

Обоснование выбранной конструкции

1.1 Анализ существующих серийно выпускаемых машин

Наиболее широко в промышленности используют *мостовые электрические краны*. В зависимости от назначения крана на тележке можно размещать различные типы механизмов подъема или два механизма подъема, один из которых является главным, а второй (меньшей грузоподъемности) – вспомогательным. Механизм передвижения крана установлен на мосту крана, механизм передвижения тележки - непосредственно на тележке. Управление всеми механизмами совершается из кабины, прикрепленной к мосту крана.

Питание электродвигателей осуществляется от цеховых троллеев, обычно изготавливаемых из стали уголкового профиля и прикрепляемых к стене здания. Для подачи напряжения на кран применяют токосъемники скользящего типа, прикрепляемые к металлоконструкции крана; Применение гибкого токопровода позволяет упростить конструкцию, повысить надежность эксплуатации и снизить массу крана.

При относительно малых грузоподъемностях (до 5 т) применяют одно- и двухбалочные *кран-балки*, представляющие собой облегченный мостовой кран. При небольших пролетах вместо моста используют простую балку, а вместо крановой тележки - электроталь. При больших пролетах балки снабжаются фермой, обеспечивающей высокую горизонтальную жесткость моста.

Управление кран-балкой может проводиться из кабины, но часто осуществляется с пола с помощью подвесных коробок управления и магнитных пускателей.

Мостовые краны общего назначения имеют грузоподъемность от 5 до 300 т.

Для монтажных работ на мощных атомных и гидроэлектрических станциях созданы мостовые краны грузоподъемностью 600 т.

При установке моста крана на двух высоких опорных стойках, перемещающихся по рельсам, уложенным на уровне земли, получается *козловой кран* для работы со штучными грузами, или *мостовой перегружатель* для работы с сыпучими грузами. Для удобства монтажа козловые краны часто изготавливают как самомонтирующие.

1.2 Основные особенности предлагаемой конструкции

Данный кран-балка снабжена фермой, так как имеет большой пролет. Подъем и опускание груза осуществляется с помощью электрической тали грузоподъемностью 5т. Управление осуществляется с пола, с помощью пульта управления.

1.3 Описание работы машины

Передвижение крана-балки осуществляется за счет электродвигателя, укрепленного на приводной тележке. Быстроходный вал редуктора соединен с валом двигателя с помощью втулочно-пальцевой муфты. При включении электродвигателя приводятся во вращения колеса, направление движения крана изменяют путем реверсирования электродвигателя. На быстроходном валу редуктора установлен тормоз, предназначенный для плавного регулирования скорости движения крана.

Для подъема и передвижения груза по мосту используют электрическую таль, приводимую в движение за счет электродвигателя ток которому подводится по токопроводу. Передвижение тали и подъем груза производится аналогичным способом, как и механизм передвижения крана.

Управление краном осуществляется с помощью пульта.

2. Расчетно-конструкторская часть

2.1 Расчёт механизма подъёма груза

Исходные данные: грузоподъемность 50кН

скорость подъёма груза 10 м/мин

режим работы – средний

кратность полиспаста 3

высота подъёма 6 м

2.1.1 Выбор каната

Максимальное статическое усилие S_{\max} в канате определить по формуле:

$$S_{\max} = \frac{Q}{a \cdot \eta_{\text{пол}} \cdot m};$$

где Q – номинальная грузоподъемность, кН;

a – кратность полиспаста;

$\eta_{\text{пол}}$ – КПД полиспаста;

m – число ветвей каната навиваемых на барабан;

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{(1 - \eta^a) \eta^f}{a(1 - \eta)};$$

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{(1 - 0,97^3) 0,97^0}{2(1 - 0,97)} = 0,97;$$

$$S_{\max} = \frac{50}{3 \cdot 0,97 \cdot 1} = 17,18 \text{ кН}$$

где η – КПД, принимаемый равным 0,96 – 0,98 для канатных блоков и барабанов на подшипниках качения;

t – число отклоняющих блоков. Для козловых кранов $t = 0$,

Расчётное разрывное усилие каната

$$S_{\text{разр}} > S_{\text{max}}k$$

$$S_{\text{разр}} > 17,18 \cdot 5,5 = 68,72 \text{ кН}$$

где k - коэффициент запаса прочности, принимаемый для грузовых канатов лебёдок с машинным приводом, равным : 5,5 – средний режим работы, ПВ = 25%.

По найденному $S_{\text{разр}}$ по таблице ГОСТа выбираем стальной канат с прочностью проволок 1764 МПа.

Канат двойной свивки типа ЛК-3 конструкции 6х25 ГОСТ 7665-80
 $d_k = 11,5 \text{ мм}$

2.1.2 Определение основных размеров блоков и барабана

По правилам Госгортехнадзора диаметр канатных блоков и барабана по дну канавки вычислить по формуле:

$$D_{\text{бл}} = d_k (h_2 - 1);$$

$$D_{\text{б}} = d_k (h_1 - 1);$$

где d_k – диаметр каната, мм;

$$h_2 = 18, \quad h_1 = 16$$

$$D'_{\text{бл}} = 11,5(18 - 1) = 195,5 \text{ мм};$$

$$D_{\text{б}} = 11,5(16 - 1) = 172,5 \text{ мм};$$

Полученное значение $D_{\text{б}}$ округляем до ближайшего в большую сторону из нормального ряда диаметров для барабанов: $D_{\text{б}} = 200 \text{ мм}$.

$$D_{\text{бл}} = D'_{\text{бл}} + 4d_k = 195,5 + 4 \cdot 11,5 = 241,5 \text{ мм}$$

Полученное значение $D_{\text{бл}}$ округляем до ближайшего в большую сторону из нормального ряда: $D_{\text{бл}} = 320 \text{ мм}$.

Длину нарезанной части барабана определить по формуле

$$l_n = \left(\frac{H \cdot a \cdot 1000}{\pi(D_{\text{бл}} + d_k)} + 5 \right) \cdot t;$$

где 5 витков выполняются из расчёта: 3,5 витка для крепления каната и 1,5 витка должны оставаться на барабане при полностью опущенной крюковой подвеске для предохранения деталей крепления каната и его самого от разрушения;

t – шаг нарезки, мм;

H – высота подъёма, м;

$D_{\text{бл}}$ и d_k – диаметр барабана и каната, мм;

$$t = d_k + (1,5 \div 2) = 11,5 + 1,6 = 13,3 \text{ мм}$$

$$l_n = \left(\frac{6 \cdot 3 \cdot 1000}{3,14(200 + 11,5)} + 5 \right) \cdot 13,3 = 427 \text{ мм}$$

При односторонней навивки полную длину барабана определяют по формуле

$$l = l_n + 2l_1;$$

где l_1 – толщина реборд на концах барабана (по 10-12мм);

$$l = 427 + 2 \cdot 10 = 447 \text{ мм},$$

Толщину стенки стального барабана определяем по формуле:

$$\delta = 0,01D_6 + 3 \text{ мм},$$

$$\delta = 0,01 \cdot 200 + 3 = 5 \text{ мм}$$

Проверка: для барабанов при $l < 3D_6$ стенки проверяем только по напряжению сжатия:

Напряжение сжатия в стенке барабана определим по формуле

$$\sigma_{сж} = \frac{S_{\max}}{\delta \cdot t} \leq [\sigma_{сж}]$$
$$\sigma_{сж} = \frac{17,18 \cdot 10^3}{0,005 \cdot 0,0133} = 258,35 \text{ МПа}$$

Так как $\sigma_c > [\sigma_{сж}]$ для стали 55Л $[\sigma_{сж}] = 165 \text{ МПа}$, то толщину стенки барабану определим заново: $\delta = 8 \text{ мм}$

$$\sigma_{сж} = \frac{17,18 \cdot 10^3}{0,008 \cdot 0,0133} = 161,5 \text{ МПа}$$

2.1.3 Выбор двигателя

Необходимую мощность определим по формуле:

$$N = \frac{Q \cdot v}{\eta_0}, \text{ кВт}$$

где v – скорость подъёма груза, м/с

Q – вес номинального груза, кН

η_0 – общий КПД

$$\eta_0 = \eta_6 \cdot \eta_p \cdot \eta_m^z \cdot \eta_{пол}$$

η_6 – КПД барабана, $\eta_6 = 0,98$

η_p – КПД редуктора, $\eta_p = 0,94$

η_m – КПД муфты, $\eta_m = 0,99$

z – количество муфт.

$$\eta_0 = 0,98 \cdot 0,94 \cdot 0,99^2 \cdot 0,97 = 0,88$$

$$N = \frac{50 \cdot 10}{60 \cdot 0,88} = 9,47 \text{ кВт}$$

По расчётной мощности выбираем двигатель МТН 311-6, имеющий характеристики:

$N = 13,0$ кВт, мощность на валу двигателя

$n = 925$ об/мин, частота вращения

$\eta = 76\%$, КПД двигателя

$J = 0,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, момент инерции

$M_{\max} = 314 \text{ Н} \cdot \text{м}$, максимальный момент

$m = 170$ кг, масса

Средний пусковой момент для этого двигателя:

$$M_{\text{ср.п.}} = 1,5 \div 1,6 M_n$$

где M_n – номинальный момент двигателя, $\text{Н} \cdot \text{м}$

$$M_n = \frac{9550N}{n} = \frac{9550 \cdot 13}{925} = 134,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{ср.п.}} = 1,6 \cdot 134,2 = 214,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

2.1.4 Выбор редуктора

Передаточное число механизма передачи:

$$i_M = \frac{n}{n_6}$$

где n_6 – число оборотов барабана, об/мин.

$$n_6 = \frac{60 \cdot v \cdot a}{\pi \cdot D_6} = \frac{60 \cdot 10 \cdot 3}{3,14 \cdot 0,20 \cdot 60} = 47,84 \text{ об / мин}$$

$$i_M = \frac{n}{n_6} = \frac{950}{47,84} = 19,34$$

По каталогу стандартных редукторов выбираем редуктор цилиндрический трехступенчатый 2ЦЗ-125Н с передаточным отношением $i_M =$; номинальным крутящим моментом N^*_M , и межосевым расстоянием мм.

2.1.5 Выбор муфты

Расчётный момент для выбора муфты:

$$M_p = M_H \cdot k_1 \cdot k_2$$

где k_1 – коэффициент степени ответственности механизма; для механизма подъёма груза $k_1 = 1,3$;

k_2 – коэффициент, зависящий от режима работы, для среднего режима работы $k_2 = 1,2$

$$M_p = 134,2 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 209,35 \text{ Н}^* \text{ м}$$

По расчётному моменту выбираем муфту втулочно-пальцевую с номинальным вращающим моментом $M_k = N^*_M$,

Моментом инерции $J_p = 0,24 \text{ кг}^* \text{ м}^2$.

2.1.6 Выбор тормоза

Тормоз выбираем по тормозному моменту:

$$M_T = k \cdot M_C^T$$

где k – коэффициент запаса, для среднего режима работы $k = 1,75$

M_C^T – статический момент при торможении, Н*м

$$M_C^T = \frac{Q \cdot D_\delta \cdot \eta_0}{2a \cdot i_M}$$

$$M_C^T = \frac{50 \cdot 200 \cdot 0,88}{2 \cdot 3 \cdot 19,34} = 75,84 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_T = 1,75 \cdot 75,84 = 132,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

В механизмах подъёма кранов применяются комбинированные предохранительные втулочно-пальцевые муфты, одна из полумуфт которых служит тормозным шкивом. Поэтому муфту с тормозом выбираем по наибольшей величине M_p или M_T , следовательно по расчётному моменту выбираем муфту втулочно-пальцевую с номинальным вращающим моментом $M_T = \text{Н} \cdot \text{м}$, Моментом инерции $J_p = 0,225 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

2.1.7 Проверка двигателя по ускорению

Определим время пуска двигателя по формуле:

$$t_n = \frac{0,126(J_M + J_p)n + 0,026GD_\delta^2 n / i_M^2 a^2 \eta_0}{M_{cp.n.} - M_C}$$

где M_C – статический момент на валу двигателя при пуске, Н*м

$$M_C = \frac{Q \cdot D_\delta}{2a \cdot i_M \cdot \eta_0} = \frac{50000 \cdot 0,20}{2 \cdot 3 \cdot 19,34 \cdot 0,88} = 97,93 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

где Q – вес груза, Н

G – масса груза, кг

J_M – момент инерции муфты, кг*м²

J_P – момент инерции ротора, кг*м²

Фактическое ускорение груза при пуске определим по формуле:

$$t_n = \frac{0,126(0,24 + 0,225)925 + 0,026 \cdot 5000 \cdot 0,2^2 \cdot 925 / 19,34^2 \cdot 3^2 \cdot 0,88}{214,7 - 97,93} = 0,48c$$

$$j_\phi = \frac{v}{t_n} = \frac{10}{0,48 \cdot 60} = 0,35 м / c^2$$

$j_\phi = 0,1 \dots 0,8 м / c^2$, что удовлетворяет проверке двигателя по ускорению.

2.1.8 Проверка тормоза по ускорению

Время торможения определим по формуле:

$$t_n = \frac{0,126(J_M + J_P)n + 0,026GD^2 \sigma n \eta_0 / i_M^2 a^2}{M_T - M_C^T}$$

где M_C^T – статический момент при торможении, Н*м

M_T – номинальный тормозной момент выбранного тормоза, Н*м

Фактическое ускорение при торможении:

$$t_T = \frac{0,126(0,24 + 0,225)925 + 0,026 \cdot 5000 \cdot 0,2^2 \cdot 925 \cdot 0,88 / 19,34^2 \cdot 3^2}{186 - 106,25} = 0,94c$$

$$j_\phi^T = \frac{v}{t_T} = \frac{10 / 60}{0,94} = 0,18 м / c^2$$

$j_\phi = 0,1 \dots 0,8 м / c^2$, что удовлетворяет проверке тормоза по ускорению.

2.1.9 Проверка двигателя на нагрев

Условие проверки:

$$M_{\text{Э}} < M_{\text{Н}}$$

где $M_{\text{Э}}$ – эквивалентный момент на валу двигателя, при работе с которым его нагрев будет таким же, как и при работе с реальными моментами, возникающими при подъёме и опускании грузов различного веса, Н*м

Значение $M_{\text{Э}}$ определим по формуле:

$$M_{\text{Э}} = \sqrt{\frac{M_{\text{ср.н.}}^2 \cdot \Sigma t_{\text{p.i}} + t_{\text{y.nod}} \cdot \Sigma M_{\text{c.nod}_i}^2 + t_{\text{y.on}} \cdot \Sigma M_{\text{c.on}_i}^2}{\beta \cdot \Sigma t_{\text{p.i}} + \Sigma t_{\text{y.nod}} + \Sigma t_{\text{y.on}}}}$$

где $M_{\text{с.под}_i}$ – статический момент на валу двигателя, возникающий при подъёме груза i -го веса, Н*м

$$M_{\text{с.под}_i} = \frac{Q_i \cdot D_{\text{Б}}}{2a \cdot i_{\text{М}} \cdot \eta_0}$$

$$M_{\text{с.под}_1} = \frac{50 \cdot 0,2}{2 \cdot 3 \cdot 19,34 \cdot 0,88} = 0,1 \text{кН} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{с.под}_2} = \frac{50 \cdot 0,2 \cdot 0,5}{2 \cdot 3 \cdot 19,34 \cdot 0,88} = 0,05 \text{кН} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{с.под}_3} = \frac{50 \cdot 0,2 \cdot 0,195}{2 \cdot 3 \cdot 19,34 \cdot 0,88} = 19,5 \text{Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{с.под}_4} = \frac{50 \cdot 0,2 \cdot 0,05}{2 \cdot 3 \cdot 19,34 \cdot 0,88} = 5 \text{Н} \cdot \text{м}$$

$M_{\text{с.оп}_i}$ – статический момент на валу двигателя, возникающий при опускании груза i -го веса, Н*м

$$M_{c.on.i} = \frac{Q_i \cdot D_B \cdot \eta_0}{2a \cdot i_M}$$

$$M_{c.on.1} = \frac{50 \cdot 0,2 \cdot 0,88}{2 \cdot 3 \cdot 19,34} = 80H * M$$

$$M_{c.on.2} = \frac{50 \cdot 0,2 \cdot 0,88 \cdot 0,5}{2 \cdot 3 \cdot 19,34} = 40H * M$$

$$M_{c.on.3} = \frac{50 \cdot 0,2 \cdot 0,88 \cdot 0,195}{2 \cdot 3 \cdot 19,34} = 15,6H * M$$

$$M_{c.on.4} = \frac{50 \cdot 0,2 \cdot 0,88 \cdot 0,05}{2 \cdot 3 \cdot 19,34} = 4H * M$$

Значение и количество подъёмов и опусканий за один рабочий цикл принимаем по графику нагрузки механизма.

где $\omega_{дв}$ – угловая скорость двигателя, рад/с;

$J_{мех.i}$ – приведённый к валу двигателя момент инерции при разгоне всех движущихся частей механизма и груза i -го веса, кг*м²;

$$J_{мех.i} = 1,2J_1 + J_{сп.i}$$

где J_1 – момент инерции вращающихся масс, расположенных на быстроходном валу механизма, кг*м²

$$J_1 = J_p + J_m$$

$$J_1 = 0,225 + 0,24 = 0,465$$

где $J_{гр.i}$ – момент инерции масс i -го груза, приведённый к быстроходному валу, кг*м²

$$J_{сп.i} = \frac{G_i \cdot D_6^2}{4a^2 \cdot i_M^2 \cdot \eta_0}$$

где G_i – масса i -го груза, кг;

1,2 – коэффициент приведения моментов инерций остальных вращающихся масс к быстроходному валу.

β – коэффициент, учитывающий ухудшение охлаждения двигателя в период пуска.

$$J_{cp.1} = \frac{5000 \cdot 0,2^2}{4 \cdot 3^2 \cdot 19,34^2 \cdot 0,88} = 0,017 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_{cp.2} = \frac{5000 \cdot 0,2^2 \cdot 0,5}{4 \cdot 3^2 \cdot 19,34^2 \cdot 0,88} = 0,0085 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_{cp.3} = \frac{5000 \cdot 0,2^2 \cdot 0,195}{4 \cdot 3^2 \cdot 19,34^2 \cdot 0,88} = 0,0033 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_{cp.4} = \frac{5000 \cdot 0,2^2 \cdot 0,05}{4 \cdot 3^2 \cdot 19,34^2 \cdot 0,88} = 0,00085 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_{мех.1} = 1,2 \cdot 0,465 + 0,017 = 0,565 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_{мех.2} = 1,2 \cdot 0,465 + 0,0085 = 0,555 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_{мех.3} = 1,2 \cdot 0,4652 + 0,0033 = 0,55 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_{мех.4} = 1,2 \cdot 0,4652 + 0,00085 = 0,548 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Время разгона в секундах при подъёме определим по формуле:

$$t_{p.nodi} = \frac{\omega_{дв} \cdot J_{мех.i}}{M_{cp.n} - M_{с.ноди}}$$

$$t_{p.нод1} = \frac{97 \cdot 0,565}{214,7 - 80} = 0,41 \text{ с}$$

$$t_{p.нод2} = \frac{97 \cdot 0,555}{214,7 - 40} = 0,31 \text{ с}$$

$$t_{p.нод3} = \frac{97 \cdot 0,55}{214,7 - 15,6} = 0,27 \text{ с}$$

$$t_{p.нод4} = \frac{97 \cdot 0,548}{214,7 - 4} = 0,25 \text{ с}$$

$$\Sigma t_{p.nodi} = 0,41 + 0,31 + 0,27 + 0,25 = 1,24 \text{ с}$$

Время разгона в секундах при опускании определим по формуле:

$$t_{p.on} = \frac{\omega_{06} \cdot J_{мех.i}}{M_{cp.n.} + M_{c.on.i}}$$

$$t_{p.nod1} = \frac{97 \cdot 0,565}{214,7 + 80} = 0,19c$$

$$t_{p.nod2} = \frac{97 \cdot 0,555}{214,7 + 40} = 0,21c$$

$$t_{p.nod3} = \frac{97 \cdot 0,55}{214,7 + 15,6} = 0,23c$$

$$t_{p.nod4} = \frac{97 \cdot 0,548}{214,7 + 4} = 0,24c$$

$$\sum t_{p.oni} = 0,19 + 0,21 + 0,23 + 0,24 = 0,87c$$

Время установившегося движения в секундах:

$$t_{y.nod} = \frac{H}{v};$$

$$t_{y.nod} = \frac{6}{10/60} = 36c;$$

$$t_{y.on} = \frac{H}{v};$$

$$t_{y.on} = \frac{H}{v} = \frac{6}{10/60} = 36c;$$

$$M_{\Sigma} = \sqrt{\frac{214,7^2 \cdot (1,24 + 0,87) + 36 \cdot (1 \cdot 100 + 5 \cdot 50 + 1 \cdot 19,5 + 3 \cdot 5)^2 + 36 \cdot (1 \cdot 80 + 5 \cdot 40 + 1 \cdot 15,6 + 3 \cdot 4)^2}{2,11 + 36 + 36}} =$$

$$= 40,6H^*_{м}$$

$$40,6H^*_{м} < 134,2H^*_{м}$$

$$M_{\Sigma} < M_H$$

Условие выполняется.

2.2 Расчет механизма передвижения крана

2.2.1 Вес отдельных элементов (кН)

Вес механизма передвижения грузовой электрической тали

$$G_{мт} = 0,1Q + 0,5$$

$$G_{мт} = 0,1 \cdot 50 + 0,5 = 5,5 \text{ кН}$$

Вес электрической тали

$$G_{эт} = 0,15Q + 1$$

$$G_{эт} = 0,15 \cdot 150 + 1 = 23,5 \text{ кН}$$

Вес крана без электрической тали с механизмом передвижения

$$G_{к} = 0,69 \sqrt{L^3 \sqrt{Q}}$$

$$G_{к} = 0,69 \cdot \sqrt{8,4^3 \sqrt{150}} = 60 \text{ кН}$$

Общий вес крана

$$G_{к} = G_{мт} + G_{эт} + G_{к}$$

$$G_{к} = 15,5 + 23,5 + 60 = 99 \text{ кН}$$

2.2.2 Сопротивление движению крана

Суммарное сопротивление движению крана определим по формуле

$$W_c = W + W_{ук} + W_{ин}$$

где W – сопротивление от сил трения в цапфах ходовых колес, кН;

$W_{ук}$ – сопротивление от сил, возникающих при движении крана по уклону пути, кН;

$W_{ин}$ – сопротивление от сил инерции, кН.

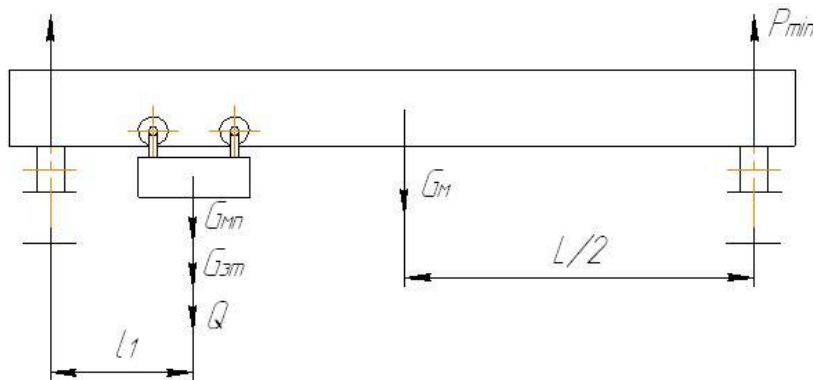
$$W = \frac{Q + G_K}{D_{х.к.}} \cdot (2\mu + fd)k_p ;$$

$$W_{ук} = (Q + G_K) \sin \alpha ;$$

$$W_{ин} = \frac{(G_K + Q)V_K}{gt_n}$$

где $D_{х.к.}$ – диаметр ходового колеса, м.

Для выбора диаметра ходового колеса необходимо определить нагрузку P_{max} из уравнения моментов относительно одной из опор:



$$P_{max} L - G_{м} (L - l_1) - Q(L - l_1) - G_{э_м} (L - l_1) - G_{м} L/2 = 0$$

$$P_{max} = \frac{(L - l_1)(G_{э_м} + Q + G_{м}) + G_{м} L/2}{L}$$

$$P_{max} = \frac{(8,7 - 0,65)(15,5 + 150 + 23,5) + 60 \cdot 8,7/2}{8,7} = 205 \text{ кН}$$

Нагрузка на одно колесо

$$P = \frac{P_{max}}{n}$$

где n – число колес с наиболее нагруженной стороны.

$$P = \frac{205}{2} = 102,5 \text{ кН}$$

Диаметр колеса $D_{\text{х.к.}}$ выбираем в зависимости от нагрузки.

$$D_{\text{х.к.}} = 400 \text{ мм.}$$

Коэффициент трения качения колеса по рельсу μ выбираем в зависимости от диаметра $D_{\text{х.к.}}$.

$$\mu = 0,5 \text{ мм.}$$

f – приведенный к цапфе вала коэффициент трения в подшипниках опор колес, $f = 0,02$ для конических и цилиндрических подшипников качения;

k_p – коэффициент, учитывающий трение реборд о рельс, для цилиндрических колес $k_p = 1,5$;

d – диаметр цапфы $d = 80$ мм;

α – угол наклона пути, $\sin \alpha = 0,0015$

t_n – время пуска (с), принимается предварительно из условия, что ускорение при пуске $[j]$ не должно превышать $0,2 \text{ м/с}^2$,

$$t_n = \frac{V_k}{[j]},$$

$$t_n = \frac{40}{0,2 \cdot 60} = 3,33 \text{ с}$$

V_k – скорость движения крана, м/с.

$$W = \frac{Q + G_K}{D_{\text{х.к.}}} \cdot (2\mu + fd) k_p$$

$$W = \frac{150 + 99}{400} \cdot (2 \cdot 0,5 + 0,02 \cdot 80) \cdot 1,5 = 2,5 \text{ кН}$$

$$W_{\text{ук}} = (Q + G_{\kappa}) \sin \alpha;$$

$$W_{\text{ук}} = (150 + 99) \cdot 0,0015 = 0,3735 \text{кН}$$

$$W_{\text{ун}} = \frac{(G_{\kappa} + Q)V_{\kappa}}{gt_n}$$

$$W_{\text{ун}} = \frac{(150 + 99) \cdot 0,66}{9,8 \cdot 3,33} = 5 \text{кН}$$

$$W_c = 2,5 + 0,3735 + 5 = 7,8735 \text{кН}$$

2.2.3 Выбор двигателя

Необходимую мощность N (кВт) двигателя определим по формуле

$$N = \frac{W_c V_{\kappa}}{\eta'_{\circ} \phi},$$

где ϕ - коэффициент перегрузки двигателя, $\phi = 1,6$

η'_{\circ} - общий КПД; взять таким же, как и в задании №2, но без КПД полиспаста $\eta_{\text{пол}}$, в место КПД барабана $\eta_{\text{б}}$ взять КПД ходового колеса $\eta_{\text{х.к.}} = \eta_{\text{б}}$.

$$\eta_0 = \eta_{\text{х.к.}} \cdot \eta_p \cdot \eta_m^z \cdot \eta_{\text{пол}}$$

$$\eta_0 = 0,98 \cdot 0,94 \cdot 0,99^2 \cdot 0,94 = 0,85$$

$$N = \frac{7,8735 \cdot 1,05}{0,85 \cdot 1,6} = 6,1 \text{кВт}$$

По расчётной мощности выбираем двигатель МТН 211-6, имеющий характеристики:

$N = 8,2$ кВт, мощность на валу двигателя

$n = 900$ об/мин, частота вращения

$\eta = 72\%$, КПД двигателя

$J = 0,115 \text{кг} \cdot \text{м}^2$, момент инерции

$M_{\max} = 196 \text{ Н*м}$, максимальный момент

$m = 120 \text{ кг}$, масса

2.2.4 Выбор редуктора

Передаточное число механизма передачи:

$$i_M = \frac{n}{n_{x.k.}}$$

где $n_{x.k.}$ – число оборотов ходового колеса, об/мин;

$$n_{x.k.} = \frac{V_k}{\pi D_{x.k.}}$$

$$n_{x.k.} = \frac{40}{3,14 \cdot 0,400} = 32 \text{ об / мин}$$

$$i_M = \frac{900}{32} = 28$$

По каталогу стандартных редукторов выбираем редуктор цилиндрический двухступенчатый 1Ц2У-100 с передаточным отношением $i_M = 25$; номинальным крутящим моментом 315 Н*м , и межосевым расстоянием 180 мм .

2.2.5 Выбор муфты и тормоза

Расчётный момент для выбора муфты:

$$M_p = M_H \cdot k_1 \cdot k_2$$

где k_1 – коэффициент степени ответственности механизма; для механизма подъёма груза $k_1 = 1,3$;

k_2 – коэффициент, зависящий от режима работы, для среднего

режима работы $k_2 = 1,2$

$$M_n = \frac{9550N}{n} = \frac{9550 \cdot 8,2}{900} = 87 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_p = 87 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 135,72 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

По расчётному моменту выбираем муфту втулочно-пальцевую с номинальным вращающим моментом $M_k = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$,

Моментом инерции $J_p = 0,24 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

Тормоз выбираем по тормозному моменту:

$$M_T = k \frac{9550N}{n}$$

где k – коэффициент запаса, для среднего режима работы $k = 1,75$

$$M_T = 1,75 \cdot \frac{9550 \cdot 8,2}{900} = 152 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Следовательно по расчётному моменту выбираем муфту втулочно-пальцевую с номинальным вращающим моментом $M_k = 160 \text{ Н} \cdot \text{м}$, Моментом инерции $J_p = 0,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

2.2.6 Проверка двигателя по ускорению

Выбранный двигатель проверяем на наличие пробуксовки ходовых колес по величине создаваемого им ускорению в период пуска.

Время пуска двигателя (с) определим по формуле.

$$t_n = \frac{0,126(J_m + J_p)n + 0,026G_k D_{x.k.}^2 n / i_m^2 \eta_0}{M_{cp.n.} - M_c}$$

где M_c – момент сопротивления передвижению крана без груза, Н*м

$$M_c = G'_k \frac{2\mu + fd}{2i_m \eta_0} k_p$$

$$G'_k = \frac{G_k}{g}$$

$$G'_k = \frac{99}{9,8} = 10,1$$

$$M_c = 10,1 \cdot \frac{2 \cdot 0,5 + 0,02 \cdot 80}{2 \cdot 25 \cdot 0,85} \cdot 1,5 = 15,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$t_n = \frac{0,126 \cdot (0,24 + 0,32) \cdot 900 + 0,026 \cdot 10,1 \cdot 0,4^2 \cdot 900 / 25^2 \cdot 0,85}{130,5 - 15,7} = 0,55 \text{ с}$$

Определим фактическое ускорение ($\text{м}/\text{с}^2$):

$$j_\phi = \frac{V_k}{t_n}$$

$$j_\phi = \frac{0,66}{0,55} = 1,21 \text{ м}/\text{с}^2$$

Сравним полученное ускорение с допустимым:

$$[j] = \left[\frac{m}{n} \left(\frac{\phi}{k_{сц}} + f \frac{d}{D_{x.k.}} \right) - (2\mu + fd) \frac{k_p}{D_{x.k.}} \right] g$$

где m – число приводных колес;

n – общее число колес механизма;

ϕ - коэффициент сцепления колеса с рельсом, $\phi=0,25$

$k_{сц}$ – коэффициент запаса сцепления, $k_{сц}=1,2$.

$$[j] = \left[\frac{2}{4} \left(\frac{0,25}{1,2} + 0,02 \cdot \frac{80}{400} \right) - (2 \cdot 0,5 + 0,02 \cdot 80) \frac{1,5}{400} \right] \cdot 9,8 = 1,3 \text{ м}/\text{с}^2$$

$j_\phi < [j]$

2.2.7 Определение необходимого тормозного момента

Определим максимально допустимую величину ускорения (m/c^2) при торможении:

$$j_{\max}^T = \left[\frac{m}{n} \left(\frac{\varphi}{\kappa_{cy}} - f \frac{d}{D_{x.k.}} \right) + (2\mu + fd) \frac{\kappa_p}{D_{x.k.}} \right] g$$

$$j_{\max}^T = \left[\frac{2}{4} \left(\frac{0,25}{1,2} - 0,02 \cdot \frac{80}{400} \right) + (2 \cdot 0,5 + 0,02 \cdot 80) \frac{1,5}{400} \right] \cdot 9,8 = 1,09 m/c^2$$

Время торможения (с):

$$t_T = \frac{V_k}{j_{\max}^T}$$

$$t_T = \frac{0,66}{1,09} = 0,6 c$$

Тормозной момент (H^*m), на который необходимо отрегулировать выбранный тормоз, определим по формуле:

$$M_T = \frac{1,2(J_p + J_M)n}{9,55t_T} - \frac{W^T D_{x.k.}}{2i_m \eta_o} + \frac{G'_k D_{x.k.}^2 n \eta_o}{38,2 t_T i_m^2} + \frac{W_{yk} D_{x.k.} \eta_o}{2i_m}$$

где W^T – усилие на сопротивления при торможении, Н;

$$W^T = \frac{G_k}{D_{x.k.}} (2\mu + fd)$$

$$W^T = \frac{99}{400} (2 \cdot 0,5 + 0,02 \cdot 80) = 0,64 kH$$

$$M_T = \frac{1,2(0,24 + 0,32)900}{9,55 \cdot 0,6} - \frac{640 \cdot 0,4}{2 \cdot 25 \cdot 0,85} + \frac{9900 \cdot 0,4^2 \cdot 900 \cdot 0,85}{38,2 \cdot 0,6 \cdot 25^2} + \frac{373,5 \cdot 0,4 \cdot 0,85}{2 \cdot 25} = 132,5 H^* m$$

Необходимо выбранный тормоз отрегулировать на тормозной момент
 $M_T=160\text{Н}\cdot\text{м}$