

УДК 629.114.2

К. Н. Князев, В. Н. Клочков, М. Э. ПодымакоОткрытое акционерное общество «Могилевский завод лифтового машиностроения»,
пр-т Мира, 42, 212030 Могилев, Республика Беларусь**МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ЛИФТА
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОГРАММНОЙ СИСТЕМЫ
ВИРТУАЛЬНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ADAMS**

В статье рассмотрен подход к математическому моделированию в среде Adams динамических процессов работы лифтового оборудования. Сформированы принципы определения необходимых параметров для формирования математической модели, описывающих взаимодействие элементов лифта, их механические характеристики, параметры жесткости тягового элемента (каната), величины приведенного коэффициента трения пары взаимодействия «канат — канатопроводящий шкив». В процессе работы проведен сравнительный анализ натурного эксперимента и расчетной модели на примере ограничителя скорости кабины лифта и оценка влияния на динамические процессы податливости рамы лебедки на примере серийно выпускаемого лифта грузоподъемностью 400 кг.

Ключевые слова: канат; приведенный коэффициент трения; модуль продольной упругости; замедление; лифт.
Рис. 14. Табл. 4. Библиогр.: 10 назв.

K. N. Kniazev, V. N. Klochkov, M. E. Podymako

Joint Stock Company “Mogilev Elevator Plant”, 42 Mira Ave., 212030 Mogilev, the Republic of Belarus

**SIMULATION OF ELEVATOR DYNAMIC PROCESSES USING
THE ADAMS VIRTUAL MODELING SYSTEM**

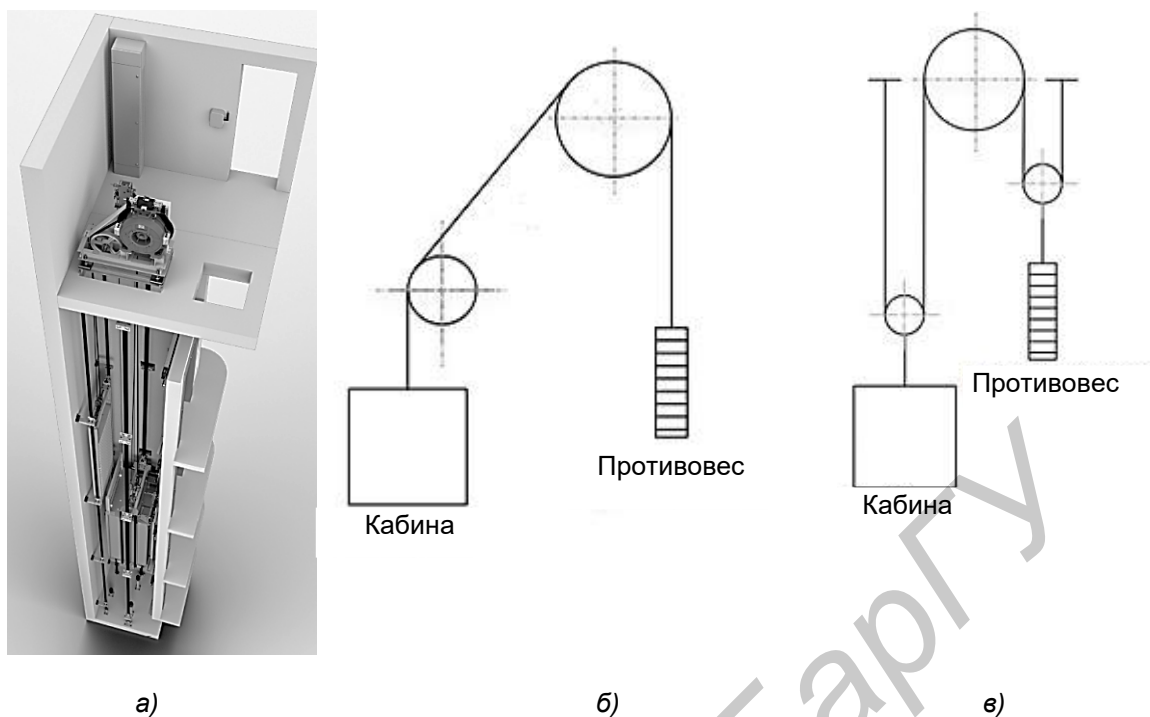
The article considers an approach to mathematical modeling in the Adams environment of dynamic processes of elevator equipment operation. The principles of determining the necessary parameters for the mathematical model formation describing the elevator elements interaction, their mechanical characteristics, stiffness parameters of the traction element (rope), and the reduced value of the rope friction coefficient — rope pulley interaction pair are formed. In the course of the work, a comparative analysis of a full-scale experiment and a computational model has been carried out using the example of an elevator cabin speed limiter and an assessment of the impact on dynamic processes of the winch frame malleability using the example of a mass-produced g / n 400 kg elevator.

Key words: rope; friction coefficient; longitudinal elasticity modulus; deceleration; elevator.

Fig. 14. Table 4. Ref.: 10 titles.

Введение. Для повышения безопасности работы лифтового оборудования требуется четкое понимание работы основных элементов лифта в процессе эксплуатационных и аварийных режимов работы. Такое понимание позволит проводить проектирование оптимальных с позиции соотношения «затраты—качество» конструкций узлов и элементов лифта, а также выявлять причины нарушения работоспособности лифтового оборудования в эксплуатации. Применение современных подходов и программного обеспечения позволяет проводить данный анализ с максимальным приближением к реальным объектам и, как следствие, оптимальному проектированию лифта.

В данной работе лифт рассматривается как объект динамического анализа в упрощенной постановке задачи с последующей валидацией полученных результатов. Общий вид и кинематическая схема типового лифта грузоподъемностью 400 кг с прямым подвесом представлены на рисунке 1. Дополнительно представлена кинематическая схема с полиспасной подвеской (см. рисунок 1, в).



а — общий вид; б — прямой подвес; в — полиспаст (2 : 1)

Рисунок 1. — Общий вид и кинематическая схема лифта

Основные составные части лифта:

- лебедка;
- кабина;
- противовес;
- двери шахты;
- ограничитель скорости;
- направляющие кабины и противовеса, детали их крепления;
- оборудование прямки;
- пружины ответственного назначения;
- устройство управления лифтом;
- устройства, обеспечивающие наличие безопасного пространства в прямке и на крыше кабины.

Материалы и методы исследования. Математическое моделирование динамики движения лифта является одной из основных задач для определения силового взаимодействия компонентов лифтового оборудования, движения в эксплуатационных и аварийных режимах.

Особенностью моделирования динамики движения лифта является тросовая гибкая связь (канат) между кабиной и противовесом, проходящая через канатоведущий шкив, передающий усилие посредством силы трения. Проведение анализа данной системы аналитическими методами сопряжено с составлением сложных математических уравнений движения и реализацией их решения. Для повышения оперативности анализа подобных систем рациональным направлением является использование специализированных программных продуктов.

Наиболее распространенным программным продуктом в области проектирования динамических систем является Adams (модуль Adams/View). Решение в данном программном продукте основано на применении уравнений Эйлера—Лагранжа, которые дают метод составления уравнений движения, не зависящий от сложности конкретной системы. Большое преимущество уравнений Эйлера—Лагранжа состоит в том, что число их равно числу степеней свободы системы и не зависит от количества входящих в систему точек и тел. Кроме

того, при идеальных связях из уравнений Эйлера—Лагранжа автоматически исключаются все неизвестные реакции связей. По этим причинам уравнения Эйлера—Лагранжа широко используются при решении многих задач механики, в частности, в динамике машин и механизмов [1].

Результаты исследования и их обсуждение. Формирование исходных данных для моделирования работы лифта в среде Adams.

На рисунке 2 представлена динамическая модель лифта с прямым подвесом.

Исходя из приведенной динамической модели, для составления расчетной схемы требуется определение параметров жесткости и демпфирования соответствующих элементов.

Определение приведенного коэффициента жесткости и коэффициента демпфирования лифтового буфера c_3 и k_3 . Буфера представляют собой устройство (подобие пружины), устанавливаемые в прямке шахты, для амортизации и остановки движущейся вниз кабины (противовеса) путем накопления или рассеивания кинетической энергии, если кабина (противовес) в аварийной ситуации проходит ниже крайнего рабочего положения.

Параметр жесткости k_3 (коэффициент жесткости) энергонакапливающего буфера с нелинейными характеристиками характеризуется его геометрической формой и упругими свойствами материала и определяется отношением приращения усилия (силы), прилагаемого к конструкции, к приращению максимальной деформации, вызванной этой силой.

Параметр демпфирования c_3 (коэффициент демпфирования) характеризует способность материала рассеивать энергию упругой деформации во время механических колебаний.

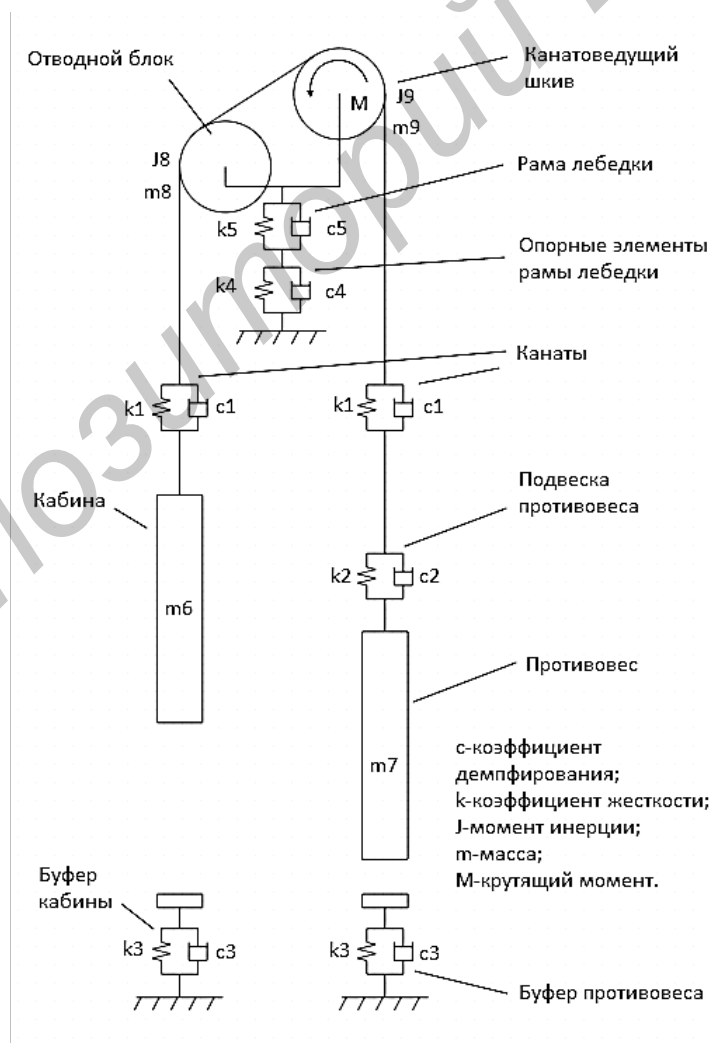


Рисунок 2. — Динамическая модель лифта

Данные для задания параметров жёсткости и демпфирования полиуретанового буфера в Adams были получены путем натурных испытаний в составе стенда и на разрывной машине.

В процессе сжатия буфера статическим нагружением определен график зависимости усилия от величины сжатия с учетом нелинейности (рисунок 3). Параметр демпфирования определялся в тестовой расчетной модели достижением максимального приближения кривой затухания скорости противовеса к реальному параметру (рисунок 4). Испытание заключалось в падении противовеса массой 755 кг под действием силы тяжести с высоты 67 мм (в соответствии с требованием п. 5.8.2.2.3 [2]).

Принятая величина демпфирования в Adams — $4,6 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{мм}$.

Определение параметров жесткости и демпфирования тягового элемента (стального каната). Стальной канат представляет собой сложную многокомпонентную систему, включающую спирально свитые металлические проволоки (рисунок 5).

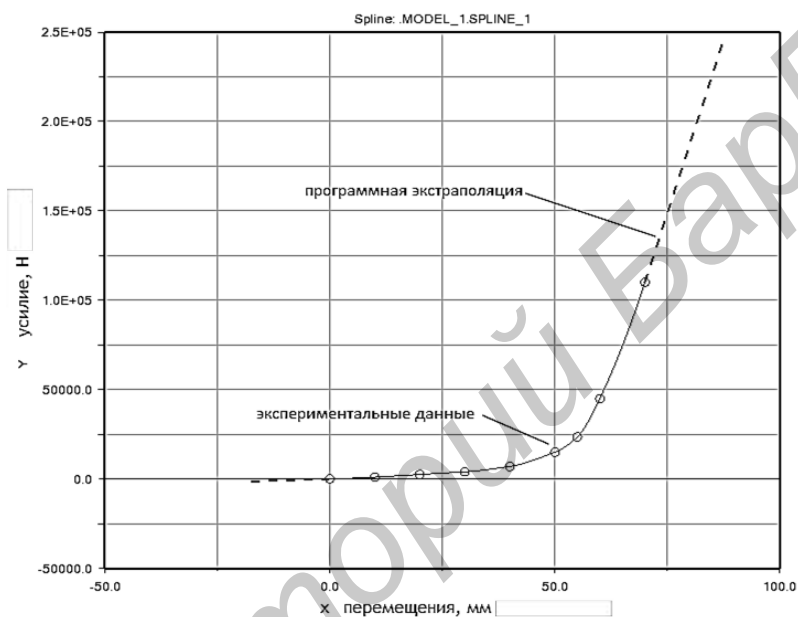


Рисунок 3. — График зависимости усилия от величины сжатия с учетом нелинейности

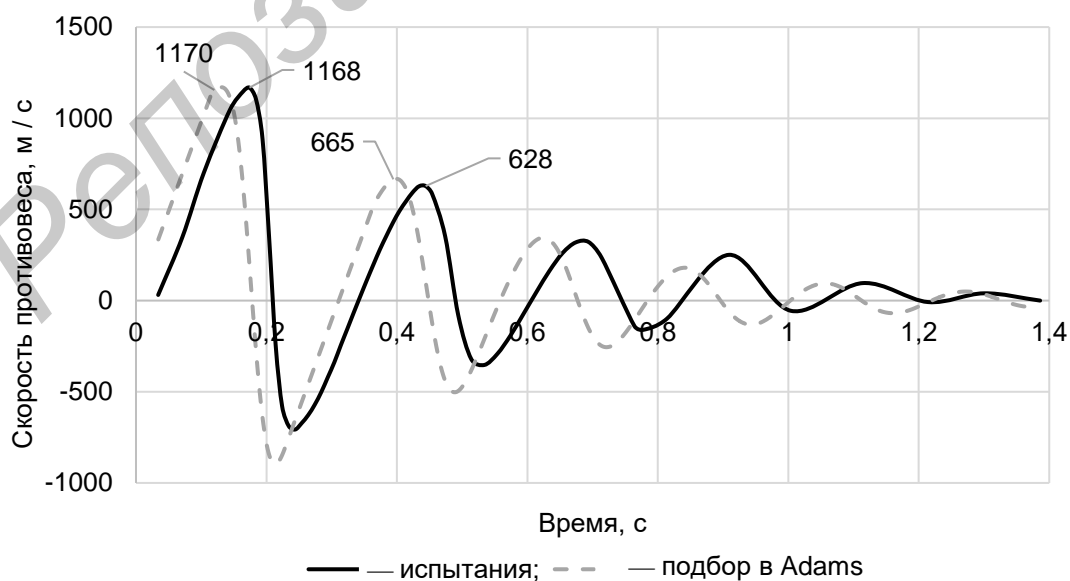


Рисунок 4. — Подбор параметра демпфирования буфера

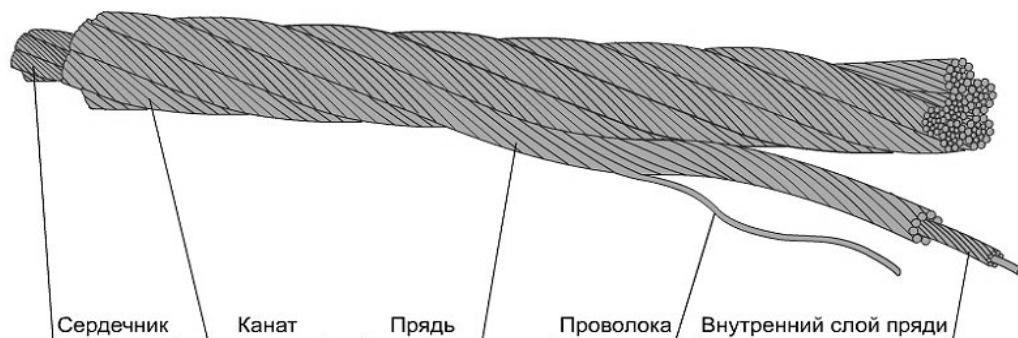


Рисунок 5. — Схема стального каната

В целях обеспечения безопасности движения лифта несущая способность каната и параметры его взаимодействия с приводом (канатоведущий шкив, далее — КВШ) строго регламентирована соответствующими стандартами [2—5]. Коэффициент запаса прочности каната для грузопассажирских лифтов должен быть не менее 12.

Основными параметрами каната для описания его массово-инерционных, механических свойств и контактного взаимодействия пары «канат—КВШ» в среде Adams являются модуль общей продольной упругости, приведенная плотность каната, коэффициент демпфирования (рисунок 6).

Канат работает в упругой зоне нагружения и, соответственно, характеристикой, определяющей жесткость элемента, является модуль продольной упругости. Вследствие многокомпонентности конструкции каната и применения органического и металлического сердечника расчетное определение значения модуля общей упругости является трудновыполнимой задачей. На данный момент не существует однозначного ее решения, применимо множество подходов к его определению [6; 7]. Наиболее точным, с нашей точки зрения, подходом является определение данной величины с использованием экспериментальных данных, приводимых изготовителями стальных канатов, и самостоятельно при наличии такой возможности. К данным, необходимым для определения модуля общей упругости металлической составляющей каната, относятся: масса погонного метра, величина эластичного удлинения при определенной величине усилия и диаметр каната.

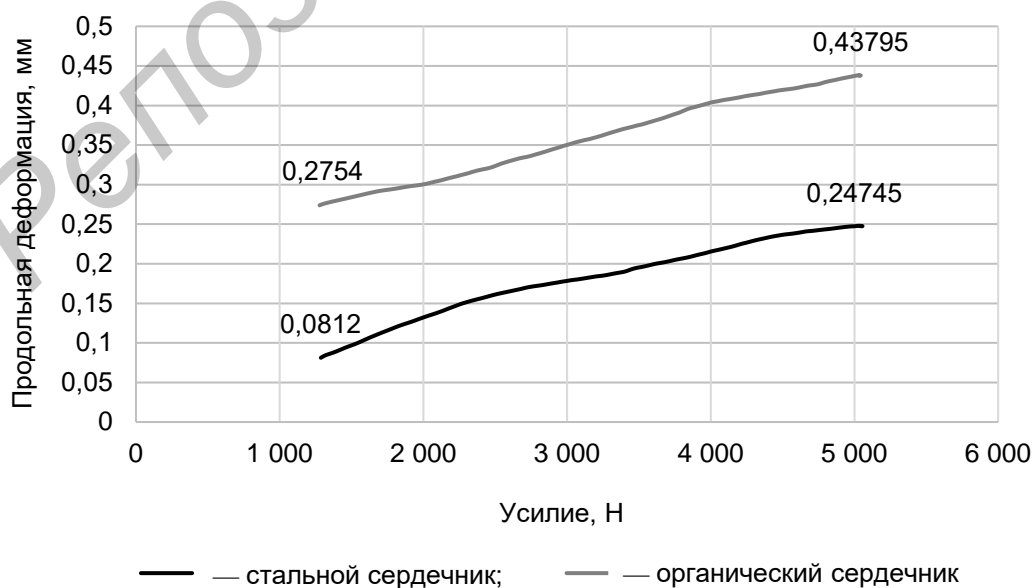


Рисунок 6. — График зависимости продольной деформации каната от усилия растяжения

Для определения общего модуля упругости на основании экспериментальных данных применим закон Гука по определению удлинения упругого стержня:

$$\Delta L = \frac{(F_{\text{исп}} - F_{\text{нач}})L}{E_{\text{кан}} A_{\text{ном}}} \rightarrow E_{\text{кан}} = \frac{(F_{\text{исп}} - F_{\text{нач}})L}{\Delta L A_{\text{ном}}},$$

где ΔL — удлинение каната под действием нагрузки, мм;
 $F_{\text{исп}}$ — величина усилия при определении относительного удлинения, Н;
 $F_{\text{нач}}$ — величина предварительного натяжения, Н;
 L — базовая длина отрезка каната, мм;
 $E_{\text{кан}}$ — модуль общей упругости каната, МПа;
 $A_{\text{ном}}$ — номинальная площадь поперечного сечения, м².

В таблице 1 приведены данные по величине модуля общей упругости на основании проведенных комплексных испытаний канатов Ø 8 мм с металлическим и органическим сердечником. На рисунке 6 приведены графики зависимости продольной деформации каната от усилия растяжения, найденные в ходе экспериментального определения модуля общей упругости.

Приведенная плотность каната определяется как

$$\rho_{\text{мат}} = \frac{q_{\text{метр}}}{10^3 A_{\text{ном}}},$$

где $\rho_{\text{мат}}$ — плотность материала каната, кг / мм³;
 $q_{\text{метр}}$ — масса погонного метра каната, кг / м.

Величина демпфирования каната принимается в процентном соотношении от жесткости вследствие переменной длины [8]. Численные значения модуля общей упругости получены на основе экспериментов, проведенных на разрывной машине (см. таблицу 1).

На рисунке 7 представлено окно задания параметров канатной системы с указанием вводимых расчетных значений характеристик тросовой системы.

Т а б л и ц а 1. — Результаты экспериментального определения модуля общей упругости тяговых лифтовых канатов 8 мм

| Показатель | Канат с металлическим сердечником | Канат с органическим сердечником |
|--|-----------------------------------|----------------------------------|
| Базовая длина отрезка каната L , мм | 100 | 100 |
| Изменение усилия $F_{\text{исп}} - F_{\text{нач}}$, Н | 3 723,32 | 3 710,65 |
| Удлинение ΔL , мм | 0,16 | 0,17 |
| Модуль упругости, МПа | 48 992,17 | 44 980,77 |

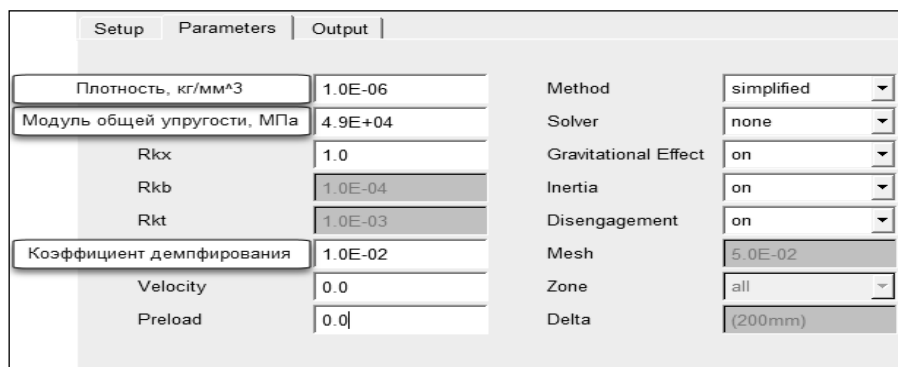


Рисунок 7. — Задание параметров каната в Adams

Определение приведенного коэффициента жесткости и демпфирования подвески противовеса. Подвеска кабины и противовеса является двухкомпонентной системой (пружина + элементы верхней балки).

В целях определения жесткости верхней балки проведен конечно-элементный анализ с определением величины деформации в вертикальном направлении под действием приложенного усилия (рисунок 8, б). В ходе проведенного анализа определена величина жесткости верхней балки с последующим определением приведенной жесткости путем рассмотрения пружины и элементов балки как последовательно соединенных упругих элементов. На рисунке 8, в, приведено определение приведенной жесткости на примере подвески противовеса лифта. Значение коэффициента демпфирования c принимаем табличное для материала металлических конструкций с соединением $c = 0,05$ [9].

Определение приведенного коэффициента жесткости и демпфирования опорных элементов рамы лебедки. Жесткостные параметры определены по результатам расчетов в среде Ansys методом конечных элементов путем приложения целевого усилия 10 000 Н в вертикальном и горизонтальном направлениях с определением величины перемещения. Жесткость элемента определяем

$$C = F / \Delta,$$

где F — усилие, Н;
 Δ — перемещение, мм.

В таблице 2 приведены результаты определения жесткости опорных элементов.

Значение коэффициента демпфирования ε принимаем табличное для материала резина $c = 0,05$ [9].

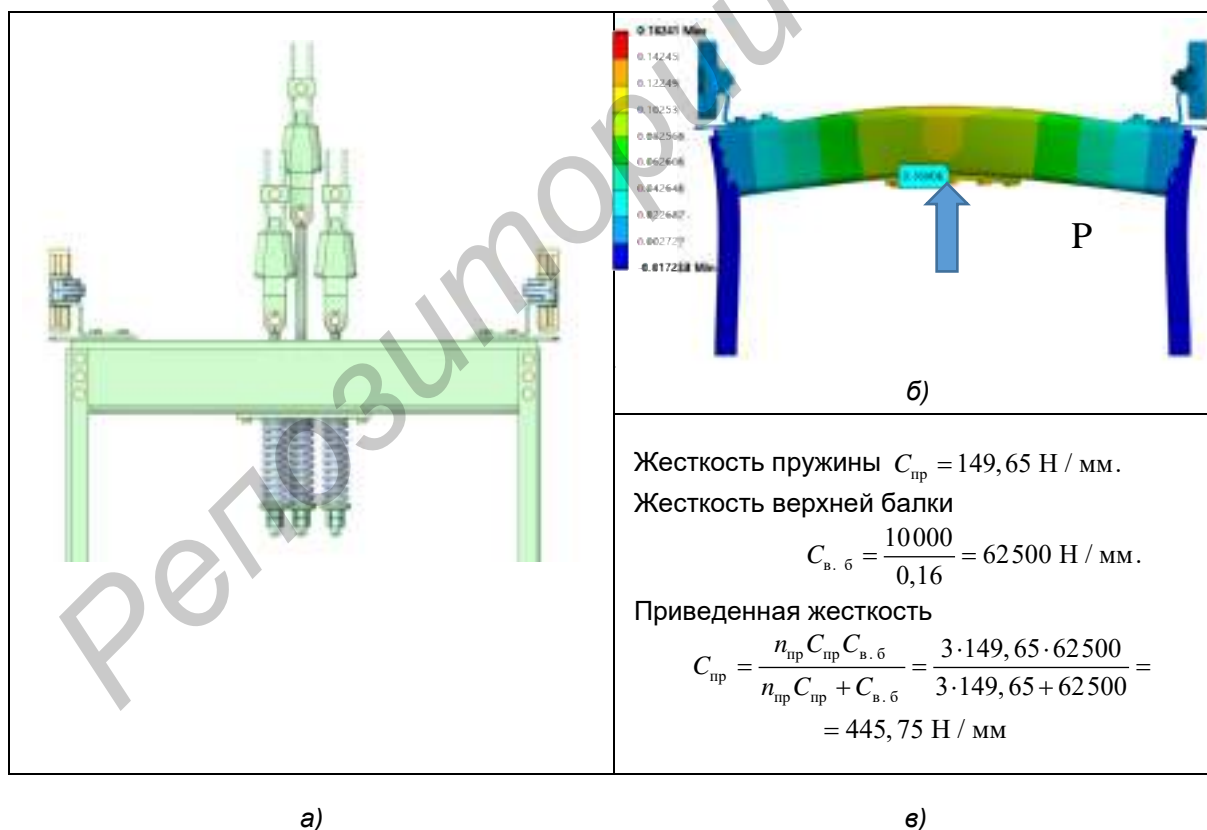


Рисунок 8. — Определение величины приведенной жесткости подвески противовеса

Т а б л и ц а 2. — Результаты определения жесткостных параметров

| Направление усилия | Величина усилия, Н | Перемещение, мм | Жесткость, Н / мм |
|--------------------|--------------------|-----------------|-------------------|
| Вертикально | 10 000 | 0,237 | 42 190 |
| Горизонтально | 10 000 | 1,08 | 9 260 |

Задание рамы лебедки в Adams как упругого элемента. Метод задания упругих свойств рамы лебедки созданием конечно-элементной модели выбран исходя из пространственной сложности конструкции и невозможности точно описать упругое поведение путем моделирования их простыми математическими элементами.

Задание поведения рамы как упругого элемента требует проведения модального анализа с определением частот собственных колебаний. Для моделирования упругого поведения рамы лебедки (общий вид представлен на рисунке 9) использовался модальный компонент, сгенерированный в системе Ansys, который был передан через модально нейтральный файл (*.mnf) в систему Adams/View как упругое тело со своим набором собственных форм и частот. Для построения этого модального компонента использовалась трехмерная модель рамы лебедки в системе Ansys. При генерации модального компонента были записаны 20 мод собственных форм и частот. Число затребованных мод определяется из условия, чтобы эффективная масса (масса, участвующая в модальном анализе) составляла не менее 95 % от массы конструкции. Выбор Ansys в качестве программного продукта для генерации файла *.mnf связан с наличием инструментов для более тонкой настройки конечно-элементной сетки, чем в системе Adams/View.

Определение приведенного коэффициента трения рабочих тяговых элементов (пара «КВШ—канат»). В соответствии с [5] величина приведенного коэффициента трения определяется в зависимости от формы канавки сопрягаемых поверхностей канатоведущего шкива и химико-термической обработки. В таблицах 3, 4 приведены основные зависимости по определению величины приведенного коэффициента трения с поясняющими рисунками.

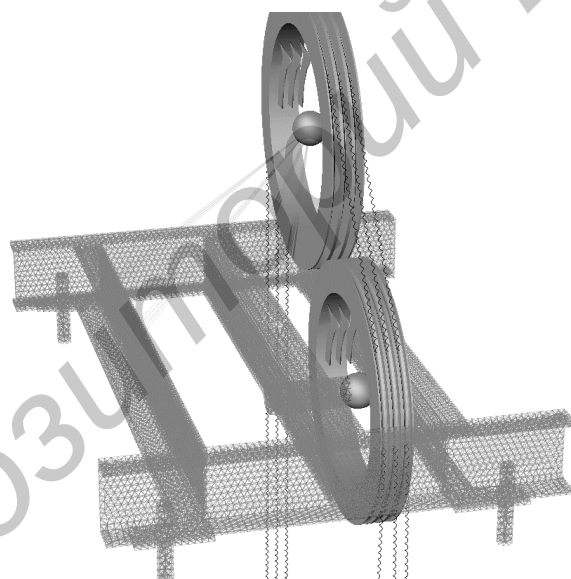
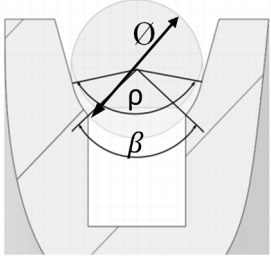


Рисунок 9. — Общий вид деформируемой рамы лебедки

Т а б л и ц а 3. — Канавка клиновая

| Для канавок с материалом без упрочнения | Для канавок с упрочнением | |
|--|--|--|
| $f = \mu \frac{4(1 - \sin \frac{\beta}{2})}{\pi - \beta - \sin \beta},$ | $f = \mu \frac{1}{\sin \frac{\gamma}{2}},$ | |
| <p>где f — приведенный коэффициент трения; μ — коэффициент трения каната с материалом канавки; β — угол подреза, рад; γ — угол клиновой канавки, рад</p> | | |

Т а б л и ц а 4. — Канавка U-образная с подрезом

| Для канавок с материалом без упрочнения | Для канавок с упрочнением |  |
|---|---------------------------|---|
| $f = \mu \frac{4 \left(\sin \frac{\rho}{2} - \sin \frac{\beta}{2} \right)}{\rho - \beta + \sin \rho - \sin \beta},$ <p>где ρ — угол зоны контакта, рад</p> | | |

Расчетное подтверждение соответствия методики определения параметров рабочих тяговых элементов. В качестве подтверждения соответствия вышеприведенной методики определения параметров лифтового каната, величины приведенного коэффициента трения и вычислений в adams было выполнено сопоставление результатов испытания ограничителя скорости и расчетного эксперимента в Adams. Испытания проводились с ограничителем скорости на испытательном стенде, на котором имитировалось срабатывание ограничителя при превышении номинальной скорости движения кабины лифта. В качестве тягового элемента в ограничителе используется шкив с v-образной канавкой 40° с упрочнением (см. таблицу 3).

Определение приведенного коэффициента трения проводилось путем итерационных вычислений в Adams с обеспечением валидации расчетной модели и натурного эксперимента. На рисунках 10, 11 приведены графики сопоставления усилий протягивания и скорости перемещения каната.

Как следует из приведенных графиков, процент расхождения по усилию протягивания составил до 4 % в установившемся движении и скорости перемещения каната до 2,1 %, что характеризует приемлемое соответствие полученных результатов. При этом величина приведенного коэффициента трения, используемая в настройках канатной системы в расчетном эксперименте, составила 0,44.

Исходя из параметров таблицы 3, величина коэффициента трения материалов: стали (канат) — чугун (шкив)

$$\mu = f \sin \frac{\gamma}{2} = 0,44 \sin \frac{40}{2} = 0,15.$$

Ориентировочное значение коэффициента трения [10] для пары скольжения «сталь—чугун» в условиях смазки составляет 0,05...0,15, что подтверждает соответствие расчетной модели реальным процессам.

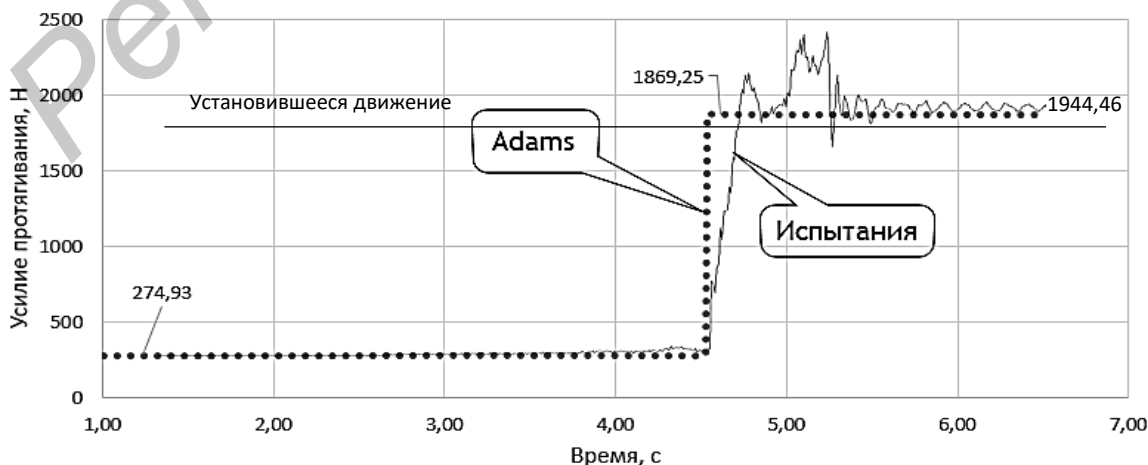


Рисунок 10. — Сопоставление результатов испытаний и расчетного эксперимента по усилию протягивания

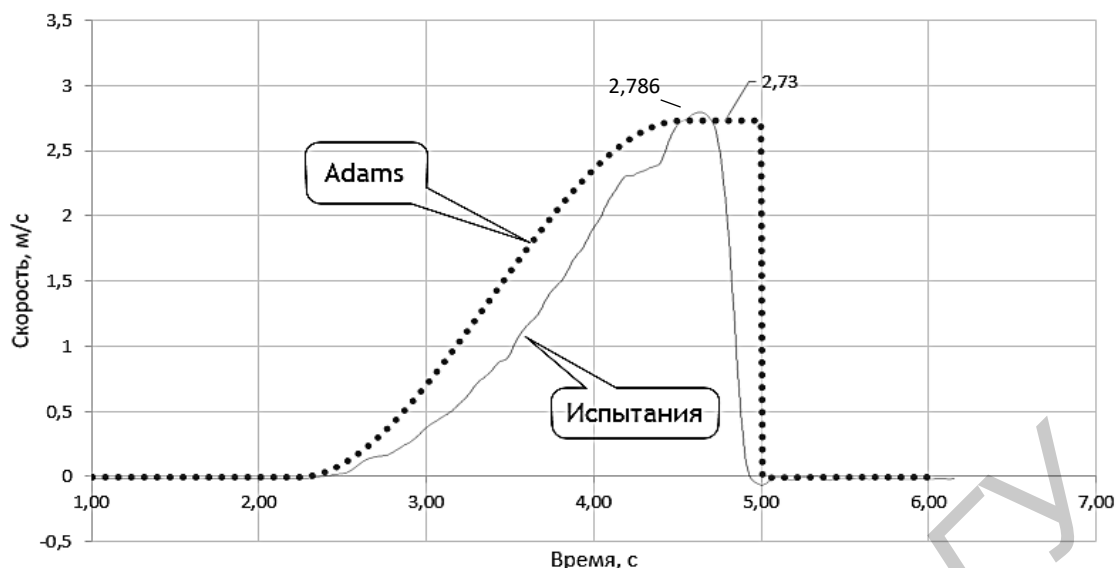


Рисунок 11. — Сопоставление результатов испытаний и расчетного эксперимента по скорости перемещения каната ограничителя скорости

Моделирование работы лифта в среде Adams с оценкой влияния на динамические процессы рассматривания рамы лебедки как гибкого тела. Используя сформированные исходные данные, в модуле Adams/View была создана расчетная модель лифта грузоподъемностью 400 кг. Высота подъема — 20 м. Масса кабины с грузом — 955 кг, противовеса — 755 кг. Моделировалась аварийная ситуация, при которой кабина проезжает верхнюю посадочную площадку на скорости 115 % от номинальной (1,15 м/с) с последующей посадкой противовеса на буфер. Кабина и противовес заданы жесткими телами, имеющими ограничения поступательного шарнира, и соединены канатом тросовой системы. Подвеска противовеса смоделирована набором пружинных элементов. Канатоведущий шкив и отводной блок являются частью тросовой системы и закреплены посредством вращательных шарниров на упругой раме. Рама лебедки опирается через упругие опорные элементы рамы лебедки, которые смоделированы математической гибкой связью. Система приводится в движение приложением угловой скорости, равной линейной скорости движения кабины 1,15 м/с. В момент касания противовесом буфера вращение КВШ переходит в свободное.

График изменения усилия в пружине подвески противовеса представлен на рисунке 12.

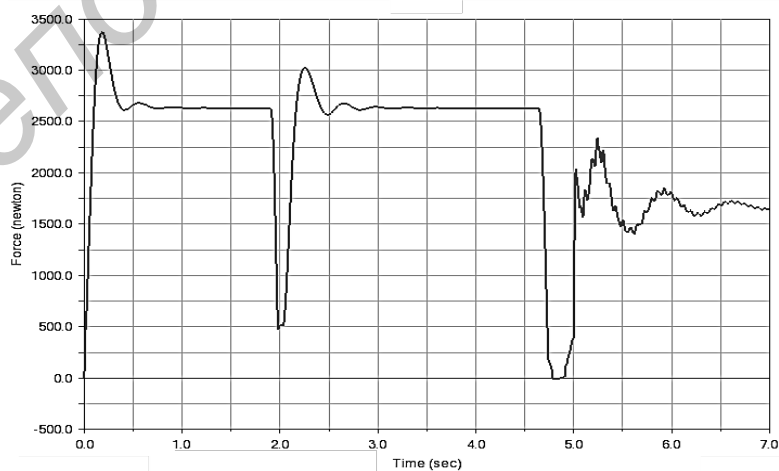


Рисунок 12. — График изменения усилия в пружине подвески противовеса

Оценка влияния податливости рамы лебедки проводилась путем сравнения величин перемещения кабины и КВШ в вертикальном направлении в процессе моделирования расчетного случая посадки противовеса на буфер (рисунок 13).

Графики перемещения кабины лифта с жесткой и упругой рамой демонстрируют различие в абсолютных значениях перемещения около 1,2 мм. Различия в перемещениях на уровне рамы лебедки не превышают 0,8 мм.

На рисунке 14 приведен результат проведения вычислений колебательного процесса.

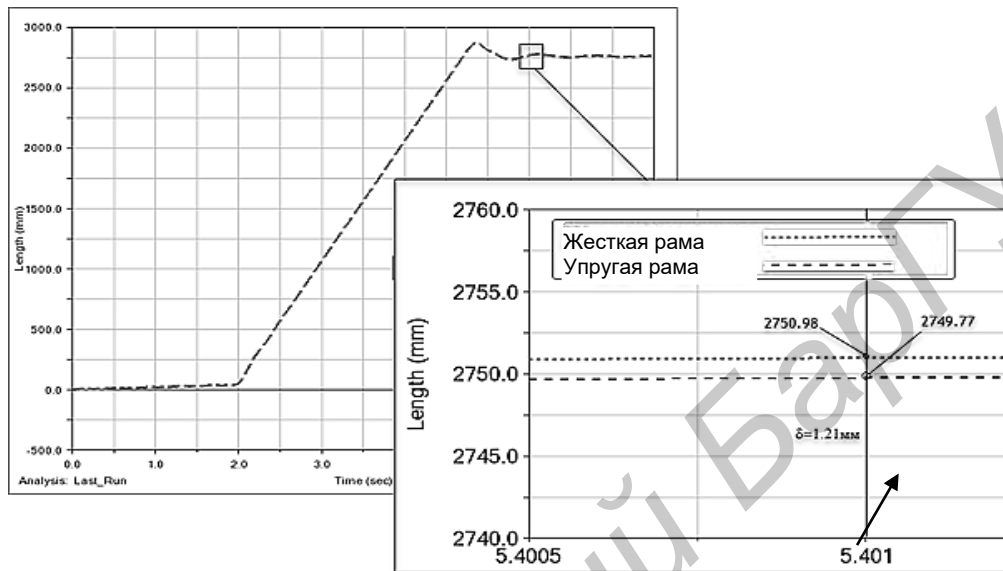


Рисунок 13. — Результаты проведенного расчета. График перемещения кабины лифта по вертикальной оси при посадке противовеса на буфер

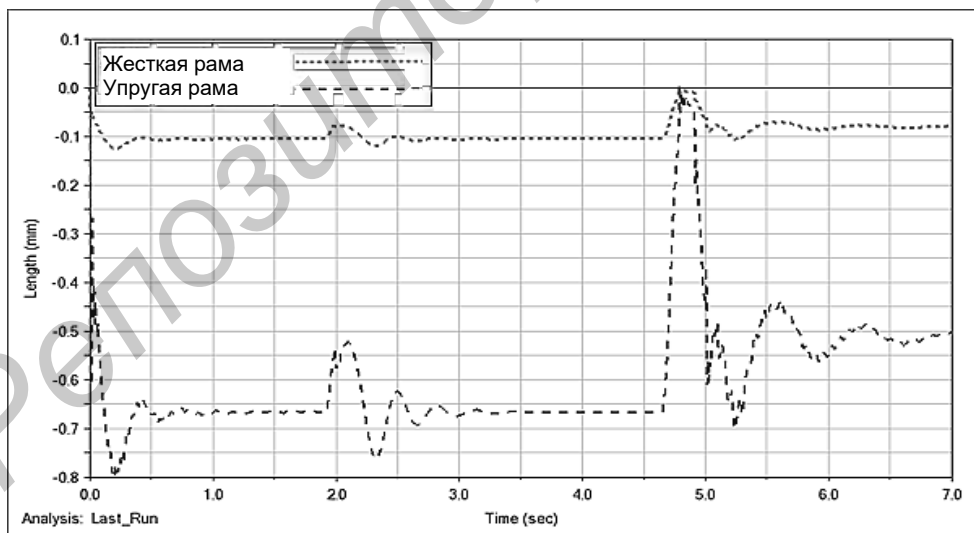


Рисунок 14. — Результаты проведенного анализа. Зависимость вертикального перемещения КВШ по вертикальной оси на раме лебедки при посадке противовеса на буфер

Заключение. В статье приведен подход к формированию математической модели лифта для анализа динамики его поведения с использованием экспериментального определения параметров для их задания в модели. Проанализировано влияние податливости рамы лебедки на возникающие перемещения КВШ, а также применимость аналитических формул определения приведенного коэффициента трения в паре «канат—канавка». Подход, описанный в статье, применим как для уже выпускаемых лифтов в целях их оптимизации, так и для новых на этапе их проектирования.

Список цитируемых источников

1. Руководство пользователя решателя Adams = Adams Solver User Guide Adams_2021.0.2. — URL: https://help-be.hexagonmi.com/bundle/Adams_2021.0.2_Adams_Solver_User_Guide/raw/resource/enus/Adams_-2021.0.2_Adams_Solver_User_Guide.pdf (date of access: 15.01.2026).
2. Лифты. Общие требования безопасности к устройству и установке. Лифты для транспортирования людей или людей и грузов = Lifts. General safety requirements for the construction and installation. Lifts for the transport of persons and persons and goods : ГОСТ 33984.1-2016 (EN 81-20:2014). — Взамен ГОСТ Р 53780-2010 ; введ. 22.11.2016. — М. : Стандартиформ, 2017. — 129 с.
3. Лифты. Термины и определения : ГОСТ 33605-2015 ; введ. впервые 10.12.2015. — М. : Стандартиформ, 2016. — 16 с.
4. Лифты. Правила и методы исследований (испытаний) и измерений при сертификации устройств безопасности лифтов. Правила отбора образцов : ГОСТ 33984.3-2017 (EN 81-50:2014) : введ. впервые 30.08.2017. — М. : Стандартиформ, 2017. — 40 с.
5. Лифты. Методы расчета основных несущих узлов лифта : ГОСТ 33984.4-2017 (EN 81-50:2014) : введ. впервые 01.11.2018. — М. : ФГУП «Стандартиформ», 2017. — 32 с.
6. Хацков, И. В. Модуль упругости каната закрытой конструкции / И. В. Хацков, Я. Ю. Молоканова // XXVI Региональная конференция молодых ученых и исследователей Волгоградской области : сб. материалов конф., Волгоград, 16—28 нояб. 2021 г. — Волгоград : Волгогр. гос. техн. ун-т, 2022. — С. 134—136. — EDN ORLDGJ.
7. Гуревич, Л. М. Об особенностях расчета модуля упругости свитых конструкций / Л. М. Гуревич, В. Ф. Даненко // Известия Волгоградского государственного технического университета. — 2018. — № 9 (219). — С. 92—96. — EDN VAQKRQ.
8. Хальфин, М. Н. Модули упругости стальных канатов различных конструкций / М. Н. Хальфин, А. А. Шиббаев // Инновации в науке — инновации в образовании : материалы по итогам Междунар. науч.-техн. конф. «Интерстроймех-2013», Новочеркасск, 1—3 окт. 2016 г. — Новочеркасск : Юж.-Рос. гос. политехн. ун-т (НПИ) им. М. И. Платова, 2013. — С. 45—46. — EDN VNYNQR.
9. Adams, V. Building Better Products with Finite Element Analysis / V. Adams, A. Askenazi. — Santa Fe, N. M. : OnWord Press, 1999.
10. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестковой. — Изд. 8-е, перераб. и доп. — Машиностроение, 2001. — Т. 1. — С. 75.

Поступила в редакцию 26.03.2026.