 1\right|\right], \qquad (21)$$

где R — значение критерия качества при оптимальной настройке;

$A = \sqrt{\frac{1}{\nu\,(2+\nu)}}$ — для случая, рассмотренного в п. 2.22;

$A = 0{,}5 + \sqrt{\frac{1+\nu}{2\nu}}$ — для случаев, рассмотренных в пп. 2.23 и 2.24;

$A = 1 + \sqrt{\frac{1}{\nu\,(2+\nu)}}$ — для случая, рассмотренного в п. 2.25.

Для случаев, рассмотренных в п. 2.34, влияние отклонений f от оптимального значения можно оценить по графикам, представленным на рис. 8—15. Для произвольного (неоптимального) значения f^2 следует взять наибольшую (по кривой *1* или *2*) ординату $Z_{max} \cdot k_0$.

Определение амплитуд и декрементов колебаний при фиксированных (неоптимальных) параметрах гасителя

2.37. Если гасители подобраны для одного преобладающего воздействия, то для прочих воздействий они будут неоптимальными. Для оценки эффективности виброгашения в подобных случаях следует пользоваться приведенными ниже формулами, по которым также более точно, чем в п. 2.36, можно оценить эффективность расстроенных гасителей второго типа. Приближенные результаты для гасителей первого типа можно получить, приняв $\gamma_г = \beta$.

Дополнительные обозначения:

$$a = 1 + \nu + \frac{1}{f^2}\,(u_0 u_г + v_0 v_г); \quad b = \frac{1}{f^2}\,(u_0 v_г - v_0 u_г);$$

$$\rho = \sqrt{[a^2 - b^2 - 4\,(a - 1 - \nu)]^2 + 4\,b^2\,(a-2)^2}\,;$$

$$\varphi = \operatorname{arctg}\frac{2\,b\,(2-a)}{a^2 - b^2 - 4\,(a-1-\nu)}\,;$$

$$r_1 = \frac{1}{2}\,f^2\left[u_г\left(\sqrt{\rho}\cos\frac{\varphi}{2} - a\right) - v_г\left(\sqrt{\rho}\sin\frac{\varphi}{2} + b\right)\right];$$

$$s_1 = \frac{1}{2}\,f^2\left[v_г\left(\sqrt{\rho}\cos\frac{\varphi}{2} - a\right) + u_г\left(\sqrt{\rho}\sin\frac{\varphi}{2} + b\right)\right];$$

$$r_2 = \frac{1}{2} f^2 \left[- u_r \left(\sqrt{\rho} \cos \frac{\varphi}{2} + a \right) + v_r \left(\sqrt{\rho} \sin \frac{\varphi}{2} - b \right) \right];$$

$$s_2 = \frac{1}{2} f^2 \left[- v_r \left(\sqrt{\rho} \cos \frac{\varphi}{2} + a \right) - u_r \left(\sqrt{\rho} \sin \frac{\varphi}{2} - b \right) \right].$$

Частотам p_{01} и p_{02} соответствуют два значения $\gamma = \delta/\pi$:

$$\left.\begin{aligned} \gamma &= \frac{2 \frac{1}{f^2} + u_r \left(a - \sqrt{\rho} \cos \frac{\varphi}{2} \right) + v_r \left(b + \sqrt{\rho} \sin \frac{\varphi}{2} \right)}{u_r \left(b + \sqrt{\rho} \sin \frac{\varphi}{2} \right) - v_r \left(a - \sqrt{\rho} \cos \frac{\varphi}{2} \right)}; \\ \gamma &= \frac{2 \frac{1}{f^2} + u_r \left(a + \sqrt{\rho} \cos \frac{\varphi}{2} \right) + v_r \left(b - \sqrt{\rho} \sin \frac{\varphi}{2} \right)}{u_r \left(b - \sqrt{\rho} \sin \frac{\varphi}{2} \right) - v_r \left(a + \sqrt{\rho} \cos \frac{\varphi}{2} \right)}. \end{aligned}\right\} \quad (22)$$

Максимальные амплитуды главной массы (соответствующие частотам p_{01}, p_{02}) определяются по следующим формулам:

для гармонического воздействия с нестабильной частотой и постоянной амплитудой силы $Q_0 = 1$:

$$\left.\begin{aligned} Z_{1,\max} k &= \sqrt{\frac{(r_1 + f^2 u_r)^2 + (f^2 v_r)^2}{s_1^2 \left[(r_1 - r_2)^2 + s_2^2 \right]}}, \\ Z_{2,\max} k &= \sqrt{\frac{(r_2 + f^2 u_r)^2 + (f^2 v_r)^2}{\left[(r_2 - r_1)^2 + s_1^2 \right] s_2^2}}; \end{aligned}\right\} \quad (23)$$

для гармонического воздействия с нестабильной частотой и амплитудой силы, пропорциональной квадрату частоты:

$$\left.\begin{aligned} Z_{1,\max} k &= r_1 \sqrt{\frac{(r_1 + f^2 u_r)^2 + (f^2 v_r)^2}{s_1^2 \left[(r_1 - r_2)^2 + s_2^2 \right]}}, \\ Z_{2,\max} k &= r_2 \sqrt{\frac{(r_2 + f^2 u_r)^2 + (f^2 v_r)^2}{\left[(r_2 - r_1)^2 + s_1^2 \right] s_2^2}}. \end{aligned}\right\} \quad (24)$$

Амплитуды удлинений связи гасителя соответственно равны:
для $Q_0 = 1$:

$$\left.\begin{aligned} Y_{1,\max} k &= r_1 \Big/ \sqrt{s_1^2 \left[(r_1 - r_2)^2 + s_2^2 \right]}, \\ Y_{2,\max} k &= r_2 \Big/ \sqrt{\left[(r_2 - r_1)^2 + s_1^2 \right] s_2^2}; \end{aligned}\right\} \quad (25)$$

для $Q_0 = 1 \cdot \lambda^2$:

$$\left.\begin{aligned} Y_{1,\max} k &= r_1^2 \Big/ \sqrt{s_1^2 \left[(r_1 - r_2)^2 + s_2^2 \right]}, \\ Y_{2,\max} k &= r_2^2 \Big/ \sqrt{\left[(r_2 - r_1)^2 + s_1^2 \right] s_2^2}. \end{aligned}\right\} \quad (26)$$

Расчет сооружений с гасителями в случае, когда моделью сооружения не может служить система с одной степенью свободы

2.38. В случаях, не отвечающих условиям п. 2.9, модель защищаемого гибкого сооружения должна быть более сложной, чем система с одной степенью свободы, при этом рекомендуется пользоваться программой, приведенной в прил. 1. Программа составлена на языке «Алгол» и отлажена для транслятора ТА-1М, используемого в машинах типа М-220, М-222, БЭСМ-4 и др.

Для расчета по программе расчетная схема сооружения должна быть задана, как показано на рис. 28, в виде многоступенчатого стержня с дополнительными связями, обладающими упругими и диссипативными свойствами. В разных уровнях к защищаемой системе могут быть присоединены по одному или несколько гасителей (первого или второго типа). Более подробные сведения о системе с гасителями содержатся в инструкции к программе, помещенной в прил. 1. Ясно, что выбранная расчетная схема может отразить особенности работы большинства сооружений с гасителями при горизонтальных динамических воздействиях и вполне отвечает целям настоящих рекомендаций, хотя нетрудно привести примеры гашения колебаний (в основном вертикальных или комбинированных) континуальных систем типа сложных рам, складок, оболочек, когда указанная модель не может отразить особенности работы защищаемой системы.

При расчете по программе могут быть заданы два типа воздействий. Первое — гармоническое воздействие с нестабильной частотой и амплитудой, практически произвольно зависящей от частоты. Второе воздействие, рассмотренное в пп. 2.16—2.20, — стационарный случайный процесс (пульсации ветра) при фиксированном распределении интенсивности нагрузки по высоте сооружения.

Программа позволяет для заданных параметров гасителей вычислить максимальные в заданном диапазоне частот воздействия амплитуды перемещений и усилий в стержне (для воздействий первого типа) или определить нормы (корень квадратный из дисперсии) перемещений и усилий в стержне — для воздействия второго типа.

Чтобы облегчить оптимизацию, предусмотрена возможность одновременно задать несколько вариантов исходных данных по гасителям, для каждого варианта будут получены результаты, оценив которые конструктор может назначать параметры гасителей, либо задать новые исходные данные для повторного счета.

Целесообразно предварительно вычислить приближенно оптимальные параметры гасителей как для системы с одной степенью свободы.

3. УДАРНЫЕ ГАСИТЕЛИ КОЛЕБАНИЙ

Выбор типа гасителя колебаний и исходные данные для расчета

3.1. Ударные гасители колебаний простейшей конструкции подразделяются по типу на маятниковые, пружинные и плавающие, по числу соударений — на гасители одностороннего действия (одноудар-

ные) и двустороннего действия (двухударные). В одноударном гасителе за каждый период колебаний системы происходит один удар гасителя о систему, в двухударном гасителе — два удара. Между массой маятникового и пружинного одноударного гасителя, с одной стороны, и системой, с другой, может быть «отрицательный», нулевой и положительный зазор. В плавающем гасителе возможен только положительный зазор. В зависимости от направления колебаний гасители могут быть вертикальные и горизонтальные.

3.2. Тип гасителя выбирается в зависимости от частоты гасимых колебаний. Ориентировочно можно считать, что маятниковые ударные гасители применяются для гашения колебаний с частотой от 0,4 до 2 Гц, пружинные — от 2 до 10 Гц и плавающие — выше 10 Гц.

3.3. Одноударные гасители применяются для гашения колебаний, амплитуда которых с течением времени может изменяться в широких пределах. Двухударные гасители применяются для гашения колебаний с постоянной амплитудой.

3.4. Выбор зазора между массой гасителя и системой в одноударных гасителях производится в зависимости от величины той минимальной амплитуды колебаний системы, при которой начинается гашение. С точки зрения эффективности гашения в одноударных гасителях наиболее выгодным является нулевой зазор. «Отрицательный» зазор применяется часто в случае гашения постоянно действующих колебаний системы с определенной амплитудой. Положительный зазор применяется в случае необходимости гашения колебаний при прохождении через резонанс и устранения гашения в рабочем режиме.

3.5. Исходными данными для расчета гасителя колебаний являются:

а) данные по системе (схема, распределение масс и их величины, частоты и формы собственных колебаний, амплитуды вынужденных колебаний, которые необходимо погасить, коэффициент поглощения энергии колебаний[1] и динамические нагрузки, возбуждающие колебания данной системы);

б) расчетная схема гасителя (его тип, направление действия и главные конструктивные особенности);

в) требуемая эффективность, т. е. отношение амплитуды колебаний системы без гасителя к той же величине с гасителем;

г) материалы, из которых предполагается изготовить гаситель, в частности свойства соударяющихся тел — бойной части гасителя, смонтированной на системе, и ударника массы гасителя.

3.6. Время соударения ударного гасителя колебаний и сооружения мало́ по сравнению с периодом колебаний сооружения и поэтому не учитывается, а весь процесс соударения оценивается коэффициентом восстановления скорости при ударе, который может иметь

---

[1] Коэффициент *поглощения энергии колебаний* ψ ($\psi = 2\pi n/\lambda$, n ($с^{-1}$) — коэффициент сопротивления, равный $c/2M$, где c — коэффициент, *учитывающий неупругие сопротивления в дифференциальном* уравнении колебаний, M — масса системы; λ — частота собственных колебаний системы с учетом затухания) равен удвоенному логарифмическому декременту колебаний 2δ ($\delta = \pi n/\lambda$) или коэффициенту неупругого сопротивления γ (коэффициенту внутреннего трения), который дается в Инструкции по расчету несущих конструкций промышленных зданий и сооружений на динамические нагрузки; $\gamma = n/\lambda$), умноженному на 2π.

значение от 0 до 1. Величину коэффициента восстановления скорости при ударе, зависящего от свойств соударяющихся тел, при отсутствии более точных данных рекомендуется принимать по табл. 3.

Таблица 3

Материал поверхности конструкции, воспринимающей удар	Материал ударяющего тела	
	твердые металлы (стали, чугуны, сплавы и т. п.)	медь, алюминий, дерево, твердые пластмассы и т. п.
Сталь	0,6	0,4
Дерево	0,55	0,4
Камень	0,4	0,3
Бетон	0,35	0,25

3.7. Проектирование ударного гасителя колебаний производится в следующем порядке:

а) обосновывается выбор типа гасителя с главными конструктивными особенностями;

б) выбирается материал, из которого будет изготовлена бойная часть, и определяется коэффициент восстановления скорости при ударе;

в) подбирается величина массы гасителя в зависимости от требуемой эффективности;

г) составляются чертежи гасителя колебаний.

Условия настройки ударных гасителей колебаний

3.8. Настройка маятникового или пружинного ударного гасителя одностороннего действия, расположенного на системе с одной степенью свободы, производится из условий:

$$\omega T = 2\pi; \quad 2p_1 = \omega, \tag{27}$$

где ω — частота возмущающей силы; T — период соударений; p_1 — частота первого тона собственных колебаний системы с гасителем как системы с двумя степенями свободы.

3.9. Определение длины маятника маятникового гасителя колебаний рекомендуется производить из условия

$$\frac{2\pi}{p_1} = \frac{\pi}{p_г} + \tau, \tag{28}$$

где $p_г$ — круговая частота собственных колебаний свободного маятника; τ — продолжительность удара.

3.10. Для того чтобы ось привеса маятника гасителя не испытывала ударов, точка контакта маятника и системы должна совпадать с так называемым центром удара. Для обычно применяемых маятников, плоскость материальной симметрии которых перпендикуляр-

на к оси привеса, реакции в точке привеса равны нулю при соблюдении следующих условий:

а) удар должен происходить в плоскости материальной симметрии маятника;

б) точка контакта должна совпадать с так называемой осью качания, соответствующей оси привеса маятника, т. е. должно выполняться условие

$$l = \frac{\rho^2}{l_1}, \tag{29}$$

где l — расстояние от оси привеса до точки контакта (длина эквивалентного математического маятника); l_1 — расстояние от оси привеса до центра массы маятника; ρ — радиус инерции маятника относительно оси привеса.

3.11. Настройка плавающего ударного гасителя двустороннего действия, расположенного на системе с одной степенью свободы, производится из условия

$$\omega T = \pi, \tag{30}$$

где ω — частота возмущающей силы; T — период соударений.

Маятниковый гаситель колебаний на системе с одной степенью свободы

3.12. Расчетные схемы маятникового гасителя на системе с одной степенью свободы представлены на рис. 16, где приняты следую-

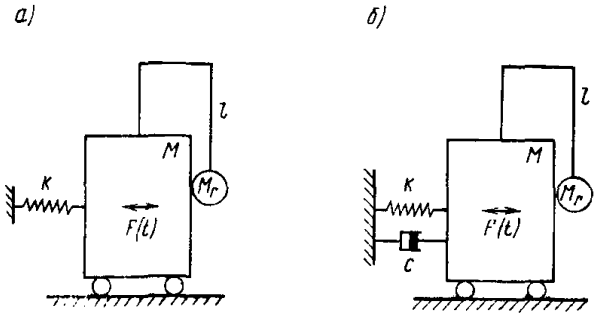


Рис. 16. Расчетные схемы маятникового гасителя
а — без затухания; *б* — с затуханием в системе

щие обозначения: M и $M_г$ — массы системы и гасителя; k — коэффициент жесткости; c — коэффициент, учитывающий неупругие сопротивления в системе; l — длина маятника гасителя;

$$F(t) = P \sin(\omega t + \chi),$$

где P, ω и χ — амплитуда, частота и начальная фаза внешней возмущающей силы.

В пп. 3.13—3.18 принято:

$$\left.\begin{gathered} 2n=\frac{c}{M_c}\ ;\ p^2=\frac{k}{M_c}\ ;\ p_r^2=\frac{g}{l}\ ;\ M_c=M+M_r;\ a_1=\frac{Ml}{M_c}\ ; \\ x_{ст}=\frac{P}{M_c p^2}\ ;\ \alpha=\frac{x}{x_{ст}}\ ;\ \beta=\frac{l\varphi}{x_{ст}}\ ;\ \mu=\frac{M_r}{M_c}\ ; \\ d\ (\mu,\ r)=\frac{\mu\ (1+r)}{(1+\mu)\ (1-r)}\ , \end{gathered}\right\} \quad (31)$$

где x и φ — перемещение системы и угол поворота маятника гасителя.

В случае пренебрежимо малых неупругих сопротивлений в системе, предварительный подбор параметров маятникового гасителя рекомендуется производить без учета инерционной силы гасителя по формулам (32), а затем при необходимости для сконструированного гасителя производить определение параметров гасителя по более точным формулам (33). В случае, если неупругие сопротивления в системе достаточно велики и ими пренебречь нельзя, подбор параметров маятникового гасителя рекомендуется производить по формулам (35).

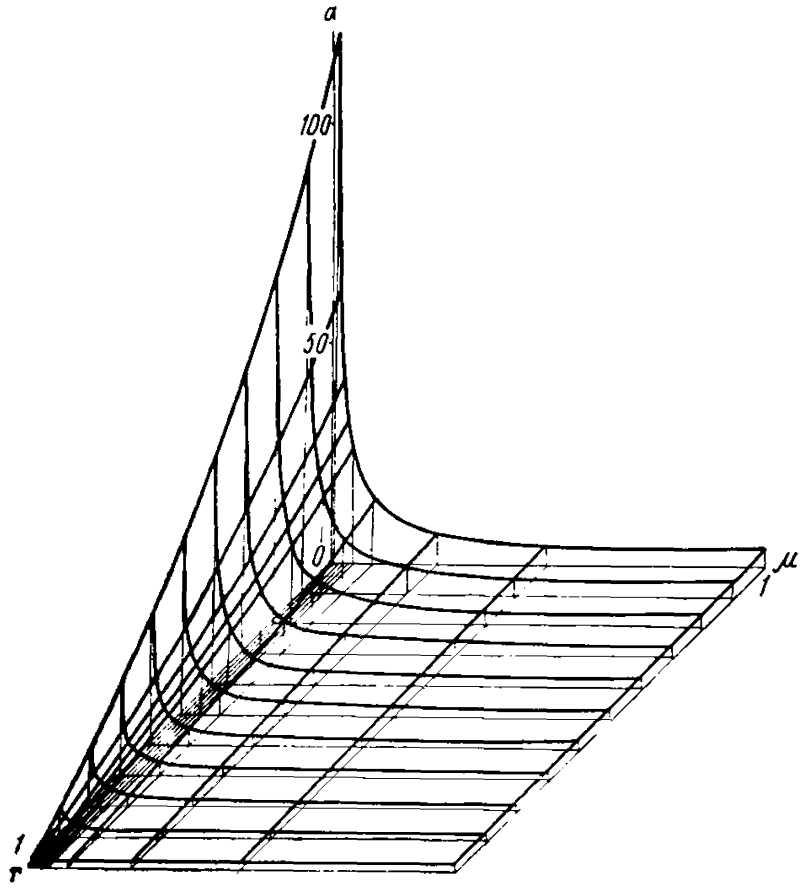
3.13. Для схемы, изображенной на рис. 16, *а*, если не учитывать инерционную силу гасителя, в случае резонанса величины α и β определяются по формулам:

$$\left.\begin{gathered} \alpha=\frac{1}{2}\left\{\left[\frac{3\pi}{4d\ (\mu,\ r)}-\pi+pt\right]\sin pt-\frac{2}{3}\cos pt\right\}; \\ \beta=\frac{2}{3}\left\{\frac{\pi}{2}\ \frac{3+2\mu}{\mu}\sin\frac{pt}{2}-\left[\frac{3\pi}{4d\ (\mu,\ r)}-\pi+pt\right]\sin pt\right\}. \end{gathered}\right\} \quad (32)$$

3.14. Наряду с формулами (32) для выбора параметров μ и r можно пользоваться графиками зависимости α и β от μ и r, приведенными на рис. 17.

3.15. Для схемы, изображенной на рис. 16, *а*, при учете инерционной силы гасителя в резонансном режиме:

$$\left.\begin{gathered} \alpha=\left\{\frac{\pi\ (1+2\mu)\ (1-r)\ (s^2-u^2)}{2s^2\ [(1+2\mu)\ s^2-1-\mu]\ (1+r)}-\right. \\ \left.-\frac{2\ (s^2-u^2)\ (\pi-p_2 t)}{3s^4}\right\}\sin p_2 t-\frac{4u^2}{3s^4}\cos p_2 t+ \\ +\frac{2\pi\mu\ (s^2-2u^2)}{3s^2\ [(1+2\mu)\ s^2-1-\mu]}\sin\frac{p_2 t}{2}\ ; \\ \beta=\frac{\pi\ [4\ (1+\mu)-(1+2\mu)\ s^2]}{3s^2\ [(1+2\mu)\ s^2-1-\mu]}\sin\frac{p_2 t}{2}- \\ -\left\{\frac{\pi\ (1+2\mu)\ (1-r)}{2\ [(1+2\mu)\ s^2-1+\mu]\ (1+r)}-\frac{2\ (\pi-p_2 t)}{3s^2}\right\}\sin p_2 t, \end{gathered}\right\} \quad (33)$$



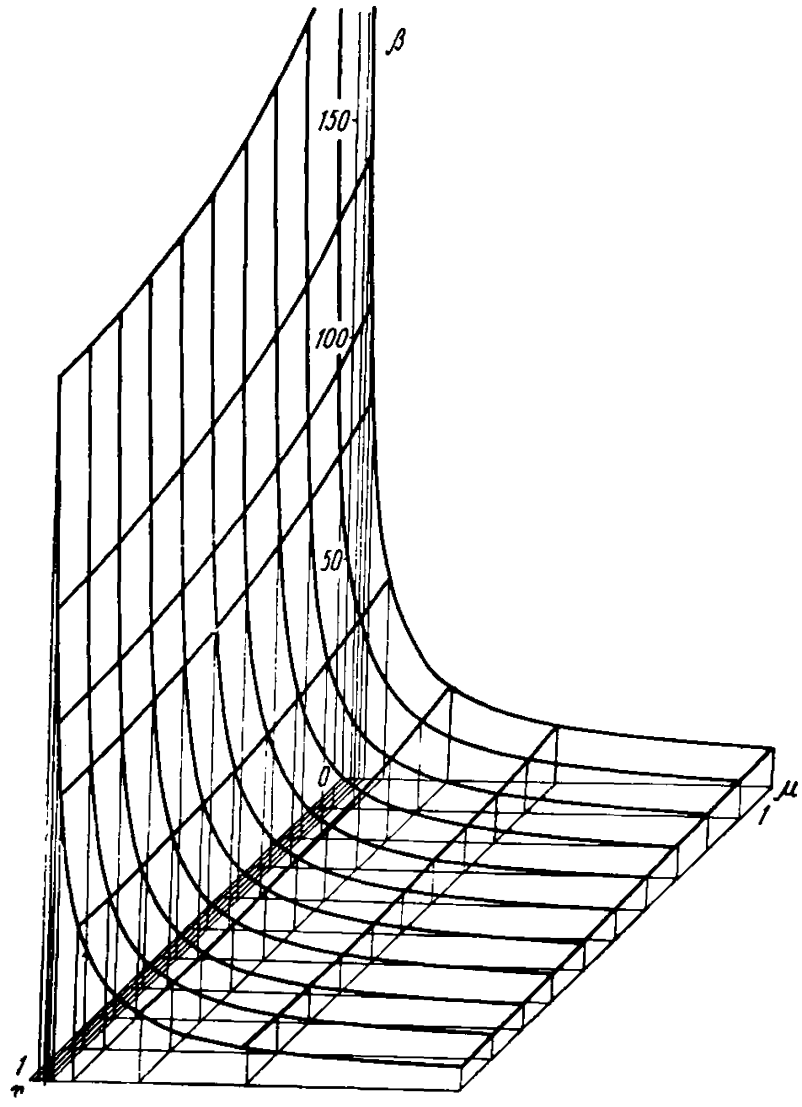


Рис. 17. Графики зависимости α и β от μ и r при расчете гасителя по схеме, изображенной на рис. 16,*а*, если не учитывать силу инерции гасителя

где

$$
\left.
\begin{aligned}
u^2 &= 2{,}125 - 3{,}125\ \frac{\mu}{1+\mu} - \sqrt{\left(2{,}125 - 3{,}125\ \frac{\mu}{1+\mu}\right)^2 - 1};\\
s^2 &= \frac{(1+\mu)(1+u^2)}{2} + \frac{1}{2}\sqrt{(1+\mu)^2(1-u^2)^2 + 4(1+\mu)\mu u^2};\\
p_{1,2}^2 &= \left[(1+\mu)(p^2+p_r^2) \mp \right.\\
&\left. \mp \sqrt{(1+\mu)^2(p-p_r^2)^2 + 4\mu(1+\mu)p^2 p_r^2}\right] / 2.
\end{aligned}
\right\} \quad (34)
$$

3.16. Наряду с формулами (33) для выбора параметров μ и r можно пользоваться графиками зависимости α и β от μ и r, приведенными на рис. 18.

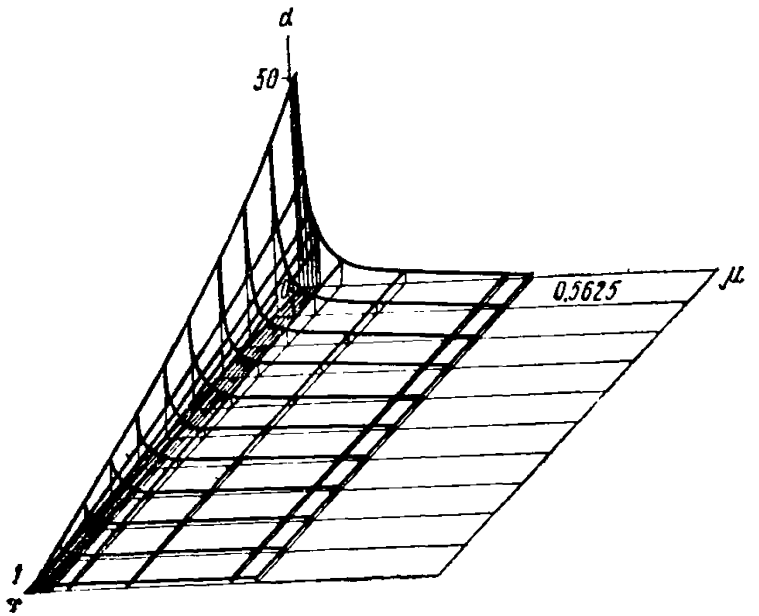
3.17. Для схемы, изображенной на рис. 16, *б*, если не учитывать инерционную силу гасителя, в случае резонанса:

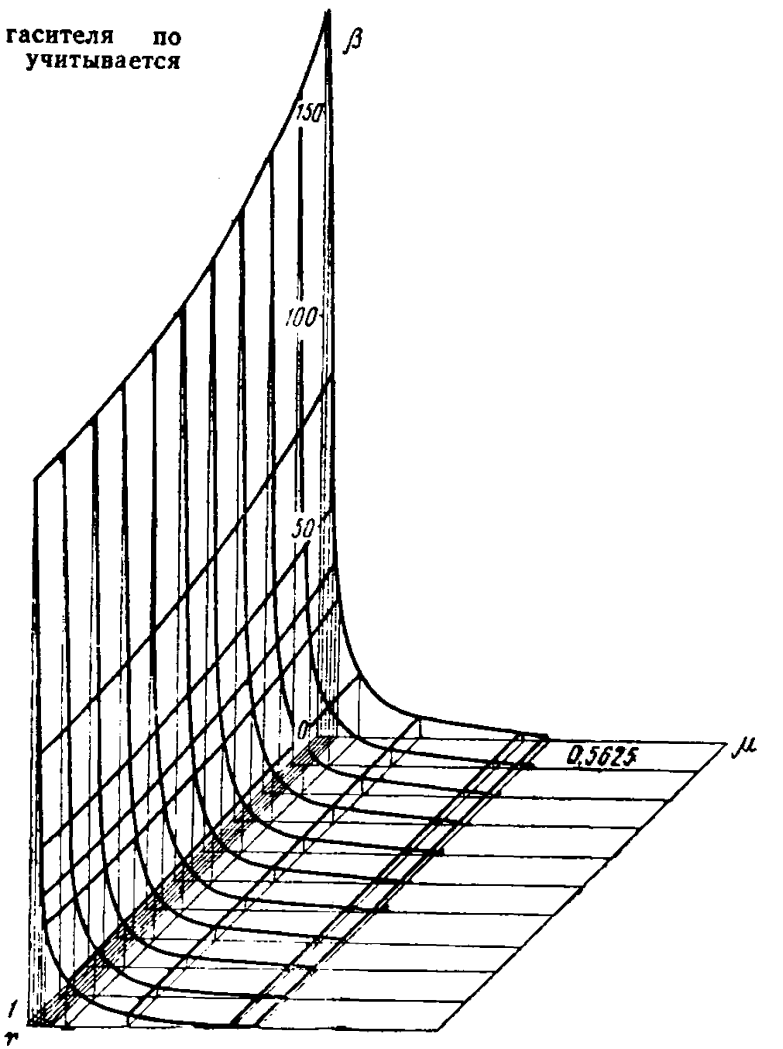
$$
\left.
\begin{aligned}
\alpha &= \frac{1}{C\gamma\sqrt{\gamma^2+4}}\left\{2\left[2(1+2\mu) - (1+r)(1+\mu-\mu\Omega) - \right.\right.\\
&\left. - \frac{8\mu(1+r)}{3(e^{2\pi\gamma}-1)} e^{\gamma(2\pi-\lambda t)}\right]\sin\lambda t + \mu(1+r)\Lambda\cos\lambda t\Big\};\\
\beta &= \frac{4}{3C\gamma\sqrt{\gamma^2+4}}\left\{\mu(1+r)\left[\frac{4(1+\mu)}{\mu} - \frac{{}^3/_4+\gamma^2}{({}^3/_4+\gamma^2)^2+\gamma^2}\right]\times\right.\\
&\times \sin\frac{\lambda t}{2} + \frac{\mu(1+r)\gamma}{({}^3/_4+\gamma^2)^2+\gamma^2}\cos\frac{\lambda t}{2} -\\
&- 2\left[2(1+2\mu) - (1+r)(1+\mu-\mu\Omega) - \right.\\
&- \mu(1+r)\frac{(1-\gamma^2)({}^3/_4-\gamma^2)+4\gamma^2}{({}^3/_4+\gamma^2)^2+\gamma^2}\ \frac{2e^{\gamma(2\pi-\lambda t)}}{e^{2\pi\gamma}-1}\Big]\times\\
&\left.\times\sin\lambda t - \frac{\mu(1+r)\gamma\,[e^{2\pi\gamma}(2e^{-\gamma\lambda t}-1)-1]}{[({}^3/_4+\gamma^2)^2+\gamma^2]\,(e^{2\pi\gamma}-1)}\cos\lambda t\right\},
\end{aligned}
\right\} \quad (35)
$$

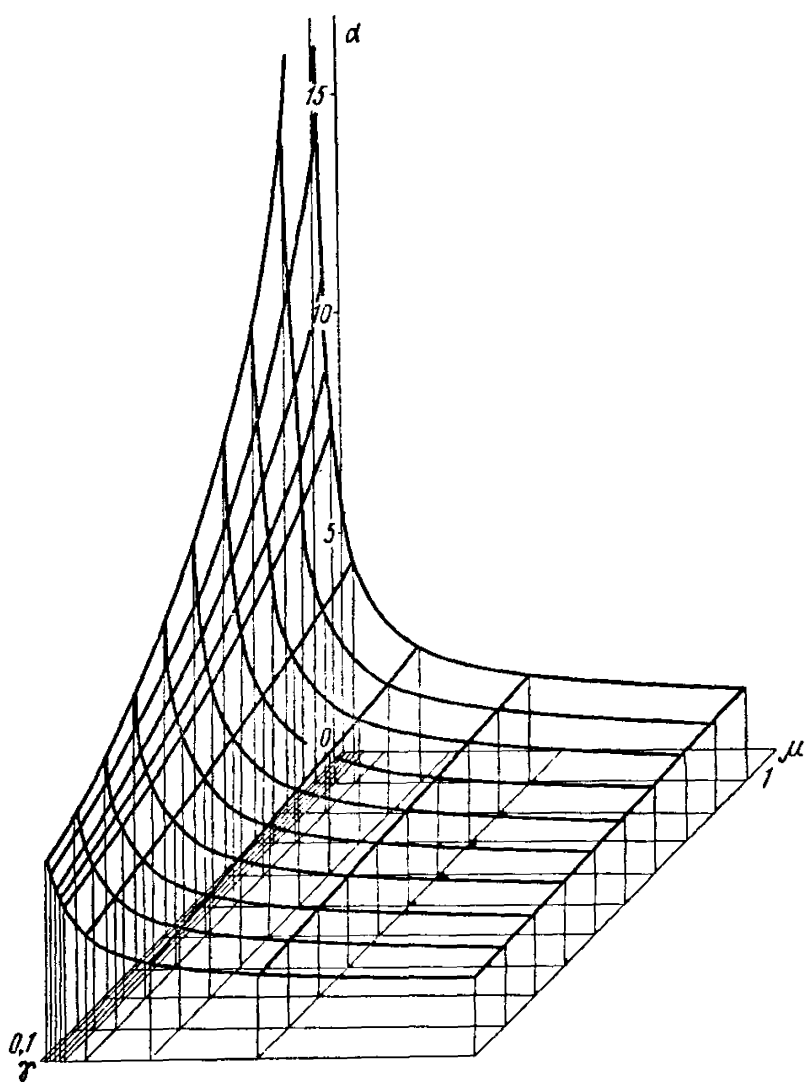
где

$$
\left.
\begin{aligned}
&\lambda^2 = p^2 - n^2,\quad \gamma = \frac{n}{\lambda},\quad x_{ст} = \frac{P}{M\lambda^2};\\
&C^2 = 4[2(1+2\mu) - (1+r)(1+\mu-\mu\Omega)]^2 + [\mu(1+r)\Lambda]^2;\\
&\Lambda = -\frac{\gamma}{({}^3/_4+\gamma^2)^2+\gamma^2}\ \frac{e^{2\pi\gamma}+1}{e^{2\pi\gamma}-1};\\
&\Omega = \frac{1}{({}^3/_4+\gamma^2)^2+\gamma^2}\times\\
&\times\left[\frac{1}{4}\ ({}^3/_4+\gamma^2) + \frac{2(1-\gamma^2)({}^3/_4-\gamma^2)+9\gamma^2}{e^{2\pi\gamma}-1}\right].
\end{aligned}
\right\} \quad (36)
$$

Рис. 18. Графики зависимости α и β от μ и r при расчете гасителя по схеме, изображенной на рис. 16,*а*, если сила инерции гасителя учитывается







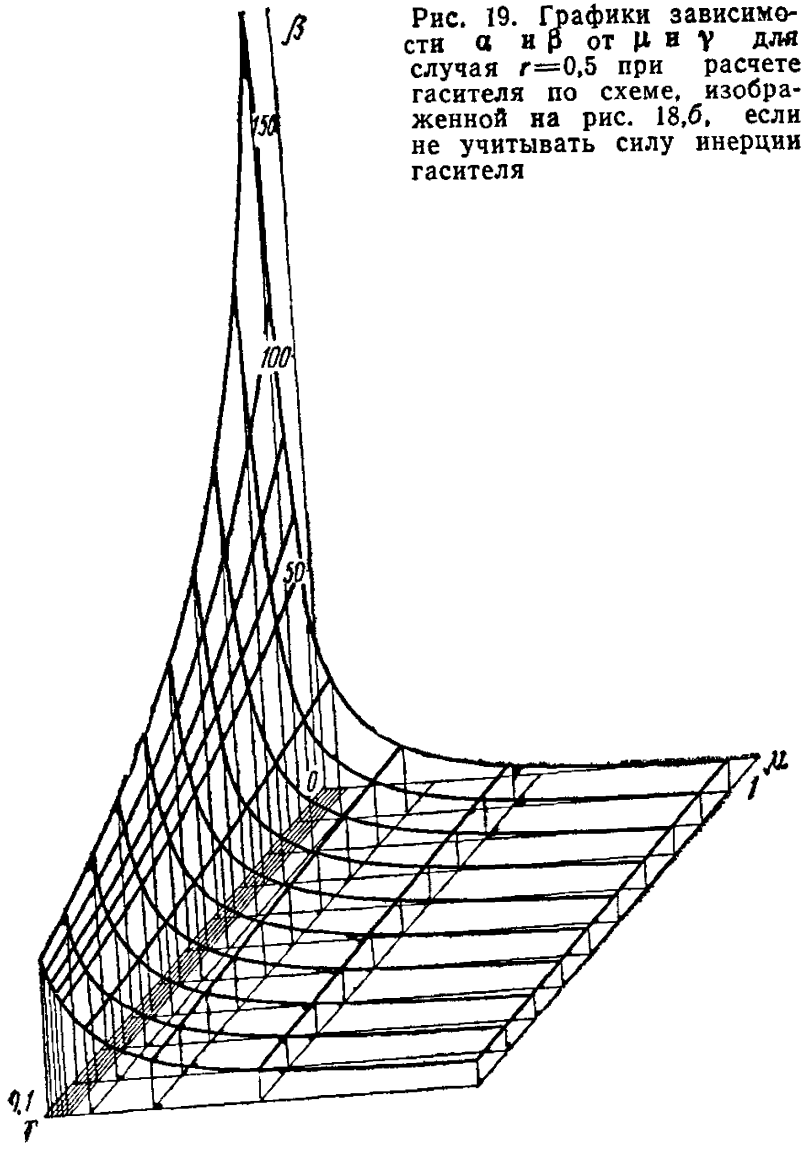


Рис. 19. Графики зависимости α и β от μ и γ для случая $r=0{,}5$ при расчете гасителя по схеме, изображенной на рис. 18,*б*, если не учитывать силу инерции гасителя

3.18. Наряду с формулами (35) для выбора параметров μ и r можно пользоваться графиками зависимости α и β от μ и γ, приведенными на рис. 19, для случая $r=0{,}5$.

Пружинный гаситель колебаний на системе с одной степенью свободы

3.19. Расчетные схемы пружинного гасителя на системе с одной степенью свободы представлены на рис. 20, где приняты следующие обозначения: M и $M_г$ — массы системы и гасителя; k, k_1, $k_г$ — коэффициенты жесткости; c и c_1 — коэффициенты, учитывающие неупругие сопротивления соответственно в системе и в гасителе;

$F(t)=P\sin(\omega t+\chi)$, где P, ω и χ — амплитуда, частота и начальная фаза возмущающей силы.

В пп. 3.20—3.26 принято:

$$\left.\begin{gathered} 2n=\frac{c}{M};\quad p^2=\frac{k+k_г}{M};\quad \nu_г^2=\frac{k_г}{M};\quad 2n_г=\frac{c_1}{M_г};\\ p_г^2=\frac{k_1+k_г}{M_г};\quad \mu_г^2=\frac{k_г}{M_г};\\ x_{ст}=\frac{P}{Mp^2};\quad \alpha=\frac{x}{x_{ст}};\quad \beta=\frac{y}{x_{ст}};\quad \mu=\frac{M_г}{M};\\ d(\mu,r)=\frac{\mu(1+r)}{(1+\mu)(1-r)}, \end{gathered}\right\} \quad (37)$$

где x и y — перемещения масс системы и гасителя.

3.20. Для схемы, изображенной на рис. 20, *а*, в случае резонанса:

$$\left.\begin{gathered} \alpha=\frac{1}{2}\left[\frac{\pi}{d(\mu,r)}-\pi+pt\right]\sin pt;\\ \beta=\frac{\pi}{\mu}\sin\frac{pt}{2}. \end{gathered}\right\} \quad (38)$$

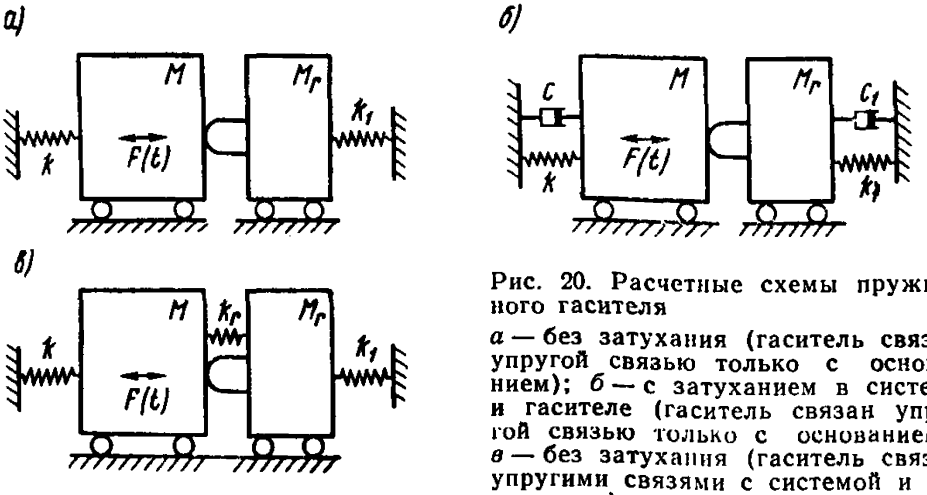


Рис. 20. Расчетные схемы пружинного гасителя

а — без затухания (гаситель связан упругой связью только с основанием); *б* — с затуханием в системе и гасителе (гаситель связан упругой связью только с основанием); *в* — без затухания (гаситель связан упругими связями с системой и основанием)

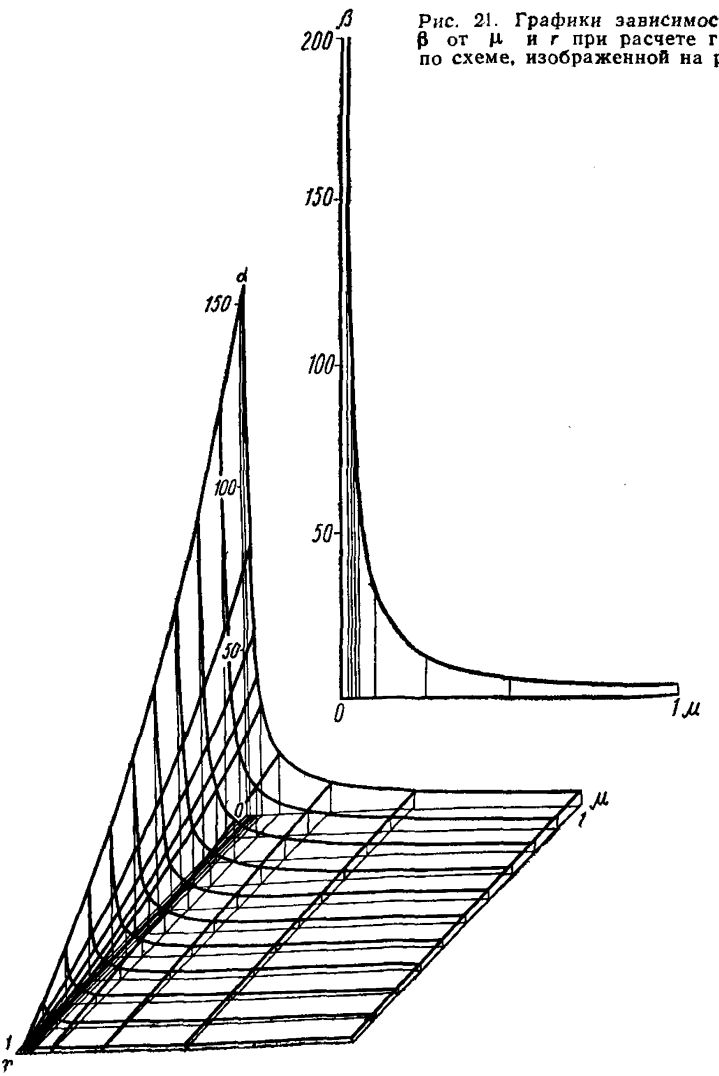


Рис. 21. Графики зависимости α и β от μ и r при расчете гасителя по схеме, изображенной на рис. 20,*а*

3.21. Наряду с формулами (38) для выбора μ и r можно пользоваться графиками зависимости α и β от μ и r, приведенными на рис. 21.

3.22. Для схемы, изображенной на рис. 20, *б*, в случае резонанса:

$$\left.\begin{aligned} \alpha &= \frac{1}{\gamma\sqrt{\gamma^2+4}}\left[1-\frac{\mu\,(1+r)}{\mu+1-(1+r)\,Q}\,\frac{e^{\gamma(2\pi-\lambda t)}}{e^{2\pi\gamma}-1}\right]\sin\lambda t;\\ \beta &= \frac{1}{\gamma\sqrt{\gamma^2+4}}\,\frac{1+r}{\mu+1-(1+r)\,Q}\,\frac{e^{\gamma_r(\pi-\lambda t)}}{e^{2\pi\gamma_r}+1}\,\sin\frac{\lambda t}{2}, \end{aligned}\right\} \quad (39)$$

где

$$\left.\begin{aligned} \lambda^2 = p^2 - n^2; \quad \gamma = \frac{n}{\lambda}; \quad \gamma_r = \frac{n_r}{\lambda}; \\ x_{ст} = \frac{P}{M\lambda^2}; \\ Q = \frac{1}{e^{2\pi\gamma_r} + 1} - \frac{\mu}{e^{2\pi\gamma} - 1}. \end{aligned}\right\} \tag{40}$$

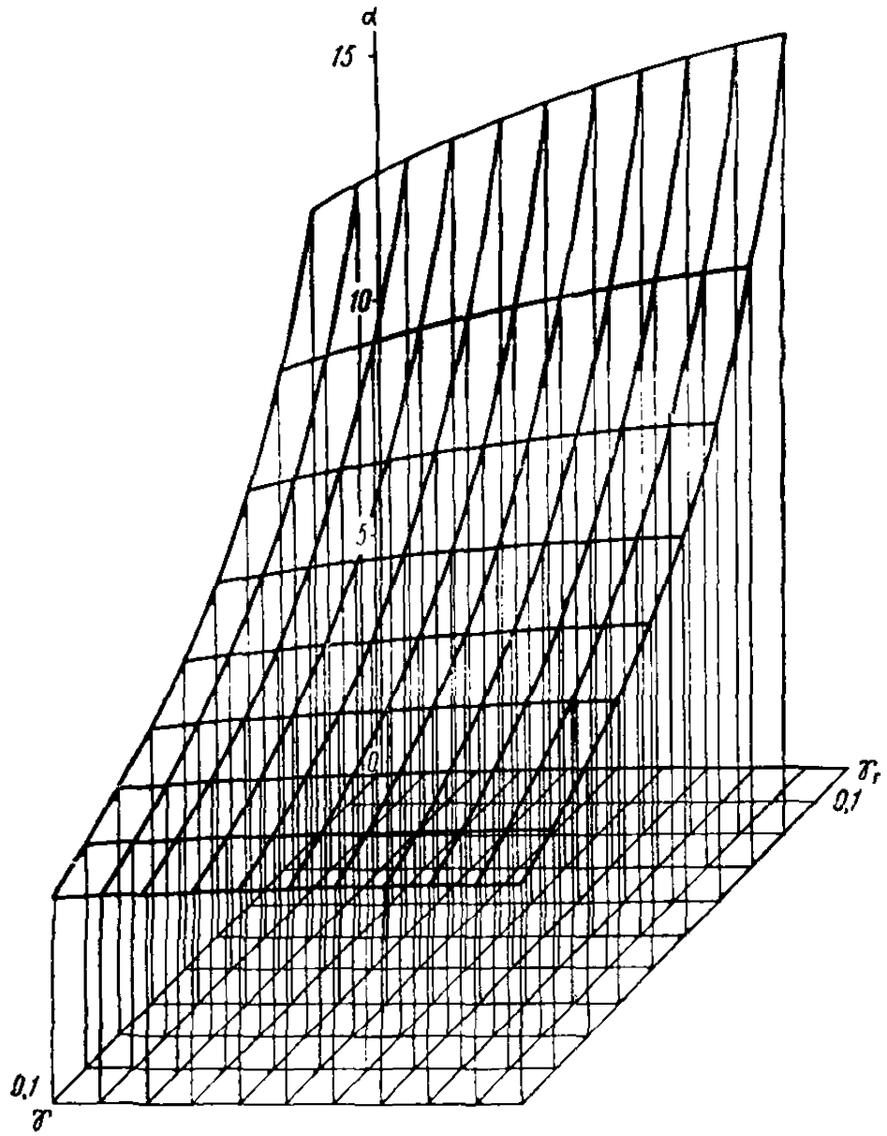
3.23. Наряду с формулами (39) для выбора параметров гасителя колебаний в случае $\mu=0{,}02$ и $r=0{,}5$ можно пользоваться графиками зависимости α и β от γ и γ_r, приведенными на рис. 22; на этих графиках γ изменяется в пределах от 0,01 до 0,1, а γ_r — от 0 до 0,1. Для других значений μ и r при вычислениях, производимых на ЭВМ, эти графики могут служить контрольным счетом при выверке программы.

3.24. Для схемы, изображенной на рис. 20, *в*, в случае резонанса:

$$\left.\begin{aligned} \alpha = \left[\frac{\pi(1+\mu)(1-r)v^4}{2\mu(s^2-1+v^2)^2 s^2 (1+r)} - \frac{2(\pi - p_2 t)v^4}{3\mu(s^2-1)s^4}\right]\sin p_2 t - \\ - \frac{4(s^2-1)}{3(s^2-1+v^2)s^2}\cos p_2 t + \\ + \frac{\pi[(4v^2-3\mu s^2)(s^2-1)+4v^4]v^2}{3\mu(s^2-1+v^2)(s^2-1)s^4}\sin\frac{p_2 t}{2}; \\ \beta = \frac{\pi[4(1-v^2)-s^2]v^2}{3\mu(s^2-1+v^2)s^4}\sin\frac{p_2 t}{2} - \\ - \left[\frac{\pi(1+\mu)(1-r)(s^2-1)v^2}{2\mu(s^2-1+v^2)^2 s^2(1+r)} - \frac{2(\pi - p_2 t)v^2}{3\mu s^4}\right]\times \\ \times \sin p_2 t - \frac{4(s^2-1)}{3(s^2-1+v^2)s^2}\cos p_2 t, \end{aligned}\right\} \tag{41}$$

где

$$\left.\begin{aligned} v = \frac{\nu_r}{p} \quad \left(v^2 \leqslant (k_r/k)/(1+k_r/k)\right); \\ s^2 = \frac{1+u^2}{2} + \frac{1}{2}\sqrt{(1-u^2)^2 + \frac{4}{\mu}v^4}; \\ u^2 = 2{,}125 - \sqrt{3{,}515625 - \frac{6{,}25}{\mu}v^4}; \\ p_{1,2}^2 = \left[p^2 + p_r^2 \mp \right. \\ \left. \mp \sqrt{(p^2+p_r^2)^2 + 4\mu_r^2\nu_r^2}\right]/2. \end{aligned}\right\} \tag{42}$$



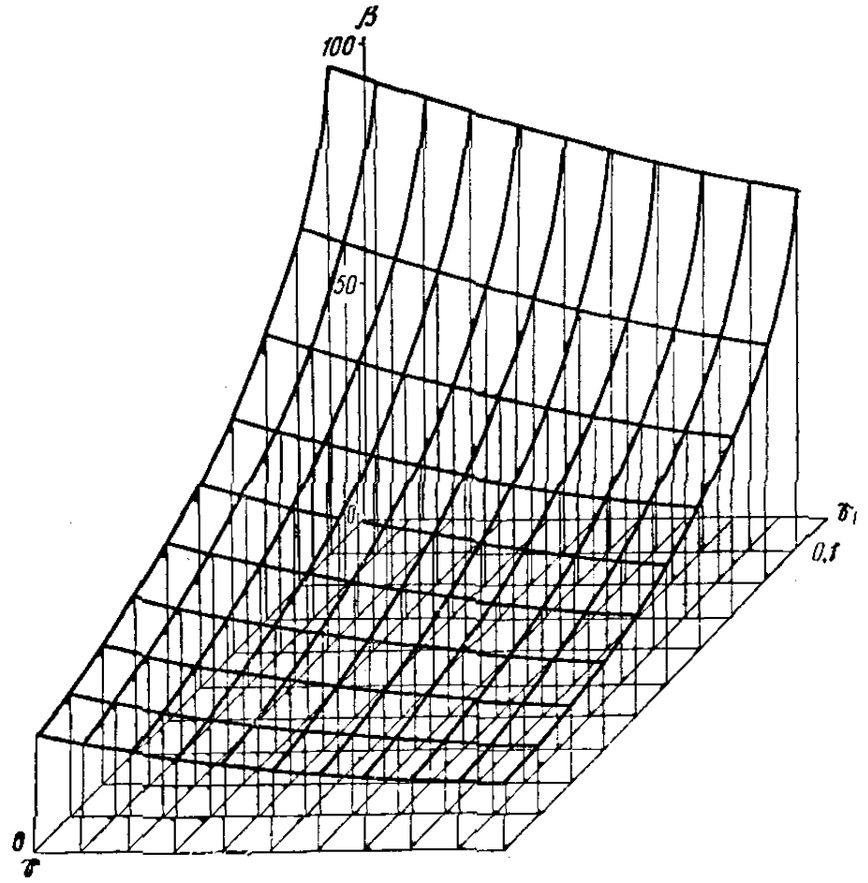


Рис. 22. Графики зависимости α и β от γ и $\gamma_г$ для случая $\mu = 0{,}02$ и $r = 0.5$ при расчете гасителя по схеме, изображенной на рис. 20,*б*

3.25. Для выбора параметров гасителя колебаний в случаях μ, равных 0,02; 0,03; 0,04; 0,05; 0,1; 0,25 и 0,5, графики зависимости α и β от v при $r=0{,}5$ приведены на рис. 23.

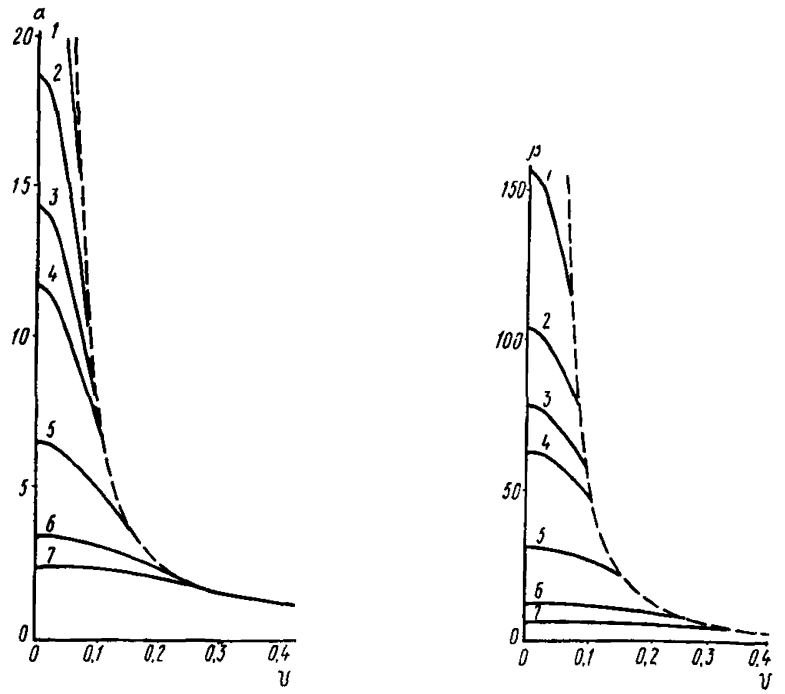
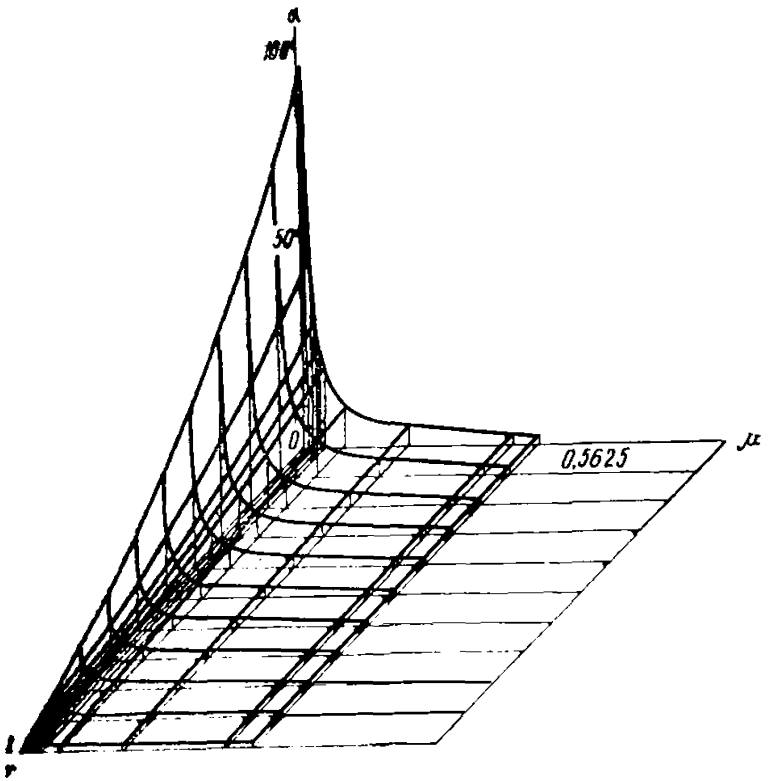


Рис. 23. Графики зависимости α и β от v для μ, равных 0,02; 0,03; 0,04; 0,05; 0,1; 0,25 и 0,5 и $r=0{,}5$ при расчете гасителя по схеме, изображенной на рис. 20,*в*

3.26. В том случае, когда нет связи гасителя с неподвижным основанием, т. е. когда $k_1=0$,

$$u^2=\frac{v^2}{\mu};\quad v^2=\frac{17-5\sqrt{9-16\mu}}{50+\frac{8}{\mu}},\qquad(43)$$

графики зависимости α и β от μ и r приведены на рис. 24.



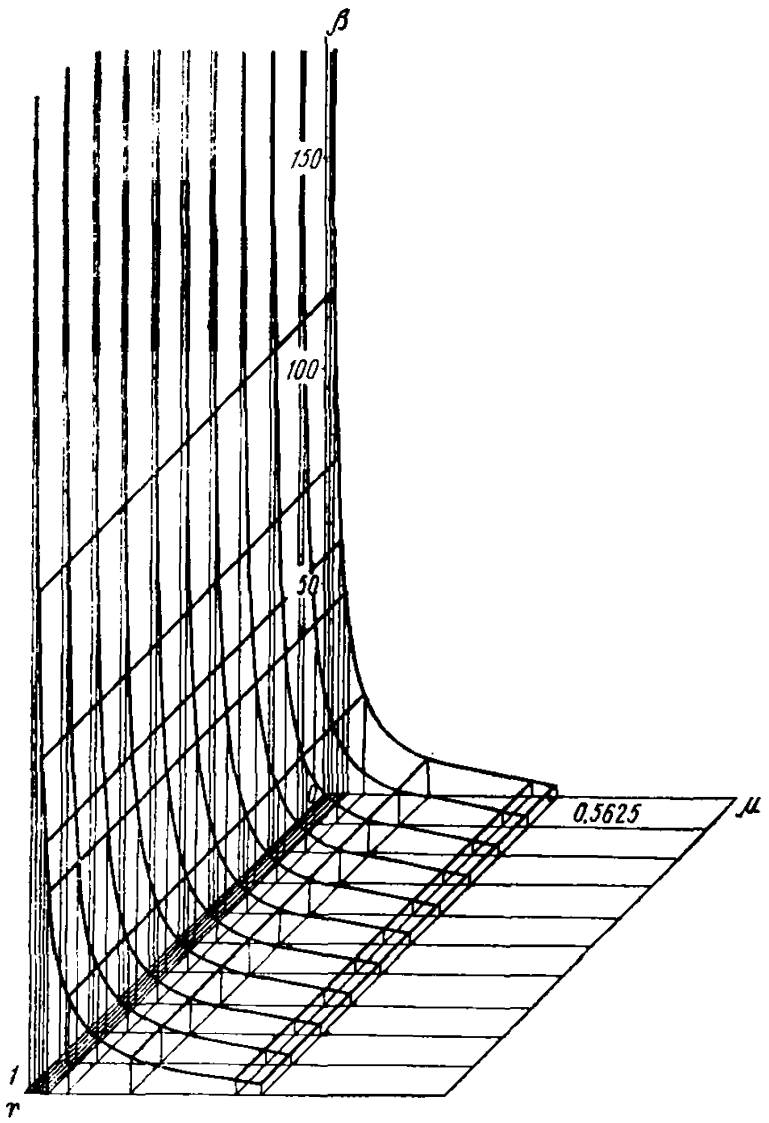


Рис. 24. Графики зависимости α и β от μ и r при расчете гасителя по схеме, изображенной на рис. 20,в, в случае когда нет связи гасителя с неподвижным основанием

Плавающий гаситель колебаний на системе с одной степенью свободы

3.27. Расчетные схемы плавающего гасителя колебаний на системе с одной степенью свободы представлены на рис. 25, где приняты следующие обозначения: M и $M_г$ — массы системы и гасителя; k — коэффициент жесткости; c — коэффициент, учитывающий неупругие сопротивления в системе; Δ — величина зазора; $F(t) = P\sin(\omega t+\chi)$, где P, ω и χ — амплитуда, частота и начальная фаза возмущающей силы.

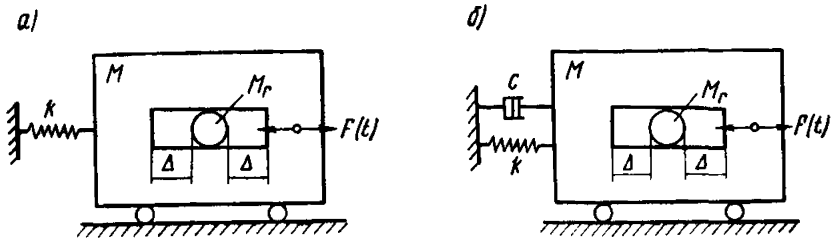


Рис. 25. Расчетные схемы плавающего гасителя
а — без затухания, *б* — с затуханием в системе

В пп. 3.28—3.33 принято:

$$\left.\begin{aligned} 2n=\frac{c}{M};\quad p^2=\frac{k}{M};\quad \mu=\frac{M_г}{M};\quad d(\mu, r)=\frac{\mu(1+r)}{(1+\mu)(1-r)};\\ x_{ст}=\frac{P}{Mp^2};\quad \alpha=\frac{x}{x_{ст}};\quad \beta=\frac{y}{x_{ст}};\quad b=\frac{\Delta}{x_{ст}}, \end{aligned}\right\} \quad (44)$$

где x и y — перемещения масс системы и гасителя.

3.28. Для схемы, изображенной на рис. 25, *а* в случае резонанса:

$$\left.\begin{aligned} \alpha=\frac{1}{2}\left[\frac{\pi}{2d(\mu, r)}-\frac{\pi}{2}+pt\right]\sin pt\\ \beta=\frac{\pi}{4\mu}\left(pt-\frac{\pi}{2}\right) \end{aligned}\right\} \quad (0<pt<\pi);$$

$$\left.\begin{aligned} \alpha=\frac{1}{2}\left[\frac{\pi}{2d(\mu, r)}-\frac{3\pi}{2}+pt\right]\sin pt\\ \beta=-\frac{\pi}{4\mu}\left(pt-\frac{3\pi}{2}\right) \end{aligned}\right\} \quad (\pi<pt<2\pi). \quad (45)$$

3.29. Величина относительного зазора должна быть равна

$$b=\frac{\pi^2}{8\mu}. \quad (46)$$

3.30. Наряду с формулами (45) и (46) для выбора μ и r можно пользоваться графиками зависимости α от μ и r и b от μ, приведенными на рис. 26.

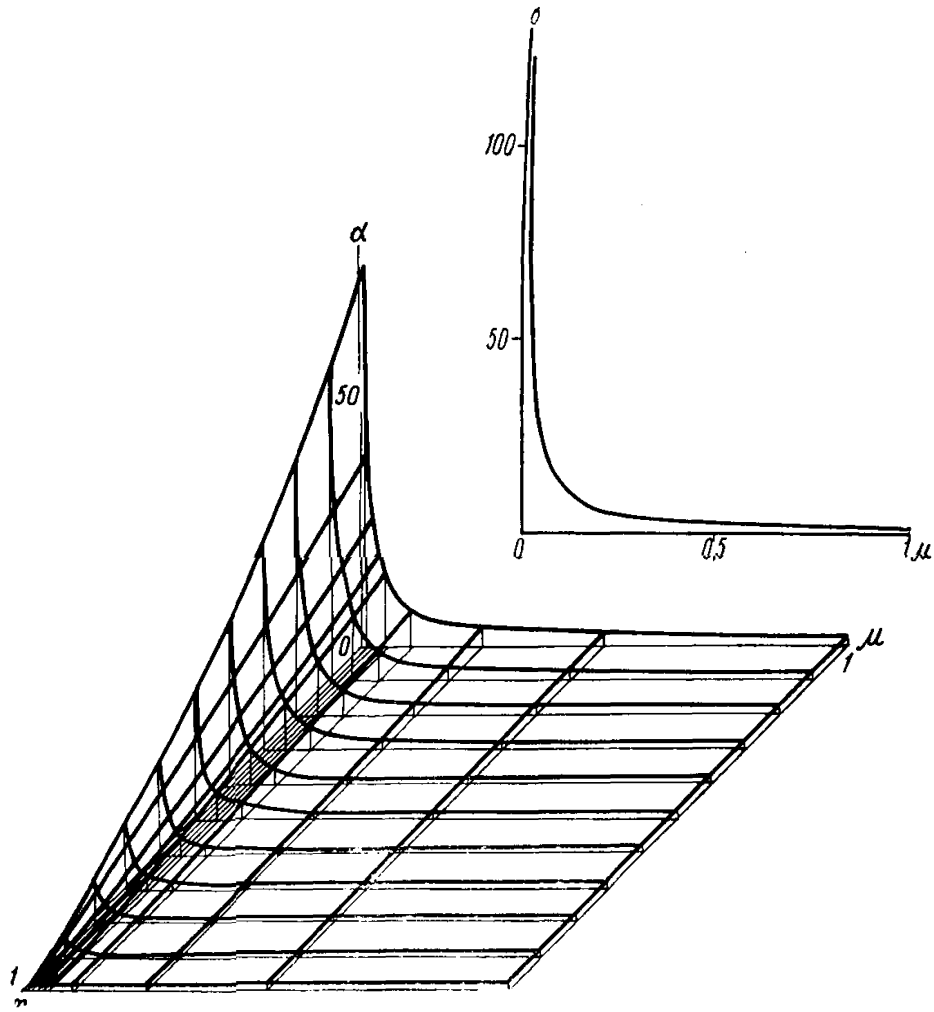
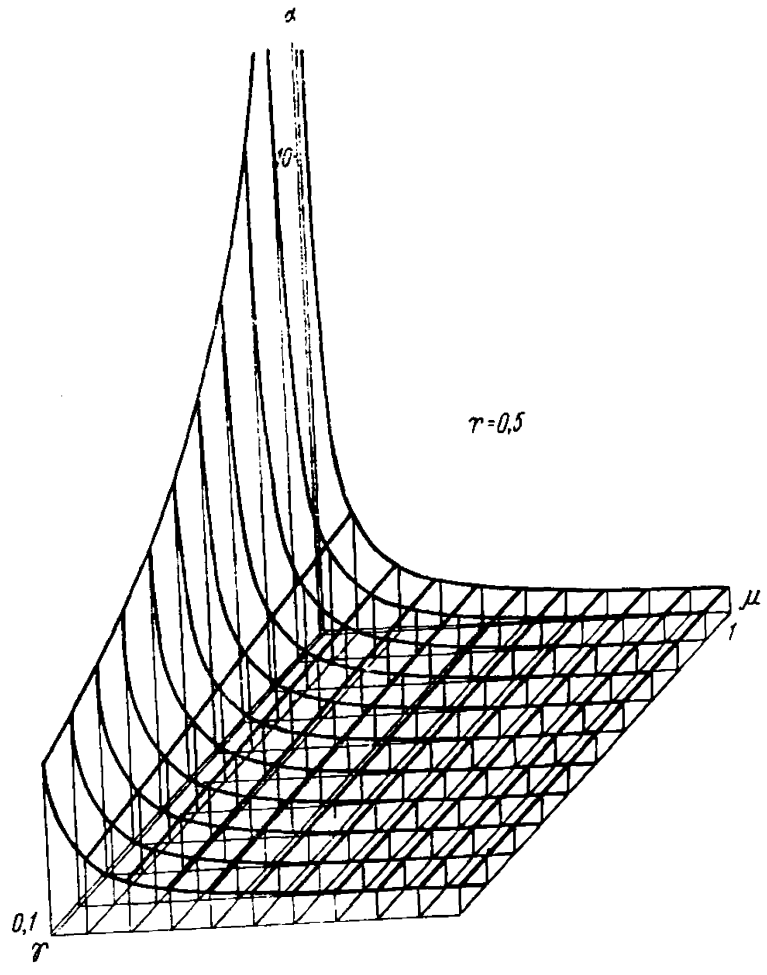


Рис. 26. Графики зависимости α от μ и r и b от μ при расчете гасителя по схеме, изображенной на рис. 25,*а*

3.31. Для схемы, изображенной на рис. 25, *б*, в случае резонанса:

$$\left.\begin{aligned}\alpha &= \frac{1}{\gamma\sqrt{\gamma^2+4}} \times \\ &\times\left[1-\frac{\mu\,(1+r)}{1+\mu-(1+r)\,N}\,\frac{e^{-\gamma(\lambda t-\pi)}}{e^{\pi\gamma}-1}\right]\sin\lambda t\end{aligned}\right\}\ (0<\lambda t<\pi);$$

$$\beta=\frac{1+r}{2\gamma\sqrt{\gamma^2+4}\,[1+\mu-(1+r)\,N]}\left(\lambda t-\frac{\pi}{2}\right)$$



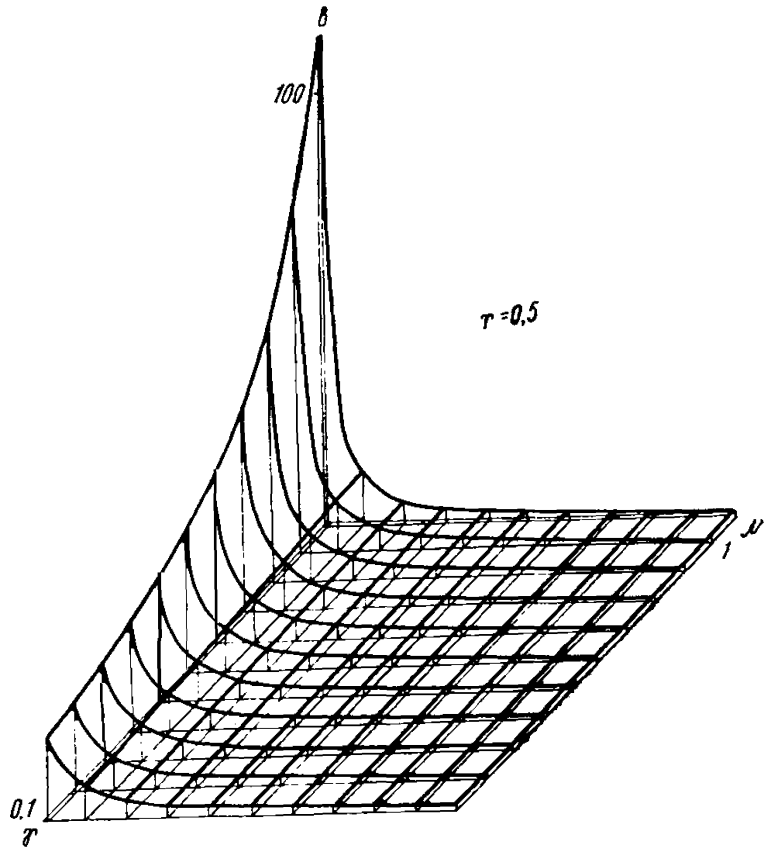


Рис. 27. Графики зависимости a и b от μ и γ для случая $r=0,5$ при рас чете гасителя по схеме, изображенной на рис. 25,*б*

$$\left.\begin{aligned} \alpha &= \frac{1}{\gamma\sqrt{\gamma^2+4}} \times \\ &\times\left[1-\frac{\mu\,(1+r)}{1+\mu-(1+r)\,N}\,\frac{e^{-\gamma(\lambda t-2\pi)}}{e^{\pi\gamma}-1}\right]\sin\lambda t \\ \beta &= -\frac{1+r}{2\gamma\sqrt{\gamma^2+4}\,[1+\mu-(1+r)\,N]}\left(\lambda t-\frac{3\pi}{2}\right) \end{aligned}\right\} \quad (\pi<\lambda t<2\pi), \tag{47}$$

где

$$\left.\begin{aligned} \lambda^2 &= p^2-n^2; \quad \gamma=\frac{n}{\lambda}; \\ N &= \frac{1}{2}-\frac{\mu}{e^{\pi\gamma}-1}. \end{aligned}\right\} \tag{48}$$

3.32. Величина относительного зазора должна быть равна

$$b=\frac{(1+r)\,\pi}{4\gamma\sqrt{\gamma^2-4}\,[1+\mu-(1+r)\,N]}. \tag{49}$$

3.33. Наряду с формулами (47) и (49) для выбора μ и r можно пользоваться графиками зависимости α и b от μ, γ и r, приведенными на рис. 27.

ПРОГРАММА ПОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА СООРУЖЕНИЯ С ДИНАМИЧЕСКИМИ ГАСИТЕЛЯМИ КОЛЕБАНИЙ (ДЛЯ ЭВМ М-222 И М-220)

```
BEGIN INTEGER N,N1,N2,L,K;P0042(N,N1,N2);P1041(N,N1,N2);
BEGIN ARRAY B[1:8×N+12],V[0:N1],E[1:N2],Y[1:16,1:2×N],
Y1[1:8,1:2×N],Y2[1:4,1:2×N];REAL C,C1,C2,C4;
PROCEDURE D K(J,A,B,C,D,R,I);VALUE J,A,B,C,D;
REAL A,B,C,D,R,I; INTEGER J;
BEGIN SWITCH N:=A1,A2,A3,A4,A5,A6,A7,A8; G0 T0 N[J];
A2:C:=—C;D:=—D;A1:R:=A+C;I:=B+D; G0 T0 A9;
A3:R:=I:=0;A5:R:=A×C—B×D+R;I:=A×D+B×C+I; G0 T0 A9;
A6:R :=—R;I:=—I; C0 TOA5; A8:C:=SQRT (A×A+B×B);R:=
SQRT((C+A)/2);I:=SQRT((C—A)/2);IF B<0 THEN I:=—I G0 T0 A9;
A4:R:=I:=0;A7:R:=(A×C+B×D)/(C×C+D×D)+R;I:=
(B×C—A×D)/(C×C+D×D)+I;A9:END;
PROCEDURE F 1(A,U,V,E,F);VALUE A,U,V,E;
ARRAY F; REAL A,U,V,E;
BEGIN ARRAY C[1:10];REAL B,B1,B2;INTEGER I,J,K;
B2:=—A/2;D K(8,B2×B2+U,U×V,4,0,B,B1);
FOR J:=1,2 D0 BEGIN D K(J, B2,0,B,B1,C[J],C[J+2]);
D K(4,C[J],C[J+2],1,V,C [J],C[J+2])END;
D K(4,B,B1,1,V,B,B1);
FOR J:=1 STEP 1 UNTIL 7 D0 F[1,J]:=F[2,J]:=0;
F[1,8]:=U; F[2,8]:=V;
FOR I:=1,2D0 BEGIN
D K(8,C[I],C[2+1],0,0,U,V);
B2:=2×ARCTAN(EXP(—U×E));
C[9]:=TG(B2); C[10]:=SIN(B2);
FOR J:=0,1 D0 BEGIN C[5+2×J]:=COS(V×E)/C[9+J];
C[6+2×J]:=SIN(V×E)/C[10—J]END; K:=1;
```

```
D K(3,C[I],C[2+I],C[I],C[2+I],C[9],C[10]);
D K(3,C[9],C[10],2×B,2×B1,C[9],C[10]);
FOR I:=1 STEP 1 UNTIL 7 D0 BEGIN
D K(4,C[9],C[10],U,V,C[9],C[10]);
K:=—K;D K(4,C[6+K],C[7+K],C[9],C[10],
C[1],C[3]); D K(1,F[1,J],F[2,J],C[1],C[3],
F[1,J],F[2,J]) END END END;
PROCEDURE F 2(B,V,Y,Y1,Y2,N,N1,R5);
VALUE N,N1,R5; INTEGER N,N1; ARRAY B,V,Y,Y1,Y2; REAL R5;
BEGIN INTEGER L,J,K,I,M;REAL R,R1,R2,R4; ARRAY F[1:2,1:8];
PROCEDURE F 4(F, Y,K,L,R,R1); VALUE K,L,R,R1; ARRAY F,Y INTEGER K,L;
REAL R,R1; BEGIN ARRAY Z[1:8]; INTEGER I,J,M;
FOR I:=1 STEP 1 UNTIL 8 D0 Z[I]:=Y[I+L,K—1];
Z[2]:=—Z[2]; Z[6]:=—Z[6]; D K(3,Z[1],Z[5],
R,R1,Z[1],Z[5]); M:=0;
FOR I:=4,1 STEP 1 UNTIL 3 D0 BEGIN
M:=M+5; Y[I+L,K]:=Y[I+L+4,K]:=0;
FOR J:=2 STEP 1 UNTIL 4,1 DO BEGIN
M:=M—1; D K(5,—F[1,M],—F[2,M],Z[J],Z[J+4],
Y[I+L,K],Y[L+I+4,K]) END END;
FOR J:=L+3,L+7 D0 Y[J,K]:=—Y[J,K];
D K(3,R,R1,Y[L+4,K],Y[L+8,K],Y[L+4,K],Y[L+8,K]) END;
PROCEDURE F 5(Y,F,N,L,I,J,K1); VALUE N,L,I,J,K1;
ARRAY Y,F; INTEGER N,L,I,J,K1; BEGIN INTEGER M;
FOR M:=1 STEP1 UNTIL 8 D0 F[1,M]:=Y[M+L,J];
FOR M:=1,2 D0 BEGIN IF K1=2 THEN BEGIN F[1,5—M]:=F[1,5—M]—F[2,6+
+M]×(—1)↑M; F[1,9—M]:=
=F[1,9—M]+B[2]×F[2,6+M]×(—1)↑M END;
D K(5,F[2,M],F[2,M+4],F[1,M], F[1,M+4],F[1,5—M],F[1,9—M]) END;
IF I<2×N THEN BEGIN FOR M:=3,4,7,8 D0 F[1,M]:=F[1,M]×
B[I+3]/B[I+11]; FOR M:=1 STEP 1 UNTIL 8 D0 Y[M+L,J+1]:=
F[1,M] END ELSE FOR M:=1,2 D0 BEGIN D K(3,B[I+10+M],
```

```
0,F[1,2+M],F[1,6+M],F[K1,2+M],F[K1,6+M]); D K(5,
B[I+11—M],0,F[1,3—M],F[1,7—M],F[K1,2+M],F[K1,6+M]) END END;
FOR J:=1 STEP 1 UNTIL 8 D0 Y[J,1]:=Y[8+J,1]:=Y1[J,1]:=0;
R:=SQRT (1—B[8]×B[8])/B[11];R1:=B[8]/B[11];Y[10,1]:=
B[5]; IF B[7]<0 THEN Y[1,1]:=1;Y[11,1]:=B[6]×R;
Y[15,1]:=B[6]×R1; Y[4,1]:=—B[7]×R;Y[8,1]:=—B[7]×R1;
FOR K:=1 STEP 1 UNTIL N D0 BEGIN J:=2×K; I:=4×J;
R2:=B[1]×B[4]×B[2+I]/B[I+3]; D K(4,—R2,0,1,B[2], R,R1);
F1(B[3]×B[I+1]/B[I+3],R2,B[2],B[I+4],F);
FOR L:=0,8 D0 F 4(F,Y,J,L,R,R1);
R4:=F[1,8]:=F[2,8]:=0;
FOR L:=1 STEP 4 UNTIL N1 D0 IF ABS(V[L]+K)<0.1 THEN BEGIN
R4:=V[L+1]/(R2×B[I+3]); FOR M:=1,2 D0
F[M,8]:=V[L+1+M]/((1+B[2]×B[2])×B[I+3]) END;
Y1[1,J—1]:=Y1[1,J—1]—R4; F 4(F,Y1,J,0,R,R1);
FOR L:=J—1,J D0 Y1[1,L]:=Y1[1,L]+R4;F[2,7]:=F[1,8];
FOR L:=1,2 D0 D K(3,—B[Y+L+5]×(—1)↑L/B[I+3],0
SQRT (1—B[I+5]↑2),B[I+5],F[2,L],F[2,L+4]);F[2,1]:=
F[2,1]—B[1]×B[I+8]/B[I+3];
IF V[0]<0 THEN BEGIN
FOR L:=1 STEP 4 UNTIL N1 D0 YF ABS(V[L]—K)<0.1 THEN BEGIN
IF V[L+2]<0 THEN BEGIN R:=SQRT(1—V[L+2]↑2)×V[L+1]
↑2;
R1:=—V[L+2]×V[L+1]↑2EN D ELSE BEGIN R:=V[L+1]
↑2;R1:=
SQRT(B[1])×V[L+2] END; R4:=—V[L+3]×B[1]/B[I+3];F[2,1]:=
F[2,1]+R4; D K(7,B[1]×R4.0,R—B[1],R1,F[2,1],F[2,5] END END;
FOR L:=1,2 D0 D K(4,F[2,L],F[2,L+4],1,B[2],F[2,L],F[2,L+4]);
F 5(Y1,F,N,0,J,J,2);F 5(Y,F,N,0,J,J,1);
IF K=N THEN BEGIN R2:=F[1,3];R4:=F[1,7];D K(4,
F[1,4],F[1,8],R2,R4,R,R1) END; F 5(Y,F,N,8,J,J,1) END K;
```

```
FOR L:=1,2 D0 D K(5,—R,—R1,F[L,3],F[L,7],F[L,4],F[L,8]);
D  K(4,—F[2,4],—F[2,8],F[1,4],F[1,8],F[2,2],F[2,6]);
D K(5,F[1,3],F[1,7],F[2,2],F[2,6],F[2,3],F[2,7]);
D  K(4,—F[2,3],—F[2,7],R2,R4,F[2,1],F[2,5]);
FOR K:=1   STEP 1 UNTIL 2×N D0 FOR L:=1 STEP 1 UNTIL 4 D0 BEGIN
FOR I:=1,2 D0 D K(5,F[2,I],F[2,I+4],Y[L+8×(I—1),K],
Y[L+8×I—4,K],Y1[L,K],Y1[L+4,K]);R:=SQRT (Y1[L,K]↑2
+Y1[L+4,K]↑2)×ABS(R5);IF L>2 THEN R:=R×
B[ENTIER(K/2+0.6)×8+3]; IF R5<0 THEN Y2[L,K]:=
Y2[L,K]+R×R ELSE IF R>Y2[L,K] THEN Y2[L,K]:=R
END L,K; END F2;
P0042(B,E);P1041(B,E);A1:P0042(V);P1041(V);
C1:=V[0];V[0]:=—1;A2: FOR L:=1 STEP 1 UNTIL 2×N D0 F0R
K:=1 STEP 1 UNTIL 4 D0 Y2[K,L]:=0;   F0R L:=5 STEP 3 UNTIL N2 D0 BEGIN
C4:=1.00001×(E[L+1]—E[L])/E[L+2]; F0R C2:=E[L] STEP C4
UNTIL E[L+1] D0 BEGIN B[1]:=C2×C2; IF E[1]<0 THEN BEGIN
C:=E[3]×E[3]+E[4]×E[4];C:=2×C4×E[3]×(B[1]+C)/ B[1]×
(B[1]+2×(C—2×E[4]×E[4]))+C×C) END ELSE C:=B[1]×E[4]+
C2×E[3]+E[2]; C:=C×E[1];
F 2(B,V,Y,Y1,Y2,N,N1,C) END END C2,L;
F0R L:=1 STEP 1 UNTIL N×2 D0 BEGIN IF E[1]<0 THEN F0R K:=1
STEP 1 UNTIL 4 D0 Y2[K,L]:=SQRT(Y2[K,L]);P1041(
Y2[1,L],Y2[2,L],Y2[3,L],Y2[4,L]) END;
V[0]:=C1; IF V[0]<1.5 THEN BEGIN C1:=2; G0 T0 A2 END;
G0 TO A1 END END;
```

Инструкция к программе

1. Программа предназначена для оценки эффективности линейных динамических гасителей, установленных на многоэтажных зданиях, башнях или мачтах, при горизонтальных динамических воздействиях от технологического оборудования и пульсаций ветра.

2. Расчетной моделью сооружения является многоступенчатый стержень с присоединенными по границам участков гасителями колебаний и податливыми связями, препятствующими поворотам (рис. 28, *а*) или горизонтальным перемещениям (рис. 28, *б*) сечений.

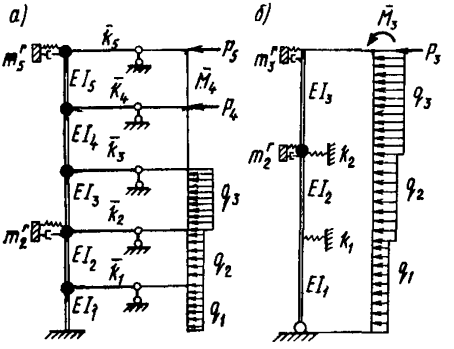


Рис. 28. Расчетные схемы сооружений

Многоступенчатый стержень может иметь различные условия опирания по концам, как показано в табл. 4. Коэффициент внутреннего неупругого сопротивления стержня γ_0 должен быть одинаковым для всех участков; константы Е. С. Сорокина v_j, характеризующие диссипативные свойства присоединенных в конце участка j связей, могут быть различными. Число гасителей, присоединенных в конце любого участка, может быть произвольным. Погонная масса стержня, жесткость при изгибе и продольная сила должны быть постоянными в пределах участка.

3. Каждый участок j ($j=1, 2, \ldots, n$) рассчитываемой системы характеризуют следующие параметры:

N_j — продольная сила;

m_j — погонная масса участка стержня;

EI_j — жесткость при изгибе;

l_j — длина участка стержня;

v_j — константа Е. С. Сорокина, характеризующая диссипативные свойства присоединенных к концу участка j связей (при комплексном представлении жесткость связи умножается на коэффициент u_j+iv_j, где $u_j^2+v_j^2=1$);

k_j — коэффициент жесткости связи, препятствующей горизонтальным смещениям сечения;

$\bar{k}_j$ — коэффициент жесткости связи, препятствующей повороту сечения (изгибающий момент при единичном угле поворота);

m_j — сосредоточенная в конце участка j масса.

4. Каждый присоединяемый в конце участка j гаситель характеризуют следующие параметры:

$m_j^г$ — масса гасителя;

$\omega_j^г$ — парциальная частота гасителя;

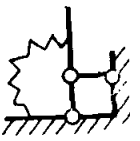
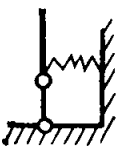
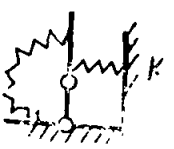
$v_j^г$ или β_j — коэффициенты, характеризующие диссипативные свойства гасителя (для гасителей с внутренним неупругим сопротивлением $v_j^г$ — константа Е. С. Сорокина, для гасителей с вязким трением β_j — коэффициент вязкости демпфера в гасителе).

5. Воздействие на систему должно соответствовать представлению в виде произведения двух функций, одна из которых F_x зависит лишь от координат системы, вторая F_t — лишь от времени.

6. Функцию нагрузок F_x в пределах участка стержня j характеризуют следующие параметры:

Таблица 4

Верхний узел — N	Коэффициенты к концевым параметрам			
	$\overline{Y}_N$	$\overline{\varphi}_N$	$\overline{M}_N$	$\overline{Q}_N$
	1	0	1	0
	1	1	0	0
	0	0	1	1
	0	1	0	1

Нижний узел — 0	Начальные параметры		
	φ_0	M_0	Q_0
	1	0	1
	0	1	1
$\bar{K}_0$ 	1	$-\bar{k}_0$	1
	1	0	$-k_0$
$\bar{K}_0$ 	1	$-\bar{k}_0$	$-k_0$

q_j — интенсивность равномерно распределенной вдоль участка нагрузки;

P_j — величина силы, сосредоточенной в конце участка;

M_j — величина момента, приложенного в конце участка.

7. Функция F_t задается спектральным представлением, т. е. должны быть заданы границы частотных интервалов, в пределах которых находятся ординаты спектра воздействия, и функция F_ω (рис. 29), представляющая собой или нормированную спектральную плотность стационарного случайного процесса (для пульсаций ветра), или амплитудно-частотный коэффициент к нагрузке (для гармонического воздействия с нестабильной частотой от технологического оборудования).

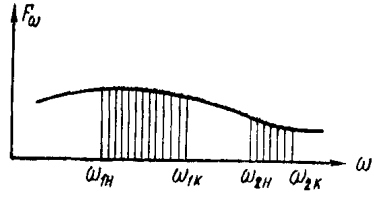


Рис. 29. Функция F_ω

8. Каждый частотный интервал t характеризуется параметрами:

$\omega_{tн}$ — начало интервала;

$\omega_{tк}$ — конец интервала, причем $\omega_{tк} > \omega_{tн}$;

$N_{t\omega}$ — число ординат (или число равных отрезков деления интервала) функции F_ω при дискретном представлении во время счета на машине; следует отметить, что ордината $\omega_{tк}$ во время счета не рассматривается.

9. Функция F_ω может иметь вид:

$F_\omega = \mu + \gamma\omega + \alpha\omega^2$ — для гармонического воздействия с нестабильной частотой;

$$F_\omega = 2\frac{(\gamma - \mu\alpha)\,\omega^2 + (\gamma + \mu\alpha)\,b^2}{\omega^4 + 2a\,\omega^2 + b^4}$$ — для стационарного случайного процесса,

где $b^2 = \gamma^2 + \alpha^2$; $a = \gamma^2 - \alpha^2$.

Здесь μ, γ, α — произвольные постоянные, например для гармонического воздействия с нестабильной частотой и постоянной амплитудой сил нагрузки следует принять $\mu = 1$; $\gamma = 0$; $\alpha = 0$, если амплитуды сил пропорциональны квадрату частоты — $\mu = 0$; $\gamma = 0$; $\alpha = 1$. Для пульсаций ветра обычно полагают $\mu = 0$; $\gamma = 0{,}42$ с$^{-1}$; $\alpha = 0{,}367$ с$^{-1}$.

10. В результате расчета для каждого сечения s, расположенного в начале либо в конце какого-нибудь участка стержня, вычисляются:

а) при стационарном случайном воздействии — нормы (корень квадратный из дисперсии) внутренних усилий и перемещений M_s, Q_s, Y_s, φ_s;

б) при гармоническом воздействии с нестабильной частотой — максимальные для всех заданных частотных интервалов амплитуд-

ные значения каждой из величин M_s, Q_s, Y_s, φ_s. Следует отметить, что значения $\max\limits_{\omega} M_s$, $\max\limits_{\omega} Q_s$, $\max\limits_{\omega} Y_s$, $\max\limits_{\omega} \varphi_s$ могут соответствовать разным частотам. Здесь M_s, Q_s, Y_s, φ_s — амплитудные значения изгибающего момента, поперечной силы, прогиба и угла поворота соответственно.

11. Поскольку все интервалы частот разбиты на участки длиной $\Delta\omega_n$, значение Y_s, например, определяется в процессе счета на машине по формулам:

а) $$Y_s = \sum_{\omega_n} Y_s(\omega_n)\,\overline{Y}_s(\omega_n)\,F_\omega(\omega_n)\,\Delta\omega_n;$$

б) $$Y_s = \max_{\omega_n} \left| Y_s(\omega_n) \right| F_\omega(\omega_n),$$

где Y_s, $\overline{Y}_s$ — передаточная и комплексно сопряженная с ней функции;

$$\omega_n = \omega_{1\,н},\ \omega_{1\,н} + \frac{\omega_{1\,к} - \omega_{1\,н}}{N_{1\,\omega}},\ \ldots,\ \omega_{1\,н} + \frac{\omega_{1\,к} - \omega_{1\,н}}{N_{1\,\omega}}(N_{1\,\omega} - 1);$$

$$\omega_{2\,н},\ \omega_{2\,н} + \frac{\omega_{2\,к} - \omega_{2\,н}}{N_{2\,\omega}},\ \ldots,\ \omega_{2\,н} + \frac{\omega_{2\,к} - \omega_{2\,н}}{N_{2\,\omega}} \times$$

$$\times (N_{2\,\omega} - 1);\quad \omega_{3\,н},\ \ldots$$

Уменьшение числа точек деления интервалов частот ω_n приводит к сокращению времени счета, но одновременно и к потере точности вычислений. Форма задания частотного диапазона по интервалам с разными отрезками деления позволяет сократить число точек ω_n и одновременно не пропустить важных для точности счета ординат функций $F_\omega(\omega_n)$, $Y(\omega_n)$.

12. Чтобы оценить эффективность гасителей, все указанные выше результаты получаются по программе и для системы без гасителей.

Исходные данные

13. Исходные данные для расчета записываются и набиваются на перфокартах в виде массивов (таблиц) в следующем порядке:

1. Табл. А (числа N, N_1, N_2);

2. Табл. В (характеристика стержня и присоединенных связей);

3. Табл. Е (спектральная характеристика воздействия);

4. Табл. V (характеристика нагрузки и гасителей) — этих таблиц может быть несколько.

Здесь: N — общее количество участков стержня;
N_1 — общее количество чисел, характеризующих нагрузку и гасители (в табл. V всего N_1+1 чисел);
N_2 — количество чисел в табл. Е

14. К приведенным выше обозначениям следует добавить следующее:

Таблица А

N	N_1	N_2

Таблица В

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
0	γ_0	1	1	φ_0	M_0	Q_0	v_0	N_1	m_1	EI_1	l_1	v_1	k_1	$\bar{k}_1$	$\bar{m}_1$

$8j+1$	$8j+2$	$8j+3$	$8j+4$	$8j+5$	$8j+6$	$8j+7$	$8j+8$
N_j	m_j	EI_j	l_j	v_j	k_j	$\bar{k}_j$	$\bar{m}_j$

$8N+9$	$8N+10$	$8N+11$	$8N+12$
$\bar{Y}_N$	$\bar{\varphi}_N$	$\bar{M}_N$	$\bar{Q}_N$

Таблица Е

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
+1 или −1	μ	γ	α	$\omega_{1н}$	$\omega_{1к}$	$N_{1\omega}$	$\omega_{2н}$	$\omega_{2к}$	$N_{2\omega}$

N_2-2	N_2-1	N_2
$\omega_{пн}$	$\omega_{пк}$	$N_{п\omega}$

Таблица V

0	1	2	3	4
1 или 2	$-s$	q_s	P_s	$\bar{M}_s$

$-j$	q_j	P_j	$\bar{M}_j$

j	$\omega_j^г$	$-v_j^г$ или β_j	$m_j^г$

N_1-1	N_1
$-v_N^г$ или β_N	$m_N^г$

Исходные данные (в безразмерной форме)

Таблица А

N	N_1	N_2

Таблица В

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
0	γ_0	$\frac{N_0 l_0^2}{E I_0}$	$\frac{m_0 l_0^4}{E I_0}$	φ_0	M_0	Q_0	v_0	$\frac{N_1}{N_0}$	$\frac{m_1}{m^0}$	$\frac{E I_1}{E I_0}$	$\frac{l_1}{l_0}$	v_1	$\frac{k_1 l_0^3}{E I_0}$	$\frac{\bar{k}_1 l_0^2}{E I_0}$	$\frac{\bar{m}_1 l_0^3}{E I_0}$

8_j+1	8_j+2	8_j+3	8_j+4	8_j+5	8_j+6	8_j+7	8_j+8
$\frac{N_j}{N_0}$	$\frac{m_j}{m_0}$	$\frac{E I_j}{E I_0}$	$\frac{l_j}{l_0}$	v_j	$\frac{k_j l_0^3}{E I_0}$	$\frac{\bar{k}_j l_0^2}{E I_0}$	$\frac{\bar{m}_j l_0^3}{E I_0}$

$8N+9$	$8N+10$	$8N+11$	$8N+12$
$\bar{Y}_N$	$\bar{\varphi}_N$	$\bar{M}_N$	$\bar{Q}_N$

Таблица Е

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
± 1	μ	γ	α	$\omega_{1н}$	$\omega_{1к}$	$N_{1\omega}$	$\omega_{2н}$	$\omega_{2к}$	$N_{2\omega}$

N_2-2	N_2-1	N_2
$\omega_{лн}$	$\omega_{лк}$	$N_{л\omega}$

Таблица V

0	1	2	3	4
1 или 2	$-s$	$\frac{q_s l_0^4}{E I_0}$	$\frac{P_s l_0^3}{E I_0}$	$\frac{\bar{M}_s l_0^2}{E I_0}$

$-j$	$\frac{q_j l_0^4}{E I_0}$	$\frac{P_j l_0^3}{E I_0}$	$\frac{\bar{M}_j l_0^2}{E I_0}$

j	ω_j^r	$\frac{-v_j^r}{\beta_j}$ или	$\frac{m_j^r l_0^3}{E I_0}$

N_1-1	N_1
$\frac{-v_N^r}{\beta_N}$ или	$\frac{m_N^r l_0^3}{E I_0}$

В табл. В начальные параметры φ_0, M_0, Q_0 и коэффициенты к концевым параметрам $\overline{Y}_N$, $\overline{\varphi}_N$, $\overline{M}_N$, $\overline{Q}_N$ назначаются в соответствии с табл. 4; константа Е. С. Сорокина v_0 характеризует диссипативные свойства связей, моделирующих основание.

В табл. Е первое число назначается равным:

1 — если воздействие гармоническое с нестабильной частотой;

—1 — если воздействие — стационарный случайный процесс.

В табл. V первое число назначается равным:

1 — если необходимо получить результаты также и для системы без гасителей;

2 — если необходимо получить результаты только для системы с гасителями.

В каждой последующей группе из четырех цифр первое число имеет абсолютную величину, равную номеру участка стержня, в конце которого расположены гаситель или внешние силы, и следующие знаки: знак «+», если три последующих числа характеризуют гаситель: знак «—», если три последующих числа характеризуют нагрузку.

Значения трех последующих чисел в группе ясны из обозначений, приведенных выше.

15. Часто возникает необходимость проверить эффективность гасителей при различных параметрах. В этих случаях следует задавать одновременно несколько таблиц V. В первой табл. V целесообразно назначать первое число равным 1, в последующих — равным 2 (для сокращения счета). Количество чисел N_1+1 во всех табл. V должно быть одинаковым.

16. При заполнении табл. В, V, Е может быть принята любая увязанная система размерностей, например, силы — т, длины — м, времени — с. Предусмотрена возможность задавать все величины в безразмерной форме, как указано в соответствующих таблицах. Если положить $EI_0=1$, $l_0=1$, $m_0=1$, $N_0=1$, числа в таблицах исходных данных в размерной и безразмерной форме будут совпадать.

17. Следует отметить, что массу стержня m_j и параметры гасителей v_j^{Γ}, β_j нельзя назначать равными нулю.

Результаты расчета

18. В результате счета вычисляются значения Y_s, φ_s, M_s, Q_s для сечений s, расположенных в начале и в конце каждого участка стержня.

Результаты расположены в табл. Y в следующем порядке: Y_0, φ_0, M_0, Q_0, Y_1, φ_1, M_1, Q_1, . . ., Y_{2N}, φ_{2N}, M_{2N}, Q_{2N}. Нумерация сечений снизу вверх.

19. Связи и гасители считаются расположенными между концом предыдущего (снизу) и началом следующего (сверху) участков стержня.

20. В процессе счета на печать выдаются последовательно: 1. Табл. А; 2. Табл. В; 3. Табл. Е; 4. Табл. V; 5. Табл. Y (для системы с гасителями); 6. Табл. У (для системы без гасителей; если это предусмотрено заданием); 7. Табл. V, 8. Табл. Y (для гасителей с измененными параметрами).

Если исходные данные были заданы в безразмерной форме, вместо значений Y_s, φ_s, M_s, Q_s получаются соответственно Y_s, $\varphi_s l_0$, $M_s l_0^2/EI_0$, $Q_s l_0^{\varepsilon}/EI_0$.

Работа за пультом

21. Работа за пультом производится в соответствии с инструкцией к транслятору. Рекомендуется фиксировать процедуры в памяти машины.

Контрольный пример

В качестве примера ниже приведены результаты расчета для системы, изображенной на рис. 30. Нагрузка, изображенная на рис. 30, *а*, является гармонической с нестабильной частотой, на рис. 30,*б* изображена нагрузка, действующая как стационарный случайный процесс. Дополнительно обозначены: $\bar{k}_j = 3EI_{pj}/l_{pj}$; EI_p — жесткость ригеля при изгибе, l_p — длина ригеля. Исходные данные приведены в табл. 5; параметры нагрузок следующие: для варианта а) — $P_1 = P_3 = 5$ т, $M_1 = M_3 = 2$ тм, $\mu = 1$, $\gamma = 0$, $\alpha = 0$; для варианта б) — $q_1 = q_2 = 0{,}1$ т/м, $q_3 = 0{,}14$ т/м, $\mu = 0$, $\gamma = 0{,}42$ с$^{-1}$, $\alpha = 2{,}25$ с$^{-1}$.

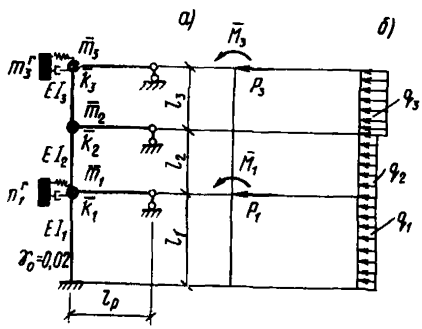


Рис. 30. Расчетная схема сооружения с гасителями

Результаты счета выдаются на печать в нормализованном виде (мантисса числа, опущенная десятка, порядок числа).

Таблица 5

Номер участка	N_j, т	m_j, $\frac{\text{т}\cdot\text{с}^2}{\text{м}^2}$	FI_j, тм^2	l_j, м	v_j	k_j, т/м	k_j, тм/рад	$\bar{m}_j$, т·с^2/м	m_j^r, т·с^2/м	v_j^r	$\bar{\omega}_j^r$, с
1	40	0,025	1800	6	0,02	—	500	2	0,02	0,1	2,3
2	20	0,02	1000	4	0,02	—	300	1	—	—	—
3	10	0,02	1000	4	0,02	—	300	1	0,05	0,1	2,3

Результаты расчета

		$+.30000000_{10}+01$		$+.16000000_{10}+02$
Исходные данные	Табл. B	$+.00000000_{10}-00$ $+.20000000_{10}-01$ $+.10000000_{10}+01$ $+.10000000_{10}+01$ $+.00000000_{10}-00$ $+.10000000_{10}+01$ $+.10000000_{10}+01$ $+.00000000_{10}-00$	$+.40000000_{10}+02$ $+.24999999_{10}-01$ $+.18000000_{10}+04$ $+.60000000_{10}+01$ $+.20000000_{10}-01$ $+.00000000_{10}+00$ $+.50000000_{10}+03$ $+.20000000_{10}+01$	$+.20000000_{10}+02$ $+.20000000_{10}-01$ $+.10000000_{10}+04$ $+.40000000_{10}+01$ $+.20000000_{10}-01$ $+00000000_{10}+00$ $+.30000000_{10}+03$ $+.10000000_{10}+01$
		$+.10000000_{10}+01$ $-.10000000_{10}+01$ $+.00000000_{10}-00$	$+.50000000_{10}+01$ $+.20000000_{10}+01$ $-.30000000_{10}+01$	$+.00000000_{10}-00$ $+.50000000_{10}+01$ $+.20000000_{10}+01$
Результаты расчета сооружения		Y		φ
	с гасителями	$+.00000000_{10}-00$ $+.57693056_{10}+01$ $+.57693056_{10}+01$ $+.11537395_{10}+02$ $+.11537395_{10}+02$ $+.16291992_{10}+02$		$+.00000000_{10}-00$ $+.12138963_{10}+01$ $+.12138963_{10}+01$ $+.12595898_{10}+01$ $+.12595898_{10}+01$ $+.88403061_{10}+00$
	без гасителей	$+.00000000_{10}-00$ $+.12819685_{10}+02$ $+.12819685_{10}+02$ $+.25429962_{10}+02$ $+.25429962_{10}+02$ $+.35614931_{10}+02$		$+.00000000_{10}-00$ $+.26830437_{10}+01$ $+.26830437_{10}+01$ $+.27235387_{10}+01$ $+.27235387_{10}+01$ $+.18845896_{10}+01$

Результаты расчета

		$+.30000000_{10}+01$		$+.20000000_{10}+02$
Исходные данные	Табл. B	$+.00000000_{10}-00$ $+.20000000_{10}-01$ $+.10000000_{10}+01$ $+.10000000_{10}+01$ $+.00000000_{10}-00$ $+.10000000_{10}+01$ $+.10000000_{10}+01$	$+.00000000_{10}-00$ $+.40000000_{10}+02$ $+.24999999_{10}-01$ $+.18000000_{10}+04$ $+.60000000_{10}+01$ $+.20000000_{10}-01$ $+.00000000_{10}-00$	$+.50000000_{10}+03$ $+.20000000_{10}+01$ $+.20000000_{10}+02$ $+.20000000_{10}-01$ $+.10000000_{10}+04$ $+.40000000_{10}+01$ $+.20000000_{10}-01$
		$+.10000000_{10}+01$ $-.10000000_{10}+01$ $+.99999999_{10}-01$	$+.00000000_{10}-00$ $+.00000000_{10}-00$ $-.20000000_{10}+01$	$+.99999999_{10}-01$ $+.00000000_{10}-00$ $+.00000000_{10}-00$

сооружения (к рис. 30,а)

	$+.13000000_{10}+02$		Табл. A	
$+.10000000_{10}+02$ $+.20000000_{10}-01$ $+.10000000_{10}+04$ $+.40000000_{10}+01$	$+.00000000_{10}-00$ $+.00000000_{10}-00$ $+.10000000_{10}+01$ $+.10000000_{10}+01$	$+.00000000_{10}-00$ $+.15000000_{10}+01$ $+.23000000_{10}+01$ $+.10000000_{10}+02$	$+.30000000_{10}+01$ $+.50000000_{10}+01$	Табл. E
$+.20000000_{10}-01$ $+.00000000_{10}+00$ $+.30000000_{10}+03$ $+.10000000_{10}+01$	$+.10000000_{10}+01$ $+.10000000_{10}+01$ $+.00000000_{10}-00$	$+.22500000_{10}+01$ $+.25000000_{10}+02$ $+.20000000_{10}+01$ $+.25000000_{10}+01$		
$+.10000000_{10}+01$ $+.23000000_{10}+01$ $-.99999999_{10}-01$	$+.20000000_{10}-01$ $+.30000000_{10}+01$ $+.23000000_{10}+01$	$-.99999999_{10}-01$ $+.49999999_{10}+01$		Табл. V
	M		***Q***	
	$+.9697589_{10}+03$ $+.28934775_{10}+03$ $+.31829817_{10}+03$ $+.29421640_{10}+03$ $+.83588442_{10}+02$ $+.26591292_{10}+03$		$+.17177240_{10}+03$ $+.17043853_{10}+03$ $+.12549343_{10}+03$ $+.1227848_{10}+03$ $+.77566774_{01}+02$ $+.73164808_{10}+02$	
	$+.21636141_{10}+04$ $+65944217_{10}+03$ $+.68219937_{10}+03$ $+.65815621_{10}+03$ $+.15882676_{10}+03$ $+.56563838_{10}+03$		$+.38596078_{10}+03$ $+.38274754_{10}+03$ $+.27483514_{10}+03$ $+.26844927_{10}+03$ $+.16058743_{10}+03$ $+.15013729_{10}+03$	

сооружения (к рис. 30,б)

	$+.10000000_{10}+02$		Табл. A	
$+.00000000_{10}-00$ $+.30000000_{10}+03$ $+.10000000_{10}+01$ $+.10000000_{10}+02$ $+.20000000_{10}-01$ $+.10000000_{10}+04$ $+.40000000_{10}+01$	$+.20000000_{10}-01$ $+.00000000_{10}-00$ $+.30000000_{10}+03$ $+.10000000_{10}+01$ $+.00000000_{10}-00$ $+.00000000_{10}-00$ $+.10000000_{10}+01$	$+.10000000_{10}+01$ $-.10000000_{10}+01$ $+.00000000_{10}-00$ $+.42000000_{10}-00$ $+.22500000_{10}+01$ $+.99999999_{10}-01$	$+.30000000_{10}+01$ $+.20000000_{10}+02$ $+.30000000_{10}+01$ $+.10000000_{10}+02$ $+.10000000_{10}+02$	Табл. E
$-.30000000_{10}+01$ $+.11400000_{10}-00$ $+.00000000_{10}-00$	$+.00000000_{10}-00$ $+.10000000_{10}+01$ $+.23000000_{10}+01$	$-.99999999_{10}-01$ $+.20000000_{10}-01$ $+.30000000_{10}+01$	$+.23000000_{10}+01$ $-.99999999_{10}-01$ $+.49999999_{10}-01$	Табл. V

Продолжение табл. 1

Результаты расчета сооружения		Y	φ
	с гасителями	$+.00000000_{10}-00$ $+.15161089_{10}-00$ $+.15161089_{10}-00$ $+.30377541_{10}-00$ $+.30377541_{10}-00$ $+.43023394_{10}-00$	$+.00000000_{10}-00$ $+.31959324_{10}-01$ $+.31950324_{10}-01$ $+.33369381_{10}-01$ $+.33369381_{10}-01$ $+.23663220_{10}-01$
	без гасителей	$+.00000000_{10}-00$ $+18375199_{10}-00$ $+18375199_{10}-00$ $+.36542714_{10}-00$ $+.36542714_{10}-00$ $+.51322264_{10}+00$	$+.00000000_{10}-00$ $+.38538702_{10}-01$ $+.38538702_{10}-01$ $+.39387205_{10}-01$ $+.39387205_{10}-01$ $+.27456066_{10}-01$

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ ДИНАМИЧЕСКИХ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ ДЛЯ СЛУЧАЕВ, КОГДА МОДЕЛЬЮ СООРУЖЕНИЯ МОЖЕТ СЛУЖИТЬ СИСТЕМА С ОДНОЙ СТЕПЕНЬЮ СВОБОДЫ

Пример 1

Подобрать оптимальные параметры динамического гасителя и оценить эффективность гашения колебаний здания, расчетная схема которого изображена на рис. 31. Источником возбуждения является вентилятор с номинальным числом оборотов $n=400$ об/мин ($\omega=41{,}8$ с$^{-1}$), установленный на перекрытии на отметке 9 м.

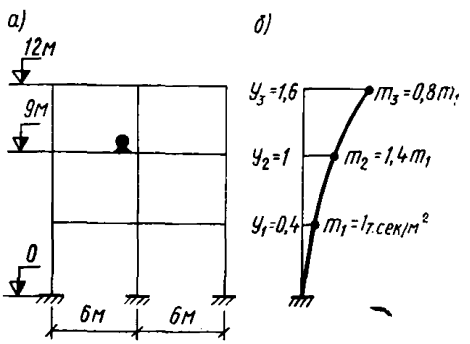


Рис. 31. Схема сооружения и первая форма свободных колебаний

Амплитуда возбуждающей силы, возникающей в результате вращения эксцентрика, пропорциональна квадрату частоты ω. Диссипативные свойства сооружения характеризуются коэффициентом $\gamma_0=0{,}05$.

Для простоты при определении форм колебаний масса сооружения считалась сосредоточенной в уровнях ригелей и таким образом форма колебаний характеризуется ординатами Y_1, Y_2, Y_3. В соответствии с п. 2.9, форма колебаний нормирована по ординате $Y_2=1$. Первая частота собственных колебаний здания оказалась равной 39 с$^{-1}$; вторая частота — 88 с$^{-1}$; в соответствии с п. 2.9, можно (так как 39 с$^{-1}\cdot 2<88$ с$^{-1}$) в данном случае пользоваться формула-

M	*Q*
$+.25379967_{10}+02$	$+.44425659_{10}+01$
$+.76092268_{10}+01$	$+.45309886_{10}+01$
$+.83905149_{10}+01$	$+.32519373_{10}+01$
$+.77249453_{10}+01$	$+.32790803_{10}+01$
$+.23414083_{10}+01$	$+.20300452_{10}+01$
$+.70975468_{10}+01$	$+.20539721_{10}+01$
$+.30905250_{10}+02$	$+.54616396_{10}+01$
$+.94166314_{10}+01$	$+.55204199_{10}+01$
$+.98592872_{10}+01$	$+.39190224_{10}+01$
$+.94386419_{10}+01$	$+.39079484_{10}+01$
$+.23956856_{10}+01$	$+.23072801_{10}+01$
$+.82351732_{10}+01$	$+.22706409_{10}+01$

ми п. 2.16—2.37. Поскольку число оборотов вентилятора может изменяться в процессе работы и, кроме того, при пусках и остановках возникает режим прохождения через резонанс (см. п. 2.26), оптимальные параметры гасителя следует подбирать как для гармонического воздействия с нестабильной частотой по формулам п. 2.23.

Из конструктивных соображений выбран гаситель с вязким демпфером и массой $m_г = 0{,}036$ тс/м², который устанавливается на перекрытии на отметке 9 м.

В соответствии с п. 2.9, приведенная масса и обобщенная жесткость сооружения равны

$$M = m_1 Y_1^2 + m_2 Y_2^2 + m_3 Y_3^2 = 1 \cdot 0{,}4^2 + 1{,}4 \cdot 1^2 + 0{,}8 \cdot 1{,}6^2 = 3{,}608 \text{ тс}^2/\text{м};$$

$$k = p^2 M = 39^2 \cdot 3{,}608 = 5490 \text{ т/м}.$$

Относительная масса гасителя составляет

$$\nu = m_г / M = 0{,}036/3{,}608 = 0{,}01 = 1\%.$$

Оптимальные параметры гасителя определяем по формулам (9):

$$\beta_{опт}^2 = \frac{3\nu}{(1+\nu)(2+\nu)} = \frac{3 \cdot 0{,}01}{(1+0{,}01)(2+0{,}01)} = 0{,}0147;$$

$$\beta_{опт} \approx 0{,}12;$$

$$f_{опт}^2 = (1 + \gamma_o^2 + 1{,}5\,\gamma_o\,\beta_{опт}) \Big/ \left[(1+\nu)\sqrt{1-\gamma_o^2}\right] =$$

$$= (1 + 0{,}05^2 + 1{,}5 \cdot 0{,}05 \cdot 0{,}12)/[(1+0{,}01)\sqrt{1-0{,}05^2}] = 1.$$

Относительная амплитуда перемещений сооружения с гасителем равна

$$R = Z_{max} = 1 \Big/ \left[k \sqrt{(1+\nu)^2 - \frac{(2+\nu)(1+\gamma_o^2)}{2(f_{опт}^2 - 0{,}5\,\gamma_o\,\beta_{опт})}} \right] =$$

$$= 1 \Big/ \left[5490 \sqrt{(1+0{,}01)^2 - \frac{(2+0{,}01)(1+0{,}05^2)}{2(1-0{,}5 \cdot 0{,}05 \cdot 0{,}12)}} \right] =$$

$$= 0.00164 \text{ м/т}.$$

Относительная амплитуда удлинений связи гасителя соответственно равна

$$Y_{max} = \frac{1}{k}\ \frac{(2+\nu)}{\nu}\ \sqrt{\frac{1}{3\,(1+\nu)\,(1+1{,}25\,\nu)}} =$$

$$= \frac{1}{5490}\ \frac{2+0{,}01}{0{,}01}\ \sqrt{\frac{1}{3\,(1+0{,}01)\,(1+1{,}25\cdot 0{,}01)}} =$$

$$= 0{,}0208 \text{ м/т}.$$

До установки гасителя относительная амплитуда перемещений сооружения составляла

$$Z_{max} = \frac{1}{\gamma_0 k} = \frac{1}{0{,}05\cdot 5490} = 0{,}00365 \text{ м/т}.$$

Следовательно, в результате присоединения гасителя амплитуда колебаний сооружения уменьшилась более чем вдвое.

Пример 2

Подобрать оптимальные параметры гасителей колебаний и определить эффективность виброгашения металлической башни-трубы. Поперечное сечение трубы и места установки маятниковых динамических гасителей (помечены крестиками) показаны на рис. 32.

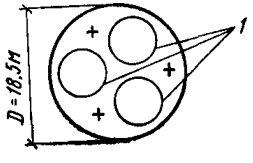


Рис. 32. Сечение башни-трубы
1 — газоотводящие стволы

Особенностями этого примера являются необходимость учета двух эксплуатационных режимов — с тремя (вариант 1) и с двумя (вариант 2) газоотводящими стволами и, кроме того, невозможность увеличения γ_r более чем до 0,1. Каждому варианту соответствует своя приведенная масса и своя первая частота свободных колебаний ($p=1{,}241$ с$^{-1}$ для варианта 1,, $p=1{,}354$ с$^{-1}$ для варианта 2). Формы колебаний отличаются незначительно.

При обтекании трубы ветровым потоком возникает ветровой резонанс, который, как показал расчет сооружения с учетом усталости, создает наибольшую опасность для сооружения.

По варианту 1 первая и вторая критические скорости ветра соответственно равны (см. главу СНиП II-6-74, п. 6.21):

$$v_{1\,кр} = \frac{5\,D\cdot p}{2\,\pi} = \frac{5\cdot 18{,}5\cdot 1{,}241}{2\cdot 3{,}14} = 18{,}3 \text{ м/с};$$

$$v_{2\,кр} = \frac{5\cdot 18{,}5\cdot 5{,}638}{2\cdot 3{,}14} = 83 \text{ м/с}.$$

По варианту 2 критические скорости ветра равны соответственно $v_{1кр}=20$ м/с и $v_{2кр}=89$ м/с.

Поскольку в обоих вариантах $v_{2кр}$ больше 25 м/с, в данном

случае в соответствии с п. 2.9 можно пользоваться формулами пп. 2.23 и 2.30.

Ввиду того что при различных эксплуатационных режимах башни-трубы работают одни и те же гасители, их общая относительная приведенная масса ν и настройка f оказываются различными для вариантов 1 и 2. Для упрощения примера (в отличие от реального случая — расчета башни-трубы Норильского ГМК) будем полагать $\nu=2\%$ для варианта 1 и $\nu=2{,}38\%$ для варианта 2. Коэффициент внутреннего неупругого сопротивления защищаемой конструкции γ_0 примем равным 0,01.

Оптимальное затухание в гасителе $\gamma_{опт}$, вычисленное по формуле (10), больше, чем предельно допустимое значение $\gamma_г$ (для варианта 1 $\gamma_{опт}=0{,}175$; для варианта 2 $\gamma_{опт}=0{,}192$), поэтому в дальнейших расчетах ограничиваемся максимально возможным значением $\gamma_г=0{,}1$ и оптимальную настройку гасителя определяем в соответствии с рекомендациями п. 2.34.

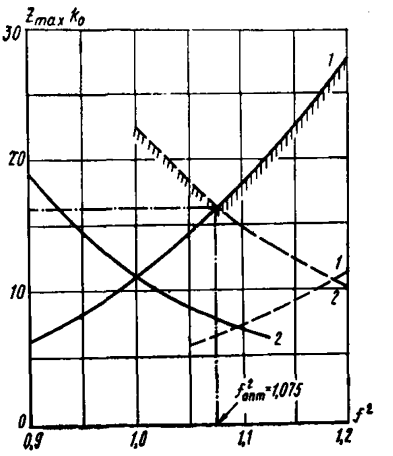


Рис. 33. Влияние изменения настройки на величину Z_{max}

Чтобы выбрать оптимальное значение f^2, строим (используя рис. 9) графики зависимости $Z_{max}k$ от f^2 для варианта 1 (на рис. 33 они показаны сплошными линиями). Затем с помощью рис. 8 и 9 определяем ординаты графиков зависимости $Z_{max}k$ от f^2 для варианта 2 и строим графики, показанные пунктиром на рис. 33, увеличивая при этом значения f^2 в $1{,}354^2/1{,}241^2$ раз, для того, чтобы настройка $f=p_г/p$ определялась относительно одной и той же частоты p, соответствующей варианту с тремя газоотводящими стволами.

Оптимальным можно считать значение $f^2=1{,}075$, при котором для любых частот значение $Z_{max}k$ не превышает 16,2.

В процессе эксплуатации гасителей квадрат настройки, который пропорционален жесткости связи гасителя, может измениться до 5%, но и при этом значение $Z_{max}k$ не превышает 20.

Таким образом, подобранные гасители уменьшают амплитуды колебаний (внутренних усилий) башни-трубы при ветровом резонансе примерно в пять раз.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

КОНСТРУКТИВНЫЕ ФОРМЫ УДАРНЫХ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ

Пример 1. Маятниковый ударный гаситель колебаний стальной футерованной дымовой трубы высотой 80 м

Гаситель рассчитан по схеме рис. 16, *б*. Масса дымовой трубы равна 330 т. Первая круговая частота собственных колебаний $\lambda=2{,}42$ с$^{-1}$. После приведения сооружения к расчетной системе полу-

чено $M=64{,}7$ т. Для указанной дымовой трубы $n=0{,}05$, следовательно, коэффициент неупругого сопротивления $\gamma=0{,}02$. При $\gamma=0{,}02$ относительная амплитуда колебаний системы без гасителя равна 25. Для того чтобы снизить амплитуду вынужденных колебаний системы в 3,5 раза, необходимо иметь $\alpha=7$. При $r=0{,}5$ и $\gamma=0{,}02$ по рис. 19 величине $\alpha=7$ соответствует $\mu=0{,}05$. При этом $\beta=51$. Длина маятников гасителя равна 6,46 м.

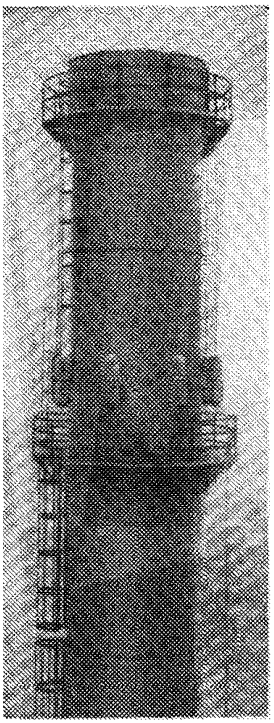


Рис. 34. Маятниковый ударный гаситель колебаний дымовой трубы

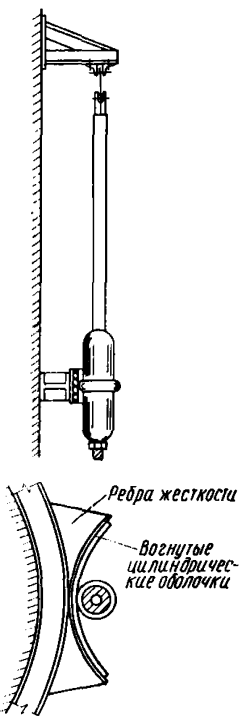


Рис. 35. Вогнутые цилиндрические оболочки бойной части, повышающие эффективность гасителя

В соответствии с приведенным расчетом было принято восемь маятников, подвешенных по периметру в верхней части трубы на листовых шарнирах. При колебаниях трубы в каком-либо горизонтальном направлении будут работать не все восемь маятников, а лишь часть их. Если, например, колебания трубы происходят в направлении, проходящем через какие-либо два диаметрально противоположных маятника, то из восьми маятников эти два маятника работают с эффективностью 100%, четыре — 70% и два совершенно не работают, так как первые два совершают удары перпендикулярно касательной к бойному приспособлению, четыре следующие — под углом 45° и последние два вообще не совершают ударов, поскольку движутся по касательным к нему. Учитывая это, принято,

что каждый маятник имеет массу 650 кг. Подвеска маятников осуществлена на кронштейнах. Удары маятников воспринимаются стальным кольцом, жестко прикрепленным к кожуху трубы. Стальное кольцо снабжено деревянными прокладками и стальным кожухом. Общий вид гасителя представлен на рис. 34. Для того чтобы листовые шарниры не испытывали ударов, место удара маятника (поясок) поднято выше центра массы маятника на 6,3 см.

Для повышения эффективности маятникового гасителя колебаний дымовой трубы рекомендуется на стальном кольце бойного приспособления устанавливать вогнутые стальные цилиндрические оболочки с ребрами жесткости, снабженные прокладками (рис. 35). В ударном гасителе, состоящем из восьми маятников, четыре маятника, работающие с эффективностью 70%, будут при новом бойном устройстве работать с эффективностью 90—95%, а два неработающих маятника — 25—30%.

Пример 2. Маятниковый ударный гаситель колебаний стальной радиобашни высотой 100 м

Гаситель рассчитывается по схеме рис. 16, *б*, масса радиобашни равна 50 т. Первая круговая частота собственных колебаний $\lambda = 5{,}05\ с^{-1}$. После приведения сооружения к расчетной схеме получено $M = 7{,}32$ т. Для данной радиобашни $n = 0{,}1$, следовательно, $\gamma = 0{,}02$. При $\gamma = 0{,}02$ относительная амплитуда колебаний системы без гасителя равна 25. Для того чтобы снизить амплитуду вынужденных колебаний системы, например, в пять раз, необходимо иметь $\alpha = 5$. При $r = 0{,}5$ и $\gamma = 0{,}02$ по рис. 19 величине $\alpha = 5$ соответствует $\mu = 0{,}09$. При этом $\beta = 28$. Длина маятников гасителя равна 1,42 м.

В соответствии с приведенным расчетом для башни приняты четыре маятника, подвешиваемые внутри решетчатой конструкции верхней части радиобашни на листовых шарнирах. Для того чтобы при колебаниях башни в любом горизонтальном направлении обеспечивалось $\mu = 0{,}09$, масса маятника принята 250 кг. Пояски маятников выполнены из жесткой резины. Подвеска маятников осуществлена на диагональных связях. Удары маятников воспринимаются диагональными рамными связями.

Пример 3. Пружинный ударный гаситель колебаний фундамента компрессора

Требуется уменьшить колебания виброизолированного фундамента общей массой 20 т, испытывающего из-за очень малого коэффициента неупругого сопротивления в виброизоляторах большие резонансные колебания при пуске и остановке машины. Считаем, что прохождение через резонанс происходит настолько медленно, что амплитуды можно вычислить по формулам, выведенным для установившихся вынужденных колебаний. Задача состоит в том, чтобы на всем диапазоне частот амплитуда колебаний машины с фундаментом не превышала некоторой конечной величины. Для стальных пружинных виброизоляторов $\gamma = 0{,}01$, поэтому относительная ампли-

туда колебаний системы без гасителя равна 50. Чтобы снизить амплитуду резонансных колебаний системы в 3 раза, необходимо иметь $\alpha = 16$. При $r = 0{,}5$ по рис. 24 величине $\alpha = 16$ соответствует $\mu = 0{,}02$. При этом $\beta = 120$. В этом случае масса гасителя равна 400 кг.

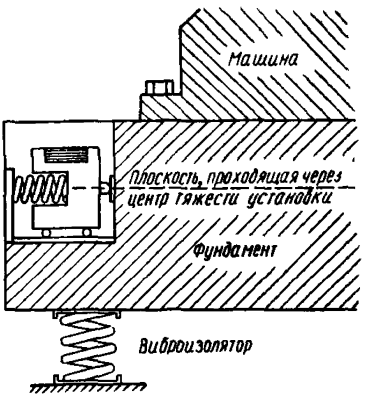


Рис. 36. Установка гасителя на виброизолированном фундаменте

В соответствии с приведенным расчетом принято, что по двум боковым сторонам фундамента симметрично располагаются две массы, каждая на своих направляющих и со своими пружинами. Вес каждой массы 200 кг. На рис. 36 представлен эскиз установки гасителя на фундаменте. Бойная часть на боковой плоскости фундамента выполняется из стального элемента, прикрепленного к фундаменту. Для возможности регулировки частоты собственных колебаний гасителя массы в верхней части снабжены загрузочными углублениями.

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

Предисловие 3

1. Общие положения 4

2. Динамические гасители колебаний 5

Вводная часть 5

Подбор оптимальных гасителей колебаний и оценка их эффективности 10

Подбор и определение эффективности оптимальных гасителей колебаний при ограниченном демпфировании . . . 19

Влияние отклонений параметров гасителя от оптимальных значений на эффективность виброгашения 23

Определение амплитуд и декрементов колебаний при фиксированных (неоптимальных) параметрах гасителя . . . 24

Расчет сооружений с гасителями в случае, когда моделью сооружения не может служить система с одной степенью свободы 26

3. Ударные гасители колебаний 26

Выбор типа гасителя колебаний и исходные данные для расчета 28

Условия настройки ударных гасителей колебаний 29

Маятниковый гаситель колебаний на системе с одной степенью свободы 35

Пружинный гаситель колебаний на системе с одной степенью свободы 41

Плавающий гаситель колебаний на системе с одной степенью свободы 45

Приложение 1. Программа поверочного расчета сооружения с динамическими гасителями колебаний 60

Приложение 2. Примеры расчетов динамических гасителей колебаний для случаев, когда моделью сооружения может служить система с одной степенью свободы 63

Приложение 3. Конструктивные формы ударных гасителей колебаний 63

ЦНИИСК им. Кучеренко

Рекомендации

по проектированию гасителей колебаний для защиты зданий и сооружений, подверженных горизонтальным динамическим воздействиям от технологического оборудования и ветра

Редакция инструктивно-нормативной литературы
Зав. редакцией *Г. А. Жигачева*
Редактор *С. В. Беликина*
Мл. редактор *Л. М. Климова*
Технические редакторы *И. В. Панова, Ю. Л. Циханкова*
Корректоры *О. В. Стигнеева, Л. П. Бирюкова*

Сдано в набор 10/XI 1977 г. Подписано к печати 13/III 1978 г. Т-05688
Формат 84×108 1/32 Бумага типографская № 3
3,78 усл. печ. л. (уч.-изд. 3,81 л.)
Тираж 16000 экз. Изд. № XII—7283 Зак. № 664 Цена 20 коп.

Стройиздат
103006, Москва, Каляевская, 23а

Подольский филиал ПО «Периодика» Союзполиграфпрома при Государственном комитете Совета Министров СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
г. Подольск, ул. Кирова, 25

gost.e-ecolog.ru