

К ВОПРОСУ ПО ИССЛЕДОВАНИЮ ВИБРАЦИОННЫХ СИСТЕМ АВТОБЕТОНОСМЕСИТЕЛЕЙ

Нурлан Каженович Карбаев

кандидат технических наук, доцент

Евразийского национального университета имени Л.Н.Гумилева

Гульназия Татышевна Каимова

кандидат технических наук, доцент

Евразийского национального университета имени Л.Н.Гумилева

Серкжан Кайрат

магистрант

Евразийского национального университета имени Л.Н.Гумилева

Түйіндеме

Автобетонды араластыратын жууіенің қозғалыс тәртіптері және жолдың кедірбұдырлығына байланысты автобетонды араластыратын жууіенің қозғалыс тәртіптері қарастырылады. Жолдардың әртүрлі түрлеріндегі АБА қозғалыстарының талдауы, сонымен қатар, АБА қозғалыстарының талдауы, сонымен қатар АБА-ның тербелмелі үрдісіне жылдамдық ықпалы ұсынылған.

Summary

Resume of ACM movement and road spoiling influence. Resume of ACM movement depending on road unevenness is given in this article. The analysis of ACM movement on different kind of road, and also speed influence to ACM oscillatory process is offered.

Защита смесителя с бетонным смесью от создаваемых автобетоносмесителем (АБС), при движении по неровностям дорожного покрытия, колебаний представляет собой виброизоляцию и является актуальной.

Как показывает обзор литературы, при описании различных случаев устранения неприятных или опасных колебаний не приведен ни один случай, когда задача решалась бы введением специального устройства для увеличения сил сопротивления в колебательном движении – демпфера. Основными средствами, использованными для устранения (точнее для снижения до

приемлемого уровня) колебаний во всех случаях, были избежание резонанса изменением системы или смещением рабочего режима, затем уменьшение возбуждения, использование трения в конструкции, улучшение виброизоляции, что не затрагивает ни положения, ни силы резонанса.

Основная идея демпфирования: чем больше сопротивление колебаниям (демпфирование), тем меньше амплитуда в резонансе. Однако не так просто смягчить резонанс просто демпфированием. Переменные силы, возбуждающие колебания, часто очень велики, и чтобы справиться с ними, может понадобиться устройство, заметно удорожающее установку. Гораздо выгоднее, пока машина только строится, ввести такое изменение в проект, которое позволит избежать резонанса.

Вначале рассмотрим обзор источников и литературы по нелинейным системам виброзащиты. В работах М.З.Козловского, Э.Г.Вольперта, Ю.И.Иориша и др. Были рассмотрены вопросы теории и расчета нелинейных виброзащитных систем при периодическом воздействии нагрузки. Следует указать, что методика расчета нелинейной виброзащитной системы базируется на использовании известных способов линеаризации и позволяет, в свою очередь, привести нелинейную систему к линейной. В данном случае возникает ряд специфических вопросов: возможность появления резонанса в области частот, далекой от собственной частоты из-за явления затягивания, появления дополнительных ветвей резонансных кривых т.д.

В работах М.З.Козловского были рассмотрены методы расчета нелинейных виброзащитных систем с одной и несколькими степенями свободы. В данных работах особое внимание было уделено выявлению физической природы нелинейных колебаний, анализу условий их возникновения и погашения.

Вынужденные колебания нелинейных упругих амортизаторов в случае когда эти колебания нельзя считать малыми были исследованы Э.Г.Вольпертом. Э.Г.Вольперт в своих работах описал уравнением колебания массы на резиновом амортизаторе.

В монографиях [1÷3] приведены исследования случайных колебаний линейных и нелинейных механических систем машин и приборов.

В работе [4] приведен анализ колебаний сложных механических систем при стационарном случайном воздействии и рассмотрены случайные колебания многомерной системы с внутренним трением.

В работах были исследованы нестационарные случайные колебания механических систем.

Поведение нелинейных виброзащитных систем при случайном воздействии анализируется в работах [6].

Следует отметить что применяются различные методы линеаризации, среди которых известен метод статистической линеаризации.

В работах [1÷7] предлагается использовать для виброизоляции активные системы амортизации. В частности, изменение параметров системы амортизации предполагается проводить с помощью введения дополнительных корректировочных узлов.

В работах В.А.Перова [8÷9] рассмотрены ряд вопросов нелинейной виброизоляции конкретных механических систем.

Недостатки обычных вибрационных систем можно устранить, применяя активные системы виброзащиты (АСВ), классификация которых приведена на рисунке 1.

Следует отметить что в монографии [8] рассматриваются способы активной виброзащиты при помощи систем автоматического регулирования и изучаются конкретные примеры АСВ. В работе [10] приведено исследование механопневматических и электрогидравлических систем активной виброизоляции, применение которых считается целесообразным.

Одним из способов создания эффективных виброизоляторов системы виброзащиты с активной обратной связью является модель устройства, которая предложена в работе [10].

При работе демпфера система регулирования устанавливает величину изменяемого параметра таким образом, чтобы обеспечивало максимальное погашение колебаний основной системы.

Теоретические основы исследования оптимальных активных систем виброзащиты приведены в работе [8]. Для синтеза линейных систем с обратной связью используются спектральные методы. Для эффективного применения системы изоляции

вибраций и ударов для машин и оборудования необходимо проектировать оптимальные системы амортизации на основе некоторых критериев качества.



Следует особо обратить внимание на то, что при создании виброзащиты машин и оборудования необходимо удовлетворить противоречивые требования: системы виброзащиты должна быть достаточно податливой, чтобы получить хорошие антивибрационные свойства, то есть уменьшение виброперегрузок, и в то же время достаточно жесткой, не допуская больших относительных смещений. Исходя из этого, в качестве критериев оптимальности принимают либо максимальное значение виброускорения, либо максимум смещения объекта. При этом минимизируя один параметр, приходится накладывать ограничения на другой. Ее же внешнее воздействие является случайным, это за

критерий качества следует принимать среднеквадратичные значения вышеупомянутых параметров. Однако в зависимости от того, какая из функций минимизируется и на какую функцию накладываются ограничения, получаются различные решения задачи. Таким образом, вопрос о выборе критерия оптимальности защиты от вибраций и ударов не тривиален, особенно если внешнее воздействие имеет случайный характер.

В ряде работ [5÷6] для расчета оптимальных амортизаторов используется критерий, основанный на минимизации максимума модуля относительного смещения $I = \max |x(t)|$.

В работе [5] указано, что задача виброизоляции может рассматриваться, как частный случай задачи автоматического регулирования. Следовательно, для синтеза вибрационных систем ряд авторов используют методы оптимизации систем автоматического регулирования. Поставленная выше задача М.В.Козловским [7] решается как задача оптимального управления, а в работе Н.Н.Болотника [5] – как вариационная задача синтеза оптимальных систем. Оптимизация нелинейной амортизационной системы с сухим трением и предварительным натягом была также рассмотрена в работе [5].

В.Портером [10] в качестве управляющих функций приняты усилия, действующие на объект со стороны амортизаторов. За критерий оптимальности выбирается интеграл от квадратичных форм фазовых координат и управления.

В реальных условиях большинство объектов современной техники подвержено действию нагрузок, в том числе и вибрационных, которые имеют случайный характер.

Исследованию влияния ограничительных упоров в системе амортизации на параметры колебательного процесса посвящена работа [6], вследствие чего выбирается свободных ход амортизатора. При этом отмечается, что виброзащитные свойства нелинейного амортизатора определяются отношением дисперсии ускорений объекта к дисперсии основания:

$$I_a = \sigma_a^2 / \sigma_0^2 \quad (1)$$

При этом используется решение уравнения Фоккера – Планка – Колмогорова и определяется нелинейная характеристика

упругой силы, обеспечивающая минимум и дисперсии при заданном расстоянии до ограничителя. Если виброускорение основания считается гауссовским стационарным процессом типа белого шума, то оптимальной характеристикой упругой пружины будет тангенсоида

$$f(x)=C_0\operatorname{tg}(\pi x/\Delta) \quad (2)$$

где, C_0 - жесткость пружины, Δ - величина свободного хода амортизатора.

В работе [5] указано, что оптимизацию виброзащитной системы следует проводить тремя способами: по минимуму максимального значения динамической характеристики $I(C_1, C_2, \dots, C_n)$, задача минимакса; по минимуму ее максимальных значений в 2-3 определенных режимах, задачи оптимума, по минимуму средневзвешенного квадратичного отклонения. Первый способ целесообразен при наличии у функции $I(C_1, C_2, \dots, C_n)$ одного максимума, третий – весьма сложен при практически той же достоверности.

В случае представления задачи виброзащиты как частного случая задачи управления, то для синтеза системы виброзащиты следует использовать более общий и обоснованный критерий оптимальности систем управления, предложенный В.Т.Кочетковым и А.В.Поцелуевым как критерий «максимума вероятности». Формулируется он так: требуется выбрать оптимальные параметры управления, которые обеспечили бы нахождение характеристик объекта в заданных пределах в течение определенного времени с максимальной вероятностью. В работе Болотина рассмотрена оптимизация системы управления по критерию надежности. Здесь за критерий надежности принимается вероятность того, что вектор независимых координат системы находится в области работоспособности. Следует отметить, что критерий максимальной надежности, предложенный В.В.Болотиным является наиболее общим из всех рассмотренных критериев оптимальности систем виброзащиты механических систем. Согласно данному критерию, для обеспечения нормального функционирования объекта некоторые характеристики его движения – перемещения, скорости, ускорения, и т.п. – должны находиться в заданных пределах. Следовательно, численной мерой безотказной работы должна

служить вероятность того, что за время эксплуатации эти характеристики не выйдут за пределы заданной области.

Заданные предельные значения определяют допустимую область в этом пространстве. Вероятность пребывания системы в допустимой области является функцией надежности, т.е. вероятность безотказной работы имеет максимальное значение.

Критерий оптимизации виброзащиты по надежности записывается следующим образом:

$$P(t)=\max \quad (3)$$

где, $P(t)$ - функция которая определяет надежность системы; t – время.

Выводы:

Результаты исследований виброзащитных систем машин и оборудования установлено, что в реальных условиях автобетоносмесители подвержены действию нагрузок, в том числе и вибрационных, которые имеют случайный характер. Для обеспечения нормальной работы автобетоносмесителя некоторые характеристики его движения – перемещения, скорости, ускорение и т.п. – должны находиться в заданных пределах.

Список использованной литературы:

1. Болотин В.В. Случайные колебания упругих систем – М.: Наука, 1979. -335 с.
2. Ларин В.В. Статистические задачи виброзащиты - Киев: Наукова думка, 1974. - 127 с.
3. Макаров Б.П. Нелинейные задачи статистической динамики машин и приборов. – М: Машиностроение, 1983. -264 с.
4. Фролов К.В, Фурман Ф.А. Прикладная теория виброзащитных систем. – М: Машиностроение, 1980. -276 с.
5. Перов В.А, Трошенков М.К. Определение оптимальных параметров пневматических амортизаторов при случайных воздействиях // Изв. Вузов Машиностроение, 1980, №2. – С. 30-33.