

Интегрированная система снижения вибрации

Л. В. ПАХОМОВА, канд. техн. наук, доцент Новосибирской государственной академии водного транспорта, победитель конкурса «Молодые ученые транспортной отрасли — 2012»



Для защиты оператора от судовой вибрации, вызванной колебаниями двигателя, разрабатываются защитные устройства. Компьютерное трехмерное моделирование, в отличие от традиционных дискретных упругих моделей, позволяет выбрать оптимальный вариант защиты, рассчитать структуру устройства, форму, размер.

При нахождении человека рядом с работающим двигателем возникает необходимость снижения судовой вибрации, так как в ряде случаев близость вынуждающих частот и собственных частот оператора вызывает общую вибрацию оператора. Вибрация двигателей речных судов находится в диапазоне 2–63 Гц. Стандартные собственные частоты сидящего человека — 2–80 Гц [1]. Сочетание этих факторов часто приводит к резонансам, которые при длительном воздействии вызывают профессиональные заболевания.

Традиционные исследования в этой области используют дискретные инерционно-упругие модели человека, а источник вибрации детерминирован и не учитывает взаимодействия между сидящим оператором и защитным устройством. Основной недостаток таких моделей — ограниченное число частот, равное числу масс. Близкие к человеку динамические модели непрерывны, но весьма сложны для расчета [8].

С точки зрения теории колебаний человек является сложной структурой, сочетающей инерционные, упругие и вязкие элементы. Внешние границы человека отражают волны, что приводит к образованию форм колебаний данного тела. Для тел сложной формы разработаны вычислительные процедуры, основанные на методе конечных элементов. Существующие вычислительные методики требуют адаптации к свойствам биологических объектов. Трудность заключается в том, что модуль упругости исследуемого объекта по сравнению с аналогичным показателем конструкционных материалов очень мал и зависит от частоты. Тем не менее непрерывные модели при применении к ним некоторых приемов исследования имеют большой потенциал и хорошую перспективу использования.

В качестве основного метода исследования использовалось компьютерное трехмерное моделирование человека-оператора. Для определения размеров модели измерили реальных

людей и модели, указанные в каталогах и стандартах мужской одежды. Данные о размерах человека обрабатывались в программе КОМПАС-3D. Для расчета собственных частот использовали компьютерную программу [3].

Кроме того, было выполнено аналитическое исследование оболочек вращения, заполненных жидкостью. Такие исследования носят обобщающий характер и служат теоретической основой для решения прикладных задач. Для простейших форм эллипсоида, цилиндра и тора получены собственные частоты колебаний жидкого объема в упругой оболочке.

Трехмерные модели оператора позволили получить спектр собственных частот и формы колебаний. Весомым доводом в пользу таких моделей можно назвать совпадение форм колебаний с известными формами для реальных операторов при испытаниях по методике [1].

Конструкции оболочек, заполненных жидкостью или газом, можно использовать в качестве защитного устройства. Для этого в интегрированных моделях человека и оболочки исследуются колебания и оптимизируется защитное действие оболочки. Изменение ее объема и формы позволяет снизить вибрационные нагрузки на оператора до уровня санитарных норм.

Если рассмотреть вязкое сопротивление человеческого тела в зависимости от частоты (рис. 1), то заметно усиление импеданса в области низких частот.

Импеданс, полученный на реальных объектах, характеризует амплитуду колебаний, которая наиболее выражена в диапазонах частот 4–6 и 8–10 Гц. Для таких частот защита человека от вибрации приводит к недопустимым статическим смещениям на 100–200 мм. Обойти эту проблему можно при помощи защитного устройства, динамические параметры которого согласованы с защищаемым объектом в заданном диапазоне частот. Для этого найдена структура, достаточно жесткая для ограничения статической просадки в пределах 10 мм и в то же время эффективная для защиты оператора на неприятной для человека частоте 4–8 Гц.

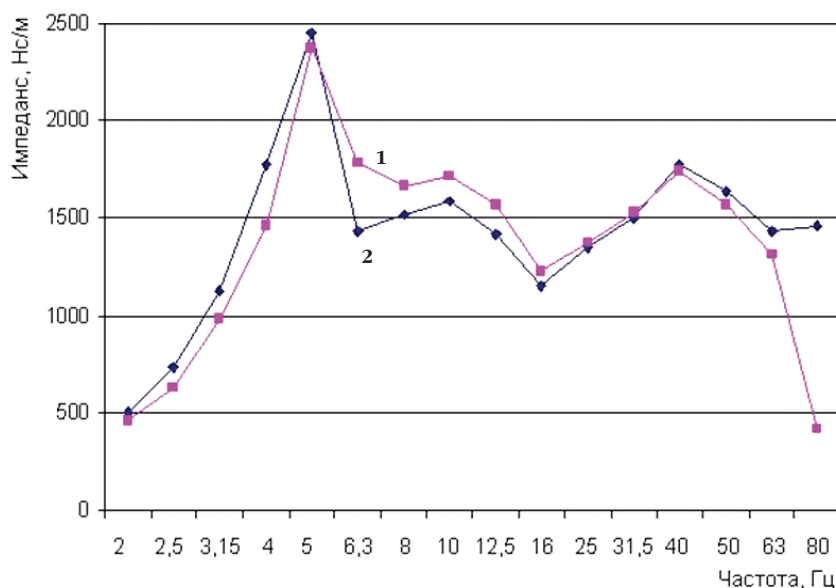


Рис. 1. Входной импеданс сидящего человека: 1 — мышцы расслаблены; 2 — мышцы напряжены.

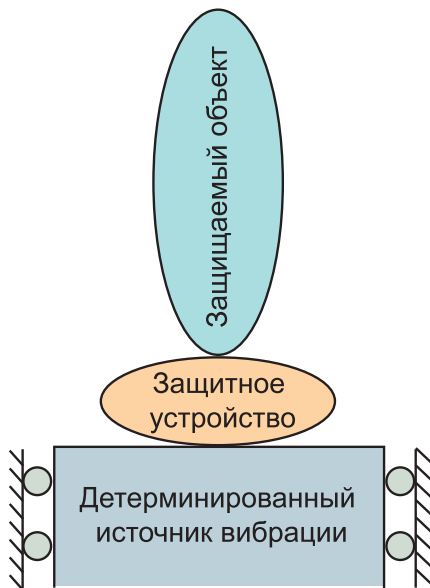


Рис. 2. Структурная схема защитного устройства

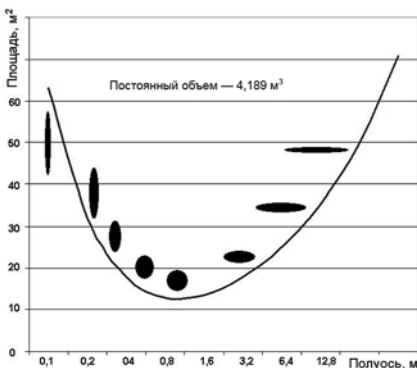


Рис. 3. Площадь поверхности оболочки защитного устройства

Принципы построения виброзащиты

В системе защиты оператора выделяется три элемента: источник вибрации, защищаемый объект и защитное устройство (рис. 2). Простейшая модель оператора должна отражать его главную особенность — наличие сильного резонанса на частоте 4–8 Гц. Выбранная вязко-упруго-инерционная модель с бесконечным числом степеней свободы показала соответствие поставленным задачам.

Для оценки жесткости биологических тканей был использован резонанс сидящего человека. Вибрация оператора имеет наименьшую частоту 5–7 Гц, средний размер сидящего человека равен 1 м. Исследования показали, что при этих параметрах скорость возмущений составляет 10–14 м/с.

Для протяженных объектов первая собственная частота консервативной системы обратно пропорциональна скорости звука в упругой среде

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}, c^{-1},$$

где E — модуль упругости материала; ρ — плотность.

Численная подстановка позволила получить модуль упругости оператора в целом:

$$E = \rho c^2 = 1000 \times 12^2 = 144 \times 10^3 \text{ Па.}$$

Как и следовало ожидать, модуль упругости оказался малым, приблизительно в миллион раз меньше, чем для металлов. При применении метода Рэлея для первой собственной частоты оболочки необходимо знать приведенную массу жидкости. Геометрические параметры эллиптической оболочки вращения заданы полуосями a и ρ . Для бесконечно малого дискового элемента, лежащего в плоскости с абсциссой $x < a$ с центром на оси x , было задано распределение скоростей вдоль оси x :

$$V_x = V_a \frac{x}{a}.$$

Кинетическая энергия от осевой скорости всего эллипсоида получилась путем интегрирования

$$e_x = 2 \int_0^a d e_x = \frac{3}{8} V \rho \frac{V_a^2}{a^3} \left(\frac{x^3}{3} - \frac{x^5}{5a^2} \right)_0^a.$$

Кинетическая энергия осевой деформации эллипсоида в момент наименьшей деформации

$$e_x = 0,1 V \rho V_a^2 \text{ Дж.}$$

В результате установлено, что значение массы модели человека, участвующей в колебаниях, составляет 20 % от общей массы. В частном случае для сферической оболочки приведенная масса равна

$$m_s = 1,466 a^3 \rho.$$

Эта величина составляет 35 % от полной массы сферы.

По аналогии с упругим телом определена жесткость оболочки через максимальную деформацию и потенциальную энергию

$$c = \frac{2U}{(\Delta a)^2},$$

где Δa — амплитуда деформации полуоси эллипсоида.

При исследованиях предполагалось, что тонкая оболочка деформируется изотропно в любой точке, вследствие чего сдвиговые деформации равны нулю. С учетом низкого модуля упругости биологических тканей коэффициент поперечной деформации был принят $\mu = 0,5$. Объемная деформация жидкости принималась равной нулю. Это позволило получить жесткость оболочки для расчета собственной частоты

$$c = \frac{G \delta}{S} \left(\frac{\Delta s}{\Delta a} \right)^2 \text{ Н/м.}$$

Жесткость имеет минимум, равный нулю для сферы (рис. 3) и возрастает при вытягивании или сплющивании оболочки. Поскольку малые деформации сферической оболочки не вызывают изменения упругой деформации, частота собственных колебаний должна быть равна нулю. Однако такой вывод справедлив только при отсутствии внутреннего давления.

Численное моделирование защитного устройства

Считая оболочку тонкой, можно использовать плоские конечные элементы, что существенно сокращает время счета. Из расчетного давления и внешней нагрузки от массы оператора или комбинации указанных факторов получены карты смещений. Из анализа смещений определяется жесткость оболочки при осевом воздействии.

Моделирование оператора проводили для двух моделей. Первая модель имела форму эллиптической оболочки и размеры сидящего человека. Полученная информация о спектре собственных частот защитного устройства подтвердила значения частот, полученных ранее в аналитическом исследовании.

Вторая модель оператора была антропоморфной (рис. 4) и по размерам соответствовала стандартным размерам мужской фигуры массой 70–80 кг. Соответствие модели реальному человеку контролировалось по массе, которая вычисляется при моделировании.

Исследование спектра модели показало хорошее ее совпадение со стандартными измерениями динамического отклика оператора.

Третья группа численных экспериментов состояла в определении собственных частот интегрированной системы «оператор — защитное устройство». Защитное устройство было смоделировано в виде двух инерционно-упругих тел, соединенных между собой (рис. 5).



Рис. 4. Форма колебания модели оператора на частоте 7,93 Гц

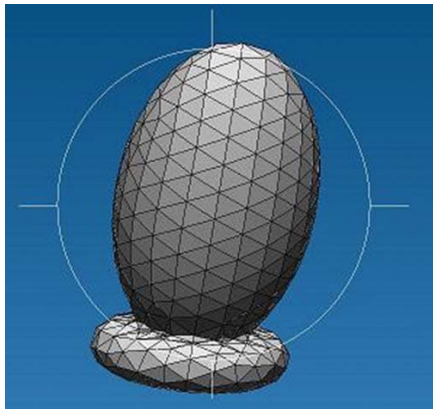


Рис. 5. Конечно-элементная модель системы защиты

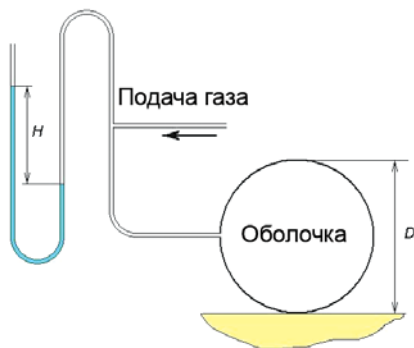


Рис. 6. Измерение упругости сферической оболочки

В результате моделирования установлено, что защитное устройство существенно понижает первую частоту без снижения статической жесткости. Весь спектр частот смещается вниз и не пересекается с частотами вынуждающих сил. Этот эффект не наблюдается в традиционных системах защиты с безмассовыми упругими элементами и объясняется добавочной массой защитного устройства.

Нелинейные свойства оболочек проявляются при больших деформациях. Большие обратимые деформации полимеров можно предсказать в рамках закона Гука, если учитывать изменение сечения материала. Для пластины, цилиндра, тора и сферы внешнее усилие падает с ростом деформации, следовательно, жесткость является отрицательной.

Схема опытной установки (рис. 6) позволяет измерять давление внутри оболочки и диаметр оболочки.

По результатам экспериментов была построена зависимость (рис. 7), которая показала падение внутреннего давления при увеличении диаметра оболочки. В то же время для больших деформаций жесткость становится положительной, что связано с необратимым изменением молекулярной структуры полимера, т. е. большие деформации защитного устройства недопустимы.

Судовые испытания проводили для проверки частного случая конструкции

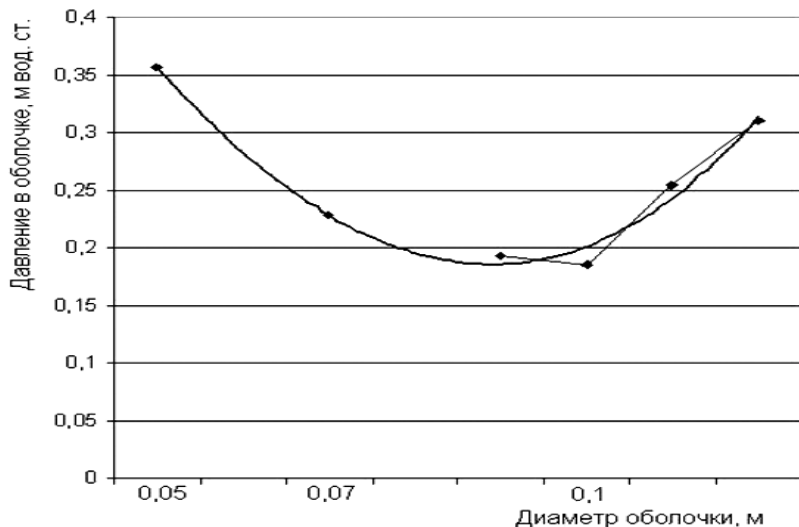


Рис. 7. Зависимость давления в оболочке защитного устройства от диаметра

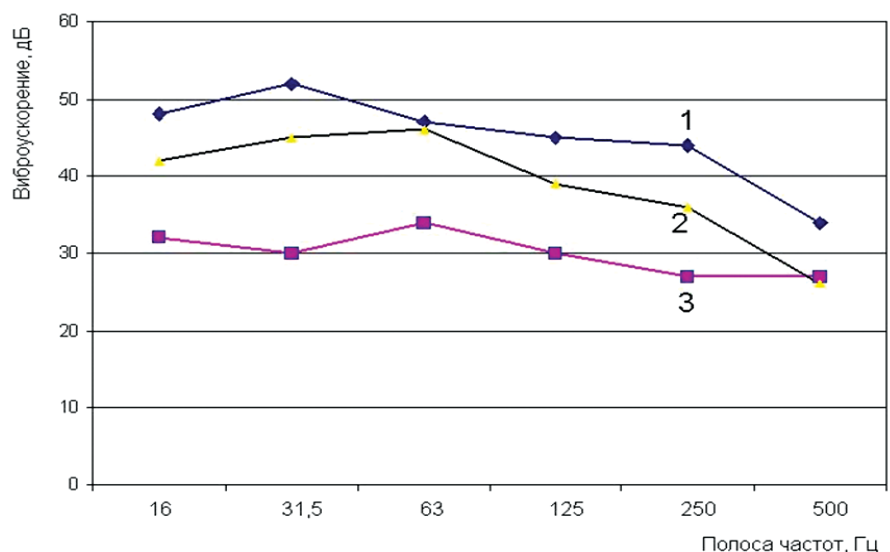


Рис. 8. Результаты судовых испытаний, вибрация: 1 — средняя на полу; 2 — на штатном кресле; 3 — на новом кресле.

защитного устройства. Замеры делали в полосах частот судовой вибрации. Источником вибрации были два главных судовых двигателя марки 6L160PNS и дизель-генератор 4Ч 8,5/11. Частота вращения главных двигателей сохранялась неизменной в течение всех испытаний. Объектом испытаний было кресло оператора, выполненное в виде металлического каркаса, с установленным защитным устройством. Судовые испытания интегрированной системы виброзащиты оператора показали эффективность виброизоляции от 15 до 20 дБ в диапазоне частот 16–500 Гц (рис. 8).

ЛИТЕРАТУРА

- ГОСТ 12.4.094-88 ССБТ. Вибрация. Динамические характеристики тела человека при воздействии вибрации. Методы определения.
- ГОСТ 21889-76. СЧМ. Кресло человека-оператора. Общие эргономические требования.

- Замрий А. А. Проектирование и расчет методом конечных элементов трехмерных конструкций в среде APM Structure3D. — М.: Изд-во АИПМ, 2006.
- ИСО 5982:2001 Вибрация и удар. Диапазон идеализированных характеристик для описания биодинамического отклика сидящего человека на воздействие вибрации в вертикальном направлении.
- Пахомова Л. В. Виброзащитное кресло-оператора транспортных машин // Науч. проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. — 2008. — № 1.
- Пахомова Л. В. Методика совершенствования системы виброзащиты на транспорте // Судостроение. — 2009. — № 1.
- Пахомова Л. В. Проектирование механизмов виброзащитного кресла // Сибирский науч. вестн. — 2009. — № 12.
- Brownjohn J. M. Discussion of human resonant frequency // 2d Int. Conf. on Experimental Mechanics / eds. Fook S. Ch.; Chenggen Qian. — Zheng, Xiahua: Proc. SPIE, 2001. — Vol. 4317.
- United States Patent 5536059 Seat suspension system using human body responses.