

23.07.67.

10. А.с. 183174 СССР, МПК В 21 f 21/00. Способ изготовления нетканого материала МР из металлической проволочки / А.М. Соيفер, В.Н. Бузицкий, В.А. Першин. – Заявл. 27.07.60; опубл. 17.06.66.

11. А.с. 248622 СССР, МПК В 21f 21/00. Способ изготовления нетканого материала МР / Э.Н. Кузьмин. – Заявл. 14.11.67; опубл. 24.12.69.

12. Кузьмин Э.Н. Обеспечение виброударостойкости оборудования и аппаратуры : монография. – Снежинск: РФЯЦ – ВНИИТФ, 2003. – 320 с.

13. Борисов В.А., Паровой Ф.В. Исследование термической деформации упругих элементов из материалов МР // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных

аппаратов : сб. научн. тр. – Куйбышев: КуАИ, 1965. – С. 259-266.

14. Атаманов А.А., Никонова О.М. Повышение диссипативных свойств виброизолирующих устройств с упругими элементами из металлорезины (МР) путем пропитки их липко-вязким полимерным составом // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов : сб. научн. тр. – Куйбышев: КуАИ, 1966. – Вып. 3. – С. 3-7.

15. Жижкин А.М., Лазуткин Г.В., Давыдов Д.П., Волкова Т.В. Расчет фильтрующих элементов из проволочного материала МР // Вестник машиностроения. – 2016. – №3. – С. 44-48.

16. А.с. 633789 СССР, МПК В 66с 9/08. Крановое колесо / Б.Н. Кивенсон. – Заявл. 27.06.77; опубл. 28.11.78.

17. А.с. 779847 СССР, МПК G 01 М 17/00. Стенд для исследования взаимодействия колеса и рельса / В.А. Ромащенко. – Заявл. 96. 12. 78; опубл. 15.11.80.

18. А.с. 473080 СССР, МПК G 01 М17/ 00. Стенд для исследования взаимодействия колеса и рельса / А.А. Камаев, А.Н. Николаев, И.И. Межуем и др. – Заявл. 24. 04. 73; опубл. 05.06.75.

19. Голошейкин В.А. Исследование боковых поперечных сил в ходовой части четырехколесного мостового крана с горизонтальными направляющими роликами : дис. канд. техн. наук. – Свердловск, 1981. – 318 с.

*Б.Н. Абрамов.*

*E-mail: boris.abramov@outlook.com*



УДК 621.873

## ПАРАМЕТРЫ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ЭЛЕКТРОТАЛИ БОЛЬШОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

**Игорь Вадимович ЛЕСКОВЕЦ**, канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой,

**Вадим Иванович СЕМЧЕН**, старший преподаватель,

**Анатолий Евгеньевич НАУМЕНКО**, канд. техн. наук, доцент

Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования  
Белорусско-российский университет, г. Могилев, Республика Беларусь

Одним из направлений развития современного краностроения является снижение массы механизма подъема. Проанализировано влияние кратности полиспаста на эту массу, как сумму масс блоков, каната и барабана. Расчетным путем установлено, что изменение кратности полиспаста от двух до 10 может снизить массу механизма подъема до 20%. Для обоснованного выбора кратности полиспаста, позволяющего минимизировать массу механизма подъема, необходимо производить предварительный проектировочный расчет по разработанной методике.

**Ключевые слова:** грузоподъемный кран, механизм подъема, кратность полиспаста.

Одной из тенденций современного краностроения является производство средних и тяжелых кранов мостового типа с электроталью в качестве механизма подъема, что позволяет произ-

водителю сократить номенклатуру грузоподъемных механизмов и снизить стоимость производства. Важным является установление параметров, позволяющих снизить массу металло-

конструкции электротали [1]. Согласно исследованиям авторов, для электроталей с грузоподъемностью до 5 т и высотой подъема груза до 20 м оптимальной является кратность полиспаста равная двум при использовании механизма подъема с одноканатной навивкой. При большей грузоподъемности рекомендуется использовать механизмы с двухканатной навивкой. Распространенная методика расчета параметров механизма подъема [2] позволяет выбрать параметры каната, блоков, барабана, редуктора и двигателя, но не определяет такие, при которых механизм будет обладать наименьшей массой. Авторами установлено, что масса двигателя и редуктора механизма подъема зависит от мощности, затрачиваемой на подъем и опускание груза т.е. от массы груза и скорости подъема. Перспективным является исследование возможности уменьшения массы блоков, канатов и бара-



бана при обеспечении надежной работы в эксплуатации.

Целью данного исследования является установление массы механизма подъема электротали и выявление параметров, позволяющих её минимизировать. Исходными данными для расчета приняты: высота подъема груза  $H = 20$  м, грузоподъемность  $Q = 5...55$  т, барабан с двухканатной навивкой, длина ненарезанной части  $L_n = 50$  мм, группа режима работы механизма подъема 6, рассматриваемые варианты кратности полиспаста  $k_n = 2...10$ , допускаемые напряжения материала барабана  $\sigma_\delta = 100$  МПа, масса грузовой подвески составляет 5% от массы груза.

В соответствии с методикой [3] выбираем диаметры канатов для всех грузоподъемностей. Масса блоков определяется как функция грузоподъемности и кратности полиспаста. После преобразования уравнений для выбора диаметров канатов и диаметров блоков получим уравнение для вычисления массы блоков

$$m_{бл}(Q, \kappa_n) = 6\pi(d_k(Q, \kappa_n))^2 \cdot K_\delta^2 \rho \cdot n_\delta(\kappa_n), \quad (1)$$

где  $d_k$  – диаметр каната,  $K_\delta$  – коэффициент для выбора диаметра блока, который определяется в соответствии с группой режима работы механизма на основании [3],  $\rho$  – плотность стали,  $n_\delta$  – количество блоков в зависимости от кратности полиспаста  $k_n$ .

На рис. 1 представлены зависимости изменения массы блоков для грузоподъемностей от 5 до 55 т, обозначенных цифрами, при различных кратностях полиспаста. На этом и всех последующих рисунках цифры обозначают массы грузов: 1 – 5 т, 2 – 10 т, 3 – 15 т, 4 – 20 т, 5 – 25 т, 6 – 30 т, 7 – 35 т, 8 – 40 т, 9 – 45 т, 10 – 50 т, 11 – 55 т. Видно, что кратность

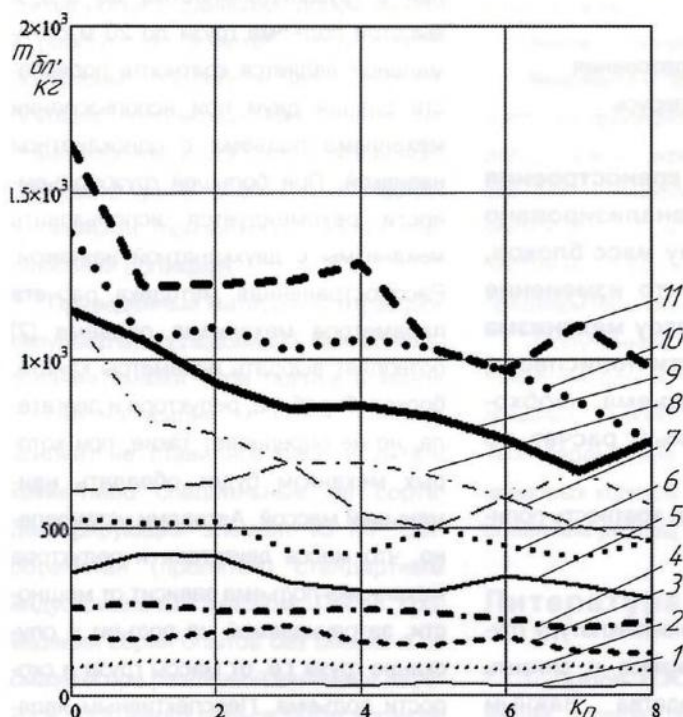


Рис. 1. Масса блоков для разных грузоподъемностей в зависимости от кратности полиспаста

полиспаста оказывает неоднозначное влияние на массу блоков. При различных грузоподъемностях она изменяется по-разному. На кривых существуют локальные минимумы и максимумы. Невозможно сделать однозначный вывод о рекомендуемой кратности полиспаста для минимизации массы.

Существенное влияние на массу механизма подъема оказывает масса барабана, которая определяется с использованием коэффициентов диаметра барабана [3]. Представим зависимость для определения массы барабана в функции грузоподъемности и кратности полиспаста.

$$m_{бп}(Q, \kappa_n) = \rho \cdot \pi \left( [D_\delta(Q, \kappa_n)]^2 - [D_\delta(Q, \kappa_n) - S_\delta(Q, \kappa_n)]^2 \right) L_\delta(Q, \kappa_n), \quad (2)$$

где  $D_\delta(Q, \kappa_n)$  – диаметр барабана в функции грузоподъемности и кратности полиспаста, который определяется по методике [4]. Зависимость для определения толщины стенки барабана в функции грузоподъемности и кратности полиспаста имеет вид

$$S_\delta = 0,95 \frac{Q}{n_k \cdot \eta_n (d_k(Q, \kappa_n) + 3) \sigma_\delta}, \quad (3)$$

где  $n_k$  – количество канатов, на которых висит груз,  $\eta_n$  – КПД полиспаста,  $\sigma_\delta$  – допускаемые напряжения материала барабана. Длина барабана определяется по формуле

$$L_\delta = 2,5 \cdot d_k(Q, \kappa_n) + \frac{318,31 [d_k(Q, \kappa_n) + 1,5] H \cdot n_k}{D_\delta(Q, \kappa_n) N_\delta} + 6, \quad (4)$$

где  $N_\delta$  – количество ветвей каната, наматываемых на барабан.

После выбора толщины стенки и длины барабана, его необходимо проверить на изгиб, т.к. для исследуемых грузоподъемностей барабаны достаточно длинные. Для этого необходимо определить изгибающий момент барабана

$$M(Q, \kappa_n) = F_k(Q, \kappa_n) L_\delta(Q, \kappa_n), \quad (5)$$

где  $F_k$  – сила натяжения каната. Затем вычислить момент сопротивления сечения барабана

$$W_\delta = \frac{\pi \left( [D_\delta(Q, \kappa_n)]^4 - [D_\delta(Q, \kappa_n) - 2S_\delta(Q, \kappa_n)]^4 \right)}{64 D_\delta(Q, \kappa_n)}. \quad (6)$$

Напряжения изгиба, возникающие в барабане, определяем по формуле  $\sigma_\delta = M(Q, \kappa_n) / W_\delta$ . Если они не превышают допускаемых значений, принимаем рассчитанную толщину стенки.

Массы барабанов, определенные по приведенной методике для заданного ряда грузоподъемностей представлены на рис. 2. По мере возрастания кратности полиспаста для грузоподъемностей до 25 т они увеличиваются, при дальнейшем росте грузоподъемности – уменьшаются. На всем диапазоне грузоподъемностей графики масс барабанов имеют локальные экстремумы при различных кратностях полиспаста.

По мере роста грузоподъемности и высоты подъема груза все более значительное влияние на массу механизма подъема оказывает масса каната в связи с увеличением его





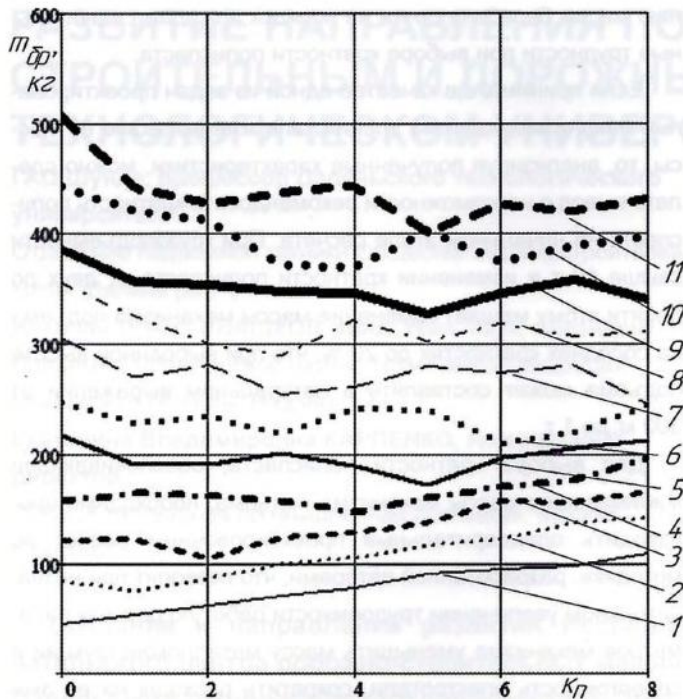


Рис. 2. Массы барабанов для заданных грузоподъемностей при варьировании кратности полиспаста

длины. На основании методики [2] представим массу каната в виде функции грузоподъемности и кратности полиспаста

$$m_k(Q, \kappa_n) = L_k(Q, \kappa_n) m_{куд}, \quad (7)$$

где  $m_{куд}$  - удельная масса каната, (кг/м),  $L_k$  - длина каната, которая имеет вид функции

$$L_k(Q, \kappa_n) = H \cdot n_k + 10,99D_b(Q, \kappa_n) + 18,84D_{br}(Q, \kappa_n) + 6d_k(Q, \kappa_n). \quad (8)$$

Графики рассчитанных масс канатов представлены на

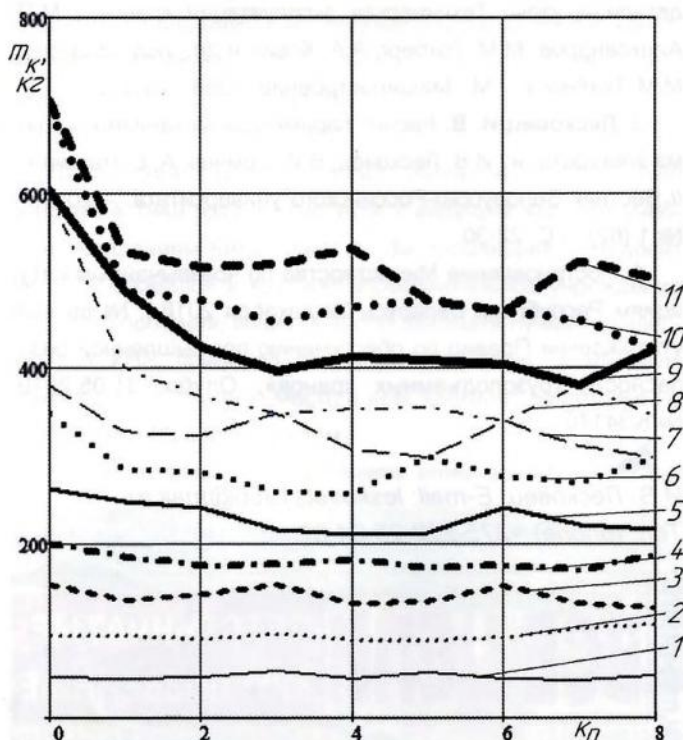


Рис. 3. Масса канатов в зависимости от грузоподъемности и кратности полиспаста

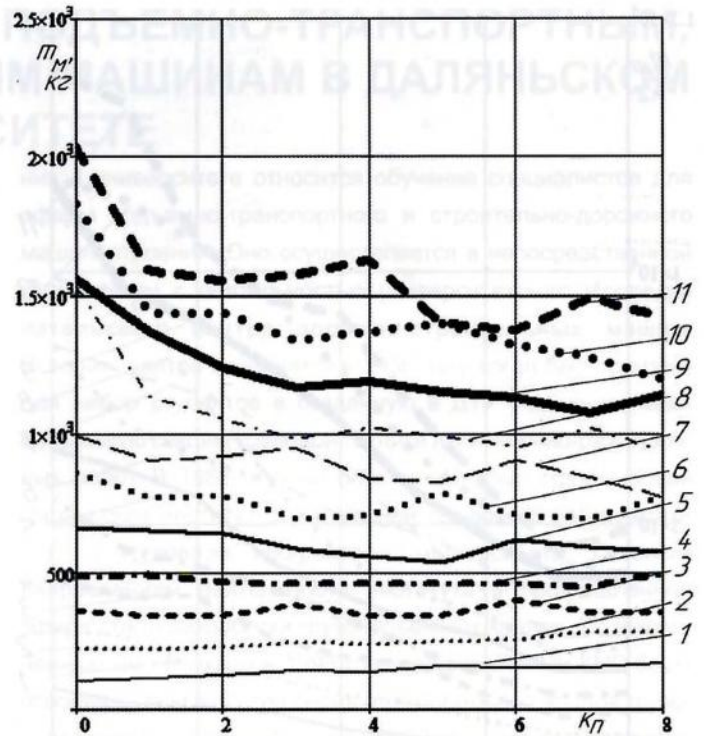


Рис. 4. Масса механизма подъема в зависимости от грузоподъемности и кратности полиспаста

рис. 3.

Масса механизма подъема без учета массы двигателя и редуктора определяется, как сумма масс блоков, барабана и каната, и представлена на рис. 4. Видно, что для грузоподъемности 5 т масса механизма подъема увеличивается при увеличении кратности полиспаста. При грузоподъемностях от 10 до 20 т масса механизма подъема изменяется незначительно, но в диапазоне изменения кратности полиспаста может различаться до 15%. При грузоподъемностях от 20 до 35 т масса механизма изменяется незначительно при увеличении кратности полиспаста, но локальные минимумы отличаются от максимумов до 20%. При грузоподъемностях от 35 до 55 т массы механизмов уменьшаются при увеличении кратности полиспаста.

Предложенный метод расчета позволяет установить общие тенденции, характеризующие изменение массы механизма подъема при увеличении кратности полиспаста для разных грузоподъемностей при высоте подъема 20 м. Имеются зоны, в которых невозможно рекомендовать значения кратностей полиспаста для минимизации массы механизма, например, для грузоподъемностей от 25 до 30 т значения массы механизма переходят от локального минимума к локальному максимуму по мере увеличения кратности полиспаста.

Дополнительным ограничением, влияющим на массу механизма подъема, является длина барабана. Например, при кратности полиспаста 10 длина барабана составляет для исследуемых грузоподъемностей от 3,5 до 4 м, что необходимо учитывать при выборе кратности полиспаста.



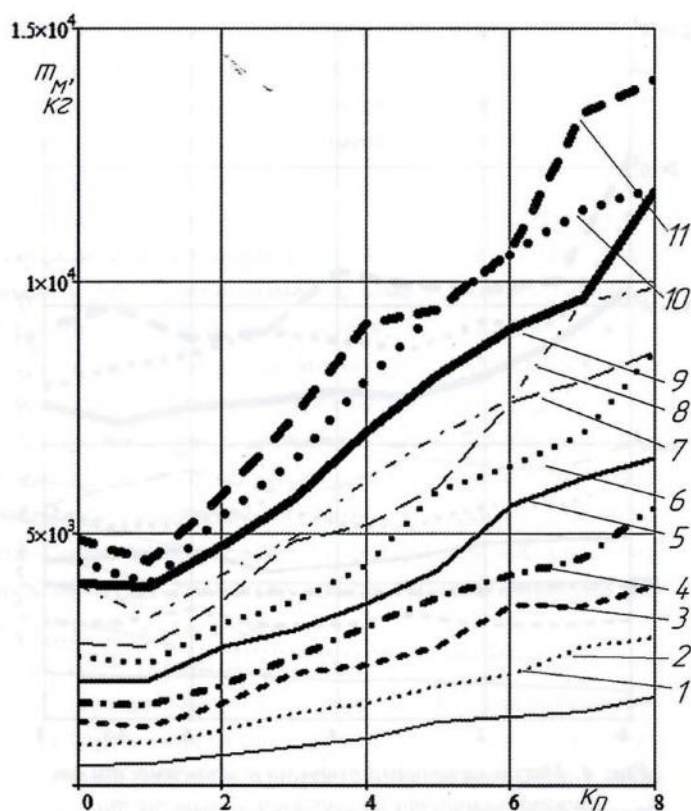


Рис. 5. Массы механизма подъема при ограниченной длине барабана

Установим максимальную заданную длину барабана  $L_{бз} = 2,5$  м в качестве возможного конструктивного ограничения. Если расчетная длина барабана превышает заданную этим ограничением, новый диаметр барабана определяется по формуле

$$D_{он}(Q, \kappa_n) = \frac{318,31 [d_k(Q, \kappa_n) + 1,5] H \cdot n_k}{n_6 (L_{бз} - 2,5 d_k(Q, \kappa_n) - 6)} \quad (9)$$

На массу барабана значительное влияние оказывает толщина стенки, которая определяется по формуле (3). При увеличении кратности полиспаста ее можно уменьшить, но значение не может быть меньше 5 мм, что делает массу барабана довольно большой.

На рис. 5 представлены значения массы механизма подъема при указанной заданной длине барабана. Ограничение длины приводит к увеличению его массы. При кратности полиспаста до двух длина барабана и, соответственно, масса его и всего механизма увеличивается незначительно. При дальнейшем увеличении кратности полиспаста для обеспечения канатоемкости барабана при его постоянной длине необходимо увеличивать диаметр, что приводит к увеличе-

нию массы барабана почти на порядок и создает значительные трудности при выборе кратности полиспаста.

Если принимать в качестве одной из задач проектирования механизма подъема электротали минимизацию её массы, то, анализируя полученные характеристики, можно сделать вывод о невозможности рекомендовать кратность полиспаста на начальном этапе расчета. При грузоподъемности свыше 10 т и изменении кратности полиспаста от двух до десяти этому мешает изменение массы механизма подъема на соседних кратностях до 20 %, что при выбранной высоте подъема может составлять в натуральном выражении от 300 кг до 1 т.

Для выбора кратности полиспаста, обеспечивающей минимизацию массы механизма подъема, необходимо производить предварительный проектировочный расчет по методике, разработанной авторами, что позволит при незначительном увеличении трудоемкости работ по расчету параметров механизма уменьшить массу металлоконструкции и себестоимость электротали, сократить расходы на её эксплуатацию.

## Литература

1. Лесковец И. В. Оптимизация параметров механизма подъема кранов мостового типа / Лесковец И.В., Бужинский А.Д., Леоненко О.В. // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2018. – № 1 (58). – С. 36-44.
2. Справочник по кранам : в 2 т. – Т. 2. Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов / М.П. Александров, М.М. Гохберг, А.А. Ковин и др.; под. общ. ред. М.М. Гохберга. – М.: Машиностроение, 1988. – 559 с.
3. Лесковец И. В. Расчет параметров механизма подъема электротали / И.В. Лесковец, В.И. Сёмчен, А. Е. Науменко // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2019. – № 1 (62). – С. 22-30.
4. Постановление Министерства по чрезвычайным ситуациям Республики Беларусь 22 декабря 2018 г. № 66 «Об утверждении Правил по обеспечению промышленной безопасности грузоподъемных кранов». Оpubл. 31.05.2019, № 8/34170.

И.В. Лесковец. E-mail: leskovets1966@mail.ru  
Тел. (phone) +375-222-25-34-31.

www.npp-pts.ru

**СОВРЕМЕННЫЕ КОНСТРУКЦИИ ПРОИЗВОДСТВО**

**ТОРМОЗА ТОЛКАТЕЛИ МАГНИТЫ**

НПП "ПОДЪЕМТРАНССЕРВИС" (495) 993-06-13 993-10-25

www.npp-pts.ru

**ВСЕ ЦЕПИ ПЛАСТИНЧАТЫЕ КРУГЛОЗВЕННЫЕ**

НПП "ПОДЪЕМТРАНССЕРВИС" (495) 993-06-14 993-10-25

