

УДК 692.66:62-83

DOI: 10.15276/pidtt.1.62.2020.03

Бойко А. А., Семенюк В. Ф., Соколов Я. А., Зубак В. В.

Одесский национальный политехнический университет

## ОСОБЕННОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЛИФТОВЫХ ЛЕБЕДОК ТРАДИЦИОННОЙ КОНСТРУКЦИИ

*Аннотация.* В статье рассматриваются вопросы повышения эффективности лифтовых лебедок традиционной конструкции, в состав которых входит червячный редуктор, двухскоростной асинхронный двигатель. Управление осуществляется нерегулируемой релейно-контакторной системой управления. Отмечается, что лифты с подобными лебедками минимально удовлетворяют условиям типовых оптимальных диаграмм движения. Подобные лебедки нашли широкое применение в жилых домах Украины, не смотря на их неэкономичность и неудовлетворительные динамические показатели. Рядом исследователей предлагается путь повышения их эффективности – замена систем управления на замкнутые регулируемые, без изменения конструкции самих лебедок. Формируется предположение, что это может привести к возникновению колебательных процессов, не возможности настройки систем управления и нарушению нормального функционирования лифтовых механизмов. Для подтверждения или опровержения этого, в статье выполняется анализ динамических свойств типового лифта с лебедкой традиционной конструкции. При анализе применяется структурная схема электромеханической лифтовой системы, где управляющим воздействием является момент двигателя лебедки, а возмущающим – моменты сопротивления масс лифтового подъемного механизма. Регулируемыми переменными являются скорости масс, в схеме учтена сила внутреннего вязкого трения и момент упругости. Проведенный анализ показывает, что влияние величины логарифмического декремента затухания, при его изменении, приводит к незначительному изменению величины резонансного пика. Наличие недемпфированного резонанса на частоте свободных колебаний свидетельствует о существенном влиянии электромеханической связи в системе. Показано, что лифтовая электромеханическая система с традиционной редукторной лебедкой имеет предрасположенность к возникновению колебательных явлений, что основывается на анализе значений коэффициента электромеханической связи и динамического коэффициента. При применении регулируемой системы управления, с учетом заданных

*критериев оптимального регулирования, существует необходимость увеличения демпфирующих свойств элементов подъемного механизма, что реализуемо только путем уменьшения жесткости механической характеристики двигателя лебедки. Необходимость замены двухскоростного асинхронного двигателя противоречит идее повышения эффективности традиционных лифтовых лебедок только за счет внедрения регулируемых систем управления без изменения конструктивной части лебедки.*

**Ключевые слова:** лебедка, подъемный механизм, лифт, система управления, анализ динамических свойств.

## 1. Постановка проблемы

Требуемым условиям типовых оптимальных диаграмм движения минимально удовлетворяют лифты с лебедками, в состав которых входит червячный редуктор, двухскоростной асинхронный двигатель (АД) и нерегулируемая релейно-контакторная система управления (СУ) [1]. В настоящее время, в нашей стране пассажирскими лифтами с подобными лебедками массово оборудованы большинство жилых многоэтажных домов, которые строились с начала 70-х до окончания 90-х годов прошлого века. Благодаря широкому применению, эти лебедки характеризуются в отечественной литературе как лебедки «традиционной конструкции» (рис. 1) [2].

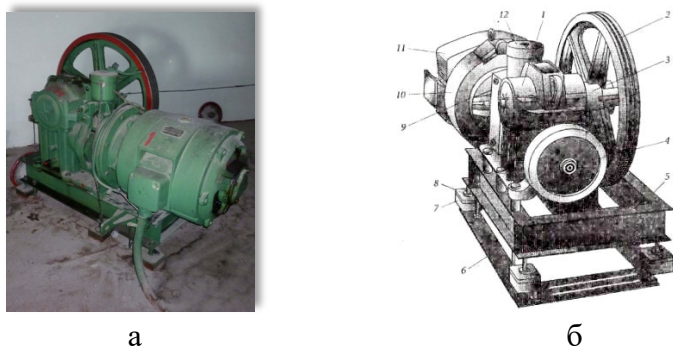


Рисунок 1 – Общий вид (а) и функциональная схема (б) редукторной лебедки традиционной конструкции

На рисунке показаны: 1 — червячный редуктор; 2 — канатоведущий шкив; 3 — колпак; 4 — штурвал; 5 — рама; 6 — подрамник; 7 — упругий амортизатор; 8 — чашка; 9 — муфта; 10 — клеммная коробка; 11 — двухскоростной асинхронный электродвигатель; 12 — колодочный тормоз.

При подобном конструктивном исполнении, наличие или отсутствие пассажиров влияют на общую массу подвижных частей лифтового подъемного механизма традиционной конструкции в пределах нескольких процентов, что, теоретически, способствует поддержанию значений ускорений. Ограничению рывков содействуют электромагнитная инерционность двигателя лебедки и механическая упругость канатной передачи.

На рис. 2 приведены экспериментальные осциллограммы параметров при перемещении кабины лифта на один этаж (высота 3,2 м) лебедкой с двухскоростным двигателем и нерегулируемой релейно-контакторной СУ.

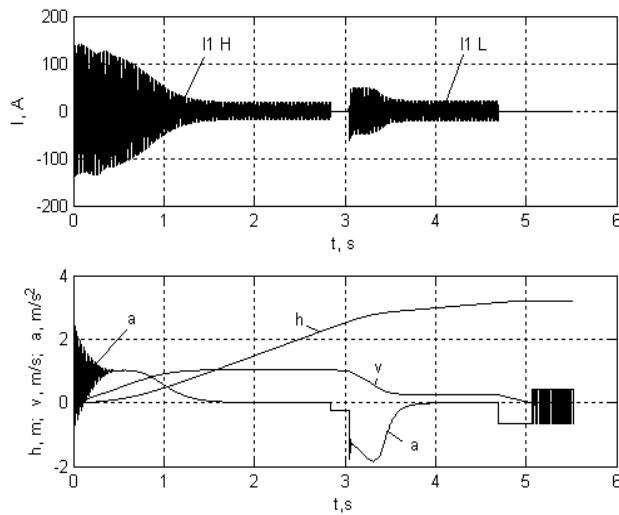


Рисунок 2 – Осциллограммы параметров при перемещении кабины лифта на один этаж лебедкой и нерегулируемой системой управления

На осциллограммах показаны фазные токи обмоток высокой (номинальной) ( $I_H$ ) и пониженной ( $I_L$ ) скорости двухскоростного АД лебедки; путь ( $h$ ), скорость ( $v$ ) и ускорение кабины ( $a$ ). Управление изменением режимов выполняется в функции перемещения. Переключение на обмотку пониженной скорости происходит за 1,2 метра до места необходимой остановки. К заданному этажу кабина лифта подходит на пониженной скорости, а окончательная остановка происходит после отключения двигателя лебедки за 0,1 - 0,15 метра от уровня этажа путем наложения механического тормоза [3]. Благодаря прямому неуправляемому пуску двигателя лебедки, ускорения имеют колебательный характер (колебание электромагнитного момента при прямом пуске является характерной особенностью всех асинхронных двигателей), а их амплитуда может превышать допустимую [2,3].

## **2. Анализ публикаций по теме исследований**

В большинстве исследованиях, авторы обосновывают, что подобные структуры и параметры лифтовых лебедок являются неэкономичными, по критериям потребления энергии и потерь энергии в их элементах [4]. Производительность таких лифтов также небольшая, поскольку, кроме небольшой номинальной скорости, время тратится на операцию точной остановки перед заданным этажом. Имеют место значительные рывки из-за резкого изменения момента при включении и переключениях, а также при механическом торможении, что снижает комфортность поездки пассажиров [4]. Возможности технического развития традиционных лифтовых лебедок ограничены, однако массовость применения определяет актуальность поиска способов улучшения их показателей [5].

Одним из путей повышения эффективности лебедок традиционной конструкции, предлагаемый рядом исследователей, является применение замкнутых регулируемых СУ, но без изменений конструктива самих лифтовых лебедок [1,6,7]. Замкнутые системы управления предоставляют широкие возможности точного воспроизведения заданной траектории движения кабины лифта и точной остановки, благодаря использованию датчиков и регуляторов координат: момента, скорости, перемещения. При этом основные технические требования к лифтовым системам управления не изменяются [8, 9].

Известно, что жесткость рабочего участка механической характеристики двухскоростного асинхронного двигателя, большая суммарная инерционность червячного редуктора и ротора двигателя, естественным образом содействуют ограничению динамических параметров лифтового электропривода традиционной конструкции с разомкнутой СУ [3]. В то же время, для реализации требуемой диаграммы движения лифта необходимо применять замкнутые системы управления, обладающие, достаточно высоким быстродействием и хорошими регулировочными свойствами [9]. Эти, обстоятельства определяют противоречия, которые могут привести к невозможности настройки СУ лифтовых лебедок, возникновению колебательных процессов и нарушению нормального функционирования лифтовых механизмов.

**3. Цель и задача исследования** – анализ динамических свойств лифтового подъемного механизма традиционной конструкции и формирование выводов, необходимых для синтеза замкнутых регулируемых систем управления.

## **4. Изложение основного материала**

В качестве объекта исследования принят типовый пассажирский лифт с лебедкой традиционной конструкции, расположенный в

учебном корпусе Одесского национального политехнического университета (рис. 1, табл. 1.)

Таблица 1 - Технические данные пассажирского лифта

Параметр	Ед. измерения	Значение
Тип лифта	пассажирский	
Номинальная скорость кабины	м/с	1
Номинальное ускорение	м/с <sup>2</sup>	1
Грузоподъемность (масса груза)	кг	500
Масса кабины	кг	1250
Маса противовеса	кг	1500
Высота первого этажа	м	3,9
Высота 1-9 этажей	м	3,2
Высота подъема по паспорту	м	27,3
Дополнительное сопротивление движению кабины	Н	344
Статические испытания в течении 10 мин	кг	1000 (1150)*
Динамические испытания с грузом	кг	550
Диаметр канатоведущего шкива	м	0,93
Момент инерции канатоведущего шкива	кг·м <sup>2</sup>	4,6
Тип редуктора	Червячный глобоидный лифтовый РГЛ-180-47	
Тип двигателя	Двухскоростной асинхронный АСС 92-6/24	

Обобщенная расчетная схема исходной многомассовой системы исследуемого лифтового подъемного механизма представлена на рис. 3.

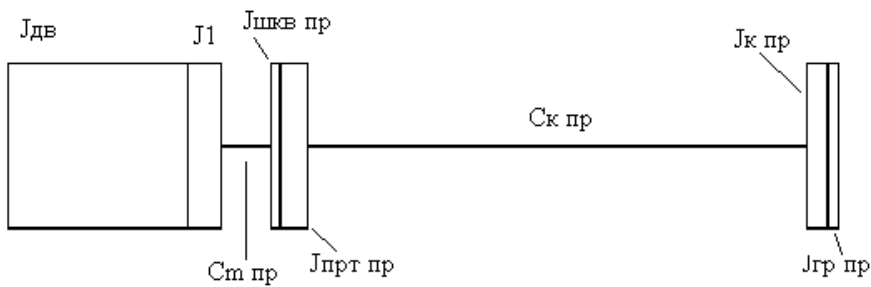


Рисунок 3 – Многомассовая расчетная схема лифтового подъемного механизма

Для дальнейшего анализа следует осуществить переход к трёхмассовой расчётной схеме. Для этого используются выражения [10]

- моментов инерций

$$J_{пр.1} = J_{д} + J_1, \tag{1}$$

$$J_{\text{ПР.2}} = J_{\text{КВШ.ПР}} + J_{\text{ПРТ.ПР}}, \quad (2)$$

$$J_{\text{ПР.3}} = J_{\text{К.ПР}} + J_{\text{ГР.ПР}}. \quad (3)$$

- коэффициенты жесткости упругих звеньев

$$C_{12} = C_{\text{М.ПР}}; C_{23} = C_{\text{К.ПР}}. \quad (4)$$

Далее возможен переход к трехмассовой, а далее к двухмассовой расчетной схеме (рис. 4 а, б).

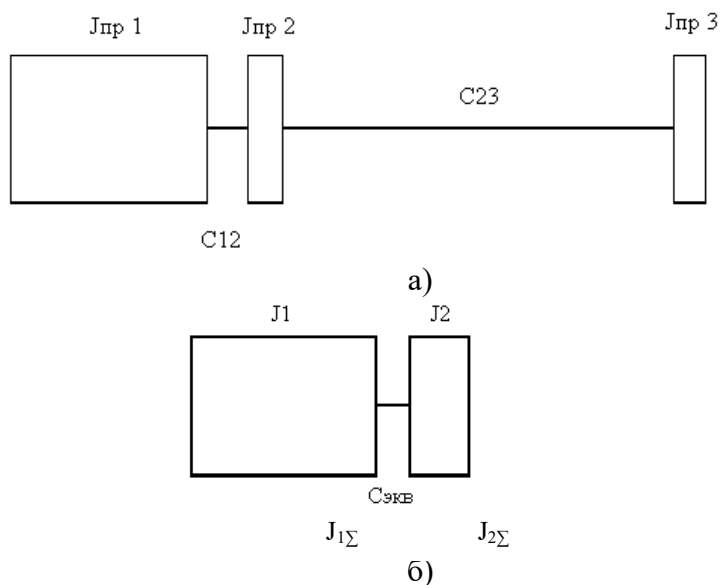


Рисунок 4 – Эквивалентные а- трехмассовая и б - двухмассовая расчетные схемы лифтового подъемного механизма

На основании выражений

- моментов инерций

$$J_{12} = J_{\text{ПР.2}} \frac{C_{12}}{C_{12} + C_{23}}; J_{23} = J_{\text{ПР.2}} \frac{C_{23}}{C_{12} + C_{23}}, \quad (5)$$

$$J_{1\Sigma} = J_{\text{ПР.1}} + J_{12}, J_{2\Sigma} = J_{\text{ПР.3}} + J_{23}, \quad (6)$$

$$J_{\Sigma} = J_{1\Sigma} + J_{2\Sigma}. \quad (7)$$

- коэффициента жесткости упругого звена

$$C_{\text{ЭКВ}} = \frac{C_{12} C_{23}}{C_{12} + C_{23}}. \quad (8)$$

Известная система уравнений, описывающая движение двухмассовой механической системы с упругой связью, имеет вид

$$\left. \begin{aligned} M - M_{c1} - M_{12} &= J_{1\Sigma} \frac{d\omega}{dt}, \\ M_{12} - M_{c2} &= J_{2\Sigma} \frac{d\omega}{dt}, \\ M_{12} &= \left(\frac{c_{\text{эКВ}}}{p} + b_{12}\right)(\omega_1 - \omega_2), \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где  $b_{12}$  - коэффициент внутреннего вязкого трения, кг/с;  $C_{\text{эКВ}}$  – коэффициенты жесткости упругого звена двухмассовой эквивалентной системы, Н/м.

Структурная схема двухмассовой системы с упругой связью, соответствующая приведенной системе уравнений показана на рис 5

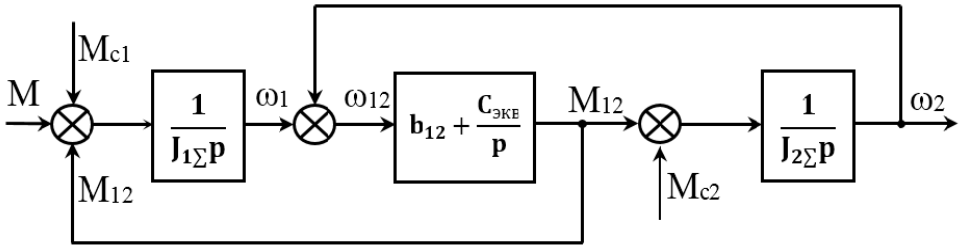


Рисунок 5 - Расчетная структурная двухмассовая схема подъемного механизма лифта

Управляющим воздействием здесь является момент двигателя лебедки  $M$ , а возмущающим – моменты сопротивления масс лифтового подъемного механизма  $M_{c1}$  и  $M_{c2}$ . Регулируемыми переменными являются скорости двух масс  $\omega_1$  и  $\omega_2$ .  $M_{12}$  - момент упругой связи. В приведенной схеме учтена сила внутреннего вязкого трения [11].

Момент сопротивления, приложенный ко второй массе механической системы, определяется

$$M_{c2} = \frac{(1 - a_y)G_{\Gamma}D_{\text{КШ}}}{2\eta ip}, \quad (10)$$

где  $a_y$  – коэффициент неуравновешенности (0,35 -0,4), о.е.

Допускается, что момент сопротивления, приложенный к первой массе, не превышает 5% момента сопротивления, приложенного ко второй массе.

Частота свободных колебаний определяется [12]

$$\Omega_{12} = \sqrt{\frac{C_{\text{эКВ}} J_{\Sigma}}{J_{1\Sigma} J_{2\Sigma}}}. \quad (11)$$

На основании структурной схемы (рис. 5) определяется передаточная функция по управляющему воздействию (момента двигателя М (р))

$$H_{\omega_2}(p) = \frac{b_{12} + \Omega_{12}^2 \frac{J_{1\Sigma} J_{2\Sigma}}{(J_{1\Sigma} + J_{2\Sigma})p}}{J_{1\Sigma} J_{2\Sigma} (p^2 + \Omega_{12}^2) + pb_{12}(J_{1\Sigma} + J_{2\Sigma})}. \quad (12)$$

Коэффициент внутреннего вязкого трения

$$b_{12} = \frac{2K_3 C_{\text{эКВ}}}{\Omega_{12}^2}, \quad (13)$$

где  $K_3$  - коэффициент затухания, который, в свою очередь, определяется

$$K_3 = \frac{\lambda \Omega_{12}}{2\pi}, \quad (14)$$

где  $\lambda$  – логарифмический декремент затухания (0,1 - 0,3), о.е.

Осуществляя переход от операторной к частотной форме и преобразовав (12) к виду, удобному для построения амплитудно- и фазочастотной характеристики, определяется выражение

$$H(p) = \frac{0,012p + 0,422}{(0,0132p^2 + 0,00249p + 0,112)p}. \quad (15)$$

На рис. 6 на примере амплитудно-частотной характеристики электропривода проиллюстрировано влияние коэффициента демпфирования  $\xi$  на величину резонансного пика. Очевидно, что максимальный пик характеристик соответствует минимальному значению коэффициента. Таким образом эквивалентная система с линейной механической характеристикой, вследствие электромагнитной инерции, представляет собой, при жестких механических связях, колебательное звено, показатели колебательности которого, логарифмический декремент затухания  $\lambda$  и коэффициент демпфирования  $\xi$ , зависят только от соотношения механической и электромагнитной постоянных времени  $T_M / T_{\text{Э}}$ . В то время, как быстродействие системы определяется самими постоянными времени  $T_{\text{Э}}$  и  $T_M$ , соответственно. При работе на естественной механической характеристике значение электромагнитной постоянной времени  $T_{\text{Э}}$  находится в пределах  $T_{\text{Э}} = 0,05 - 0,1\text{с}$ .



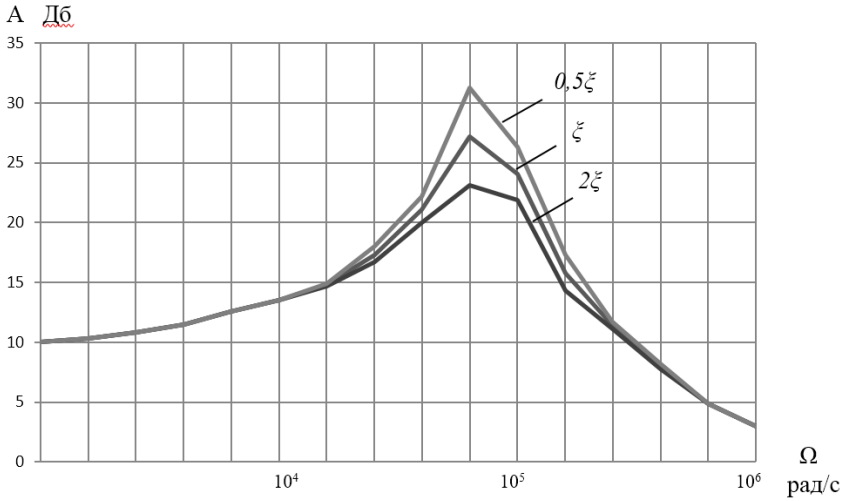


Рисунок 6 – Амплитудно-частотная характеристика для  $\omega_2(t)$  по  $M(p)$

Выражения, связывающие указанные постоянные времени и коэффициент демпфирования механической системы, имеют вид [11]

$$T = \sqrt{T_3 T_M}; \quad 2\zeta T = T_M; \quad \zeta = \frac{T_M}{2T} = \frac{\sqrt{m}}{2}. \quad (16)$$

Анализ влияния величины логарифмического декремента затухания на величину резонансного пика, при его изменении в пределах (0,1 - 0,3), показывает, что изменение величины резонансного пика, находится в пределах 5-8%.

Рис. 7 позволяет проиллюстрировать влияние моментов инерции масс лифтового подъемного механизма пассажирского лифта на величину резонансного пика. На рис. 7 сплошной линией показана логарифмическая амплитудно-частотная характеристика эквивалентной механической системы при логарифмическом декремента затухания 0,2 и номинальных моментах инерции масс. Штриховой линией показана логарифмическая амплитудно-частотная характеристика (ЛАЧХ) системы при увеличении момента инерции первой массы на 50%, момент инерции второй массы при этом не изменяется. Это приводит к снижению ЛАЧХ относительно оси и уменьшению резонансного пика. Пунктирной линией показана ЛАЧХ системы при увеличении момента инерции второй массы на 50%, момент инерции первой массы не изменяется. ЛАЧХ возрастает относительно оси, а резонансный пик увеличивается. Характер изменения скоростей двух масс  $\omega_1(t)$ ,  $\omega_2(t)$  и момента упругой деформации  $M_{12}(t)$  во времени при наличии диссипативных сил, определяется по выражениям

$$\omega_1(t) = \varepsilon_{cp} t + \left( \frac{J_2 \sum \varepsilon_{cp}}{J_1 \sum \Omega_p} \right) e^{(-K_3 t)} \sin(\Omega_p t), \quad (17)$$

$$\omega_2(t) = \varepsilon_{cp} t - \left( \frac{\varepsilon_{cp}}{\Omega_p} \right) e^{(-K_3 t)} \sin(\Omega_p t), \quad (18)$$

$$M_{12}(t) = M_{c2} + J_2 \sum \varepsilon_{cp} \cdot e^{(-K_3 t)} [1 - \cos(\Omega_p t)], \quad (19)$$

где  $\Omega_p = \sqrt{\Omega_{12}^2 - K_3^2}$  - резонансная частота эквивалентной двухмассовой системы, Гц.

Среднее ускорение [9]

$$\varepsilon_{cp} = \frac{M_{дин}}{J_{\Sigma}}, \quad (20)$$

где  $M_{дин} = M - M_{c1} - M_{c2}$  - динамический момент, Нм

тогда, выражения (17) – (19), для частного случая, могут быть записаны в виде

$$\begin{aligned} \omega_1(t) &= 211,26t + \left( \frac{0,0497 \cdot 211,26}{0,229 \cdot 3,05} \right) e^{-0,097t} \sin(3,05t) = \\ &= 211,26t + 15,03 \cdot e^{-0,097t} \cdot \sin(3,05t), \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \omega_2(t) &= 211,26t - \left( \frac{211,26}{3,05} \right) e^{-0,097t} \sin(3,05t) = \\ &= 211,26t - 69,26 \cdot e^{-0,097t} \cdot \sin(3,05t), \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} M_{12}(t) &= 29,15 + 0,0497 \cdot 211,26 e^{-0,097t} [1 - \cos(3,05t)] = \\ &= 29,15 + 29,2 \cdot e^{-0,097t} [1 - \cos(3,05t)]. \end{aligned} \quad (23)$$

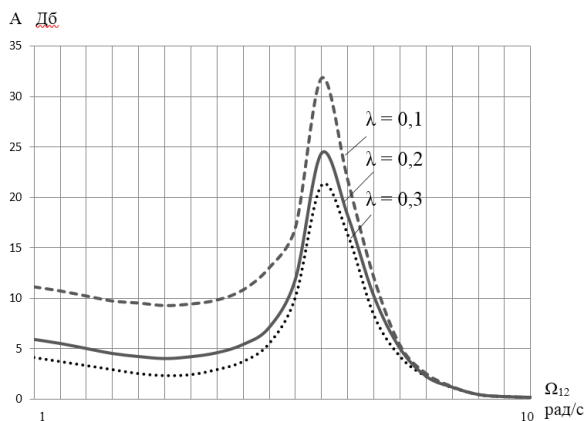


Рисунок 7 – ЛАЧХ эквивалентной механической системы, иллюстрирующая влияние моментов инерции на величину резонансного пика

На рис. 8 сплошной линией показаны колебания момента упругого звена  $M_{12}$ , с учетом равенства логарифмического декремента затухания 0,2. Пунктирной линией показаны колебания момента при увеличении логарифмического декремента затухания до 0,3.

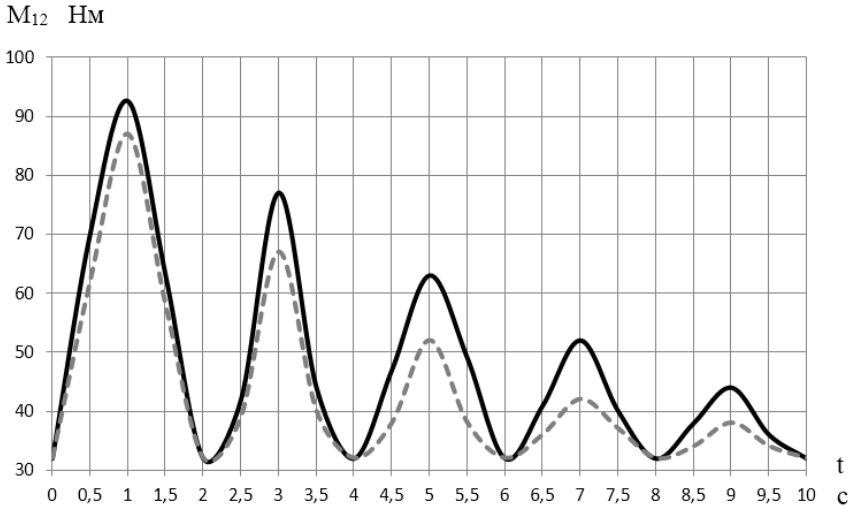


Рисунок 8 – Графики изменения моментов упругой деформации

Важным показателем, который характеризует условия работы и качества лифтового подъемного механизма, является динамический коэффициент, который может быть определен по выражению

$$K_{\text{д}} = \frac{M_{C2} + 2J_{2\Sigma} \varepsilon_{\text{сп}} \cdot e^{\left(\frac{-\lambda}{2}\right)}}{M_{C2} + J_{2\Sigma} \varepsilon_{\text{сп}}}. \quad (24)$$

Из равенства динамического коэффициента  $K_{\text{д}} \approx 1,8$ , следует, что упругие колебания увеличивают рабочие нагрузки передачи, кинетическая энергия, при этом, переходит в энергию упругих деформаций, не вызывая дополнительные динамические нагрузки. Помимо прямых критериев оценки демпфирующих способностей лифтовой системы существуют косвенные критерии, в частности критерий, основанный на оценке отвода энергии колебаний за один цикл в электрическую систему, где энергия поглощается имеющимися диссипативными элементами (активными сопротивлениями) [12]. Наличие недемпфированного резонанса на частоте  $\Omega_{12}$  свидетельствует о влиянии электромеханической связи, которая характеризуется коэффициентом

$$K_{\text{ЭС}} = \frac{1}{T_{M1} \Omega_p \sqrt{1 + T_3^2 \Omega_{12}^2}}. \quad (25)$$

Механическая постоянная времени эквивалентной двухмассовой лифтовой системы

$$T_{M1} = \frac{J_1}{\beta}, \quad (26)$$

где  $\beta = \frac{\Delta M}{\Delta \omega}$  - жёсткость механической характеристики двигателя лебедки на рабочем участке, рад/Нм·с.

Анализ значения коэффициента электромеханической связи, который в частном случае  $K_{эс} = 6,12$ , подтверждает предположении о недостаточных демпфирующих свойствах лифтовой электромеханической системы, прежде всего, вследствие высокой жесткости рабочего участка механической характеристики существующего двухскоростного асинхронного двигателя лебедки. Это условие свидетельствует о необходимости повышения демпфирующей способности :

- увеличением суммарной инерционности подъемного механизма. Так, для уменьшения влияния загрузки кабины на динамический процесс и точность остановки может быть реализовано решение, основанное на выборе параметров элементов лебедок с запасом. Избыточный вращающий момент компенсируется при этом введением дополнительных маховых колес. Такое решение, отличается простотой реализации, однако сопряжено со значительными потерями энергии, необходимой для разгона дополнительных маховых масс и вряд ли может быть рекомендовано;

- за счет уменьшения жесткости механической характеристики – путем замены двухскоростного приводного двигателя лебедки – т.е., путем изменения конструкции лебедки.

## Выводы

1. Применение замкнутых систем управления позволяют увеличить эффективность лифтовых подъемных лебедок традиционной конструкции - сократить эквивалентное время движения кабины, повысить точность остановки лифта, повысить плавность пуско-тормозных режимов, уменьшить колебательность.

2. Уменьшение момента инерции первой массы эквивалентной лифтовой механической системы на 50%, и постоянстве момента инерции второй массы, приводит к снижению логарифмической амплитудо-частотной характеристики относительно оси ординат и благоприятному уменьшению величины резонансного пика на 15 - 30%.

3. Влияние величины логарифмического декремента затухания, при его изменении в пределах (0,1 - 0,3), приводит к незначительному изменению величины резонансного пика в пределах 5-8%.

4. Традиционный редукторный лифтовой подъемный механизм имеет предрасположенность к возникновению колебательных явлений, что основывается на анализе значений коэффициента электромеханической связи и динамического коэффициента. При применении регулируемой системы управления, с учетом заданных критериев оптимального регулирования, существует необходимость увеличения демпфирующих свойств элементов подъемного механизма.

5. Увеличение демпфирующих свойств лифтового подъемного механизма, на практике, реализуемо путем уменьшения жесткости механической характеристики двигателя лебедки. Замена двухскоростного асинхронного двигателя противоречит идее повышения эффективности традиционных лифтовых лебедок только за счет внедрения регулируемых систем управления без изменения конструктива самой лебедки.

### Список использованной литературы

1. Андриющенко, О. А., Булгар В. В., Семенюк В. Ф. Пассажирский лифт как электромеханическая система. Перспективы и проблемы совершенствования энергетических показателей / О.А. Андриющенко, В.В. Булгар, Семенюк В.Ф. Подъемные сооружения. Специальная техника. 2010. Вип 2. С. 23–28.

2. Андриющенко, О. А. Повышение технического уровня пассажирских лифтов Украины, эволюция или революция? / О. А. Андриющенко, А. О. Бойко // Економіст. 2011. Вип 8. С. 75 — 79.

3. Бойко, А.А. Анализ энергетических показателей традиционного редукторного подъемного механизма пассажирского лифта с двухскоростным асинхронным двигателем. Электронный журнал «Проблемы региональной энергетики» Института энергетики АН республики Молдова. 2014. Вып. №1 (24). С. 21 — 30.

4. Сорокина, М. Н. Сравнительный анализ конкурентоспособности лифтового оборудования как первый шаг к совершенствованию механизма управления конкурентоспособностью предприятия / М.Н. Сорокина, Л.Б. Самойлова // Молодой ученый. 2014. Вип 19. С. 85–88

5. Haojun, Qin. Elevator Drive Control system based on single Chip Microcomputer // 8th International Conference on Mechatronics, Computer and Education Informationization (MCEI 2018). 2018. pp. 347-354

6. Антоневиц, А. И. Анализ современных конструкций лифтов и тенденций их развития / А.И. Антоневиц // Труды Белорусского национального технического университета. 2010. № 5. С. 18–21.

7. Gaiceanu, M. Improvements on the electric drive elevator prototype. Part I Technical aspects / M. Gaiceanu, S. Epure. // The Scientific Bulletin of Electrical Engineering Faculty. 2018. Vol 18. pp. 44-48.

8. Анучин А.С. Системы управления электроприводов / А.С. Анучин. // М: Издательский дом МЭИ, 2015. — 373 с

9. Бойко, А. А. Синтез и анализ диаграмм движения лифтовых подъемных механизмов / А. А. Бойко // Інформаційні технології в освіті, науці та виробництві. Збірник наукових праць. Одеса : Бахва. 2013. Вип. 4 (5). С. 83 — 91.

10. Овчинникова, Ю. С. Исследование влияния параметров виброизоляции и динамического гасителя на амплитуду колебаний лебедки лифта методом компьютерного моделирования / Ю. С. Овчинникова // Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы. 2010. С. 77-78.

11. Бабаков, И. М. Теория колебаний / И. М. Бабаков. — М.: Наука, 1998. — 559 с.

12. Каминская, Д. А. Демпфирование приводом стационарных колебаний скорости механизма / Д. А. Каминская // Горный журнал. 1982. № 11. С. 119 — 123.

## FEATURES TO INCREASE EFFICIENCY ELEVATOR WINCHES OF A TRADITIONAL CONSTRUCTION

Boyko A. A., Semeniuk V. F., Sokolov Y. A., Zubak V. V.  
*Odessa National Polytechnic University*

**Abstract.** The article discusses the issues of increasing the efficiency of elevator winches of a traditional construction, which include a worm gear, a two-speed asynchronous motor. The control is carried out by an unregulated relay contactor control system. It is noted that elevators with similar winches minimally satisfy the conditions of typical optimal movement diagrams. Similar winches are widely used in residential buildings in Ukraine, despite their inefficiency and unsatisfactory dynamic indicators. A number of researchers propose a way to increase their efficiency - replacing control systems with closed, adjustable ones without changing the construction of the elevator winches. It is assumed that this can lead to the occurrence of oscillatory processes the inability to configure control systems and the disruption of the normal functioning of elevator mechanisms. To confirm or refute this, the article analyzes the dynamic properties of a typical elevator with a winch of a traditional construction. In the analysis, the block diagram of the electromechanical elevator system is used, where the control moment is the winch engine moment, and the disturbing moment is the mass resistance moments of the elevator lifting mechanism. Adjustable variables are speeds of mass, the scheme include the force of internal viscous friction and the moment of elasticity. The analysis

---

shows that the influence of the magnitude of the logarithmic attenuation decrement, when it changes, leads to a slight change in the magnitude of the resonant peak. The presence of an undamped resonance at the frequency of free oscillations indicates a significant effect of electromechanical communication in the system. It is shown that an elevator electromechanical system with a traditional gear winch is predisposed to the occurrence of oscillatory phenomena, which is based on an analysis of the values of the electromechanical coupling coefficient and dynamic coefficient. When applying an adjustable control system, taking into account the specified criteria for optimal regulation, there is a need to increase the damping properties of the elements of the lifting mechanism, which is only possible by reducing the rigidity of the mechanical characteristics of the winch motor. The need to replace a two-speed asynchronous motor contradicts the idea of increasing the efficiency of traditional elevator winches only by introducing adjustable control systems without changing the structural part of the winch.

**Key words:** winch, lifting mechanism, elevator, control system, analysis of dynamic properties.