

Борьба с шумом оборудования ЦБП тесно переплетается с проблемой охраны природы, которая на предприятиях ЦБП из-за специфических условий технологии стоит особенно остро. Внутриагрегатная борьба с загрязнениями, например, применение полностью герметизированного оборудования, наряду с сокращением количества выбросов позволяет снизить уровни излучаемого оборудованием шума, при условии соблюдения при этом требований промышленной акустики.

Перечисленные особенности, присущие ЦБП, делают задачу снижения шума оборудования достаточно сложной.

Библиографический список

1. Старжинский В.Н. Борьба с шумом в целлюлозно-бумажной промышленности/ В.Н. Старжинский, В.К. Ким, А.Д. Лебедев, А.С. Лукашевич. – М.: Лесная промышленность, 1974.- 168 с.

Старжинский В.Н. (УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ)

О ВОЗМОЖНОСТИ ПОСТРОЕНИЯ АКУСТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ОБОРУДОВАНИЯ ЛЕСНОГО КОМПЛЕКСА С УДАРНЫМИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ НАГРУЗКАМИ

TO ISSUE ON OPPORTUNITY OF CONSTRUCTING OF ACOUSTIC MODELS OF PULP AND PAPER INDUSTRY EQUIPMENT WITH IMPACT TECHNOLOGICAL LOADS

Рассмотрена возможность использования энергетического метода описания процессов распространения звуковой вибрации в сложных корпусных конструкциях для построения акустических моделей оборудования целлюлозно-бумажных и деревообрабатывающих производств.

Ключевые слова: источники шума, корпусные конструкции, звуковая вибрация, энергетический метод, ударный шум, частоты собственных колебаний.

Многие источники шума на предприятиях лесного комплекса представляют собой комбинации угловых соединений пластин различной или равной толщины, образующие замкнутые объемы в виде кожухов рабочих органов машин, и подвергающиеся ударным нагрузкам.

С позиции теории колебания они представляют собой сложные колебательные системы, строгий расчет звукового поля которых практически невозможен.

К таким источникам шума на предприятиях лесного комплекса относятся рубительные машины, окорочные барабаны, молотковые мельницы, а также такие конструктивные элементы машин и оборудования, как загрузочные и пересыпные лотки.

Практически ни один из этих источников шума нельзя аппроксимировать элементарными излучателями (монополь, диполь).

Причиной шума этого оборудования являются колебания поверхностей, находящихся под действием ударов обрабатываемого материала (чаще всего древесины). Это- обечайка окорочного барабана, боковая стенка кожуха диска рубительной маши-

ны, стенки кожуха молотковой мельницы, стенки загрузочных лотков окорочных барабанов, рубительных машин и т.д.

Основным типом волн, распространяющихся из зоны удара и определяющих величину излучаемой звуковой мощности при колебаниях этих конструкций, являются изгибные волны. Другие типы упругих волн (продольные, волны Рэлея) на звукоизлучение указанных конструкций влияния практически не оказывают.

Строгое теоретическое описание излучения звука реальными конструкциями машин на современном этапе развития технической акустики не представляется возможным.

Рассмотрим энергетический метод описания процесса распространения звуковой вибрации в сложных корпусных конструкциях, лежащий в основе инженерных методов решения задач снижения структурного шума, и экспериментальную проверку возможности его использования в задачах расчета вибрационных полей в реальных конструкциях оборудования.

Энергетический метод позволяет описать процесс распространения упругих колебаний в сложной конструкции при помощи системы алгебраических или простых дифференциальных уравнений. При этом каждый обособленный элемент конструкции рассматривается обобщенно и характеризуется средней колебательной скоростью.

В работе [1] рассмотрено распространение изгибных волн в панелях здания в предложении диффузного поля вибрации на каждой панели. Условие энергетического баланса для отдельных панелей записывается в виде системы уравнений.

$$\left(\sum_{j=1}^{j=n} \alpha_{ij} + \beta_i \right) u_i = \sum_{j=1}^{j=n} \alpha_{ji} u_j + \sum_{k=0}^{k=m_i} w_{ik}$$

где $\alpha_{ij} = \frac{c_i \cdot l_{ij} \cdot \tau_{ij}}{\pi}; \quad \alpha_{ji} = \frac{c_i \cdot l_{ij} \cdot \tau_{ji}}{\pi}; \quad \beta_i = \eta_i \omega s_i,$

$i = 1, 2, \dots, n;$

c_i, c_j – групповые скорости изгибных волн на i -й и j -й панелях;

l_{ij} – общая часть контура между i -й и j -й панелями;

τ_{ij}, τ_{ji} – коэффициенты прохождения (по энергии) изгибных волн через угловые соединения i -й и j -й панелей;

η_i – коэффициент потерь i -й панели;

s_i – площадь i -й панели;

n – число всех панелей;

m_i – число источников на i -й панели;

w_{ik} – мощность каждого из источников;

u_i, u_j – средняя плотность энергии i -й и j -й панели.

Первый член в левой части системы учитывает уход энергии через контур из рассматриваемой панели в сопряженные с ней панели. Второй член характеризует рассеяние энергии при колебаниях панели за счет внутренних потерь. Правая часть системы определяет поток энергии от сопряженных панелей и от внешних источников, действующих на данную панель.

Применение метода В. Вестфаля [1] к расчету реальных конструкций оборудования лесного комплекса требует его уточнения, т.к. в исходных предпосылках указанного метода принят ряд весьма существенных упрощающих допущений.

Первое допущение – о полной диффузности вибрационных полей на каждой панели – является довольно грубым приближенным к реальным условиям.

Вторым допущением схемы Вестфаля является то, что пластины в жестких угловых соединениях полагаются полубесконечными. Коэффициенты прохождения изгибных волн τ вычисляются по формулам для полубесконечных пластин при нормальном падении изгибной волны, а в реальных конструкциях энергообмен происходит в пластинах конечных размеров.

Кроме того, в реальных угловых соединениях, не являющихся абсолютно жесткими, возможна трансформация изгибных волн в продольные.

Правомочность использования всех этих приближений для реальных конструкций оборудования лесного комплекса должны быть обоснованы.

С этой целью были проведены экспериментальные исследования вибрационных полей и коэффициентов прохождения изгибной волны через соединения реальных плоских элементов оборудования лесного комплекса.

Как указывалось выше, источниками ударного шума оборудования, чаще всего служат кожухи рабочих органов рубительных машин, молотковых мельниц. Размеры этих кожухов имеют размеры от 1 до 3 м в диаметре и толщину стенок от 4 до 10 мм.

Были изготовлены две экспериментальные секции кожухов, представляющие собой сварные коробчатые конструкции из листовой стали. Одна секция имела наружный радиус 0,7 м, внутренний – 0,12 м. Вторая секция имела соответственно размеры 1,4 и 0,24 м. Выбор этих размеров был обусловлен тем, что в указанные интервалы входят все типоразмеры кожухов рубительных машин и молотковых мельниц. Толщина листов кожухов была 4 и 8 мм.

Исследуемая секция устанавливалась на фундамент, а сверху устанавливалось ударное устройство.

В результате исследований установлено, что средний по площади уровень колебательной скорости практически не зависит от точки приложения ударной нагрузки. Отклонение уровней колебательной скорости, измеренных в различных точках по площади, от среднего значения не превышает 3 дБ. Причем максимальные отклонения наблюдаются на высоких частотах. На низких частотах уровни во всех точках практически одинаковы.

На рисунке 1 представлены графики снижения уровней вибрации при прохождении изгибных волн через стыки пластин кожуха, полученные экспериментально, и вычисленные по коэффициенту прохождения изгибной волны через угловое соединение двух полубесконечных пластин [3]. Цифрой 1 на рисунке 1 обозначен график для меньшего кожуха, цифрой 2 – для большего кожуха.

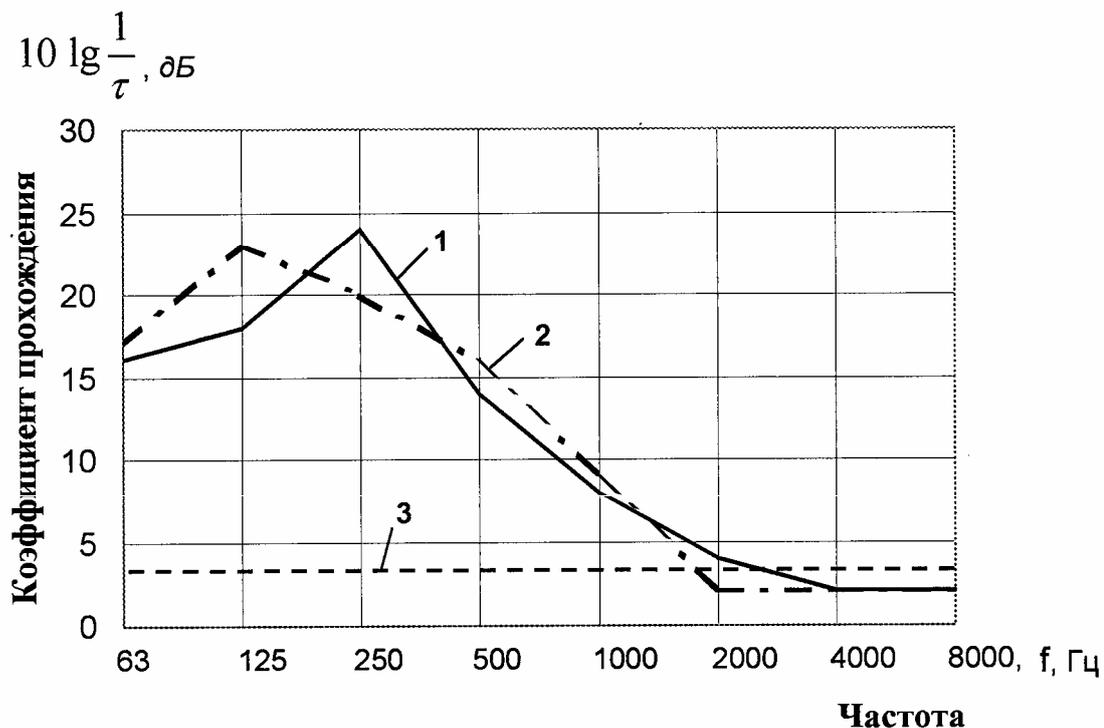


Рисунок 1 – Снижение уровней виброскорости при переходе изгибных волн через угловое соединение пластин (1, 2 – эксперимент; 3 – расчет)
1 – толщина пластины 8 мм; 2 – толщина пластины 4 мм

Как видно на рисунке 1 коэффициент прохождения изгибных волн (по энергии) через угловые соединения пластин по схеме Вестфала частотно независим. Реальные же коэффициенты прохождения в значительной степени зависят от частоты (особенно в низкочастотной области). Разница в расчетных и действительных значениях виброизолирующего эффекта углового соединения пластин на некоторых частотах достигает 20 дБ.

Это объясняется следующими обстоятельствами.

При ударном возбуждении пластины колебания ее происходят на собственных частотах. Конечность размеров пластин обуславливает малую плотность собственных частот в низкочастотной области спектра. В табл. приведены частоты собственных колебаний пластин экспериментальных кожухов для первых трех собственных форм, вычисленные приближенным методом. [2].

Как видно из таблицы, в первой нормируемой октавной полосе (63 Гц) находится только две частоты собственных колебаний для меньшей модели кожуха при толщине пластины 4 мм и только одна собственная частота для пластины 8 мм. В следующих двух октавных полосах число собственных частот возрастает до 2-3. С увеличением площади пластины число собственных частот несколько выше, но во всех встречающихся в реальных машинах случаях в первых трех октавных полосах плотность собственных частот чрезвычайно мала. О резонансных свойствах вибрационных полей пластин экспериментальных кожухов на низких частотах говорит и характер узкополосных спектров вибраций (рис. 2).

Таблица – Частоты собственных колебаний пластин экспериментальных кожухов при различных формах собственных колебаний

№ пп	Форма колебаний		Толщина пластины			
	Число узловых диаметров	Число узловых радиусов	4 мм		8 мм	
			Наружные радиусы пластин			
			0,7 м	1,4 м	0,7 м	1,4 м
1	1	1	27,5	7	55	14
2	1	2	68,5	17,1	137	34
3	2	1	72	21	152	37
4	2	2	109	27,5	219	55
5	1	3	137	69	275	138
6	2	3	178,75	89	357	198
7	3	1	154	76	294	158
8	3	2	184	94	378	208
9	3	3	246	123	492	247

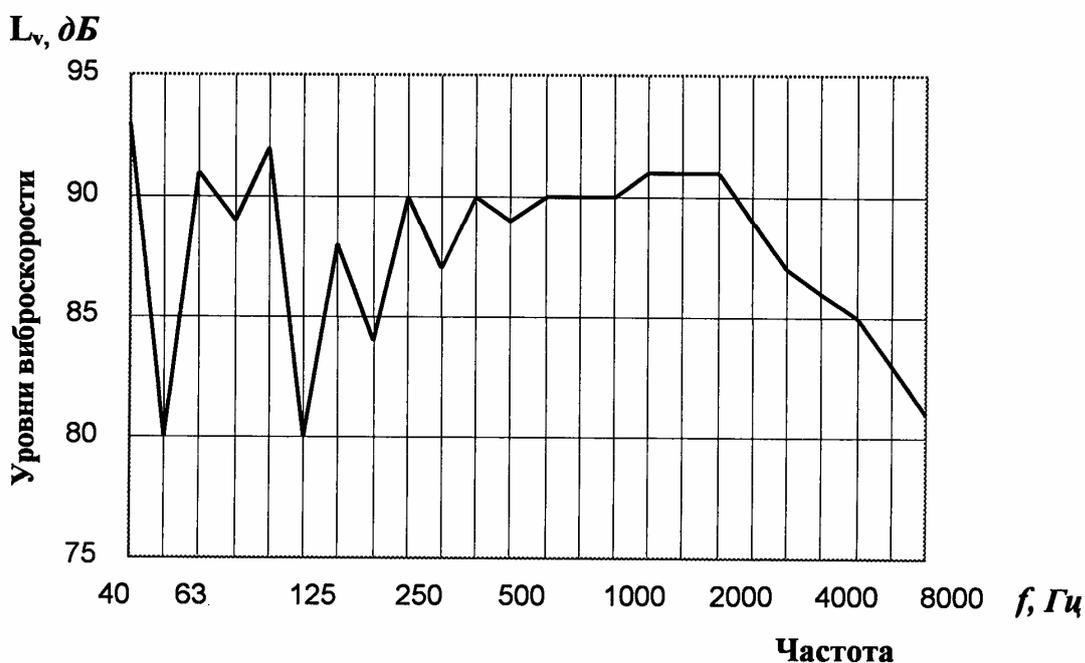


Рисунок 2 – График спектра виброскорости основной пластины экспериментального кожуха в 1/3 - октавных полосах частот

Сопряженные с основной пластиной элементы также в виду конечности размеров имеют на низких частотах дискретный характер собственных частот. Причем, эти собственные частоты не совпадают с собственными частотами основной пластины. В результате этого колебательная энергия основной пластины, сосредоточенная, в основном, на собственных частотах, при переходе через жесткое соединение на сопряженный элемент возбуждает колебания этого элемента на резонансных частотах, что приводит к большой разнице в уровнях колебательных скоростей основной и сопряженной пластин на этих частотах.

На высоких частотах резонансные свойства пластин сглаживаются (рис. 2), интервалы между собственными частотами пластин сокращаются и средние в октавных полосах частот коэффициенты прохождения изгибных волн через жесткие соединения

пластин становятся равными коэффициентам, вычисленным по схеме Вестфаля полубесконечных пластин.

Подводя итог полученным результатам, можно отметить следующее:

- энергетический метод не применим для расчета вибрационных полей тонкостенных элементов конструкций оборудования лесного комплекса в области низких частот из-за резонансного характера этих полей;

- в области высоких частот расчет коэффициентов прохождения изгибных волн возможен по методике Вестфаля.

Библиографический список

1. Westphal W. Fusbereitung von Korpershall in Gebauden – Akustische Beihefte, 1957, Heft 1, b.335-348

2. Гонткевич В.С. Собственные колебания пластинок и оболочек. - Киев: Науковая думка, 1964, 288 с.

3. Справочник по технической акустике: Пер.с нем./Под ред. М. Хекла и Х.А. Мюллера. – Л.: Судостроение, 1980, 438 с.

Чумарный Г.В. (УГЛТУ, Екатеринбург, РФ) s09t@yandex.ru

К ОЦЕНКЕ ФАКТОРА НАДЁЖНОСТИ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ НА ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩЕМ ПРЕДПРИЯТИИ *TO THE ESTIMATION OF RELIABILITY FACTOR BY MODELING OF SAFETY AND HEALTH MANAGEMENT SYSTEM AT THE WOOD- PROCESSING ENTERPRISE*

Наличие эффективной системы управления охраной труда (СУОТ) на предприятии является необходимым условием для обеспечения безопасности производственных процессов. Таким образом, СУОТ - это неотъемлемый элемент системы обеспечения безопасности жизнедеятельности на деревообрабатывающем предприятии. Целям качественного осуществления управленческой функции СУОТ служит моделирование производственных процессов на всех уровнях. При моделировании СУОТ должны учитываться многообразные структуры и процессы присущие ей[1].

В качестве основного объекта моделирования выступают производственные факторы (ПФ), характерные для деревообрабатывающего предприятия и определяющие условия труда, среди них важное место занимает фактор надёжности производственного оборудования.

Безопасность объекта (деревообрабатывающего или лесопромышленного предприятия) тесно ассоциируется с понятием устойчивости функционирования технических систем, т.е., когда в регламентированных условиях производства любое изменение в допустимых пределах факторов технологического процесса не приводит к выходу ни одного из показателей и параметров надёжности, производственной и экологиче-