УДК 621.873.1

И. В. Лесковец, А. Д. Бужинский, О. В. Леоненко

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА КРАНА МОСТОВОГО ТИПА

UDC 621.873.1

I. V. Leskovets, A. D. Buzhinski, O. V. Leonenko

CHOICE OF PARAMETERS FOR THE LIFTING MECHANISM OF AN OVERHEAD CRANE

Аннотация

Проанализирована методика выбора параметров электродвигателя и редуктора механизма подъема крана мостового типа. Выполнен анализ вариантов механизма подъема грузоподъемностью 12,5 т. Определены значения параметров каната, барабана, статической мощности, статического и пускового моментов для разных вариантов. Проведен расчет параметров электродвигателей и редукторов механизма подъема для двигателей разной мощности, показатели которых удовлетворяют требованиям теплового расчета. Установлено, что данная методика не позволяет выбрать параметры механизма подъема с минимальной массой.

Ключевые слова:

кран мостового типа, механизм подъема, параметры механизма подъема.

Abstract

The methods for selecting parameters of an electric motor and reducing unit for the lifting mechanism of an overhead crane were analyzed. The analysis of different types of lifting mechanisms having a lifting capacity of 12 tonnes and 5 tonnes was done. The values of parameters of the rope, drum, static power, static and starting torques in different types of mechanisms were determined. The parameter calculation for electric motors and reducing units of the lifting mechanism was made for motors having different capacity, whose indicators meet the requirements of thermal calculation. It was found that this method does not allow choosing parameters of the lifting mechanism with a minimum mass.

Key words:

overhead crane, hoist, lifting mechanism parameters.

Одним из наиболее важных факторов, влияющих на конкурентоспособность кранов, является их масса. Масса металлоконструкции и подвижных частей зависит от массы и характера поднимаемого груза, используемых технических решений, применяемых материалов, режимов работы крана и механизмов, методик расчета и выбора параметров механизмов подъема и передвижения грузовой тележки и крана. Производители кранов на постсоветском пространстве в настоящее время существенно ограничены в выборе материалов для производства металлоконструкций, т. к. высокопрочные конструкционные стали западного производства либо недоступны для использования, либо поставляются по высоким ценам, что приводит к значительному увеличению стоимости и потере конкурентоспособности.

Электродвигатели и редукторы, традиционно используемые на постсо-

© Лесковец И. В., Бужинский А. Д., Леоненко О. В., 2017

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

ветском пространстве, имеют высокую массу и стоимость по сравнению с аналогичными изделиями, выпускаемыми в европейских странах. Сочетание перечисленных факторов значительно увеличивает стоимость самого крана и стоимости его эксплуатации.

Расчет и выбор механизмов крана рекомендуется осуществлять с применением методик [1–3], предлагающих использовать усредненные параметры.

Величина статической мощности, требуемой для подъема груза, определяется как [1]

$$N = \frac{G_{\text{гр}} v_{\text{п}}}{\eta_0},$$

где $G_{\text{гр}}$ – вес груза и грузоподъемных приспособлений; $v_{\text{п}}$ – скорость подъема груза; η_0 – КПД механизма подъема.

Вес груза и скорость подъема груза определяются заказчиком в техническом задании, а КПД – характеристиками используемых механизмов.

Выполнение изложенных в техническом задании требований обеспечивается соотношением диаметра барабана, кратности полиспаста, мощности двигателя и передаточного числа редуктора.

При выборе двигателя необходимо учитывать динамическую составляющую, возникающую при пуске. Здесь значительное влияние оказывают массы подвижных частей выбранных механизмов. Значения момента инерции предлагается определять [2] как

$$J_{\text{п}} = (1{,}1 \ldots 1{,}2) J_{\text{б}} + m_{\text{гр}} \frac{r_{\text{б}}^2}{(m \cdot i_{\text{р}})^2 \eta_0},$$

где $J_{\text{б}}$ – момент инерции барабана; $m_{\text{гр}}$ – масса груза; $r_{\text{б}}$ – радиус барабана; m – кратность полиспаста; $i_{\text{р}}$ – передаточное число редуктора.

Значение ускорения при пуске [2]

$$\varepsilon = \frac{M_{\text{дин}}}{J_{\text{п}}},$$

где $M_{\text{дин}}$ – динамический момент двигателя.

Почти все крановые двигатели имеют значение пускового момента, превышающее значение статического момента как минимум в 1,8 раза. Учитывая группу эксплуатации механизма подъема, типовые графики загрузки механизмов подъема и период включения (ПВ), рекомендуется снижать значение статической мощности с последующей проверкой двигателя на нагрев.

На основании вышеизложенного можно сделать предположение о том, что проведение оптимизационных работ позволит снизить статический и пусковой моменты и массу механизма подъема крана, что даст возможность уменьшить стоимость и повысить конкурентоспособность кранов.

Проведем анализ вариантов механизма подъема, в качестве исходных данных примем массу поднимаемого груза – 12,5 т, скорость подъема – 8 м/мин, что равно 0,133 м/с, группу режима работы механизма подъема – М6. Предварительная мощность для чистого подъема при значении предварительного КПД механизма, равного 0,9, составляет 18 кВт. Для барабанов с однослойной двухсторонней навивкой на кранах такой грузоподъемности применяют полиспасты с кратностью от 4 до 8. Диаметр барабана определяется в соответствии с требованиями [4] и зависит от диаметра каната, который, в свою очередь, зависит от усилия, возникающего в канате.

Для данного груза усилие, параметры каната и барабана, определенные по методике [1–3], представлены в табл. 1.

Коэффициент использования каната равен 5,6 [4]. Канат выбран по ГОСТ 26880–80 с маркировочной группой 1770 [5]. Коэффициент выбора диаметров барабана – 20 [4]. Барабаны приняты с толщиной стенки 30 мм.

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

Табл. 1. Предварительные значения параметров механизма подъема

Наименование параметра	Значение параметра				
Кратность полиспаста	2	3	4	5	6
Расчетное разрывное усилие каната, кН	187	125	93	75	62
Диаметр каната, мм	19.5	16,5	14	12	9,6
Удельная масса каната, кг/м	1.4	1	0,7	0,5	0,3
Диаметр барабана (принятый), мм	390	330	280	240	192
Принятая длина барабана, мм	913	1240	1595	1976	2420
Расчетная масса барабана, кг	96	85	80	76	74
Момент инерции барабана, кг·м^2	2,6	1,6	1,1	0,8	0,5
Масса крюковой подвески [6], кг	Не выбрана	205	205	205	205

Требуемый пусковой момент на барабане определяется по формуле, которая учитывает сумму статического момента и момента, необходимого для преодоления сил инерции:

$$M_б = n_в F_к \frac{D_б}{2\eta_п} + 1,2 J_б a_в r_б^2 + \frac{G_{грп}}{g} r_б^2 \eta_п \eta_{мп} a_д,$$

где $n_в$ – число ветвей, наматываемых на барабан; $F_к$ – расчетное усилие натяжения каната; $D_б$ – диаметр барабана; $\eta_п$ – КПД полиспаста, $\eta_п = 0,96$; $J_б$ – момент инерции барабана; $G_{грп}$ – вес груза с подвеской и канатом; $\eta_{мп}$ – предварительное значение КПД механизма, $\eta_{мп} = 0,92$; $a_д$ – допускаемое ускорение, $a_д = 0,8$.

Требуемая частота вращения барабана рассчитывается по формуле

$$n_б = \frac{v_{гр} m_п}{3,14 D_б},$$

где $v_{гр}$ – требуемая скорость подъема; $m_п$ – кратность полиспаста.

Зная значения расчетного момента и частоты вращения, определим требуемую мощность для подъема максимального груза.

Учитывая возможность работы крановых двигателей с перегрузкой, а также типовые графики загрузки механизмов подъема для заданного режима нагружения [7], выберем несколько сочетаний двигателей с крановым редуктором. Проанализируем параметры некоторых сочетаний, результаты занесем в табл. 2.

Табл. 2. Требуемые силовые параметры барабана

Наименование параметров	Значение параметров			
Кратность полиспаста	3	4	5	6
Требуемая частота вращения барабана, мин$^{-1}$	22	34	50	75
Момент на барабане при подъеме груза, кН·м	7,6	4,9	3,3	2,2
Мощность на барабане при подъеме груза, кВт	18,4	18,4	18,4	18,4
Суммарный момент на барабане при пуске, кН·м	7,9	5	3,5	2,3

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

Как видно из табл. 2, мощность, требуемая для работы механизма подъема, в режиме подъема максимального груза почти не зависит от диаметра барабана и диаметра каната. Моменты на барабане при пуске и подъеме груза отличаются в зависимости от диаметров барабана более чем в 3 раза. Таким образом, необходимо проведение анализа механизма в сочетании с двигателем и редуктором.

Анализируя варианты использования крановых двигателей с фазным и короткозамкнутым ротором [8], а также асинхронных двигателей ОАО «Могилевский завод «Электродвигатель», для дальнейшего расчета будем использовать двигатели MTKF 3116-1, MTKF 3128-2, MTKF 3126-3, MTKH 200LAB-4, AIR 160S4-5, AIR 160m6-6, AIR 132M4-7, AIR 8. Параметры двигателей занесем в табл. 3.

Табл. 3. Параметры двигателей, используемых в расчете

Марка двигателя	Номер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин$^{-1}$	Момент, Н·м	Отношение пускового и номинального моментов	Масса, кг
MTKF 3116-1	1	11	700	150	3,2	185
MTKF 3128-2	2	11	945	111	2,2	175
MTKF 3126-3	3	11	970	108	2,5	108
MTKH 200LAB-4	4	11	1450	72,4	2,4	66,3
AIR 160S4-5	5	15	715	200	2,8	300
AIR 160m6-6	6	15	962	149	3,7	185
AIR 132M4-7	7	15	970	148	2,7	129
AIR 8	8	15	1450	98,8	2,2	111

Учитывая, что параметры редуктора зависят от требуемой частоты вращения барабана и частоты вращения двигателя, а также от требуемого момента на барабане и момента, развиваемого двигателем, определим передаточные числа по моменту:

$$i_{\text{м}} = \frac{M_{\text{в}}}{M_{\text{д}}},$$

где $M_{\text{д}}$ – момент, развиваемый двигателем.

При этом передаточные числа по частоте вращения

$$i_{\text{п}} = \frac{n_{\text{в}}}{n_{\text{д}}},$$

где $n_{\text{д}}$ – частота вращения двигателя.

Полученные передаточные числа являются основанием для выбора редукторов. Кроме этого, необходимо учитывать крутящий момент на выходном валу редуктора. Расчетные передаточные числа по моменту и частоте вращения занесем в табл. 4 и 5.

Выбор редукторов проведем с использованием каталога редукторов [9]. Для обеспечения одинаковых подходов принимаем редукторы серии РМ. Для каждой кратности полиспаста проанализируем возможность использования двигателей MTKF 312-6 и MTKF 411-8 как наиболее предпочтительных.

Результаты анализа занесем в табл. 6.

Варианты для кратностей полиспаста 4 и 5 с двигателем MTKF 411-8 являются наиболее приемлемыми с точки зрения массы комплектующих и передаваемого момента.

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

Табл. 4. Значения требуемых передаточных чисел по моменту

Кратность полиспаста	Номер двигателя							
	1	2	3	4	5	6	7	8
6	51,227	69,225	71,148	106,133	38,42	51,571	51,919	77,773
8	32,599	44,053	45,276	67,539	24,449	32,818	33,039	49,492
10	22,354	30,207	31,047	46,313	16,765	22,504	22,656	33,938
12	14,902	20,138	20,698	30,875	11,177	15,002	15,104	22,625

Табл. 5. Значения требуемых передаточных чисел по частоте вращения

Кратность полиспаста	Номер двигателя							
	1	2	3	4	5	6	7	8
6	31,813	42,948	44,084	65,899	32,495	43,72	44,084	65,899
8	20,245	27,33	28,053	41,936	20,679	27,822	28,053	41,936
10	13,882	18,741	19,237	28,756	14,18	19,078	19,237	28,756
12	9,255	12,494	12,824	19,171	9,453	12,719	12,824	19,171

На основании результатов табл. 6 определим эффективность снижения массы комплектующих механизма подъема. Для этого рассчитаем мощность, которая затрачивается на передвижение комплектующих:

$$N_{\text{к}} = W_{\text{к}} V_t,$$

где V_t – скорость перемещения тележки (указывается в техническом задании), для проведения расчетов примем V_t = 0,63 м/с; $W_{\text{к}}$ – сила сопротивления перемещению от массы комплектующих, $W_{\text{к}} = m_{\text{к}} g O_{\text{то}}$; $O_{\text{то}}$ – коэффициент сопротивления перемещению, для проведения расчетов на основании [2] примем $O_{\text{то}}$ = 0,011.

Для определения мощности, затрачиваемой на перемещение механизма подъема от массы комплектующих тележки, на основании [2] найдем суммарное время цикла $T_{\text{с}}$ = 584 с. Время подъезда тележки $T_{\text{р}t}$ = 79 с. Число циклов в час рассчитаем следующим образом:

$$n_{\text{с}} = \frac{3600}{T_{\text{с}}} = \frac{3600}{584} = 6{,}1.$$

Процент работы механизма перемещения крановой тележки в цикле определим как

$$T_{\text{с}t} = \left(1 - \frac{T_{\text{с}} - T_{\text{р}t}}{T_{\text{с}}}\right)100 =$$

$$= \left(1 - \frac{584 - 79}{584}\right)100 = 13{,}5\ \%.$$

Общее время работы механизма перемещения крановой тележки за весь период работы крана

$$T_{\text{к}t} = \frac{T_i T_{\text{с}t}}{100},$$

где T_i – общая продолжительность работы крана за срок службы (определяется группой классификации механизма крана [4]), для дальнейших расчетов примем T_i = 25 000 ч.

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

$$T_{кt} = \frac{25000 \cdot 13,5}{100} = 3381.$$

Рассчитаем затраты мощности на перемещение комплектующих механизма подъема за весь срок службы крана, результаты занесем в табл. 7.

Табл. 6. Параметры механизма подъема

Наименование	Значение параметра							
Кратность полиспаста	3		4		5		6	
Требуемый момент на барабане, кН·м	7,6		4,9		3,3		2,2	
Требуемая частота вращения барабана, мин$^{-1}$	22		34		50		75	
Двигатель	MTKF 312-6	MTKF 411-8	MTKF 312-6	MTKF 411-8	MTKF 312-6	MTKF 411-8	MTKF 312-6	MTKF 411-8
Мощность, кВт	15	15	15	15	15	15	15	15
Развиваемый момент, Н·м	149	200	111	150	111	150	111	150
Частота вращения, мин$^{-1}$	960	715	960	715	960	715	960	715
Коэффициент пускового момента	3,7	2,8	3,7	2,8	3,7	2,8	3,7	2,8
Масса, кг	185	320	185	320	185	320	185	320
Требуемое передаточное число: по моменту по частоте вращения	45 39	34 29	31 27	23 20	21 18	16 14	18 15	13 15
Отклонение передаточных чисел, %	13	15	13	13	14	13	16	13
Разница передаточных чисел	6	5	4	3	3	2	3	2
Марка редуктора	РМ-650	РМ-650	РМ-500	РМ-500	РМ-500	РМ-500	РМ-500	РМ-500
Передаточное число редуктора	40	31,5	31,5	22,4	20	16	16	16
Масса редуктора, кг	878	878	390	390	390	390	390	390
Крутящий момент на выходном валу редуктора, кН·м	10	9,8	4,6	5,3	5,3	5,3	5,3	5,3
Отклонение статического момента, %	–20	–14	–6	–11	–13	–6	–18	12
Отклонение пускового момента, %	54	42	37	25	16	11	-3	11
Отклонение скорости подъема груза, %	–1,5	–7	–14	–9	–7	–15	–3	–38
Общая масса выбранных элементов, кг	1783	632	1336	618	1316	618	1316	1783

Анализ табл. 7 показывает, что минимизация массы комплектующих механизма подъема позволит уменьшить затраты мощности за весь срок эксплуатации крана до 3 МВт.

С целью анализа влияния снижения мощности двигателя на массу комплектующих проведем расчет с двигателями мощностью 11 кВт, т. к. незначительный разброс отклонений ста-

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

тического и пускового момента (см. табл. 2) дает возможность рассмотреть вероятность применения этого варианта.

Проведем анализ такой возможности, используя в расчете двигатели MTKF 311-6 и MTKF 312-8. Полученные результаты занесем в табл. 8.

Табл. 7. Затраты мощности на перемещение комплектующих механизма подъема

Наименование	Значение параметра							
Общая масса выбранных элементов, кг	1783	632	1336	618	1316	618	1316	1783
Сила сопротивления перемещению, кН	1924,04	681,99	1441,68	666,88	1420,10	666,88	1420,10	1924,04
Мощность, затрачиваемая на перемещение, кВт	1,21	0,43	0,91	0,42	0,89	0,42	0,89	1,21
Мощность перемещения за срок службы, кВт	4098,25	1452,66	3070,82	1420,48	3024,85	1420,48	3024,85	4098,25

Табл. 8. Параметры механизма подъема с двигателем мощностью 11 кВт

Наименование	Значение параметра	
Кратность полиспаста	4	4
Двигатель	MTKF 311-6	MTKF 312-8
Мощность, кВт	11	11
Развиваемый момент, Н·м	116	150
Частота вращения, мин$^{-1}$	900	700
Коэффициент пускового момента	3,3	3.5
Масса, кг	200	220
Требуемое передаточное число: по моменту по частоте вращения	 40 25	 32 20
Отклонение передаточных чисел, %	37	37
Разница передаточных чисел	15	12
Марка редуктора	Ц2-400	Ц2-400
Передаточное число редуктора	25	20
Масса редуктора, кг	385	385
Крутящий момент на выходном валу редуктора, кН·м	5,3	6,2
Отклонение статического момента, %	–71	–66
Отклонение пускового момента, %	3	11
Отклонение скорости подъема груза, %	–2,7	9
Длина каната, м	96	96
Масса каната, м	57	57
Общая масса выбранных элементов, кг	847	867

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

В связи с тем, что статическая мощность двигателя меньше, чем мощность, необходимая для подъема груза, следует выполнять расчет на нагрев (методика расчета изложена в [1–3]). Такой расчет выполнен для всех вариантов, на его основании установлено, что для заданного режима работы механизма подъема все электродвигатели проходят по критериям нагрева. Сравнение результатов, представленных в табл. 6 и 8, позволяет сделать вывод о том, что уменьшение мощности приводного электродвигателя не дает возможности уменьшить массу комплектующих.

Заключение

Применяемые в настоящее время методики не позволяют осуществить выбор элементов механизма подъема и обеспечить оптимальное соотношение массы, передаваемого крутящего момента, цены комплектующих и мощности, затрачиваемой на перемещение механизмов.

Снижение массы комплектующих приведет к экономии электроэнергии, затрачиваемой на привод механизма передвижения тележки до 1,5 МВт за срок службы крана грузоподъемностью 12,5 т.

Большой шаг в диапазоне передаточных чисел редукторов не позволяет точно подобрать передаточные числа редуктора и мощность двигателя при минимальном диаметре барабана.

Выбор оптимальной кратности полиспаста дает возможность найти значение диаметра барабана, при котором масса каната и барабана будут минимальными.

Значения диаметра каната, диаметра и массы барабана, мощности двигателя, передаточного числа редуктора являются зависимыми друг от друга, поэтому невозможно провести оптимизацию этих параметров с применением теории факторного эксперимента.

Для достижения высоких показателей экономичности необходимо адаптировать методику выбора барабана, редуктора и двигателя с целью обеспечения минимизации массы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. 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 [и др.] ; под общ. ред. М. М. Гохберга. – М. : Машиностроение, 1988. – 559 с.

2. Грузоподъемные машины : учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудование» / М. П. Александров [и др.]. – М. : Машиностроение, 1986. – 400 с.

3. **Кузьмин, А. В.** Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск : Выш. шк., 1983. – 350 с.

4. Об утверждении Правил по обеспечению промышленной безопасности грузоподъемных кранов : Постановление М-ва по ЧС Респ. Беларусь, 28 июня 2012 г., № 37 // ЭТАЛОН. Законодательство Республики Беларусь // Нац. центр правовой информ. Респ. Беларусь. – Минск, 2015.

5. **ГОСТ 2688–80.** Канат двойной свивки типа ЛК-Р. Сортамент. – М. : Изд-во стандартов, 1980. – 14 с.

6. **ОСТ 24.191.08–81.** Подвески крюковые крановые. Конструкция и размеры. – М. : М-во тяжелого и транспортного машиностроения,1981. – 27 с.

7. Справочник по кранам : в 2 т. Т. 1 : Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / В. И. Брауде [и др.] ; под общ. ред. М. М. Гохберга. – М. : Машиностроение, 1988. – 536 с.

8. Энергоснабкомплект промышленное оборудование [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.esbk.ru/products_info/ed/102_ed_kr_kranmet/102_ed_kr_kranmet.html. – Дата доступа: 08.12.2016.

9. Группа предприятий Редуктор [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.reduktor.nt-rt.ru. – Дата доступа 29.12.2016.

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

Статья сдана в редакцию 30 марта 2017 года

Игорь Вадимович Лесковец, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-298-46-39-98.
Александр Дмитриевич Бужинский, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
Олег Викторович Леоненко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

Igor Vadimovich Leskovets, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-298-46-39-98.
Aleksandr Dmitriyevich Buzhinski, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
Oleg Viktorovich Leonenko, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета