

ОСОБЕННОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ БИЕНИЙ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ДИНАМИКИ МАШИН

Рассмотрены характеристики биений, возникающих при работе в приводных цепях машин. Показано, что для случая биений, обусловленных сложением двух колебательных процессов, частота биений равна разности частот слагаемых колебаний.

Анализ состояния проблемы.

Возникновение биений в механике и радиотехнике известно достаточно давно. Наиболее обстоятельное изучение этого явления, завершённое его описанием и получением критериев, при соблюдении которых биения не могут возникать, выполнил академик Л.И.Мандельштам [1]. Он ввел понятия и получил математические зависимости для расчета коэффициентов связи и связанности парциальных систем, которые позволяют приближенно оценить, при каких параметрах парциальных систем возможно возникновение биений при колебаниях. Под биениями в практике исследования динамики машин понимаются, обычно почти гармонические колебания, амплитуда которых является колеблющейся функцией времени с квазипериодом, большим по сравнению с периодом «несущего» колебательного процесса. Для оценки возможности возникновения биений в механических и электромеханических системах с упругими связями, в работах [2–4] коэффициенты связи и связанности были выражены через параметры механических систем с упругими связями и выполнен их анализ.

Впервые в прикладном плане задачи оценки влияния соотношения параметров многомассовой механической системы с упругими связями на возникновение и развитие биений решались в 1958–1967 годах сотрудниками ИЧМ применительно к приводам листопркатных станов. Решать эту задачу теоретически в общей постановке оказалось делом достаточно сложным [2–5]. Поскольку конкретные задачи исследования пилигримовых [6] и листопркатных [7] станов нужно было выполнять в ограниченные сроки, сотрудниками отдела машиноведения ИЧМ в то время были выполнены на аналоговых математических моделях обширные исследования различных вариантов исполнения трех- и многомассовых систем с упругими связями. При экспериментальных и теоретических исследованиях трубопркатных [6,7] станов и многодвигательных приводов конвертеров [8,9] были обнаружены и установлены причины возникновения биений. Позднее были разработаны критерии, позволяющие определить при каких условиях в рядных системах приводов листопркатных станов [10] или в разветвленных приводах конвертеров [11] не будут возникать биения.

Известно, что возникающие в режиме биений нагрузки могут превышать их номинальные значения в 2 – 4 раза [7–9]. В качестве примера на рис.1 приведен фрагмент осциллограммы, на которой записаны [9] моменты сил упругости на вал–шестернях сумматорного редуктора многодвигательного привода наклона конвертера вместимостью 160 т. Запись проводилась при наклоне пустого конвертера с постоянной угловой скоростью корпуса конвертера. На рис.1 отчетливо видны биения моментов сил упругости с периодом биений 2,5 с и различной глубиной – от $H_6 = 2,2$ для $M3$ до $H_6 = 4,5$ для $M1$. Здесь под периодом биений принято понимать промежуток времени между смежными максимумами (минимумами) размаха колеблющейся величины момента сил упругости вала. Под глубиной биений понимается отношение наибольшего размаха колебаний к наименьшей его величине. Частота «несущего» колебательного процесса составляет около 2 Гц (период 0,5 с).

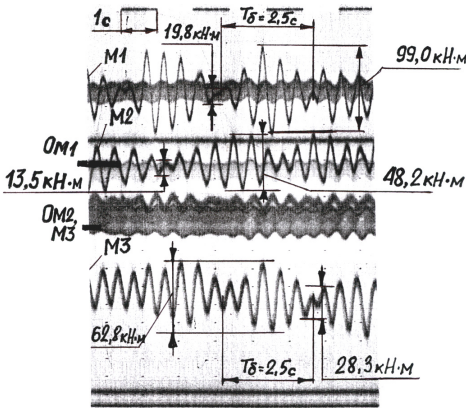


Рис.1. Биения моментов сил упругости на вал–шестернях сумматорного редуктора в многодвигательном приводе наклона конвертера вместимостью 160 т: $M1$, $M2$, $M3$ – моменты сил упругости на вал – шестернях №1, 2, 3 соответственно.

Опасность колебательного процесса в форме биений связана с тем, что наибольшие значения моментов сил упругости при биениях превосходят, как правило, их максимумы при развитии процесса после нагружения привода при обычных затухающих колебаниях. Максимум моментов в отдельных связях механической системы машины не совпадает при биениях с первым периодом колебаний, что может приводить к неадекватной реакции системы управления. Биения являются также своеобразным индикатором неблагополучности, в смысле динамических нагрузок и конструкции структуры машины, в которой они обнаружены. Опыт исследования тяжелых металлургических машин [6,7] свидетельствует, что склонная к биениям система весьма чувствительна к возмущениям. Процесс пересопряжения зазоров при приложении нагрузки протекает в таких системах дольше и с большими динамическими нагрузками, чем в системе, к биениям не склонной.

В отделе машиноведения ИЧМ (ныне отдел технологического оборудования и систем управления) при исследовании различных металлургических машин неоднократно изучались с помощью математического моделирования обнаруженные в системах приводов биения [2–15]. Исследования биений в приводах металлургических машин выполнялись и други-

ми учениками С.Н.Кожевникова [16–17]. Во время этих исследований обнаружены, осмыслены и сформулированы некоторые важные положения, определяющие условия возникновения и проявления биений, которые приводят к существенному увеличению динамических нагрузок в механических системах приводов металлургических машин:

1. Необходимым условием возникновения биений в системе является присутствие в спектре частот ее свободных колебаний хотя бы двух (обычно низших) близких частот, отличающихся менее, чем на 20–30 %.

2. Чем меньше разность этих близких частот, тем больше период биений.

3. Глубина биений тем больше, чем больше величина массы расположенной между парциальными системами с близкими частотами.

4. При оценке параметров механической системы по модифицированному [3,4] критерию Л.И.Мандельштама [1] получается, что биения могут активно проявляться в системах с большой связанностью и слабой связью между парциальными системами.

5. Наибольшие динамические нагрузки при биениях возникают в парциальной системе с более жесткой связью.

6. Возникновение и проявление биений в механических системах существенно зависит от места и характера приложения внешних нагрузок [3].

7. В механических системах в отличие от радиотехнических, как правило, происходит интенсивное рассеяние энергии колебаний, что определяет особенности проявления биений, а часто и меры по уменьшению динамических нагрузок.

8. Для определенных конструкций приводов металлургических машин разработаны критерии и показатели возможности возникновения в них биений [3,4,10,15], однако общего комплексного критерия до настоящего времени не создано.

Изложенное показывает [5], что теоретическое и экспериментальное изучение особенностей процесса биений и условий возникновения при биениях значительных динамических нагрузок является весьма актуальной темой исследований.

Постановка задачи.

Понятно, что при обнаружении биений в силовой цепи реальной машины разработка эффективных мероприятий по их устранению или уменьшению невозможна без определения того, взаимодействие каких именно колебательных процессов порождает это вредное явление. Важнейшим источником информации об изучаемой системе являются, в этом случае, результаты расшифровки и анализа экспериментально полученных осциллограмм. В частности, определенные по осциллограмме период биений и частота колебаний «несущего» процесса позволяют оценить частоты колебательных процессов, приводящих к развитию биений. Без зна-

ния этих параметров затруднительно разработать научно обоснованные меры по недопущению значительных нагрузок в упругих связях системы.

При анализе результатов экспериментального исследования привода наклона конвертера [9] авторы столкнулись с тем, что, несмотря на имеющееся мнение о том, что явление биений «достаточно подробно изучено и детально описано в монографиях по теории колебаний [8]. Даже в определении такого базового для описания биений параметра как их период, имеются существенные разночтения. Рассматривая, для простоты и наглядности, процесс биений, получаемый при сложении двух колебательных процессов с круговыми частотами β_1 и β_2 , авторы монографий и справочников приводят зависимости периода биений, приводящие при тех же исходных данных к отличающимся в два раза значениям. Часть исследователей, начиная с Рэлея, рассматривают [17–19] результирующее колебание как процесс, амплитуда которого, меняется с частотой, равной разности частот двух колебательных процессов $\Delta\beta = |\beta_1 - \beta_2|$. В этом случае период биений T_6 определяется по зависимости

$$T_6 = \frac{2\pi}{\Delta\beta}. \quad (1)$$

С другой стороны, в ряде исследований и справочников [14,17,19] биения рассматриваются как колебательный процесс, при котором амплитуда меняется с частотой, равной полуразности частот двух колебательных процессов. Период биений при этом оказывается вдвое больше, чем по зависимости (1)

$$T_6 = \frac{4\pi}{\Delta\beta}. \quad (2)$$

В многотомном «Физическом энциклопедическом словаре» имеется противоречивая информация – согласно приведенного рисунка и формулы период биений определяется по зависимости (1), а приведенная там же зависимость для амплитуды результирующего колебания дает частоту изменения амплитуды как полуразность частот двух колебательных процессов. Понятно, что для анализа полученных осциллограмм и результатов математического моделирования необходимо выяснить причину таких разночтений в определении одного из базовых параметров процесса биений.

Изложение основных материалов исследования.

Анализ зависимостей и иллюстраций, приведенных в [17–19] показал, что при биениях, обусловленных сложением двух колебательных процессов с близкими частотами зависимость (1), чаще всего приводимая в работах по теории и практике исследования колебаний, дает промежутки времени между смежными максимумами (минимумами) огибающей размаха колеблющейся величины. Подобный подход к определению периода биений представлен на рис.1. Использование такого определения периода биений вполне оправданно при исследовании нагрузок в силовых цепях

машин, при котором исследователей интересует, в первую очередь, как скоро колеблющаяся величина достигнет следующего максимума своего размаха.

Зависимость (2), использованная или рекомендуемая в ряде источников [14, 17, 19], позволяет, для случая биений, вызванных сложением двух колебаний получить значение промежутка времени, через который колеблющаяся величина точно повторит по фазе составляющих и абсолютной величине свое значение, соответствующее состоянию, принятому за начало периода. В качестве примера на рис.2 приведена иллюстрация, демонстрирующая [19] результаты сложения двух колебательных процессов с одинаковой амплитудой и близкими круговыми частотами. На рисунке сохранены обозначения, принятые в работе [19]. Из рис. 2 видно, что в промежутке времени T_b , определяемом в этой работе как период биений, колеблющаяся величина имеет промежуточный максимум, момент достижения которого определяется зависимостью (1). Максимум этот имеет знак, обратный максимуму, принятому за начало периода биений. Зависимость же (2) дает более строгий с точки зрения формального определения периода колебаний результат.

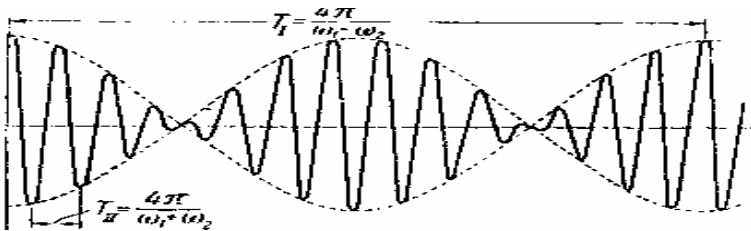


Рис.2. Биения при сложении двух гармонических колебаний равных амплитуд по [18]: ω_1 , ω_2 – круговые частоты суммируемых гармонических колебаний; T_b , T_{II} – периоды, соответственно, биения и «несущего» колебания.

Учитывая, что в большинстве горно–металлургических машин силовые цепи являются крутильными системами, для прочности которых фазы составляющих крутящего момента особой роли не играют, в них происходит значительное рассеяние энергии колебаний и возможно возникновение биений за счет сложения трех и более форм колебаний, представляется целесообразным использовать определение периода биений как промежутка времени между смежными максимумами или минимумами огибающей размахов колеблющейся величины по зависимости (1).

Выводы.

1. В литературе по теории и практике исследования колебательных процессов есть два подхода к определению понятия периода биений. Часть исследователей рассматривает период биений как промежуток вре-

мени между смежными максимумами (минимумами) огибающей размаха колеблющейся величины. Применяется также определение периода биений, используемое для случая сложения двух колебательных процессов, рассматривающее период биений как промежуток времени, по истечении которого колеблющаяся величина точно повторит по знаку и абсолютной величине свое значение, соответствующее состоянию, принятому за начало периода. Связанная с этим двойственность восприятия может привести к недоразумениям и ошибкам при изучении и анализе результатов экспериментальных и теоретических исследований динамики систем, в которых возникают биения.

2. Рекомендуется использовать термин «период биений» применительно к промежутку времени, за который огибающая размахов колебаний повторяет свои значения (рис.1). Для случая биений, обусловленных сложением двух колебательных процессов, частота биений равна разности частот слагаемых колебаний $\Delta\beta$, а период биений определяется по зависимости $T_{\sigma} = 2\pi / \Delta\beta$.

3. Анализ результатов исследований показывает, что возникновение биений, степень и особенности их проявления, величина максимальных динамических нагрузок и коэффициентов динамичности зависят от следующих четырех факторов: близости частот колебаний; распределения масс и жесткостей системы; характера изменения и мест приложения внешних нагрузок; величины рассеяния энергии при колебаниях.

5. Критерий акад. Л.И.Мандельштама учитывает два из указанных факторов – близость частот и соотношение масс системы. Для некоторых металлургических машин предложены частные критерии, определяющие возможность возникновения биений и увеличения вследствие этого динамических нагрузок. В критерии, предназначенном для оценки приводов листопркатных станов непосредственно учитывается только отношение частот свободных колебаний [10], однако поскольку он предназначен для определенного класса приводов, в нем косвенно учитываются конструктивные параметры и режим нагружения. В критерии, полученном для оценки возможности возникновения биений в разветвленной электромеханической системе привода конвертера [11], в основе так же используется соотношение частот и особенности конструктивного исполнения и нагружения многодвигательных приводов, а в критерии [12] впервые учитывается интенсивность затухания колебаний.

6. Анализ современного состояния исследований биений в системах приводов машин показывает, что все существующие критерии оценки возможности возникновения биений в механических и электромеханических системах приводов тяжелых машин, позволяют ориентировочно оценить соотношение параметров, при которых не будут существенно проявляться биения. В этой зоне параметров после разработки конкретной конструкции машины с учетом оценки по одному из критериев, необходимо с помощью математических моделей выполнить исследования, оце-

нить динамические нагрузки и скорректировать параметры системы привода так, чтобы уменьшить влияние биений.

1. *Большаков В.И.* Динамика машин и автоматизация металлургического оборудования // Теория и практика металлургии. – 2002. – № 5–6. – С. 4–10.
2. *Вибрации* в технике. Справочник. – В 6 –ти т.т. – Т.1 /Под ред. чл. – корр. АН СССР В.В. Болотина. – М.: Машиностроение, 1978. – 352с.
3. *Крайзингер Ф.В., Лобода В.М., Пасальский В.М.* Исследование динамики четырехпоточного привода, совмещенного с опорой. // Динамика и прочность тяжелых машин: Межвуз. темат. сб. научн. трудов ДГУ. – Днепропетровск: ДГУ.– Вып.3.– 1978.–С. 3–7.
4. *Экспериментальное* исследование нагрузок в многодвигательном приводе наклона конвертера с редуктором–опорой / В.И. Большаков, В.И. Хоменко, В.В. Буцукин и др //Металлург. и горноруд. пром–сть.– 1993.–№ 3.–С. 56–60.
5. *Ключев В.И.* Ограничение динамических нагрузок электропривода. – М.: Энергия, 1971. – 320 с.
6. *Адамия Р.Ш., Лобода В.М.* Биение колебаний в металлургических машинах// Динамика и прочность тяжелых машин. Вопросы математического моделирования: Межвуз. темат. сб. научн. трудов ДГУ. – Днепропетровск: ДГУ.– 1986.–С. 20–27.
7. *Кожевников С.Н.* Динамика машин с упругими звеньями. – К.: Изд – во АН УССР, 1961. – 160 с.
8. *Верев В.В., Скичко П.Я., Кулибаба С.М.* Частотные характеристики главных линий клетей непрерывных широкополосных станов горячей прокатки // Мет. машиновед. и рем. оборуд.: Темат. отр. сб. – М.: Металлургия, 1979. – Вып. 8. – С. 49–51.
9. *Динамика и прочность* прокатного оборудования /Ф.К. Иванченко, П.И. Полухин, М.А. Тылкин, В.П. Полухин – М.: Металлургия, 1970.–487 с.
10. *Иванченко Ф.К., Красношапка В.А.* Динамика металлургических машин. – М.: Металлургия, 1983. – 295 с.
11. *Стретт Дж. В.* (Лорд Рэлей) Теория звука. – В 2–х т.т. – Т. 1. – М.: Государственное издательство технико–теоретической литературы, 1955. – 503 с.
12. *Тимошенко С.П.* Колебания в инженерном деле. – М.: Наука, 1967. – 444 с.
13. *Стрелков С.П.* Введение в теорию колебаний.–М.: Наука, 1964.– 437с.
14. *Кин Н. Тонг* Теория механических колебаний.–М.:Машгиз,1963.–351с.
15. *Цзе Ф.С., Морзе И.Е., Хинкл Р.Т.* Механические колебания. . – М.: Машиностроение, 1966. – 508 с.
16. *Ден–Гартог Дж. П.* Механические колебания.–М.:Физматгиз, 1960.– 580 с.
17. *Филиппов А.П.* Колебания деформируемых систем. – М.: Машиностроение, 1970. – 736 с.
18. *Машиностроение.* Энциклопедический справочник. – Т.1 – Кн. 2–я. – М.: Машгиз, 1947. – 456 с.
19. *Физический* энциклопедический словарь. – В 5 т.т. – Т.1: А – Д. – М.: Советская энциклопедия, 1960. – 664 с.
20. *Мэнли Р.* Анализ и обработка записей колебаний. – М.: Машиностроение, 1972. – 365 с.

Статья рекомендована к печати к.т.н. В.В.Веревым