

ВИБРОПЕРЕДАЧА И ФИЛЬТРАЦИЯ ВИБРОУДАРНЫХ ПРОЦЕССОВ (часть1)

© Крупенин В.Л.

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

Аннотация. Даются примеры технико-механических процессов, вызывающих в машинах и механизмах виброударные режимы движения, приводящие к избыточному шуму машин и их преждевременному износу. Рассмотрены модели механических фильтров различных типов. Обсуждаются проблемы, относящиеся к нелинейной и линейной фильтрации волновых вибрационных процессов. Даны модели вибропроводящих сред, в том числе нелинейных вибропроводов сложной структуры.

Ключевые слова: виброударные процессы и системы, зазоры, предварительные натяги, виброводы, фильтрация, спектры, фильтрующие системы, преобразования спектров, цепочки, решетки, стопки решеток, системы с простыми и сложными структурами.

1. Виброударные процессы, генерируемые машинами и другими техническими объектами, являются важнейшим фактором, ответственным за повышение их виброактивности. Создание технологических машин и высокоскоростных транспортных средств, форсированных по мощностям, нагрузкам и др. приводит к увеличению интенсивности и расширению спектра вибрационных и виброакустических полей. Этому способствует также широкое использование в промышленности и строительстве высокоэффективных вибрационных и виброударных процессов. Вредная вибрация нарушает планируемые конструктором законы движения машин, механизмов и систем управления, порождает неустойчивость процессов и может вызвать отказы и полную расстройку всей системы. Из-за вибрации увеличиваются динамические нагрузки в элементах конструкций, стыках и сопряжениях, снижается несущая способность деталей, инициируются трещины, возникают усталостные разрушения, повышаются энергозатраты технических объектов на производствах, транспорте и т. д. Вибрация оказывает и непосредственное пагубное влияние на человека, снижая его функциональные возможности и работоспособность, вызывая профессиональные заболевания. Поэтому особое значение приобретают методы и средства уменьшения вибрации [1].

На схеме рис.1. показаны источники генерирования вредных виброударных процессов в большом двигателе внутреннего сгорания.



Рис.1

За один рабочий цикл в такой машине происходит перекладка многих десятков зазоров. В результате структура функции $W(t)$, описывающей поле перемещений в произвольно выбранной на корпусе двигателя точке, оказывается весьма сложной. На

практике эта структура – суть сложная комбинация (результат взаимодействия) различных виброударных процессов или результатов их воздействия на элементы конструкции и оснастку машины и механизмов. В машинах и машинных агрегатах вибрационные процессы обычно распространяются в виде линейных или нелинейных волн по вибропроводящим средам (виброводам) [2]. Свойства виброводов – весьма разнообразны и зависят от многих факторов. Виброводы могут моделироваться посредством элементов сплошных или дискретных сред как простой, так и сложной структуры [3-6]. Однако практически в любом случае возрастает актуальность задачи о снижении виброактивности виброводов.

Проблемы виброзащиты, призванной уменьшить пагубное влияние вредной вибрации сопровождаются практически все области современных промышленных технологий и базируются на четырех главных разделах:

1. Демпфирование колебаний - совокупность методов и технологий призванных обеспечить рассеяние энергии вибрационных процессов.
2. Виброизоляция - технология, дающая возможность предотвратить распространения вибрации от ее источников до защищаемых от ее воздействия объектов.
3. Динамическое гашение колебаний - оснащение защищаемых конструкций специальными и часто весьма нетривиальными устройствами, в которых индуцируются вибрационные движения или движения других типов. За счет этого защищаемые объекты потеряют возможность совершать интенсивные вибрационные движения.
4. Снижение виброактивности источников колебаний - организация условий при которой вибрация изначально не может оказаться недопустимо интенсивной (*оптимизация проектирования машин и конструкций*, балансировка роторов машин, внедрение современных методов динамического расчета технических средств и др.)

Эффективное проектирование машин и конструкций представляется весьма важным аспектом деятельности конструкторов. Хорошо спроектированная машина требует минимум специальных дополнительных средств борьбы с вибрацией и, в частности, виброударными процессами. Поэтому крайне важно уметь использовать разнообразные динамические эффекты, позволяющие «встроить» на еще стадии проектирования динамические средства борьбы с вредной вибрацией. Наряду с другими, среди таких эффектов важное место занимает фильтрация.

Под фильтрацией будем понимать преобразование спектра вибрации, приводящее к его обогащению, обеднению или другим типам преобразования в заданных частотных полосах.

Динамические эффекты, связанные с механической фильтрацией вибрационных процессов [7-9] весьма многогранны. Основываясь на них, можно предложить нетривиальные принципы проектирования механизмов и устройств, позволяющих, в частности, обеспечить необходимое преобразование спектра вибрации, а также обеспечить подавление нежелательных составляющих процессов. Данная статья продолжает серию работ автора, посвященных этой проблематике. Предполагается также, эта серия будет продолжаться и далее. Заметим при этом, что мы не будем претендовать на то, чтобы предложить какую-либо классификацию видов фильтрации и фильтров, так как это может оказаться совершенно самостоятельной проблемой. Отметим, что в основном нас будет интересовать фильтрация виброударных процессов или даже фильтрация, осуществляемая при посредстве виброударных процессов.

2. Рассмотрим несколько моделей фильтрующих систем. На рис.2 показана конструкция, представляющая собой систему, составленную из N маятников, связанных друг с другом упругими (возможно упруго-вязкими) элементами, которые могут двигаться только в вертикальной плоскости, проходящей через горизонтальную линию их подвеса. Правый маятник может соударяться со стенкой, установленной с зазором $\Delta \geq 0$ (если $\Delta < 0$, то имеем систему с натягом).

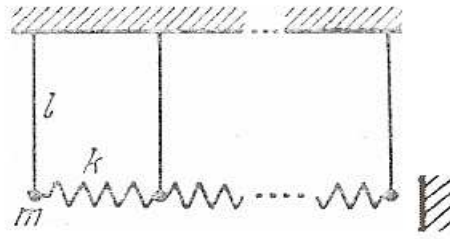


Рис.2

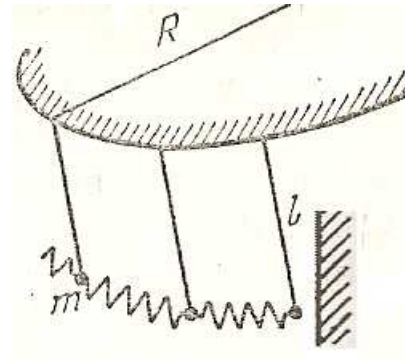


Рис.3

На рис.3 показана аналогичная, но более сложная конструкция: $2N$ одинаковых маятников, связанные одинаковыми пружинами (или вязко-упругими элементами) могут двигаться только в вертикальных плоскостях, перпендикулярных круговой линии подвеса. Принимается, что расстояние между соседними точками подвеса равно a . Длина каждой пружины в нерастянутом состоянии есть b . Опять-таки правый маятник может соударяться со стенкой, установленной с зазором $\Delta \geq 0$ или обеспечивающей натяг $\Delta < 0$.

На рис.4, *a* и *б* показаны две простые цепочки, содержащие одну ударную пару. При этом на рис.4,а показаны две соударяющиеся цепочки $A^{(I)}$ и $A^{(II)}$. В частности, рис.4,а может отвечать модели цепочки, соударяющейся с неподвижным препятствием (масса одного из соударяющихся тел стремится к бесконечности).

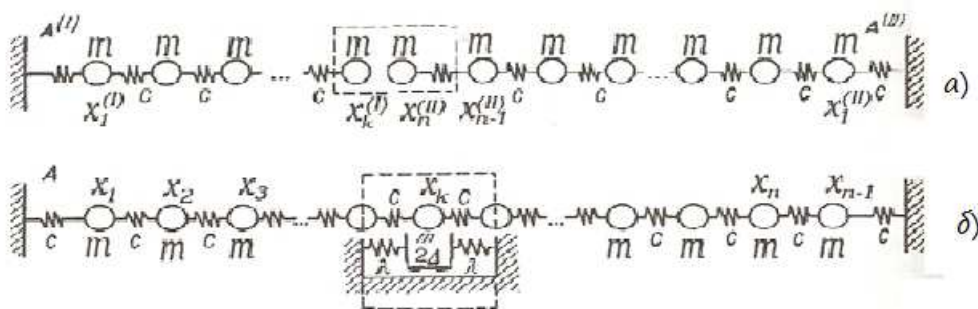


Рис.4

На рис. 4, б одно из тел x_k находится в двустороннем зазоре величиной 2Δ . Кроме того, здесь показаны ограничители с конечной податливостью. Упругость ограничителей $\lambda \gg 1$, т.е. λ – большой параметр [10,11].

Наконец рассмотрим еще две модели рис 5, *a* и *б*.

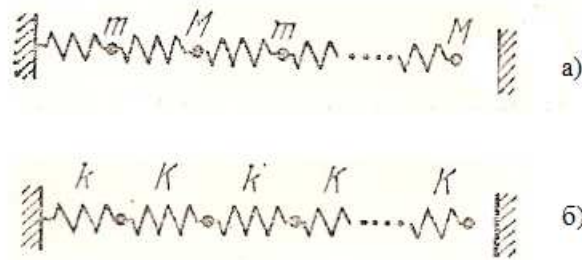


Рис.5

Линейные части этих систем представляют собой «регуляные смеси» различных систем с регулярной структурой. В таких системах происходит так называемое расщепление спектров на акустическую и оптическую части [7]. Исследования этих задач в виброударной постановке представляют большой интерес и приводят к получению новых динамических эффектов.

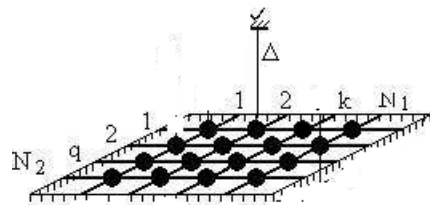


Рис.6.

3. Перейдем к 2D системам и рассмотрим в качестве примера показанную виброударную решетчатую конструкцию с одной ударной парой (зазор $\Delta \geq 0$); рис.6. Конструкция с периодической структурой, колеблется вблизи препятствия, установленного параллельно плоскости статического равновесия конструкции. Рассмотрим прямоугольную решетку [12], составленную из $N_1 \times N_2$ упругих линейных струн, зашпеленных на концах и имеющих соответственно длины L_1 и L_2 . Каждая струна нумеруется при помощи индексов $k = 1, 2, \dots, N_1$ и $q = 1, 2, \dots, N_2$. Решетка содержит $N_1 N_2$ вершин, в каждой из которых помещены точечные абсолютно твердые тела с массами m . Предполагается, что прямоугольные ячейки решетки одинаковы, но длины и ширины их сторон, вообще говоря, не равны между собой и сама решетка (дискретный аналог мембраны), возможно, анизотропна. Струнные элементы предполагаются безынерционными. Крепления струн в узлах считаются абсолютно жесткими, а натяжения струн настолько большими, что их изменениями при линейных колебаниях можно пренебречь.

Пусть каждая «горизонтальная сторона» имеет длину ΔL_1 ; «вертикальная» - ΔL_2 . Пусть, далее, безынерционные «горизонтальные» участки имеют натяжение T_1 , а «вертикальные» участки - T_2 .

Предполагается, что параллельно плоскости статического равновесия решетки на расстоянии $\Delta > 0$ вблизи одного из узлов установлена прямая стенка, с которой точечное тело, находящееся в узле решетки может совершать абсолютно упругие соударения (удары предполагаются прямыми и центральными).

Таким образом, динамика решетчатой конструкции может быть описана посредством $N = N_1 N_2$ функций состояния $u_{kq}(t)$, где индексы $k = 1, 2, \dots, N_1$; $q = 1, 2, \dots, N_2$. При этом каждая из функций $u_{kq}(t)$ изменяется вдоль некоторой оси, перпендикулярной плоскости статического равновесия решетки. Будем считать, что первый по счету индекс (в данном случае k - нумерует струну, расположенную «слева направо» или наоборот - рис.б), а второй индекс (в данном случае q - «снизу вверх» или наоборот, рис б).

В соответствии со сказанным, если при $t = t_0$ в выбранном узле (k, q) происходит соударение, то [10]

$$u_{ikq}(t_0-0) = -u_{ikq}(t)(t_0+0) < 0; u_{kq}(t_0) = \Delta; u_{kq} \leq \Delta \quad (1)$$

Третье входящее сюда соотношение показывает невозможность точечных тел оказаться «за ограничителем». В дальнейшем мы рассмотрим фильтрацию в таких и более сложных системах. В работе [13] рассматривались так называемые «стопки» - системы решетчатых конструкций, взаимодействующих между собой посредством соударений.

На рис. 7 показана «прошита» стопка, где каждая из последующих решеток связана предыдущей посредством связей, представляющих собой упругие, вязкоупругие стержни или абсолютно твердые стержни, мгновенно, передающие вибрацию от узла к узлу.

Подчеркнем, что в рассмотренных примерах фигурировала только одна ударная пара. Их увеличение оказывает существенное влияние и на процесс распространения волн по виброводам и на особенности фильтрации возникающих виброударных процессов.

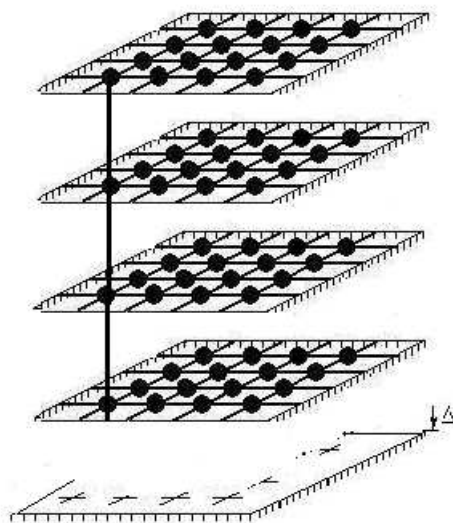


Рис.7

4. До сих пор, рассматривая вибропроводы, мы предполагали, что структура вибропроводящих сред — простая и линейная. В некоторых случаях от этого предположения удобно отказаться и перейти к моделям вибропроводов со сложными структурами. В работах [8, 9] были проанализированы примеры сильно нелинейных вибропроводов сложной структуры. При переходе к моделям сред сложной структуры существенной ревизии подвергается содержание понятия точки [6]. В зависимости от структуры модели каждая точка может описываться, вообще говоря, произвольным набором определяющих уравнений. В случае если эти уравнения нелинейные — в каждой точке такой среды (на модельном уровне) оказываются помещенными нелинейные элементы. В результате получаются, например, не модели фильтрующих систем, а модели нелинейных преобразователей спектров. На рис. 8 показана схема такой системы

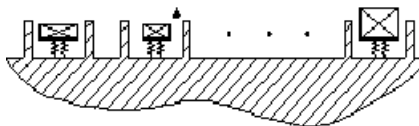


рис.8

Здесь показана несущая часть вибропроводящей сплошной линейной среды, на которой размещено амортизированное оборудование, элементы которого могут вибрировать, соударяясь с жесткими ограничителями (ср. [8, 9]). Примеры записи определяющих соотношений при полной континуализации подобной системы указаны в [8].

Данный подход позволяет провести изучение и других, систем с регулярной

структурой.

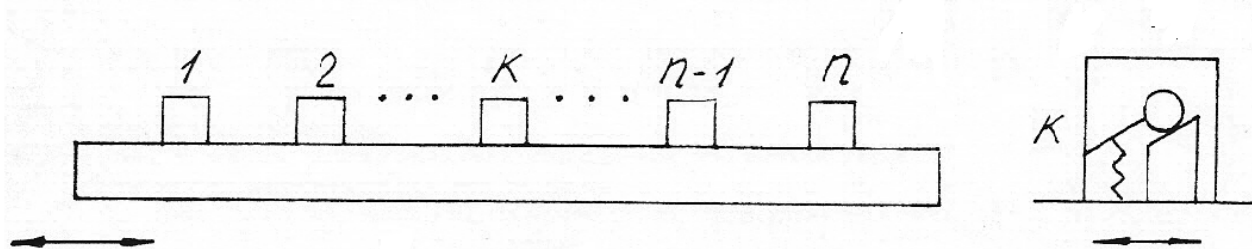


Рис.9

На рис.9. показана система механизмов, установленных на вибрирующей панели. Это могут быть совершенно произвольные одинаковые механизмы. В данном случае выбран, показанный отдельно, виброударный механизм с силовым замыканием. Континуализация модели и запись определяющих уравнений осуществляется по схеме [8, 9]. Примеры расчеты будут даны далее.

Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований. (Проект № 10-08-00500-а).

Литература

1. Крупенин В.Л. Анализ действия вибрации // В сб. «Вибрации в Технике». 1995 г. М.: Машиностроение, 2-е изд. Т.6, С.20-33
2. Бобровницкий Ю.И., Генкин М.Д., Маслов В.П., Римский-Корсаков А.В., Распространение волн в конструкциях из тонких стержней и пластин // М.: Наука, 1974.-102 с.
3. Нагаев Р.Ф., Ходжаев К.Ш. Колебания механических систем с периодической структурой. - Ташкент: ФАН, 1973. – 272 с.
4. Крупенин В.Л. Модель сильно нелинейной вибропроводящей среды с распределенным ударным элементом// ДАН, 1995, Т. 343, №6, с. 759-763.
5. Широкополосные виброударные генераторы механических колебаний// Крупенин В.Л., Веприк А.М. и др. Л.: Машиностроение, 1987. 76 с.
6. Пальмов В.А. Колебания упруго-пластических тел. М.: Наука, 1976, 328 с.
7. Мандельштам Л.И. Лекции по теории колебаний. М.: Наука, 1972. 470 с.
8. Крупенин В.Л. К описанию процессов прохождения нелинейных волн через машинные конструкции, моделируемые посредством сильно нелинейных сплошных сред сложной структуры (часть 1) // Интернет-журнал «ВНТР», №6, 2011.-С.26-33.
9. Крупенин В.Л. К описанию процессов прохождения нелинейных волн через машинные конструкции, моделируемые посредством сильно нелинейных сплошных сред сложной структуры (часть 2) // Интернет-журнал «ВНТР», №7, 2011.-С.3-16.
10. Бабицкий В.И., Крупенин В.Л. Колебания в сильно нелинейных системах.-М., Наука, 1985. – 384 с.
11. Babitsky V.I., Krupenin V.L. Vibration of Strongly Nonlinear Discontinuous Systems.- Berlin. Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 2001. –404 p.p.
12. Крупенин В.Л. К анализу динамики колеблющейся двумерной решетки // Интернет-журнал «ВНТР», №2, 2007.-С.8-17.
13. Крупенин В.Л. Об исследованиях одномерных и многомерных виброударных процессов при случайном широкополосном возбуждении// Проблемы машиностроения и надежности машин, №10, 2010. –С.25-31