

ВОСПРОИЗВЕДЕНИЕ ШИРОКОПОЛОСНОЙ ВИБРАЦИИ ПОСРЕДСТВОМ СТАНДАРТНЫХ ВИБРОУДАРНЫХ СИСТЕМ

© Крупенин В.Л.¹, Божко А.Е.²,
Мугин О. О.¹, Мягкохлеб К.Б.²

¹ Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт
машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук, Москва, Россия
krupeninster@gmail.com

² Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков,
Украина
mkb2004@ukr.net

Аннотация. Рассматривается модель и предложена расчетная схема широкополосного резонансного генератора механических колебаний, воспроизводящего вибрацию натурным способом. Проводится расчет конкретной конструкции.

Ключевые слова: широкополосная вибрация, динамические эффекты, резонансные виброударные режимы, субгармонические режимы движения, модули виброударного генератора широкополосной вибрации.

PROBLEM PLAY BROADBAND VIBRATIONS THROUGH STANDART VIBRO- IMPACT SYSTEMS

V.Krupenin¹, .A.Bozhko², , O.Mugin¹, K. Myagkokhlib²

¹ Federal budget-funded research Institute of Machines Science named after A.A.Blagonravov of
the Russian Academy of Scienc
krupeninster@gmail.com

² The A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems of the National Academy of
Sciences of Ukraine (IPMash NAS of Ukraine)
mkb2004@ukr.net

Abstract. A model of the design scheme and the proposed broadband resonant mechanical vibration generator, vibration reproducing full-scale way. We calculate the specific design.

Keywords: broadband vibration, dynamic effects, vibro-impact resonant modes, sub-harmonic modes of motion, the generator modules vibrouimpact broadband vibration.

1. Рассмотрим некоторые свойства вибрации, генерируемой поршневыми машинами. Присутствие в каждой машине большого числа ударных пар превращает ее в весьма сложный генератор широкополосной вибрации (виброударную систему) с весьма представительным спектром. Аппроксимация такой вибрации синусоидой недопустима и современная виброиспытательная аппаратура конструируются, в частности, с целью обеспечить виброиспытания на вибрационные воздействия, максимально близкие к реальным. так как содержащиеся в ее спектре высокочастотные составляющие порождают в приемниках вибрации сложные динамические эффекты, связанные, в первую очередь, с возбуждением в них специфических интенсивных резонансных колебаний.

В настоящее время во всех областях промышленности и транспорта широко распространены и активно эксплуатируются разнообразные поршневые машины: двигатели внутреннего сгорания, компрессоры, насосы и т. д. Виброустойчивость и вибропрочность приборов и первичных преобразователей, средств автоматического управления, устанавливаемых непосредственно на поршневые машины, является весьма действенным фактором, способствующим повышению надежности и комфортабельности транспортных средств.

При последующем анализе вибрационных процессов будем пользоваться широко распространенными методами частотного анализа, применяя фильтры с полосой прозрачности 6 % от среднегеометрической частоты. Такой анализ производится весьма доступной аппаратурой, вполне пригодной для практических выводов о спектральном составе вибрации.

Важно выяснить какими же источниками создается вибрационное поле поршневых машин. В ряде работ отечественных и зарубежных авторов (см. библиографию в [1-3]) рассматривают поршневые машины как сильно нелинейные (виброударные) колебательные системы, нелинейность которых определяется наличием зазоров в сочленениях деталей, а возбуждение виброударных процессов происходит из-за переменных возмущающих сил. При этом возбуждение колебаний происходит благодаря сравнительно низкочастотному вращению коленчатого вала. Фактически получается, что низкочастотное движение ведущего звена вызывает виброударные режимы во множестве ведомых звеньев. Например, в двенадцатицилиндровом дизеле за один рабочий цикл происходит перекладка зазоров, сопровождающаяся ударами не менее 160 деталей. Типичный спектр виброускорений высокооборотного двенадцатицилиндрового двигателя внутреннего сгорания (главный двигатель типа М401А теплохода «Комета») представлен на рис. 1.

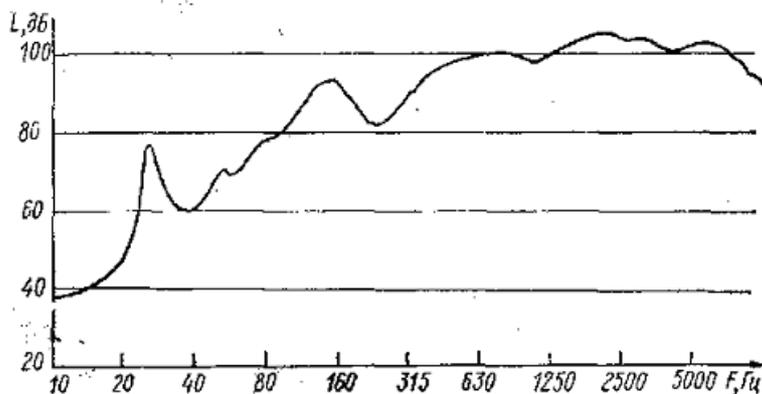


Рис.1.

Частоте 25 Гц (частота вращения коленчатого вала) соответствует спектральная составляющая, вызванная остаточными дебалансами деталей движения и возмущающими силами в соединительной муфте (между валом отбора мощности машина и гребным валом). В районе частоты 150 Гц расположена первая гармоника переменной составляющей крутящего момента (частота действия переменных сил давления газов, образующихся при сгорании топлива по всем двенадцати цилиндрам двигателя). При использовании узкополосного анализа в области частот выше 300 Гц помимо сплошного спектра выявляются характерные для виброударного процесса зоны, насыщенные близкостоящими дискретными составляющими. Стохастизация процесса, проявляющаяся в появления областей сплошного спектра, может быть связана с тем, что по технологическим и эксплуатационным причинам в реальном двигателе рабочие циклы в разных цилиндрах оказываются неодинаковыми, т. е. имеется различие в законах подачи топлива по цилиндрам и по времени, различия в наполнении цилиндров воздухом, колебательные процессы в

коленчатом валу и валах газораспределения, изменения состава топлива, отложения нагара, износы, разрегулировки и т. д. Указанные отклонения носят случайный характер, поэтому случайны также и фактические значения амплитуд и фазовых углов гармонических составляющих крутящего момента многоцилиндрового двигателя.

2. Современные виброиспытательные комплексы с автоматическим управлением возбуждения вибрации – широкоуниверсальны и несомненно обладают необходимыми возможностями для получения требуемого спектра частот и законов распределения вибронгрузок. По диапазону решаемых задач виброиспытаний они широко используются и могут применяться для испытаний изделий самого различного назначения. Однако для предприятий, заинтересованных в бюджетном оборудовании целесообразно использовать так называемые паллиативные инновации, т. е. использование, например, тонких динамических эффектов для решения узкоспециальной задачи. В рассматриваемом случае будут показаны так называемые резонансные генераторы широкополосной вибрации (РГШВ). Для широкого использования в промышленности виброиспытательные комплексы должны быть простыми, компактными, обладать возможностью быстрой перестройки параметров. Для снижения себестоимости продукции, эти должны быть весьма дешевые установки с легко регулируемыми параметрами и простыми в изготовлении. В то же время они должны обеспечивать требуемые спектральные и другие характеристики воспроизводимой вибрации, надежные в работе и несложные в обслуживании.

Представляется, что простейший путь имитации вибрации машин, определяемой виброударными процессами, заключается в разработке устройств, создающих при испытании реальный виброударный процесс, возбуждаемый основной частотой колебаний машины. Этим условию и в отвечают в определенной мере резонансные генераторы широкополосной вибрации (РГШВ).

3. Рассмотрим вначале некоторые общие положения, относящиеся к виброударным генераторам широкополосной вибрации. Были разработаны реальные механические устройства — генераторы широкополосной вибрации (ГШВ), позволяющие в силу своей «виброударной» специфики с определенной степенью точности повторить параметры эксплуатационного виброударного процесса. Для широкого класса поршневых машин эти устройства вполне удовлетворяют сформулированным выше требованиям.

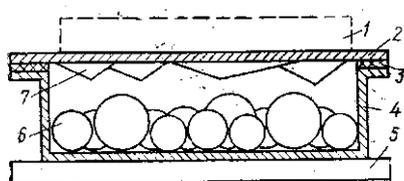


Рис.2

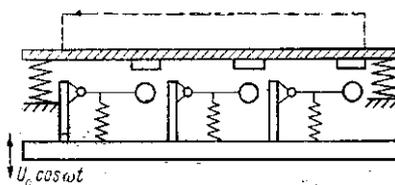


Рис.3

Виброиспытательные генераторы широкополосной вибрации (ВГШВ) представляют собой (рис. 4.2) рабочую платформу 2, с установленным на нем объектом испытания 1, которая через упругую прокладку 3 соединяется с корпусом 4, в котором располагаются ударные тела 6. ВГШВ устанавливается на стол вибростенда 5, совершающего синусоидальные колебания. При достижении легко рассчитываемых пороговых значений виброускорений ударные тела отрываются от дна корпуса и соударяются с рабочей платформой, вызывая колебания последней в достаточно широком частотном диапазоне. Для выравнивания вибрационного воздействия в различных направлениях на внутренней стороне рабочей платформы могут быть сформированы клиновидные выступы 7, которые дают возможность получать колебания в горизонтальном направлении за счет изменения направления удара.

С целью повышения эффективности и расширения частотного диапазона воздействия целесообразно применение генератора с упруго подвешенными ударными элементами (рис. 3), которые настраиваются на резонансные (главные и субгармонические) виброударные

режимы движения. В результате получается устройство, относящееся к классу высокоэкономичных и эффективных резонансных машин [2, 4, 5].

Резонансный ГШВ воспроизводит более мощное силовое и более широкое частотное вибрационное воздействие по сравнению с ГШВ со свободными ударными элементами при тех же параметрах возбуждения. На рис. 4 приведены спектры вибрации, создаваемой резонансным ГШВ (кривая 1) и ГШВ с свободными ударными элементами - (кривая 2). За счет субгармоник резонансный ГШВ воспроизводит колебания с составляющими, лежащими ниже частоты возбуждения (40 Гц). Спектральные составляющие ускорения повысились во всем диапазоне на 6—10 дБ при одном и том же ускорении стола вибратора. Следует подчеркнуть, что при возбуждении субгармонических режимов в спектре появляются низкочастотные составляющие, всегда присутствующие в реальном процессе. Такие составляющие могут иметь частоты порядка нескольких герц и их бывает трудно получить при помощи электродинамических стенов.

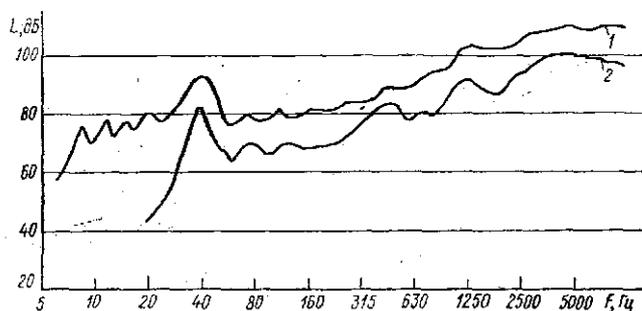


Рис. 4.

Приемлемость использования ГШВ для виброиспытаний определяется механической адекватностью вибропроцессов в них и в реальном объекте, описанном ранее. Синусоидальные колебания стола вибростенда создают низкочастотное возбуждение, соответствующее вращению коленчатого вала двигателя, ударные элементы имитируют соударяющиеся пары, платформа играет, например, роль корпуса двигателя. Конкретная структура ударных пар не является определяющей в получении требуемой вибрации и ударные элементы достаточно полно моделируют соударения реальных деталей [2, 6, 7].

Принимая во внимание большую мощность вибрационного воздействия реального объекта, можно считать, что навесные агрегаты и приборы (виброприемники), обладающие малой массой, не оказывают существенного влияния на общее вибрационное поле машины. При проведении испытаний тех же узлов и приборов с помощью виброударных ГШВ можно формировать воздействия больших мощностей. Тогда при относительно малых массах испытуемого оборудования схема виброиспытаний может считаться адекватной реальным условиям. Учет возможного влияния объектов испытания на ГШВ далее не приводится.

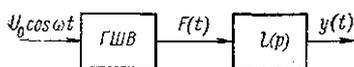


Рис.5

ГШВ можно представить устройством, преобразующим входное синусоидальное возбуждение (заданное, например, кинематически) $U(t) = \omega t$ в силовое воздействие $F(t)$, подающееся на испытуемый объект и имеющее приемлемо широкий спектр.

Пусть оператор динамической податливости от места приложения этой силы до контрольной точки y на испытуемом объекте есть $L(p)$, тогда перемещение контрольной точки $y = L(p)F(t)$ (рис. 5). Оператор динамической податливости $L(p)$ определяется динамическими податливостями платформы, непосредственно объекта и крепежного

приспособления. Контрольную точку выбираем в точке крепления испытуемого изделия на платформе.

4. Рассмотрим некоторые конкретные типы ГШВ, основные динамические свойства которых можно изучить на трех простейших моделях, которые будем называть модулями ГШВ. Из этих модулей в соответствии с требованиями целей и программы виброиспытаний можно «набирать» ГШВ требуемой структуры. Отметим сразу, что модули могут иметь и гораздо более сложную структуру. Однако, на практике применяются указанные три (рис. 6 - 8).

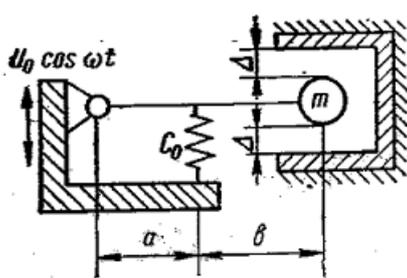


Рис.6

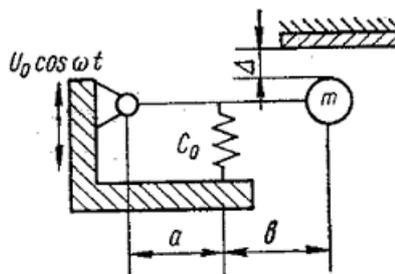


Рис.7

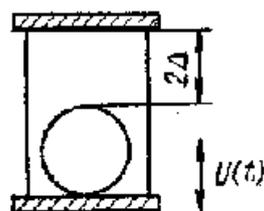


Рис.8

В соответствии с теорией виброударных систем резонансные режимы движения реализуются при относительно малых уровнях неконсервативных сил. В данном случае при малых демпфировании и возбуждении. Достоинства резонансных режимов движения подробно описаны в работах [5 - 7].

Во всех трех случаях законы движения при реализации резонансных состояний будут даваться однотипными формулами. Соответственно для модулей рис.6-8 имеем:

$$u_0(t) \approx -J_0 \chi_0(t); \quad u_1(t) \approx -J_1 \chi_1(t); \quad u_2(t) \approx -J_2 \chi_2(t). \quad (1)$$

Здесь $u_k(t)$ – законы движения ударников в каждом из трех типов модулей ($k=0, 1, 2$); J_k – импульсы ударов; $\chi_k(t)$ – периодические функции Грина (ПФГ) соответствующих линейных задач, причем для систем рис 6 и 8 – это будут симметричные функции Грина, а для системы рис 7. – несимметричная.

В соответствии с теорией виброударных систем [6,7] имеем:

$$J_0 \approx -\Delta[\chi_0(0)]^{-1} = 2\Delta\Omega m c t g^{1/4} \Omega T_0, \quad T_0 = 2\pi\omega^{-1}. \quad (2)$$

Здесь m – масса ударника; c – приведенная жесткость, $c = c_0[(a(a+b))^{-1}]$; c_0 – жесткость пружины (см. рис 6-8); частота синусоидального возбуждения.

ПФГ $\chi_0(t)$ является симметричной функцией $\{\chi_0(t) \equiv -\chi_0(t+1/2T), t \in [0, 1/2T[; \}$; она при малом вязком трении дается либо рядом Фурье:

$$\chi_0(t) = 2(Tm)^{-1} \sum_{k=-\infty}^{\infty} \exp i\omega t (2k+1) [\Omega^2 - (2k+1)^2 \omega^2]^{-1}, \quad t \in \mathbf{R}, \quad (3)$$

либо записывается в конечном виде на интервале симметрии:

$$\chi_0(t)=(2\Omega m)^{-1}\sin[\Omega(t-T/4)] \cos[\Omega T/4], t \in [0, 1/2T[\quad . \quad (4)$$

Вне этого интервала выражение (4) необходимо продолжить по периодичности, учитывая условия симметрии.

Для несимметричного модуля (рис. 7), вместо формул (2)-(4) будем иметь для ПФГ, имеющей период T_0 :

$$J_1 \approx -\Delta[\chi_1(0)]^{-1} = -2\Delta\Omega m t g^{1/2}\Omega T_0, T_0 = 2\pi\omega^{-1}. \quad (5)$$

$$\chi_1(t) = 2(Tm)^{-1} \sum_{k=-\infty}^{\infty} \exp i\omega t k (\Omega^2 - k^2\omega^2)^{-1}, t \in \mathbf{R}, \quad (6)$$

$$\chi_1(t) = (2\Omega m)^{-1} \cos[\Omega(t-T/2)] \cos[\Omega T/2], t \in [0, T[\quad . \quad (7)$$

Наконец для модуля со свободным элементом (рис. 8) получаем:

$$J_1 \approx -\Delta[\chi_2(0)]^{-1} = 4\Delta\omega m \pi^{-1}. \quad (8)$$

$$\chi_2(t) = 2(Tm)^{-1} \sum_{k=-\infty}^{\infty} \exp i\omega t (2k+1) [(2k+1)^2\omega^2]^{-1}, t \in \mathbf{R}, \quad (9)$$

$$\chi_2(t) = m^{-1}(t/2 - T/8), t \in [0, 1/2T[\quad . \quad (10)$$

ПФГ $\chi_2(t)$ является симметричной функцией $\{\chi_2(t) \equiv -\chi_2(t+1/2T), t \in [0, 1/2T[\}$ и представление (7) для получения вида функции необходимо продолжить по периодичности, учитывая условия симметрии. Далее модуль со свободным ударным элементом (рис. 8) подробно не рассматривается, т.к. изучению будут подлежать резонансные режимы, реализуемые модулями рис. 6 и 7. Отметим, что из всех соотношений, получаемых для модуля рис.6 получить необходимые соотношения для модуля рис. 8 можно при $\Omega \rightarrow 0$.

5. При дальнейших рассмотрениях подчеркнем, что, что в силу нелинейных свойств всех модулей при определенных значениях параметров, в системах могут устанавливаться периодические режимы частоты $\omega_0 = \omega/l$, где l – кратность режима [6, 7].

Вернемся к режимам движения (1) –(3). Так как в силу выбора системы координат доударная скорость – положительна, то положительной должна быть и величина ударного импульса: $J_0 > 0$. Отсюда и из формулы (2) следует область частот в в который существует резонансные режимы описанного типа: $\omega_0 > \Omega$ для высших кратностей - $\omega_0 > l\Omega$. Условия существования таких режимов следуют из принципа энергетического баланса [6, 7].

Если связать систему координат с вибрирующей по закону $U(t) = U_0 \cos\omega t$, то сила возбуждения будет иметь вид: $m\omega^2 U_0 \cos(\omega t + \phi)$, где ϕ - фаза удара. Структура условий существования будет следующей:

$$\omega^3 m^{-1} U_0 [\omega^2 - \Omega^2]^{-1} \geq \Gamma_0(\mathbf{R}; \mathbf{b}; \dots), \quad (11)$$

где символ Γ обозначает совокупность демпфирующих факторов (\mathbf{R} – коэффициент восстановления, \mathbf{b} – коэффициент вязкого трения и т. д.). Выражения для Γ имеются, например, в [6, 7].

Аналогично для несимметричного режима $u_1(t) \approx -J_1 \chi_1(t)$ [см. (1), (5) - (7)] из условия $J > 0$ можно получить частотные области существования резонансных режимов: $\Delta > 0, \omega \in [1\Omega, 2l\Omega]; \Delta = 0, \omega = \pi/\Omega; \Delta < 0, \omega > 2l\Omega$. Принцип энергетического баланса приводит к неравенству

типа (11), с тем исключением, что для несимметричных систем правая часть существенно зависит от знака величины зазора (натяга) Δ [6, 7]:

$$\omega^3 m^{-1} U_0 [\omega^2 - \Omega^2]^{-1} \geq \Gamma_0(R; b; \Delta; \dots), \quad (12)$$

При помощи имеющихся формул можно синтезировать модуль ГШВ, т. е. определить необходимые геометрические размеры и параметры возбуждения для реализации заданной величины ударного импульса на заданной частоте [6, 7].

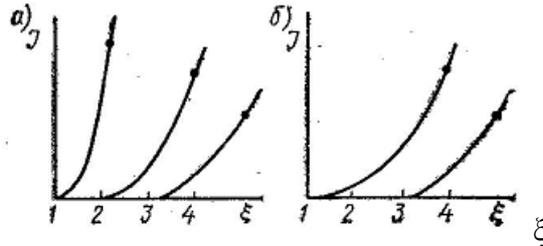


Рис.9

На рис.9,а изображены зависимости импульсов удара от безразмерной частоты $\xi = \omega/\Omega$ для несимметричной системы ($\Delta > 0, l = 1, 2, 3$), на рис.9,б — для симметричной (при $\omega l = 1, 3$). Точки на кривых соответствуют условиям (11) и (12). Сами зависимости соответствуют соотношениям (2) и (5).

Покажем, какие спектры ударных сил и виброперемещений могут быть получены при резонансных настройках модулей ГШВ. Рассмотрим работу симметричного модуля (рис. 6). Выбором конструктивных параметров можно настроить колебательную систему как на основной ($l = 1$), так и на субгармонические резонансы ($l = 3, 5, 7, \dots$). При этом на ограничители будет действовать ударная сила

$$F_{(2l+1)} = J_{(2l+1)} \delta^{(2l+1)\tau}(t). \quad (13)$$

Символ $\delta^\tau(t)$ обозначает τ -периодическую последовательность δ -функций Дирака [ВК]. Она может быть представлена либо как ряд Фурье с равномерными амплитудами гармоник:

$$F_{(2l+1)} = 4J_{(2l+1)} [(2l+1)\tau]^{-1} \sum_{n=0}^{\infty} \cos(2n+1)\omega t (2l+1)^{-1}, \quad (14)$$

А реакция контрольной точки, вызванная виброударным процессом в одном модуле

$$y(t) = 4J_{(2l+1)} [(2l+1)\tau]^{-1} \sum_{n=0}^{\infty} L[(2n+1)i\omega] \cos(2n+1)\omega t (2l+1)^{-1}, \quad (15)$$

где $L(i\omega)$ – динамическая податливость от точки приложения данной ударной силы до контрольной точки.

В случае работы несимметричного модуля (рис. 7), генерируется силовое воздействие

$$F_{(2l+1)} = J_1 \delta^{l\tau}(t) = 2J_{(l)} (l\tau)^{-1} \sum_{n=0}^{\infty} \cos n\omega t l^{-1}, \quad (16)$$

а соответствующая реакция контрольной точки

$$y(t) = 2J_{(l)} (l\tau)^{-1} \sum_{n=0}^{\infty} L(ni\omega) \cos n\omega t l^{-1}, \quad (17)$$

Отметим, что модули, работающие в резонансном виброударном режиме, «запускаются» в работу посредством придания ударному элементу дополнительного

импульса (жесткий запуск) [6, 7]. Устройство для такого запуска должно быть предусмотрено в составе стенда.

5. Рассмотрим пример воспроизведения заданной вибрации. В качестве воспроизводимой характеристики вибрации, реально влияющей на надежность работы испытуемого объекта, часто выбирают среднеквадратичное значение (СКЗ) вибрационных ускорений в полосе частот. Это обусловлено тем, что, во-первых, вероятность отказа испытуемого объекта пропорциональна СКЗ его виброускорений [8], а во-вторых, достаточной распространенностью виброакустической аппаратуры, при помощи которой эту характеристику можно измерять. Деление среднеквадратического значения виброускорений в полосе частот на ширину полосы частот дает спектральную плотность виброускорений, т.е. воспроизведя вибрацию с СКЗ виброускорений в заданной полосе частот, мы добиваемся и необходимой спектральной плотности.

Отметим, что задача имитации заданного реального вибрационного процесса должна решаться при помощи учета других (помимо спектральной плотности) его статистических характеристик [9]. В этой статье, рассматривая пример, ограничимся вопросами, связанными только с СКЗ.

В случае полигармонической вибрации среднеквадратическое значение вычисляется как квадратный корень из суммы средне квадратических значений гармоник, составляющих колебания. Если полигармонический процесс представим в виде

$$\ddot{y}^{(СКЗ)}(\Delta\omega) = \left(\sum_{n=1}^N 0,5A_n^2 \right)^{1/2}, \quad (18)$$

где N – число гармоник, попадающих в частотную полосу $\Delta\omega$. Если в ней содержится только одна гармоника с амплитудой A_1 , то, очевидно, $\ddot{y}^{(СКЗ)}(\Delta\omega) = A_1 / \sqrt{2}$.

Программа испытаний обычно задается в виде графика или таблицы СКЗ уровней виброускорений, выраженных в децибеллах, относительно значения $\ddot{y}_0 = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}^2$ по формуле

$$L \ddot{y}^{(СКЗ)} = 20 \lg \ddot{y}^{(СКЗ)} / \ddot{y}_0 \quad (19)$$

в нескольких частотных полосах, количество которых определяется нормативными документами. Кроме того, задают несущую частоту, которая обычно принимается равной частоте основной возмущающей силы, например, частоте вращения коленчатого вала.

По этой информации требуется синтезировать необходимый ГШВ. При синтезе выбирают необходимое число модулей, проектируют и изготавливают платформу, экспериментально определяют величины динамических податливостей от предполагаемых мест установки модулей до контрольной точки на испытуемом объекте, рассчитывают необходимые величины ударных импульсов для создания требуемых уровней СКЗ вибрации. После этого определяют физические параметры ударных элементов (массы, зазоры, приведенные жесткости упругих элементов, собственные частоты) в каждом модуле и, наконец, необходимое для реализации соответствующих резонансных режимов возбуждение.

В качестве примера приведем расчет ГШВ для испытаний электропневмоклапана ЭПК-6П. Уровни СКЗ виброускорений в трех частотных полосах, измеренные на клапане во время работы дизеля, приведены ниже (таблица 1) и на рис.10.

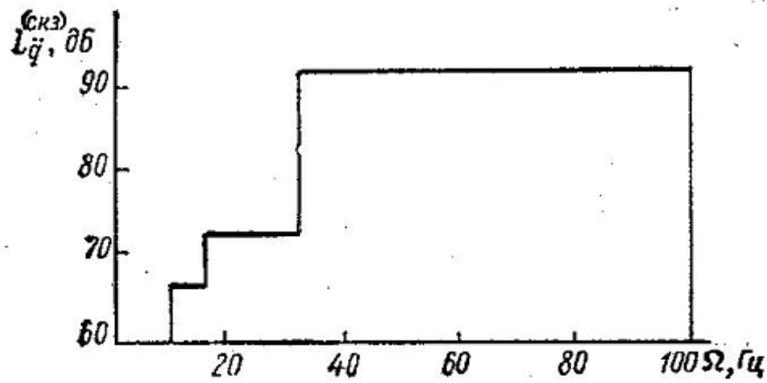


Рис. 10

Таблица 1.

$\Delta\omega$, Гц	$L^{(СКЗ)}$, дБ	$\ddot{y}^{(СКЗ)}$, м/с ²
10-16	68,0	0,75
16-32,5	72,2	1.21
32,5-100	92,3	12,2

Для воспроизведения вибрации с заданным спектром СКЗ вибрбускорений достаточно применение трех модулей с несимметричными ударными элементами, настроенными на резонансы кратностью 1, 2, 3 (частоту возмущающей силы примем равной 40 Гц). Конструктивно платформа выполнена так, что точки приложения ударных импульсов практически совпадают и динамические податливости платформы от мест приложения ударных нагрузок до контрольной точки оказываются идентичными. Численные значения модуля динамической податливости по ускорению [6, 7] $M(\Omega)$, полученные экспериментальным путем приведены ниже (таблица 2). (Заметим, что в общем случае необходимое число модулей выбирается равным числу частотных полос, в которых воспроизводятся параметры вибрации).

Таблица 2.

Ω , Гц	13,3	20	26,6	40	53,3	60	66,6	80	93,3	100
M , мс ⁻² Н	1,26	0,34	1,48	2,2	1,48	0,42	2,2	0,16	2,4	0,42

На рис. 11 условно изображены спектры ударных сил, передающихся на платформу от первого (а), второго (б) и треть (з) модулей.

Определим теперь необходимые значения ударных импульсов. В первой полосе 10—16 Гц уровень вибрации определяется лишь одной гармоникой на частоте 13,3 Гц. СКЗ виброускорений в этой полосе

$$\ddot{y}_1^{(СКЗ)}(13,3) = \frac{\sqrt{2}}{2} [J_3(3T)^{-1}]M(13,3), \quad (20)$$

Откуда находим, учитывая данные приведенные в таблице 2:

$$J_3 = 3,2 \cdot 10^{-2} \text{ [Н} \cdot \text{с]}.$$

Во второй частотной полосе 16-32,5 Гц уровень вибрации определяется двумя гармониками на частотах 20 и 26,6 Гц. Тогда в этой полосе

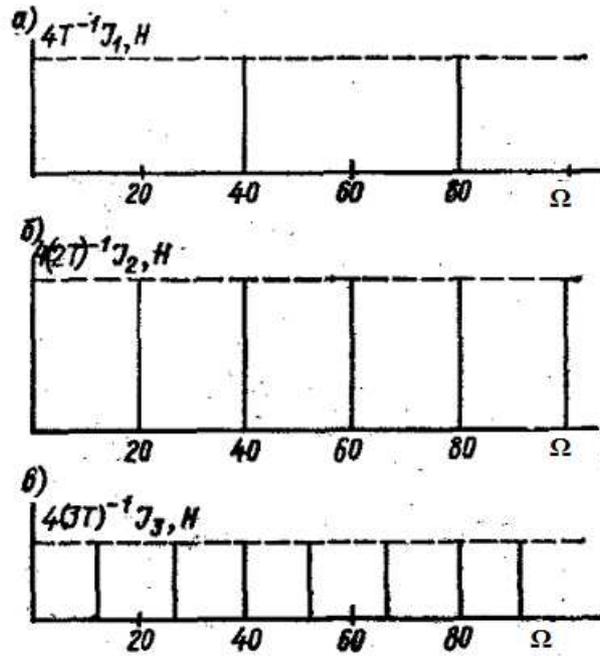


Рис.11

$$\ddot{y}_2^{(скз)} = \frac{\sqrt{2}}{2} [\ddot{y}(20) + \ddot{y}(26,6)]^{1/2}, \quad (21)$$

где $\ddot{y}(20) = 2J_2(2T)^{-1}M(20)$; $\ddot{y}(26,6) = 2J_3(3T)^{-1}M(26,6) = 1,3 \text{ м/с}^2$; $\ddot{y}_2^{(скз)} = 1,21 \text{ м/с}^2$.

Разрешая уравнение (21) относительно J_2 , получим

$$J_2 = 8,2 \cdot 10^{-2} \text{ [Н} \cdot \text{с]}.$$

Действуя аналогично, для третьей частотной полосы 32,5-100 Гц получим уравнение для определения величины J_1 . Оказывается:

$$J_1 = 4,5 \cdot 10^{-2} \text{ [Н} \cdot \text{с]}.$$

Итак значения ударных импульсах в трех модулях найдены. Для определения физических параметров ударных элементов, воспользуемся формулой [b,k]

$$J \approx -2\Delta\Omega m \text{tg} 0,5\Omega T_0.$$

(22)

Задаваясь величинами m и $f = \Omega/2\pi$, получаем требуемые значения зазоров Δ и приведенных жесткостей пружин $c = mf^2 4\pi^2$. Необходимая для поддержания соответствующих резонансных режимов амплитуда колебаний стола вибростенда U_0 подсчитывается, исходя из условий существования резонансных режимов: работа сил возбуждения больше или равна работы сил демпфирования [книги].

Результаты расчетов сведены в таблице 3. При этом полагалось: $R=0,6$; $b=0$.

Таблица 3.

	Модуль №1	Модуль №2	Модуль №3
J [Н·с]	$4,5 \cdot 10^{-2}$	$8,2 \cdot 10^{-2}$	$3,2 \cdot 10^{-2}$
m [кг]	$12 \cdot 10^{-3}$	$24,6 \cdot 10^{-3}$	$33 \cdot 10^{-3}$
f [Гц]	32	13	10

Δ [м]	$13 \cdot 10^{-3}$	10^{-3}	$8 \cdot 10^{-3}$
c [Н/м]	48,5	67	32
U_0 [м]	$6 \cdot 10^{-4}$	$4,8 \cdot 10^{-4}$	$7 \cdot 10^{-5}$

Так как все модули смонтированы на одном вибростоле, выбираем максимальную амплитуду $U_0 = 6 \cdot 10^{-4}$ м.

Настройка ГШВ производится в три этапа при помощи полосовых фильтров с полосами прозрачности соответственно 10—16 Гц, 16—32,5 Гц, 32—100 Гц.

Сначала настраивается, третий, затем второй и в заключение первый модуль. Для этого, плавно изменяя зазор, последовательно добиваемся нужного уровня СКЗ виброускорений в соответствующих частотных полосах — первой, второй, третьей. После такой настройки величины, зазоров оказываются больше расчетных на 2—3 мм, а потребная для поддержания соответствующих резонансных виброударных режимов амплитуда колебаний стола вибростенда составляет 1 мм вместо расчетных 0,6 мм. Это связано с увеличением зазоров и с неполным учетом диссипативных факторов.

На рис.12 изображен измеренный в контрольной точке на платформе ГШВ спектр виброускорений (полоса прозрачности фильтров — 6 % от среднегеометрической частоты).

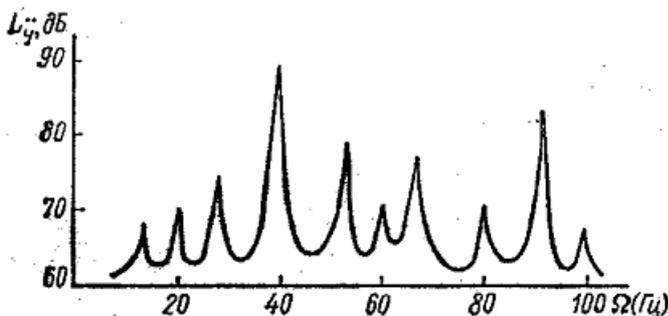


Рис. 12

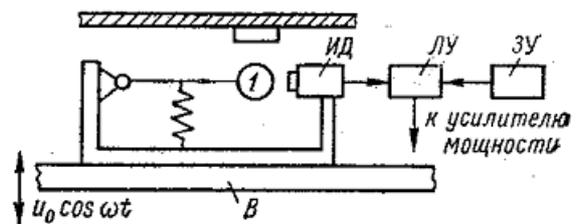


Рис.13

Существенным вопросом, возникающим в практике создания и эксплуатации подобных ГШВ, предназначенных, в основном, для проведения длительных испытаний, является введение устройства для жесткого запуска виброударных резонансных режимов колебаний как в начале, так и в процессе работы ГШВ; если вдруг произошел «срыв» режима, например, из-за перебоев в питании усилителя мощности. О необходимости включения в состав стенда подобного устройства уже говорилось выше.

Один из возможных вариантов, реализующих требуемое устройство, приведен на рис. 13. Колебания ударного элемента 1 регистрируются индукционным датчиком ИД. При «срыве» виброударного процесса электрическое напряжение, отдаваемое индукционным датчиком, падает ниже некоторого, задаваемого при помощи задающего устройства ЗУ уровня, и логическое устройство ЛУ выдает короткий импульс напряжения на вход усилителя мощности, питающего обмотку возбуждения вибратора В. Это приводит к «встряхиванию» всей конструкции и жесткому запуску виброударного режима. Весьма плодотворными представляются также способы организации модулей ГШВ по авторезонансным схемам [5, 10], позволяющим осуществлять автоматическую настройку стенда в режим резонансных колебаний.

Аналогично при помощи приведенных выше соотношений могут быть проанализированы и другие случаи воспроизведения требуемой вибрации исходя из модульного принципа построения резонансных ГШВ.

Авторы благодарны А.М. Веприку без участия которого, работа не могла бы быть сделана.

Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 13-08-90419 Укр_ф_а) и Государственного фонда фундаментальных исследований Украины (проект № Ф53.7/038).

Литература

1. Божко А.Е. Оптимальное управление в системах воспроизведения вибраций. Киев: Наук. думка, 1977.- 219 с.
2. Широкополосные виброударные генераторы механических колебаний/ Крупенин В.Л., Веприк А.М. и др. Л.: Машиностроение, 1987. 76 с.
3. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т.- М: Машиностроение, 1981. –Т.4 Вибрационные процессы и машины. – 509 с.
4. Astashev V.K.; Babitsky V.I.; Kolovsky M.Z. Dynamics and Control of Machines. Berlin: Springer, 2000. 233 p.
5. Асташев. В.К. О новых направлениях использования явления резонанса в машинах// Интернет-журнал «Вестник научно-технического развития»: [www. vntr.ru](http://www.vntr.ru).- № 8 (48), 2011 г.-С. 10-15.
6. Бабицкий В.И., Крупенин В.Л. Колебания в сильно нелинейных системах.-М., Наука, 1985. – 384 с.
7. Babitsky V.I., Krupenin V.L. Vibration of Strongly Nonlinear Discontinuous Systems.- Berlin. Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 2001. –404 p.p.
8. Случайные колебания /под ред. Кренделла С. М.: Мир, 1967. -357 с.
9. Коловский М.З. О замене случайного вибрационного воздействия полигармоническим процессом // Изв. АН СССР, ОТН, №2, 1963. – С.23-29.
10. Бабицкий В.И. Крупенин В.Л. Машины ударного действия. М.: Знание, 1985. – 64.с.