

Овчинникова Юлия Сергеевна

**Динамика лифта с частотно регулируемым
приводом**

Специальность:

05.05.04 – Дорожные, строительные и подъемно-транспортные
машины

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Москва 2011

Работа выполнена в Московском государственном строительном университете (МГСУ) на кафедре строительных и подъемно-транспортных машин.

Научный руководитель: кандидат технических наук, профессор
Архангельский Геннадий Глебович

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Гришин Дмитрий Константинович

кандидат технических наук
Полянский Валерий Павлович

Ведущая организация: **ОАО «Щербинский Лифтостроительный Завод»**

Защита состоится 26.12.2011 г. в 14³⁰ часов на заседании диссертационного совета Д 212.141.07 в Московском государственном техническом университете имени Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5.

Ваш отзыв на автореферат в одном экземпляре, заверенный печатью организации, просим направлять по указанному адресу.

С диссертационной работой можно ознакомиться в библиотеке Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана.

Автореферат разослан «__» _____ 20 г

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1988122

Овчинникова Ю.С. Динамика л

Ученый секретарь
Диссертационного совета
д. т. н., проф.

Сарач Е.Б.

Сарач Е.Б.

2012

201 11-1

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы.

Лифт стал неотъемлемой частью повседневной жизни людей. Большой спрос и жесткая конкуренция на мировых рынках лифтовой продукции диктуют повышенные требования к качеству работы и эксплуатационным характеристикам лифта.

Одним из важнейших показателей комфортности и качества работы лифта является уровень шума и вибрации в кабине и в расположенных рядом с лифтом помещениях.

Вибрация относится к вредным факторам, обладающим высокой биологической активностью, и оказывает на организм и психологическое состояние человека негативное воздействие. Создаваемый лифтом шум и вибрация являются сильным раздражающим фактором, особенно в ночное время.

Кроме того, вибрации могут привести к нарушению работы лифта, вызывая ускоренный износ элементов системы, ослабление резьбовых соединений, накопление усталостных напряжений и, возможно, ухудшая взаимодействие каната с канатоведущим шкивом.

В связи с этим, весьма актуальной задачей совершенствования лифтового оборудования является снижение уровня шума и вибрации в переходных и установившихся режимах работы лифта.

Более широкое распространение систем привода лебедок с частотным регулированием и отказ от применения двухскоростных двигателей способствовал заметному снижению уровня динамических процессов в переходных режимах пуска и торможения кабины лифта.

Однако, опыт применения редукторного привода с частотным регулированием в зданиях повышенной этажности (24- 25 этажей) позволил обнаружить заметную вибрацию лебедки и кабины на определенных нижних и верхних этажах. Синхронная частота вращения вала двигателя составляла 1500 об/мин. Заметная вибрация имела место на частоте 25 Гц.

С целью устранения неприятных колебаний, вызывающих жалобы жильцов, приходилось уменьшать частоту питающего напряжения соответствующей настройкой частотного преобразователя, что приводило к уменьшению скорости движения кабины и увеличению времени ожидания лифта на посадочных площадках.

Для эффективного снижения шума и вибрации необходима объективная информация о процессах, порождающих эти негативные явления. С этой целью фирмы изготовители лифтов и эксплуатирующие организации проводят инструментальные испытания на специализированных стендах и в реальных условиях применения.

Экспериментальный подход позволяет решать локальные задачи достаточно дорогостоящим путем и, к тому же, в ряде случаев не может быть использован при разработке новых образцов лифтового оборудования.

Более широкими возможностями обладают методы компьютерного моделирования динамики лифта с целью выявления основных закономерностей и обоснования необходимых рекомендаций по снижению уровня вибрации оборудования, как при разработки новых моделей, так и на лифтах, уже введенных в эксплуатацию.

Для выяснения причин колебаний и разработки рекомендаций по их устранению нами были построены математические модели динамической системы лифта.

оборудованного приводом лебедки с частотным регулированием, и на этой основе разработаны программы компьютерного моделирования динамических процессов при движении кабины с установившейся скоростью.

Целью работы является выяснение причин и основных закономерностей развития вибрационных процессов при работе лифта в установившемся режиме методом компьютерного моделирования и инструментального исследования для разработки рекомендаций по снижению уровня вибрации, как на стадии проектирования, так и на действующих лифтах, уже введенных в эксплуатацию.

Поставленная цель предусматривает решение следующих задач:

1. На основе теории колебаний разработать математическую модель динамической системы лифта и соответствующий комплект программ компьютерного моделирования в среде MathCAD 2001.

2. Выполнить комплексное исследование влияния различных параметров лифтового оборудования на характер и интенсивность динамических процессов методом компьютерного моделирования.

3. Провести экспериментальные исследования на действующем оборудовании с целью уточнения параметров математических моделей и оценки эффективности компьютерного моделирования.

4. Разработать практические рекомендации по снижению уровня вибрации лебедки и кабины лифта в установившемся режиме.

Объектом исследования являются лифты грузоподъемностью 400, 630 и 1000 кг, со скоростью движения кабины 1,6 м/с, с прямой и полиспастной подвеской, установленные в 24-25 этажных зданиях, оборудованные лебедками с цилиндрической червячной передачей и высокооборотным двигателем с частотно регулируемым приводом.

Методика исследования. Работа основана на известных теоретических положениях динамики электромеханических систем, применении численных методов Рунге-Кутты решения систем дифференциальных уравнений второго порядка на основе применения программы MathCAD 2001. Эксперименты проводились на действующих моделях лифтов грузоподъемностью 400 и 630 кг. Измерение и регистрация вибрации производились с применением пьезоэлектрического датчика ускорений, согласующего усилителя и АЦП Е14-440, подключенного к USB порту ноутбука. Измерение, регистрация и обработка экспериментальных данных производились с помощью компьютера и программы PowerGraph 3.6.

Научная новизна полученных в работе результатов заключается в разработке математических моделей и комплекта программ компьютерного моделирования динамики лифта с прямой и полиспастной подвеской кабины, позволяющих получать осциллограммы изменения амплитуды виброперемещения и виброскорости сосредоточенных масс динамической модели лифта в реальном масштабе времени; рассчитывать и определять параметры виброизоляции и динамического гасителя с целью уменьшения амплитуды вибраций оборудования, как на стадии проектирования, так и на действующих лифтах.

Практическая значимость:

Разработаны программы компьютерного моделирования, описывающие динамику лифтов в режиме установившегося движения, позволяющие:

1. На действующих лифтах установить причины повышенного уровня вибрации.
2. Анализировать влияния различных факторов на характер и интенсивность динамических процессов.

3. Выбрать рациональные параметры виброизоляции и динамического гасителя колебаний для уменьшения уровня вибраций.

4. Исключить необходимость полномасштабных инструментальных испытаний, тем самым, существенно снизить общие затраты при проектировании новых моделей лифта.

Достоверность результатов исследования подтверждена соответствием данных, полученных методом компьютерного моделирования, и инструментального исследования лифтового оборудования.

Апробация результатов работы. Основные положения и результаты диссертационной работы были представлены в виде докладов на 14-ой, 15-ой Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы» РФ в 2010, 2011г., соответственно.

На научно-технической конференции Интерстроймех – 2009 в Киргизском Государственном университете строительства, транспорта и архитектуры.

На научно-технической конференции Интерстроймех – 2010 в Белгородском Государственном Технологическом Университете им. Шухова В.Г.

Диссертационная работа рассмотрена и одобрена на заседании кафедры строительных и подъемно-транспортных машин МГСУ (2011г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 8 научных работ: 3 статьи в печатных изданиях, входящих в перечни ВАК РФ, тезисов 5 докладов на научно-технических конференциях.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырех разделов, общих выводов и практических рекомендаций, списка литературы и приложений. Общий объем диссертации составляет 157 страниц, в том числе 10 таблиц, 56 рисунков.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, сформулированы цель, задачи, основные направления исследования, указаны применяемые в работе методы исследования, сформулирована научная новизна и практическая ценность полученных результатов.

В первом разделе производится анализ ранее выполненных исследований в области динамики лифта.

По динамике машин и промышленного оборудования было опубликовано значительное число теоретических и прикладных работ отечественных и зарубежных авторов. Основными работами по динамике строительных и подъемно-транспортных работ являются труды Волкова Д.П., Вайнсона А.А., Панкратова С.А., Плавельского Е.П., Малиновского Е.Ю., Шашева В.П., Черкасова В.А., Гришина Д.К. и др.

Исследованию лифтового оборудования было посвящено относительно немного работ. Наибольший интерес представляют работы Милютин А.П., Ионова А.А., Полянского В.П., Чутчикова П.И., Архангельского Г.Г. и др.

Авторы в своих работах, в основном, рассматривают динамику лифтов грузоподъемностью 320-350 кг при скорости движения от 0,7 до 1 м/с, установленных в малоэтажных зданиях. Лебедки таких лифтов оборудованы двухскоростными, малооборотными, не регулируемые двигателями при питании электрическим током промышленной частоты и глобидными редукторами.

Большая часть ранее выполненных работ посвящена исследованию динамики наиболее тяжелых режимов пуска, торможения кабины и режимов посадки на ловители.

Исследование динамики лифтов высотных зданий с частотным регулированием не нашло отражения в технической литературе.

На основе анализа ранее выполненных исследований и опыта эксплуатации лифтов высотных зданий с частотным регулированием привода лебедки была сформулирована цель и задачи настоящего исследования.

Второй раздел диссертации посвящен разработке комплекта математических моделей и программ компьютерного моделирования, описывающих динамику лифта с прямой и полиспастной подвеской. Переходные процессы пуска и торможения кабины лифта не рассматривались, так как в случае привода с частотным регулированием эти режимы не характеризуются существенной динамикой. В диссертационной работе рассматривались только низкочастотные вибрации. Шумовые характеристики лифта в звуковом диапазоне частот не являются предметом исследования.

Результаты моделирования позволят:

- На действующих лифтах установить причины повышенного уровня вибрации.
- Анализировать влияния различных факторов на характер и интенсивность динамических процессов.
- Выбрать рациональные параметры виброизоляции и устройств динамического демпфирования колебаний для уменьшения амплитуды вибраций.
- Исключить необходимость полномасштабных инструментальных испытаний, тем самым, существенно снизить общие затраты при проектировании новых моделей лифта.

В режиме установившегося движения лифт рассматривался как многомассовая динамическая система, находящаяся под воздействием периодической возмущающей силы, обусловленной вращением ротора двигателя со смещенным центром масс (рис.1).

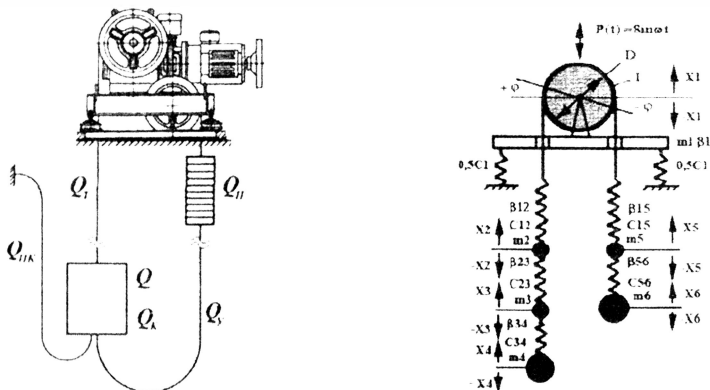


Рис.1. Схема объекта моделирования: а) конструктивная схема, б) схема динамической модели

а)

Q – грузоподъемность лифта;
 Qк – масса кабины;
 Qп – масса противовеса;
 Qt – масса тягового каната;
 Qu – масса уравнивающей цепи;
 Qпк – масса подвесного кабеля.

б)

m1, m2, m3, m4, m5, m6. – массы лебедки, каната кабины, подвески кабины, кабины, каната противовеса, противовеса;
 C1 – жесткость элементов модели;
 Xi – перемещение сосредоточенных масс;
 I – приведенный к валу КВШ момент инерции привода;
 D – диаметр КВШ;
 β – коэффициент демпфирования;
 φ – угловое перемещение КВШ.

При разработке математической модели динамической системы лифта рассматривалось два варианта. В первом случае динамика лифта описывается системой линейных дифференциальных уравнений второго порядка, когда жесткости и массы динамической системы определяются для фиксированных значений высоты положения кабины. Во втором – системой нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка, которая отличается тем, что массы и жесткости динамической модели рассматриваются как функции времени и изменяются в процессе движения кабины с постоянной скоростью с первой посадочной площадки до верхнего этажа здания.

Система дифференциальных уравнений математической модели динамической системы лифта имеет следующий вид:

$$\begin{aligned}
 1) \quad & m1 \cdot \frac{d^2 X1}{dt^2} + \beta1 \cdot \frac{dX1}{dt} + C1 \cdot X1 + C12 \cdot \left(X1 - X2 + \frac{D}{2} \cdot \varphi \right) + C15 \cdot \left(X1 - X5 - \frac{D}{2} \cdot \varphi \right) = P \cdot \sin \omega t; \\
 2) \quad & m2 \cdot \frac{d^2 X2}{dt^2} + \beta2 \cdot \frac{dX2}{dt} + C12 \cdot \left(X2 - X1 + \frac{D}{2} \cdot \varphi \right) + C23 \cdot (X2 - X3) = 0; \\
 3) \quad & m3 \cdot \frac{d^2 X3}{dt^2} + \beta3 \cdot \frac{dX3}{dt} + C23 \cdot (X3 - X2) + C34 \cdot (X3 - X4) = 0; \\
 4) \quad & m4 \cdot \frac{d^2 X4}{dt^2} + \beta4 \cdot \frac{dX4}{dt} + C34 \cdot (X4 - X3) = 0; \\
 5) \quad & m5 \cdot \frac{d^2 X5}{dt^2} + \beta5 \cdot \frac{dX5}{dt} + C15 \cdot \left(X5 - X1 - \frac{D}{2} \cdot \varphi \right) + C56 \cdot (X5 - X6) = 0; \\
 6) \quad & m6 \cdot \frac{d^2 X6}{dt^2} + \beta6 \cdot \frac{dX6}{dt} + C56 \cdot (X6 - X5) = 0; \\
 7) \quad & I \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + K_R U_R \cdot \frac{30}{\pi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} + \frac{D^2}{4} \cdot (C12 + C15) \cdot \varphi + \frac{D}{2} \cdot (C12 - C15) \cdot X1 - \frac{D}{2} \cdot (C12 \cdot X2 - C15 \cdot X5) = 0;
 \end{aligned} \tag{1}$$

где m1 – масса лебедки, кг; m2 – приведенная масса каната кабины, кг; m3 – масса подвески кабины, кг; m4 – масса кабины, кг; m5 – приведенная масса каната противовеса, кг; m6 – масса противовеса, кг; C1 – жесткость амортизаторов лебедки, Н/м; C12, C23 – жесткость половины длины канатов кабины, Н/м; C34 – жесткость резиновых амортизаторов подвески кабины, Н/м; C15, C56 – жесткость половины длины канатов противовеса, Н/м; X1 – перемещение лебедки; X2 – перемещение каната кабины; X3 – перемещение подвески кабины; X4 – перемещение кабины; X5 – перемещение каната противовеса; X6 – перемещение противовеса; φ – угловое перемещение КВШ (в уравнении – X7); I – приведенный к валу КВШ момент инерции

привода; D – диаметр КВШ; β – коэффициент демпфирования; ω – круговая частота возмущающей силы (р/сек); P – амплитуда возмущающей силы (Н).

При создании динамической модели лифта учитывалась возможность угловых колебаний КВШ лебедки, связанных с колебанием кабины и противовеса на канатной подвеске. Эти колебания в каждый момент времени совершаются относительно некоторого стационарного положения при установившемся движении кабины лифта.

Крутильная жесткость червяка редуктора и быстроходной муфты не учитывались, так как они намного выше продольной жесткости канатной подвески кабины и противовеса даже в их предельном верхнем положении.

Приведенный момент инерции КВШ определялся с учетом момента инерции ротора двигателя, тормозной полумуфты, КВШ и отводного блока.

Внутренние потери в динамической системе лифта учитывались величиной коэффициента демпфирования с учетом экспериментально полученной величины логарифмического декремента затухания колебаний канатов и резиновых амортизаторов.

Демпфирующая роль двигателя лебедки определялась в предположении его работы на линейном участке механической характеристики.

Чтобы учесть влияние изменения параметров и места установки амортизаторов, динамического гасителя, а также типа подвески был разработан комплект соответствующих математических моделей. При их разработке за основу принимается рассмотренный выше вариант системы уравнений (1). Так, например, для исследования влияния параметров и места установки виброизоляции на кабине лифта достаточно изменить величину массы m_3 : при установке виброизоляции в подвеске кабины под m_3 принимается масса конструкции подвески, а при установке на каркасе под полом купе кабины – масса каркаса. Для исследования эффективности применения динамического гасителя колебаний в исходной системе, уравнений (1) достаточно добавить дифференциальное уравнение гасителя, а в уравнение демпфируемой массы добавить соответствующую жесткость, перемещение и учесть потери (2; 3; 4). Схема динамической системы с гасителем приведена на рис. 2.

В случае установки гасителя на раме лебедки в исходной системе уравнений надо провести следующие изменения:

уравнение гасителя:

$$m_7 \cdot \frac{d^2 X_7}{dt^2} + \beta_7 \cdot \frac{dX_7}{dt} - \beta_7 \cdot \frac{dX_1}{dt} + C_7 \cdot (X_1 - X_7) = 0, \quad (2)$$

$$\text{где } \beta_7 = \frac{Eg}{\pi} \cdot m_7 \cdot \sqrt{\frac{c}{m_7}}; \quad (3)$$

модифицированное уравнение лебедки:

$$m_1 \frac{d^2 X_1}{dt^2} + \beta_1 \frac{dX_1}{dt} + C_1 X_1 + C_{12} \left(X_1 - X_2 + \frac{D}{2} \varphi \right) + C_{14} \left(X_1 - X_4 - \frac{D}{2} \varphi \right) - \beta_7 \frac{dX_7}{dt} + C_7 (X_1 - X_7) = P \sin \omega t. \quad (4)$$

При установке гасителя в конструкции подвески в дополнение к уравнению гасителя (2) необходимо аналогичные изменения произвести в уравнении подвески.

Следует за основу принять нелинейный вариант системы уравнений (1), представив массы и жесткости динамической системы как функции времени.

Схема динамической системы лифта при установке динамического гасителя представлена на рис. 2.

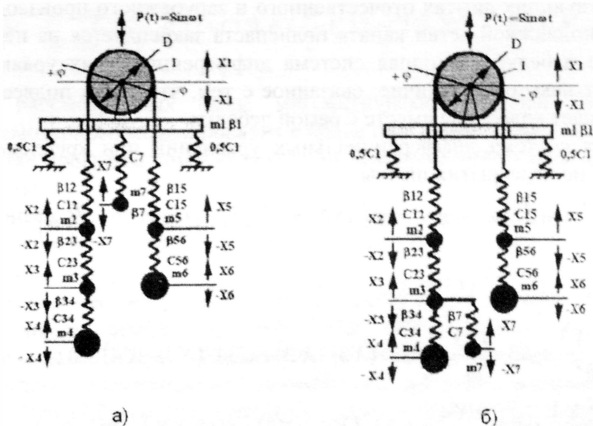


Рис.2. Схема динамической модели с установкой динамического гасителя:
а) на раме лебедки, б) на конструкции подвески

На схеме приняты следующие обозначения: $m_1, m_2, m_3, m_4, m_5, m_6, m_7$ - массы лебедки, каната кабины, подвески кабины, кабины, каната противовеса, противовеса, динамического гасителя; C_i - жесткость элементов модели; X_i - перемещение сосредоточенных масс; I - приведенный к валу КВШ момент инерции привода; D - диаметр КВШ; β - коэффициент демпфирования; φ - угловое перемещение КВШ.

В качестве динамического гасителя рассматривалась упругая консольная балка с сосредоточенной массой на конце с соответствующей сменной системой крепления.

В связи с достаточно широким применением полиспастной подвески в конструкции пассажирских лифтов была разработана математическая модель и соответствующая компьютерная программа для исследования особенностей динамических процессов при наличии полиспастной подвески (рис. 3).

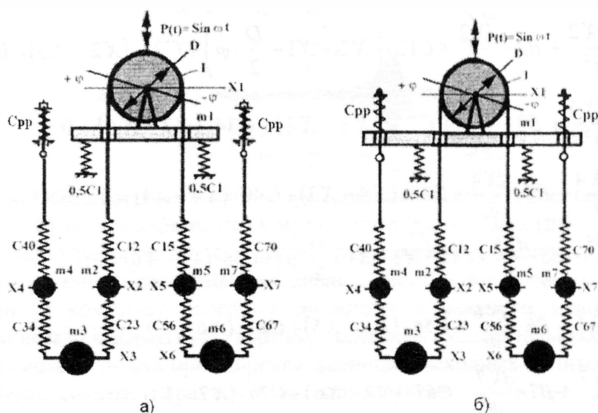


Рис. 3. Схема динамической системы лифта с полиспастной подвеской при креплении неподвижной ветви каната а) на перекрытии шахты б) на раме лебедки

На действующих лифтах отечественного и зарубежного производства пружинная подвеска неподвижной ветви каната полиспаста закрепляется на перекрытии шахты или на раме лебедки. Исходная система дифференциальных уравнений во втором случае имеет некоторое отличие, связанное с тем, что точка подвески неподвижной ветви совершает колебания вместе с рамой лебедки.

Исходная система дифференциальных уравнений при креплении неподвижной ветви каната на перекрытии шахты

$$\begin{aligned}
 1) \quad m1 \cdot \frac{d^2 X1}{dt^2} + \beta1 \frac{dX1}{dt} + C1 \cdot X1 + C12 \cdot \left(X1 - X2 - \frac{D}{2} \cdot \varphi \right) + C15 \cdot \left(X1 - X5 + \frac{D}{2} \cdot \varphi \right) &= P \cdot \sin \omega t; \\
 2) \quad m2 \cdot \frac{d^2 X2}{dt^2} + \beta2 \cdot \frac{dX2}{dt} + C12 \cdot \left(X2 - X1 - \frac{D}{2} \cdot \varphi \right) + C23 \cdot (X2 - X3) &= 0; \\
 3) \quad m3 \cdot \frac{d^2 X3}{dt^2} + \beta3 \cdot \frac{dX3}{dt} + C23 \cdot (X3 - X2) + C34 \cdot (X3 - X4) &= 0; \\
 4) \quad m4 \cdot \frac{d^2 X4}{dt^2} + \beta4 \cdot \frac{dX4}{dt} + C34 \cdot (X4 - X3) + C40 \cdot (X4 - 0) &= 0; \\
 5) \quad m5 \cdot \frac{d^2 X5}{dt^2} + \beta5 \cdot \frac{dX5}{dt} + C15 \cdot \left(X5 - X1 + \frac{D}{2} \cdot \varphi \right) + C56 \cdot (X5 - X6) &= 0; \\
 6) \quad m6 \cdot \frac{d^2 X6}{dt^2} + \beta6 \cdot \frac{dX6}{dt} + C56 \cdot (X6 - X5) + C67 \cdot (X6 - X7) &= 0; \\
 7) \quad m7 \cdot \frac{d^2 X7}{dt^2} + \beta7 \cdot \frac{dX7}{dt} + C67 \cdot (X7 - X6) + C70 \cdot (X7 - X0) &= 0; \\
 8) \quad I \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + K_{\kappa} U_{\kappa} \cdot \frac{30}{\pi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} + \frac{D^2}{4} \cdot (C12 + C15) \cdot \varphi + \frac{D}{2} \cdot (C12 - C15) \cdot X1 - \frac{D}{2} \cdot (C12 \cdot X2 - C15 \cdot X5) &= 0.
 \end{aligned} \tag{5}$$

Исходная система дифференциальных уравнений при креплении неподвижной ветви каната на раме лебедки

$$\begin{aligned}
 1) \quad m1 \cdot \frac{d^2 X1}{dt^2} + \beta1 \frac{dX1}{dt} + C1 \cdot X1 + C12 \cdot \left(X1 - X2 - \frac{D}{2} \cdot \varphi \right) + C15 \cdot \left(X1 - X5 + \frac{D}{2} \cdot \varphi \right) &= P \cdot \sin \omega t; \\
 2) \quad m2 \cdot \frac{d^2 X2}{dt^2} + \beta2 \cdot \frac{dX2}{dt} + C12 \cdot \left(X2 - X1 - \frac{D}{2} \cdot \varphi \right) + C23 \cdot (X2 - X3) &= 0; \\
 3) \quad m3 \cdot \frac{d^2 X3}{dt^2} + \beta3 \cdot \frac{dX3}{dt} + C23 \cdot (X3 - X2) + C34 \cdot (X3 - X4) &= 0; \\
 4) \quad m4 \cdot \frac{d^2 X4}{dt^2} + \beta4 \cdot \frac{dX4}{dt} + C34 \cdot (X4 - X3) + C40 \cdot (X4 - X1) &= 0; \\
 5) \quad m5 \cdot \frac{d^2 X5}{dt^2} + \beta5 \cdot \frac{dX5}{dt} + C15 \cdot \left(X5 - X1 + \frac{D}{2} \cdot \varphi \right) + C56 \cdot (X5 - X6) &= 0; \\
 6) \quad m6 \cdot \frac{d^2 X6}{dt^2} + \beta6 \cdot \frac{dX6}{dt} + C56 \cdot (X6 - X5) + C67 \cdot (X6 - X7) &= 0; \\
 7) \quad m7 \cdot \frac{d^2 X7}{dt^2} + \beta7 \cdot \frac{dX7}{dt} + C67 \cdot (X7 - X6) + C70 \cdot (X7 - X1) &= 0;
 \end{aligned} \tag{6}$$

$$8) \quad I \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + K_R U_R \cdot \frac{30}{\pi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} + \frac{D^2}{4} \cdot (C12 + C15) \cdot \varphi + \frac{D}{2} \cdot (C12 - C15) \cdot X1 - \frac{D}{2} \cdot (C12 \cdot X2 - C15 \cdot X5) = 0.$$

На основе рассмотренных выше математических моделей были созданы программы компьютерного моделирования в среде программы MathCAD 2001.

При разработке программ компьютерного моделирования был принят следующий алгоритм её работы.

1. Производится ввод параметров конкретного типа лифта и необходимых дополнительных величин. Предусмотрена возможность мгновенного реагирования на изменение вводимых величин.

2. Производится расчет масс, жесткостей, коэффициентов демпфирования.

3. Вводится число шагов интегрирования дифференциальных уравнений, записываются начальные условия и показатель точности вычислений.

4. Для каждого элементарного промежутка времени численным методом интегрирования Рунге-Кутты производится расчет амплитуды виброскорости и виброперемещения. Результаты фиксируются в виде таблицы, по которой средствами MathCAD 2001 на экран монитора компьютера отображаются осциллограммы виброперемещений и виброскоростей сосредоточенных масс динамической системы лифта в реальном масштабе времени движения кабины (рис. 4). Результаты расчета фиксируются в памяти компьютера в виде текстового файла и могут быть использованы для дальнейшей обработки.

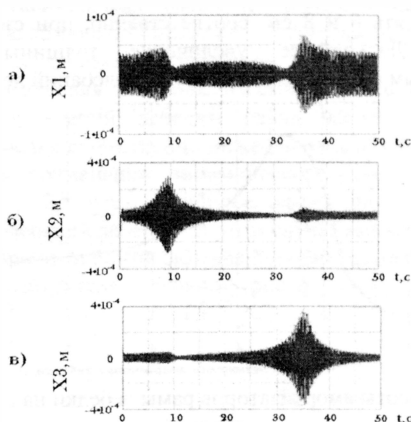


Рис. 4. Осциллограммы виброперемещения массы: а) лебедки (m_1), м; б) каната кабины (m_2), м; в) каната противовеса (m_5), м

Анализ осциллограмм позволяет установить основные закономерности влияния параметров конкретной модели лифта на характеристики динамических процессов.

Разработанный комплект программ позволяет в реальном масштабе времени получить физически адекватную картину развития колебательных процессов в динамической системе лифта при широкой вариации исходных данных и параметров лифтового оборудования. Практическое применение программ компьютерного моделирования позволяет проводить комплексное исследование работы лифта с целью определения рациональных параметров оборудования для уменьшения амплитуды вибраций кабины и рамы лебедки.

В третьем разделе представлены основные результаты исследования динамики лифта методом компьютерного моделирования.

Исследование динамической модели лифта при установившейся скорости движения кабины позволило установить основные закономерности, связанные с применением виброизоляции и динамического гасителя для снижения амплитуды колебаний сосредоточенных масс системы.

Исследование работы виброизоляции лебедки позволило установить, что возрастание амплитуды колебаний лебедки лифта на нижних и верхних этажах здания обусловлено резонансными продольными колебаниями канатов подвески кабины и противовеса при изменении положения кабины (рис. 4).

Было установлено, что эффективность виброизоляции зависит от соотношения частоты изменения возмущающей силы и собственной частоты колебаний лебедки. Чем ниже частота собственных колебаний лебедки по отношению к частоте возбуждения, тем меньше сила вибрационного воздействия на конструкцию здания.

Если частота возбуждения ниже собственной частоты колебаний лебедки, сила вибрационного воздействия на опору лебедки будет больше амплитуды возмущающей силы.

При обосновании выбора параметров виброизоляции необходимо не только уменьшить силу вибрационного воздействия на конструкцию здания, но и амплитуду колебаний лебедки, так как она является фактором кинематического возбуждения колебаний канатов и кабины лифта.

Так высота амортизирующих прокладок для лифта грузоподъемностью 630 кг и 1000 кг должна составлять 6 и 8 см, соответственно, при стандартных размерах в плане ($F=12 \times 12$ см). Дальнейшее увеличение толщины амортизаторов не сопровождается заметным снижением амплитуды колебаний лебедки (рис. 5).

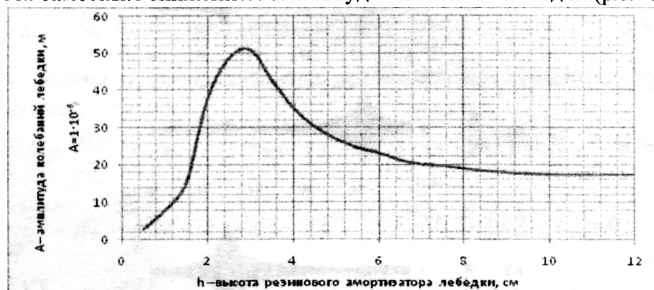


Рис. 5. Влияние высоты амортизаторов рамы лебедки на амплитуду колебаний лебедки

При наличии привода с частотным регулированием практически исключается опасность резонансных колебаний лебедки с мягкой виброизоляцией в процессе разгона и замедления кабины с весьма малыми ускорениями. Поэтому, применение мягкой виброизоляции (с собственной частотой меньше частоты возмущающего воздействия) вполне оправдано.

Установка лебедки на массивный фундамент с амортизаторами, при соответствующей жесткости виброизоляции, позволит обеспечить существенное снижение амплитуды колебаний лебедки и, одновременно, уменьшить передачу возмущающей силы на конструкцию здания.

Для лифта г/п 1000 кг с увеличением общей массы лебедки в 2-а раза при толщине резиновых амортизаторов 4 см амплитуда колебаний лебедки уменьшается в 6,5 раз. Однако при толщине прокладки амортизаторов в 1 см и увеличении массы лебедки в 1,5 раза наблюдаются резонансные колебания лебедки. Следовательно, очень важно правильно выбрать жесткость амортизаторов между полом машинного помещения и бетонным блоком лебедки, чтобы исключить возможность резонанса на частоте возбуждения колебаний (25 Гц).

В любом случае, при определении жесткости амортизаторов необходимо учитывать влияние жесткости канатов подвески кабины и противовеса при среднем по высоте положении кабины лифта на частоту собственных колебаний лебедки.

Также компьютерное моделирование позволило установить основные закономерности влияния виброизоляции на амплитуду колебаний кабины.

Было установлено, что более эффективным способом применения виброизоляции является установка амортизаторов между каркасом и полом купе кабины. Установка амортизатора в конструкции канатной подвески обеспечивает уменьшение амплитуды колебаний примерно в 2 раза меньше, чем при установке купе на амортизаторы.

Другим методом снижения амплитуды колебаний является применение пассивного динамического гасителя, установленного на конструкции исследуемого объекта.

Для более детального исследования влияния различных факторов на эффективность работы гасителя была рассмотрена упрощенная двухмассовая модель (лебедка и гаситель). Такой подход оправдан существенным различием парциальных частот колебаний лебедки, кабины и противовеса.

Эффективность применения гасителя рассматривалась в двух случаях, когда собственная частота колебаний лебедки равна частоте возбудителя и когда собственная частота лебедки существенно ниже частоты возбудителя колебаний.

Во втором случае применения динамического гасителя уровень колебаний снижается всего в 2 – 2,5 раза. Наиболее эффективно гаситель работает при резонансной частоте колебаний лебедки. В этом случае амплитуда колебаний лебедки снижается в 3-4 раза. При этом возникают два дополнительных резонанса на частотах выше и ниже частоты возбудителя колебаний (рис. 6).

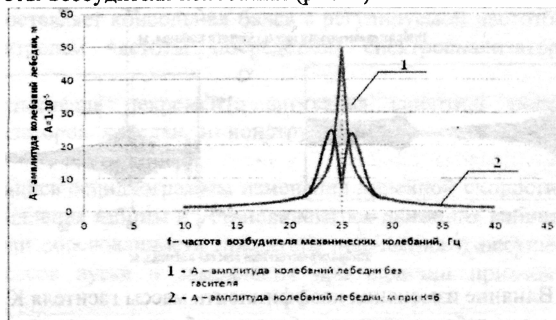


Рис. 6. Сравнение амплитуд колебаний лебедки без динамического гасителя колебаний и с гасителем при коэффициенте массы гасителя $K=6$, когда лебедка и гаситель настроены на частоту возбудителя колебаний

Также было установлено, что с ростом массы гасителя изменяется расстояние между резонансами и расширяется полоса частот, в пределах которой эффективно подавляются колебания.

Однако увеличение колеблющейся массы гасителя способствует заметному снижению амплитуды колебаний лебедки до определенного предела. Дальнейшее повышение массы оказалось не эффективным. Так, например, для лебедки грузоподъемностью 630 кг увеличение массы гасителя больше 4-х кратной величины оказывается не эффективным. При этом масса груза гасителя составляет 1,3% от общей массы лебедки.

В этом же диапазоне изменения массы гасителя были проведены исследования многомассовой динамической системой лифта, которые показали приблизительно те же результаты.

Также установлено, что по мере увеличения массы гасителя имеет место противофазные колебания лебедки и канатной подвески кабины (противовеса) в режиме резонансных колебаний. В этом случае канаты начинают работать как гасители колебаний (рис. 7).

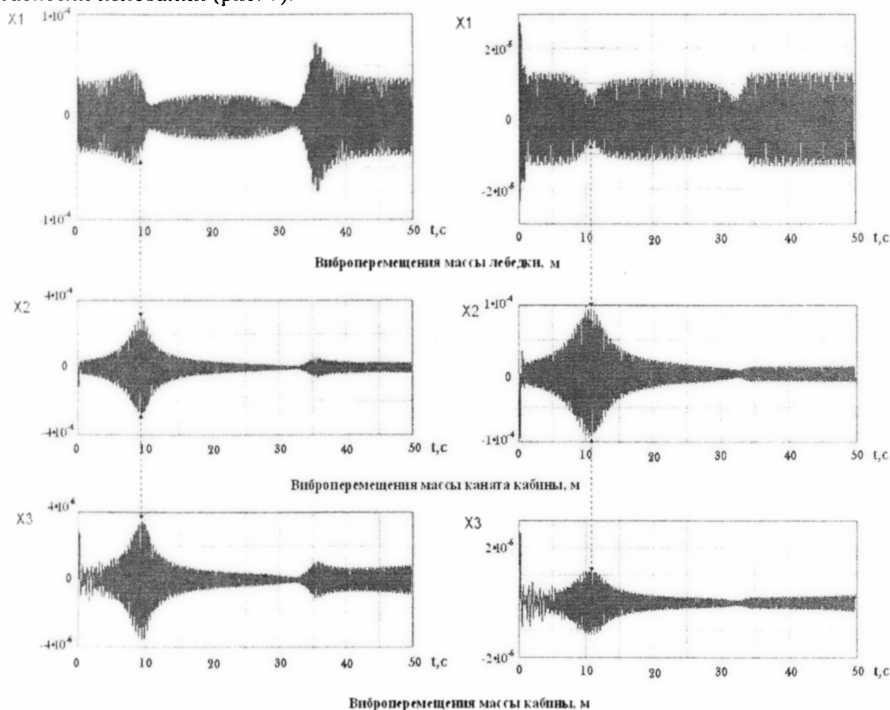


Рис. 7. Влияние изменения коэффициента массы гасителя K на динамику перемещения массы лебедки, каната кабины и кабины во время движения с первого до 25 этажа

Компьютерное моделирование работы гасителя, установленного на кабине лифта показало, что наибольший эффект снижения амплитуды колебаний достигается при установке гасителя в конструкции балансирной подвески.

Так, при размещении гасителя на металлоконструкции каркаса снижение амплитуды колебаний оказалось почти в 2 раза меньше, чем при установке в подвеске. Это объясняется существенно меньшей массой подвески кабины относительно массы каркаса кабины.

Уменьшению колебаний кабины способствует снижение амплитуды колебаний лебедки за счет виброизоляции и динамического демпфирования.

С целью снижения амплитуды вибрации кабины целесообразно применять комплексный подход на основе сочетания виброизоляции и динамического демпфирования.

Также было выполнено исследование влияния загрузки кабины на амплитуду колебаний лебедки и кабины.

Было установлено, что загрузка кабины практически не влияет на амплитуду колебаний лебедки, в то время как амплитуда колебаний кабины уменьшается по линейному закону.

Моделирование динамики лифта с полиспастной подвеской показало, что характер динамических процессов во многом аналогичен характеру колебаний лифта с прямой подвеской.

В случае с полиспастной подвеской по сравнению с прямой, при прочих равных условиях, несколько увеличивается амплитуда колебаний кабины.

В заключение необходимо отметить, что использование прямой и полиспастной подвески равноценно, однако, в случае без редукторного привода применение полиспастной подвески оказывается более целесообразным, так как приводит к уменьшению необходимого крутящего момента на валу двигателя.

Четвертый раздел посвящен экспериментальным исследованиям объекта моделирования на действующем лифте с целью уточнения параметров динамической модели, оценки эффективности ее работы, а также для получения реальной картины динамических процессов в режиме установившегося движения кабины.

Разработана методика измерения вибраций элементов конструкции лифта на основе применения пьезодатчика ускорений KD41 с согласующим усилителем, аналого-цифрового преобразователя E14-440, ноутбука, а также программы регистрации и обработки информации PowerGraph 3.6.

Разработана методика калибровки измерительного канала на специальном стенде, основу которого составляет консольная балка с регулируемой частотой собственных колебаний и контролем частоты посредством спектроанализатора программы PowerGraph 3.6.

Выполнены измерения декремента затухания канатной подвески кабины, резиновых амортизаторов лебедки и конструкции балки динамического гасителя колебаний.

Произведена запись осциллограммы изменения линейной скорости обода КВШ в режиме пуска, замедления кабины и установившегося движения кабины. Полученные данные подтвердили обоснованность принятого допущения о незначительной роли переходных процессов пуска и замедления при наличии привода с частотным регулированием.

Регистрация осциллограмм изменения линейной скорости обода КВШ продемонстрировала практически отсутствие заметных тангенциальных колебаний при наличии привода с цилиндрической червячной передачей.

Произведены замеры частоты собственных колебаний лебедки лифта грузоподъемностью 630 кг при различных фиксированных положениях кабины по

высоте и частоты вращения вала двигателя в установившемся режиме с целью проверки настройки частотного преобразователя на расчетную скорость кабины.

Произведены замеры амплитуды колебаний лебедки в нескольких характерных точках с целью оценки наличия угловых колебаний относительно ее центра масс. Исследования показали, что принятые при моделировании допущения о наличии только вертикальных колебаний лебедки и кабины являются оправданными.

Разработана конструкция динамического гасителя колебаний. Конструкция опоры балки гасителя позволяет устанавливать его между рамой и подрамником лебедки с помощью рычажной системы или крепить непосредственно на раме лебедки с помощью зажима.

Применение гасителя при креплении его на раме с помощью зажима под двигателем лебедки и настройки его на частоту возмущающего воздействия амплитуда колебаний, уменьшилась в 3,5 раза.

Аналогичное уменьшение отмечалось при компьютерном моделировании динамики лифта с гасителем, установленным на раме лебедки.

Выполнены экспериментальные исследования продольных и поперечных колебаний верхней балки кабины, и установлен факт преимущественной роли колебаний на частоте возмущающей силы. Отмечались колебания на более высоких частотах, связанные с работой подшипников скоростного вала редуктора и двигателя, а также, с магнитными, аэродинамическими шумами и трением башмаков по направляющим. Наблюдались заметные низкочастотные поперечные колебания, связанные с погрешностью установки направляющих.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработаны математические модели динамической системы лифта и соответствующий комплект программ компьютерного моделирования на основе MathCAD 2001, учитывающий тип подвески, кинематику привода, а так же параметры и места установки виброизоляции и динамического гасителя.

2. Спроектирован и изготовлен динамический гаситель колебаний на основе применения консольной балки с сосредоточенным грузом и системой рычажной подвески для установки между рамой и подрамником лебедки. Предусмотрен специальный зажим для крепления на других элементах конструкции лифта.

3. Разработана методика измерений и регистраций колебаний конструкции лифта на основе применения датчика ускорений и компьютерных технологий регистрации и обработки информации. Разработана методика калибровки измерительного канала посредством применения специального стенда, позволяющего получить ряд фиксированных значений калибровочной величины ускорений в диапазоне от 5 до 25 Гц. Дополнительно проведена калибровка измерительного канала датчика ускорений в диапазоне частот от 20 до 5000 Гц. Определен коэффициент масштаба осциллограмм ускорений ($K=0,025 \text{ м/с}^2\cdot\text{мВ}$). На основе результатов эксперимента определены значения коэффициентов демпфирования канатной системы и резиновых амортизаторов лебедки лифта.

4. Выполнено сравнение результатов компьютерного моделирования и экспериментального исследования. Данным сравнением доказана адекватность и достаточность созданных программ, а также целесообразность применения их как на стадии проектирования, так и для действующего лифтового оборудования.

5. Установлены основные закономерности и причины развития вибрационных

процессов в установившемся режиме работы лифтового оборудования. Было установлено, что возрастание амплитуды колебаний лебедки и кабины лифта на определенных нижних и верхних этажах здания связаны с возникновением продольных резонансных колебаний тяговых канатов. Основным источником возмущающего воздействия на динамическую систему лифта являются неуравновешенные вращающиеся массы, связанные с валом двигателя; вибрации, связанные с работой подшипников червяка и электродвигателя.

6. Разработаны практические рекомендации по снижению уровня вибрации на основе применения виброизоляции с учетом места ее установки. Амортизаторы лебедки необходимо выбирать из условия, чтобы собственная частота колебаний лебедки была меньше частоты возмущающего воздействия в 1,4 – 1,5 раза. Одним из наиболее эффективных методов снижения амплитуды колебаний лебедки является увеличение массы лебедки путем установки ее на массивный бетонный фундамент. С целью уменьшения амплитуды колебаний кабины амортизаторы целесообразно устанавливать между горизонтальной балкой каркаса и купе кабины.

7. Разработаны практические рекомендации по снижению уровня вибрации на основе применения динамического гасителя. Установка динамического гасителя на раме лебедки позволяет уменьшить амплитуду колебаний в степени, зависящей от степени близости частоты собственных колебаний лебедки и частоты возмущающей силы. Увеличение массы груза гасителя способствует заметному снижению амплитуды колебаний лебедки до определенного предела. С целью уменьшения колебаний кабины гаситель целесообразно устанавливать на конструкции канатной подвески кабины.

8. Выполнено моделирование динамики лифта с полиспастной подвеской, которое показало, что характер динамических процессов во многом аналогичен характеру колебаний при использовании лифта с прямой подвеской. Применение безредукторного привода с прямой или полиспастной подвеской значительно снижает величину возмущающей силы и снижает частоту вынужденных колебаний, при которой исключается возможность продольных резонансных колебаний тяговых канатов.

**ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНЫ В
СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:**

1. Архангельский Г.Г., Овчинникова Ю. С. Компьютерное моделирование динамики лифта // Материалы Интерстроймех – 2009. Бешкек, 2009. С. 12-18.
2. Архангельский Г.Г., Овчинникова Ю. С. Исследование виброизоляции лебедки лифта методом компьютерного моделирования // Механизация строительства. 2010. №8. С. 6-10.
3. Архангельский Г.Г., Овчинникова Ю. С. Исследование влияния параметров динамического гасителя на амплитуду колебаний лебедки // Механизация строительства. 2011. №1. С. 6-10.
4. Архангельский Г.Г., Овчинникова Ю. С. Исследование влияния виброизоляции канатной подвески и купе кабины на амплитуду колебаний кабины лифта // Материалы Интерстроймех – 2010. Белгород, 2010. С. 14-20.
5. Архангельский Г.Г., Овчинникова Ю. С. Исследование динамического демпфирования колебаний кабины лифта // Материалы Интерстроймех – 2010. Белгород, 2010. С. 8-12.
6. Архангельский Г.Г., Овчинникова Ю. С. Исследование вибрации кабины лифта методом компьютерного моделирования // Подъемно - транспортное дело. 2010. №5. С. 24-27.
7. Овчинникова Ю. С. Исследование влияния параметров виброизоляции и динамического гасителя на амплитуду колебаний лебедки лифта методом компьютерного моделирования. Сборник трудов конференции // Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы. М., 2010. С. 77-78.
8. Овчинникова Ю. С. Экспериментальные исследования влияния динамического гасителя на колебания лебедки лифта // Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы. М., 2011. С. 106-108.