

Содержание

Введение.	4
Исходные данные.	5
I. Предварительные расчеты механизмов.	6
1. Механизм подъема груза.	6
1.1. Выбор крюковой подвески.	8
1.2. Выбор каната.	8
1.3. Установка барабана и верхних блоков.	9
1.4. Выбор электродвигателя.	11
1.5. Выбор передачи.	11
1.6. Выбор соединительных муфт.	13
1.7. Выбор тормоза.	14
1.8. Схема механизма.	14
2. Механизма передвижения.	15
2.1. Выбор кинематической схемы.	15
2.2. Выбор колес.	15
2.3. Определение сопротивления движению тележки.	16
2.4. Выбор электродвигателя.	16
2.5. Выбор редуктора.	17
2.6. Выбор тормоза.	18
2.7. Выбор соединительных муфт.	20
2.8. Буферные устройства.	20
II. Проверочные расчеты механизмов подъема и передвижения	22
1. Проверка надежности пуска двигателя механизма подъема.	22
2. Проверка двигателя механизма передвижения на время разгона.	23
3. Проверка механизма передвижения на отсутствие буксования	24
4. Проверка ходовых колес по контактным напряжениям обода.	26
III. Компонование тележки.	28
Заключение.	33
Список используемой литературы.	34

Введение

В настоящее время востребованность мостовых кранов, на которые сделан упор в данной работе, повышается, что приводит к необходимости учитывать условия использования механизма и грамотно выстраивать процесс проектирования его составляющих.

Одной из важных частей такого крана является тележка. Это совокупность агрегатов, расположенных на передвижной базе, включающая механизмы подъема и передвижения. От правильного проектирования тележки зависит работоспособность всего механизма. Поэтому важно знать условия, выполнение которых должна обеспечивать тележка и используя данные грамотно проводить расчет.

Основной целью данной курсовой работы является проектирование тележки мостового электрического крана. По заданным условиям будут рассчитаны и выбраны ее составляющие.

Исходные данные

Механизм: тележка мостового электрического крана.

Все исходные данные сведены в таблицу 1.

Таблица 1

Наименование величины	Обозначение величины	Числовое значение	Единицы измерения
Грузоподъемность	Q	12.5	т
Высота подъема	H _п	14	м
Скорость подъема	V _п	10	м/мин
Скорость передвижения тележки	V _{ТЕЛ}	45	м/мин

ГРР крана – 5М

Ток - переменный

I. Предварительный расчет механизмов

1. Механизм подъема груза

Выбираем схему механизма – г)

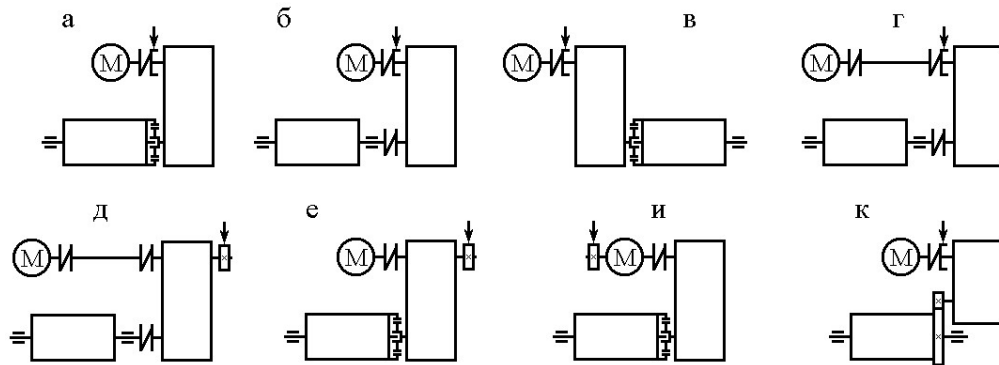


Рис. 1. Кинематические схемы механизма подъема груза

<https://kursovik1.ru/unikalnye-raboty-v-pdf>

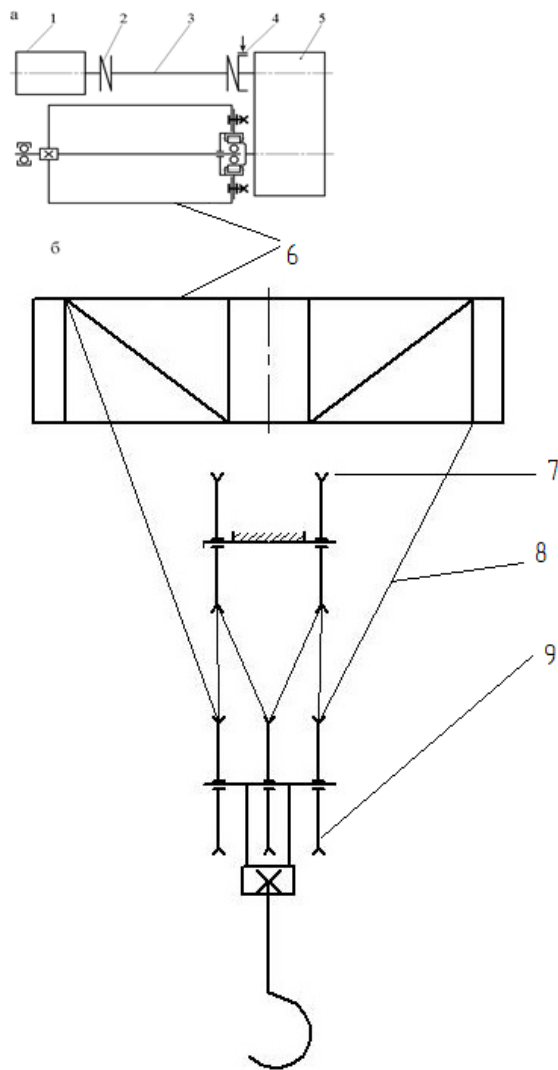


Рис. 2. Кинематическая схема механизма подъема: а – лебедка; б – запасовка канатов;

1 – электродвигатель; 2 – соединительная муфта;

3 – промежуточный вал; 4 – тормоз; 5 – редуктор;

6 – барабан; 7 – верхние блоки; 8 – канаты; 9 – крюковая подвеска

<https://kursovik1.ru/unikalnye-raboty-v-pdf>

1.1. Выбор крюковой подвески.

Механизм подъема мостового крана общего назначения разделяется на подъемную лебедку – от двигателя до барабана включительно, и канатную подвеску груза – крюковую подвеску с полиспастом.

Выбор типоразмера стандартной крюковой подвески (Прил. 1) производится по двум условиям. Первое – грузоподъемность крюковой подвески не должна быть меньше заданной, второе – режим работы крюковой подвески должен соответствовать режиму работы механизма. Выбранная стандартная крюковая подвеска однозначно определяет кратность полиспаста:

$$K_{\Pi} = Z_{\kappa} / Z_{\kappa\Pi} = 6 / 2 = 3$$

где Z_{κ} – число ветвей каната, на которых висит груз; $Z_{\kappa\Pi}$ – число ветвей каната, которые навиваются на барабан.

Обозначение крюковой подвески: 3-12.5-500.

1.2. Выбор каната.

Расчет каната сводится к выбору по ГОСТ минимально допустимого диаметра, при котором его разрывное усилие F_0 (Н) не может быть меньше значения расчетного разрывного усилия P_p (Н), т. е. $F_0 \geq P_p = Z_p S_{\text{НОМ}} = 7,1 * 14313 = 152430 \text{ Н} = 152,4 \text{ кН}$, где $S_{\text{НОМ}}$ – номинальное статическое натяжение ветви каната, набегающего на барабан, Н; Z_p – минимальный коэффициент использования каната (коэффициент запаса прочности).

Значение $S_{\text{НОМ}}$ определяется формулой $S_{\text{НОМ}} = \frac{9,8(12500+250)}{2*3*0,97} = 21469 \text{ Н}$

Выбираем канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6 х 19 (1 + 6 + 6/6) + 1 о. с., ГОСТ 2688–80 181.50 кН, 1764 МПа, d= 18 мм.

1.3. Установка барабана и верхних блоков.

Расчёт геометрических параметров блоков.

Минимальные диаметры барабанов, блоков и уравнильных блоков, огибаемых стальными канатами, определяются по формулам

$$D_{\text{Б}} \geq h_1 d_{\text{К}} \geq 22,4 * 18 \geq 403 \text{ мм (принимается равным 450 мм)}$$

$$D_{\text{БЛ}} \geq h_2 d_{\text{К}} \geq 25 * 18 \geq 450 \text{ мм (принимается равным 400 мм)}$$

$$D_{\text{УР}} \geq h_3 d_{\text{К}} \geq 16 * 18 \geq 288 \text{ мм (принимается равным 320 мм)}$$

где $d_{\text{К}}$ – диаметр каната, мм; $D_{\text{БЛ}}$, $D_{\text{Б}}$, $D_{\text{УР}}$ – диаметры соответственно блока, барабана и уравнильного блока по средней линии навитого каната, мм; h_1 , h_2 , h_3 – коэффициенты выбора диаметров соответственно барабана, блока и уравнильного блока.

Расчет барабана.

Длина барабана с двумя нарезками для сдвоенного полиспаста (рис. 4) $L_{\text{Б}} = 2l_{\text{Н}} + l_0 + 2l_{\text{К}}$, где $l_{\text{Н}}$ – длина одного нарезанного участка; $l_{\text{К}}$ – длина одного гладкого концевой участка.

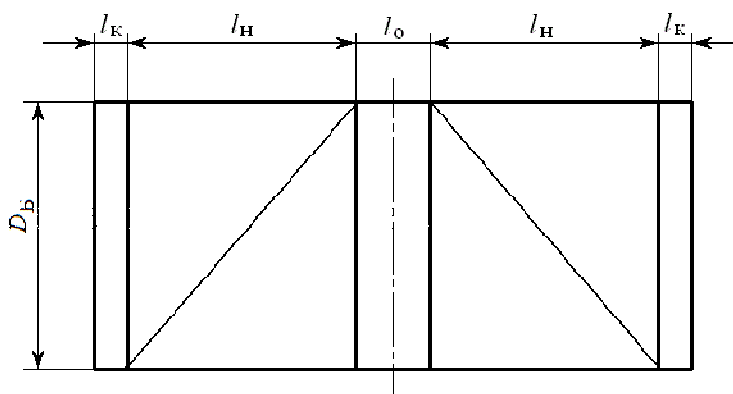


Рис. 3. Барабан с двумя нарезками

Длина одного нарезанного участка $l_{\text{Н}} = t(Z_{\text{РВ}} + Z_{\text{Н}} + Z_{\text{КР}}) = 21(29,7 + 6 + 4) = 834$ мм., где $t = d_{\text{К}} + (2 \dots 3) = 18 + 3 = 21$ мм, t – шаг навивки каната; $Z_{\text{РВ}}$ – число витков для навивки одной ветви каната; $Z_{\text{Н}}$ – число неприкосновенных витков, необходимых для разгрузки деталей крепления каната на барабане ($Z_{\text{Н}} \geq 1,5$).

Рекомендуется принимать $Z_H=5\dots 6$ принимаем равным 6; $Z_{KP}=3\dots 4$ принимаем равным 4 число витков для крепления конца каната.

Число рабочих витков определяется по формуле

$$Z_{PB} = \frac{H_{II} \cdot K_{II}}{\pi \cdot D_B} = \frac{14000 \cdot 3}{3,14 \cdot 450} = 29,7, \text{ где } H_{II} - \text{высота подъема груза.}$$

Длина гладкого среднего участка барабана может быть определена из соотношения $V_H - 2h_{\min} \cdot \text{tg} \gamma \leq l_0 \leq V_H + 2h_{\min} \cdot \text{tg} \gamma$

$$124 - 2 \cdot 1350 \cdot \text{tg} 6^\circ \leq l_0 \leq 124 + 2 \cdot 1350 \cdot \text{tg} 6^\circ \\ -159,8 \leq l_0 \leq 407,8$$

Принимаем $l_0 = 400$ мм,

где $V_H = 124$ мм расстояние между осями наружных блоков крюковой подвески; $h_{\min} \approx 3D_B$ – минимальное расстояние между осью блоков крюковой подвески и осью барабана; $\gamma = 6^\circ$ – максимально допустимый угол отклонения набегающей на барабан ветви каната.

Длина гладкого концевой участка l_K , необходимая для закрепления барабана в станке при нарезании канавок, может приниматься $(4\dots 5)d_K = (72\dots 90)$. Принимаем $l_K = 90$ мм

Отношение L_B/D_B рекомендуется назначать в пределах $3,5\dots 5,0$.

$$L_B = 2 \cdot 834 + 400 + 90 = 2158 \text{ мм}$$

$$L_B/D_B = 2158/450 = 4,8$$

Толщину δ нарезанной цилиндрической части барабана по дну канавки определяют только по напряжениям сжатия, так как напряжения изгиба и кручения барабанов длиной менее трех диаметров не превышают $10\dots 15\%$ от напряжения.

$$\delta = \frac{21469}{21 \cdot 165} = 6 \text{ мм}$$

Материал: сталь 09Г2С

1.4. Выбор электродвигателя

Выбор электродвигателей для механизма подъема осуществляем по расчетной мощности P_p , которая должна быть равна соответствующему значению номинальной мощности электродвигателя при режиме работы ПВ40% или меньше его:

$$P_p = K_{\text{И}} K_3 K_p K_B K_{\text{ПР}} P_{\text{СТ}},$$

$$P_p = 0,7 * 1,2 * 1,15 * 1,05 * 1,25 * 23,54 = 29,85 \text{ кВт}$$

где $K_{\text{И}}$ – коэффициент использования электродвигателей в зависимости от типа поднимаемого груза: для крюкового крана $K_{\text{И}} = 0,7$; K_3 – коэффициент запаса, определяемый условиями работы при повышенной температуре окружающей среды: $K_3 = 1,2$, $K_p = 1,15$ коэффициент использования электродвигателей. $K_B = 1,05$ коэффициент относительной продолжительности включения. $K_{\text{ПР}} = 1,25$; $P_{\text{СТ}}$ – мощность статической нагрузки при подъеме номинального груза с номинальной скоростью, кВт:

$$P_{\text{СТ}} = \frac{9,81(Q + m_{\text{кп}}) V_{\text{кп}}}{1000 * \eta_{\text{М}}} = \frac{9,81(12500 + 250) * 0,16}{1000 * 0,85} = 23,54 \text{ кВт}$$

где $Q = 12500$ – масса подключаемого груза, кг; $m_{\text{к.п}} = 250$ – масса крюковой подвески, кг; $\eta_{\text{М}} = 0,85$ – КПД всего механизма; $V_{\text{к.п}} = 0,16$ – номинальная скорость подъема груза, м/с.

Выбираем двигатель МТН 412-6 (Номинальная мощность 36 кВт, Частота вращения 955 об/мин.).

1.5. Выбор передачи.

$$\text{Передаточное число } U_p = \frac{\pi * D_{\text{Б}} * n_{\text{ДВ}}}{V_{\text{П}} * \text{ПК}} = \frac{3,14 * 0,45 * 955}{14 * 3} = 45.$$

где $D_{\text{Б}}$ – диаметр барабана по оси навиваемого каната, м; $V_{\text{П}}$ – скорость подъема, м/мин; $V_{\text{П}}$ – скорость подъема, м/мин; $n_{\text{ДВ}}$ – частота вращения вала двигателя, об/мин; $K_{\text{П}}$ – кратность полиспаста. Передаточное число выбираемого редуктора не должно отличаться от расчетного более чем на $\pm 15\%$.

Типоразмер редуктора выбираем путем сравнения эквивалентного (равноценного) вращающего момента на выходном валу T_E с ближайшим бóльшим по каталогу номинальным вращающим моментом редуктора T_T при соответствующем режиме работы. Эквивалентный момент

$$T_E = T_{MAX} \sqrt[3]{\frac{\mu_3 \sum N}{N_{НО}}}, \quad T_E = 10029 \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 6,12 \cdot 10^6}{26 \cdot 10^6}} = 6192 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

здесь T_{MAX} – максимальный вращающий момент на тихоходном валу редуктора, $\mu_3 = 1$ – коэффициент интенсивности режима нагружения.

Параметр $\sum N$ определяется формулой $\sum N = K_I n n_w \sum t_i = 3600 \cdot 0,34 \cdot 1 \cdot 5000 = 6,12 \cdot 10^6$, где $K_I = 3600$ – коэффициент для передач с односторонней нагрузкой (механизм подъема).

$n = \frac{V_{\Pi} K_{\Pi}}{\pi D_B} = \frac{0,16 \cdot 3}{3,14 \cdot 0,45} = 0,34 \text{ с}^{-1}$ – частота вращения тихоходного вала редуктора, n_w – число зубчатых колес, сцепляющихся с тихоходным колесом редуктора (для мостовых кранов $n_w = 1$); V_{Π} – скорость подъема груза, м/с; $\sum t_i = 6300$ ч – норма времени работы редуктора по ГОСТ 25835-83. $N_{НО} = 26 \cdot 10^6$ – базовое число циклов перемены напряжений в зависимости от твердости рабочей поверхности зубьев колес редукторов.

Максимальный вращающий момент на тихоходном валу редуктора, T_{MAX} , возникает в период пуска механизма подъема с номинальным грузом на крюке

$$T_{MAX} = \frac{(G_{\Gamma} + G_{\Pi})(g + j_{MAX})D_B}{2gK_{\Pi}\eta_{\Pi}\eta_B} = \frac{(122625 + 2453)(9,81 + 0,16) \cdot 0,45}{2 \cdot 9,81 \cdot 3 \cdot 0,97 \cdot 0,98} = 10029 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

где $G_{Г}$, $G_{П}$ – вес номинального груза и вес крюковой подвески. $j_{МАХ}$ – ускорение груза при пуске. $\eta_{Б}=0,98$ – КПД барабана; g – ускорение силы земного притяжения; t_{min} – минимальное время разгона при пуске. В предварительных расчетах его можно принимать равным одной секунде.

Выбираем редуктор Ц2-500 с передаточным числом 50. Угловая скорость быстроходного вала $10,6с^{-1}$, Выбираем редуктор с межосевым расстоянием 500, чтобы на раме разместить барабан и электродвигатель механизма подъема так, чтобы обеспечить расстояние между ними не менее 50 мм.

1.6. Выбор соединительных муфт.

Муфты выбираем по наибольшему диаметру концов соединяемых валов.

Выходной вал двигателя $d1=65\text{мм}$

Быстроходный вал редуктора $d=60\text{мм}$

Выбираем промежуточный вал $d=60\text{мм}$ (на концах)

Затем проверяем прочность муфты из условия $T_{н} \geq T_{р} = K_1 K_2 K_3 T = 1,8 * 1,4 * 1,25 * 245 = 696$ где $T_{н}$ – номинальный крутящий момент; $T_{р}$ – расчетный крутящий момент; T – передаваемый крутящий момент; K_1 – коэффициент ответственности (если при поломке муфты произойдет остановка машины, то $K_1=1$). K_2 – коэффициент условий работы машины (при переменной работе $K_2=1,2$); K_3 – коэффициент углового смещения ($K_3=1,25$ для муфт МЗП момент T определяется при подъеме максимального (номинального) веса груза с постоянной скоростью).

$$T = \frac{(Q + m_{к.п.})gD_{Б}}{2K_{П}U_{Р}\eta_{М}} = \frac{(12500 + 250) * 9.81 * 0.45}{2 * 3 * 50 * 0.85} = 221 \text{ Н * м}$$

Выбираем муфту МЗП – 4 (двигатель-промежуточный вал) и МЗП – 4 (промежуточный вал-редуктор).

1.7. Выбор тормоза.

Выбор тормоза механизма подъема осуществляем по расчетной величине тормозного момента $T_{Т.Р}$, который определяется из условия надежного удержания груза на весу:

$T_{Т.Р} \geq K_T T_{Ст}$, где $T_{Ст}$ - статический момент от веса груза на тормозном валу;

$K_T \geq 1,5$ - коэффициент запаса торможения кранов общего назначения.

Статический момент от веса груза

$$T_{Ст} = \frac{g(Q+m_{к.п.})D_B \eta_M}{2K_{II}U_P} = \frac{9,81(12500+250)0,45 \cdot 0,85}{2 \cdot 3 \cdot 50} = 159 \text{ Н} \cdot \text{м}, \text{ где } \eta_M - \text{КПД}$$

механизма подъема на участке от груза до тормоза; U_P - передаточное число механизма от барабана до вала, на котором установлен тормоз.

При выборе тормоза паспортный тормозной момент должен быть не менее расчетного $T_{Т.Р} = 1,5 \cdot 159 = 238 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Выбираем тормоз ТКГ-200.

1.8. Схема механизма.

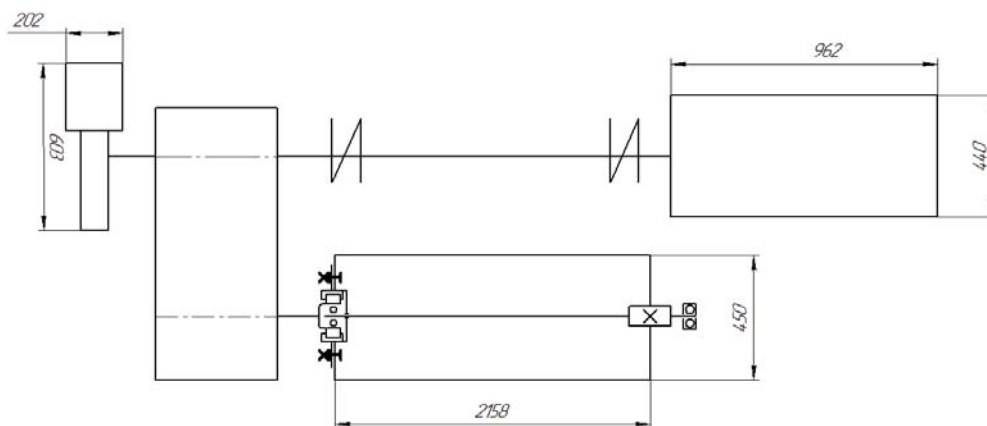


Рис.4. Схема механизма подъема

2. Механизм передвижения.

2.1. Выбор кинематической схемы.

При выборе кинематической схемы механизма передвижения тележки отдаем предпочтение схеме, имеющей боковой привод с тихоходным трансмиссионным валом и применением вертикальных редукторов типа ЦЗвк, ВК и ВКУ. Ее достоинством является малая трудоемкость работ по выверке и центровке редуктора и не требует устройства специальных опорных площадок под редуктор на раме тележки. Выбранная схема изображена на рис. 1.

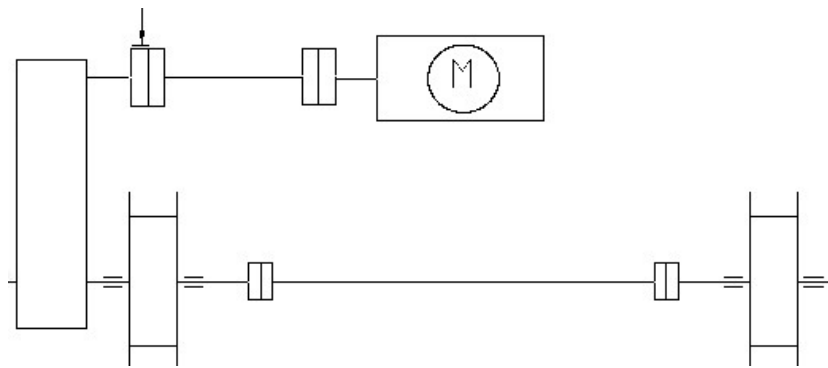


рис. 5. Кинематическая схема механизма передвижения тележки

Так как номинальная грузоподъемность менее 80 тонн, то число ходовых колес тележки принимаем равным четырем.

2.2. Выбор колёс.

Выбор колес производится по максимальной статической нагрузке:

$$P_{к.маx} = \frac{G_z + G_m}{Z} K_H, \text{ где}$$

G_z, G_m – вес номинального груза главного подъема и тележки соответственно;

Z – число колес;

$K_H = 1,2$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки на колеса.

$$P_{к.маx} = \frac{122625 + 49050}{4} * 1.2 = 51502 \text{ Н}$$

По ОСТ 24.090.44–82 выбираем диаметр ходового колеса $D_k = 200$ мм.

2.3. Определение сопротивления движению тележки.

Полное сопротивление передвижению тележки в период разгона, приведенное к ободу колеса, рассчитывается по формуле:

$$W_{\text{стат}} = W_{\text{тр}} + W_y,$$

где $W_{\text{тр}}$ – сопротивление, создаваемое силами трения:

$$W_{\text{тр}} = \frac{(G_r + G_{\text{II}} + G_T) \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d_{\text{ц}})}{D_k} \cdot K_{\text{доп}}, \text{ где}$$

μ – коэффициент трения качения колес по рельсу; принимаем $\mu = 0,3$;

f – коэффициент трения в подшипниках колес; принимаем $f = 0,015$;

$d_{\text{ц}}$ – диаметр цапфы вала колеса, принимаем $d_{\text{ц}} = 43$ мм;

$K_{\text{доп}} = 2,5$ – коэффициент дополнительных сопротивлений (трения реборд и токосъемного устройства).

$$W_{\text{тр}} = \frac{(122625 + 2453 + 49050) \cdot (2 \cdot 0,3 + 0,015 \cdot 43)}{200} \cdot 2,5 = 2709 \text{ Н}$$

W_y – сопротивление, создаваемое уклоном пути; рассчитывается:

$$W_y = \alpha \cdot (G_r + G_{\text{II}} + G_T), \text{ где}$$

$\alpha = 0,002$ – уклон рельсового пути.

$$W_y = 0,002 \cdot (122625 + 2453 + 49050) = 348 \text{ Н.}$$

Прочие сопротивления принимаем = 0.

$$W_{\text{стат}} = 2709 + 348 = 3057 \text{ Н.}$$

2.4. Выбор электродвигателя.

Исходными данными при выборе электродвигателя являются статические и динамические нагрузки, приведенные к валу двигателя, параметры режима работы, время приложения статической и динамических нагрузок. Выбор электродвигателя производится в соответствии с ОСТ 24.090.85–88, который предусматривает вычисления расчетной мощности P_p , необходимой для разгона крана (тележки): $P_p = P_{\text{ст}} + P_{\text{дин}}$, где $P_{\text{ст}}$, $P_{\text{дин}}$ — мощность, затрачиваемая на преодоление статических и динамических нагрузок соответственно.

Таким образом, расчетная мощность P_p , кВт, двигателя механизма передвижения тележки при работе в помещении по условиям пуска с заданным ускорением:

$$P_p = \frac{1}{K1\gamma_{п}} \left[\frac{(m_{г}+m_{т})v_{т}a'a}{10^3\eta_{исх}} + P_{ст} \right],$$

где $v_{т}$ — скорость движения тележки, 0,75 м/с; a' — коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс механизма, $a' = 1,15$; a — допускаемое ускорение тележки, 0,15 м/с², $K1$ — коэффициент использования двигателя по пусковому моменту, $K1 = 0,7$ (для асинхронных двигателей с фазным ротором); $\gamma_{п}$ — кратность отношения максимального пускового момента двигателя к номинальному, $\gamma_{п} = 2,5$; $\eta_{исх}$ — КПД механизма=0,8; $P_{ст}$ — мощность, кВт, затрачиваемая на преодоление статических сопротивлений.

Пренебрегая массой крюковой подвески ввиду ее малости, получим

$$P_{ст} = \frac{(W_{тв} + W_{у})v_{т}}{10^3\eta_{исх}} = \frac{gv_{т}(m_{г} + M_{т})}{10^3\eta_{исх}} \left[\frac{(fd + 2\mu)K_p}{D} + \alpha \right];$$

$$P_{ст} = \frac{9,81 \cdot 0,75(12500 + 5000)}{10^3 \cdot 0,8} \left[\frac{(0,015 \cdot 43 + 2 \cdot 0,3) \cdot 2,5}{200} + 0,002 \right] = 2,8 \text{ кВт},$$

где g — ускорение силы земного притяжения, $g = 9,81$ м/с²; $m_{г}$, $M_{т}$ в килограммах; d , μ , D в миллиметрах.

$$P_p = \frac{1}{0,7 \cdot 2,5} \left[\frac{(12500 + 5000) \cdot 0,75 \cdot 1,15 \cdot 0,15}{10^3 \cdot 0,8} + 2,8 \right] = 2,8 \text{ кВт},$$

Выбираем двигатель МТФ-111-6 (Мощность 3,5 кВт, $n_{дв} = 900$ об/мин).

2.5. Выбор редуктора.

Типоразмер редукторов выбирают по методике, аналогичной изложенной для механизма подъема груза, за исключением значения коэффициента $K1$, который для механизма передвижения равен 1800, как механизма, работающего с двусторонней нагрузкой.

Типоразмер редуктора выбирают по каталогу путем сравнения эквивалентного (равноценного) вращающего момента на выходном валу $T_{Ес}$

ближайшим большим номинальным вращающим моментом редуктора $T_{н.р}$ при соответствующих режиме работы и передаточном числе.

Необходимое передаточное число редуктора

$$U_p = \frac{\pi * D * n_{дв}}{v_T} = \frac{3,14 * 900 * 0,2}{45} = 12,6 \quad \text{принимаем } U_p = 13.$$

где $n_{дв}$ — частота вращения вала двигателя, об/мин-1; D — диаметр ходового колеса, м; v_T — скорость тележки, м/мин.

Передаточное число выбираемого редуктора не должно отличаться от расчетного более чем на $\pm 15\%$.

Эквивалентный момент

$$T_E = M_{\max} \sqrt[3]{\frac{\mu_3 \sum N}{N_{НО}}}, \quad \text{Где } \mu_3 = 1 - \text{коэффициент интенсивности режима нагружения}$$

Параметр $\sum N$ определяется формулой $\sum N = K_1 m_w \sum t_i$,

$$n = \frac{V_{п}}{\pi D} = \frac{0,75}{3,1416 * 0,2} = 1,2 \text{ с}^{-1} \text{ частота вращения тихоходного вала редуктора.}$$

$$\sum N = 1800 * 1,2 * 1 * 5000 = 10,8 * 10^6$$

$$M_{\max} = w_{ст} * \frac{D_k}{2} = 3057 * \frac{0,2}{2} = 305,7 \text{ Н}$$

$$T_E = 306 \sqrt[3]{\frac{1 * 10,8 * 10^6}{26 * 10^6}} = 228 \text{ Н * м}$$

Выбираем редуктор 1ЦЗУвк-100, характеристики ступицы редуктора совпадают с приводным валом выбранной приводной колесной установки.

2.6. Выбор тормоза.

Согласно правилам Ростехнадзора в данном механизме передвижения должен быть установлен тормоз, т.к. тележка, предназначенная для работы в помещении на надземном рельсовом пути, перемещается со скоростью больше 0,53 м/с.

Расчетный тормозной момент механизма при работе крана в закрытом помещении определяется для движения без груза под уклон в предположении, что реборды колес не задевают заголовки рельсов:

$$T = T_{yo} + T_{но} - T_{трo},$$

T_{yo} – момент, создаваемый уклоном пути:

$$T_y = \frac{W_y D_k \cdot \eta_{MEK}}{2U_p}, \text{ где}$$

$W_{yo} = \alpha G_t$ – сопротивление передвижению тележки, создаваемое уклоном (α – уклон рельсового пути);

$$W_{yo} = 0,002 \cdot 49050 = 98,1 \text{ Н};$$

$$T_{yo} = \frac{98,1 * 0,2 * 0,94}{2 * 16} = 0,58 \text{ Н * м}$$

$T_{но}$ – момент, создаваемый инерцией:

$$T_{ин} = \frac{W_{ин} D_k \eta_{MEK}}{2U_p}$$

где $W_{ин} = \delta m_a$ – сопротивление передвижению тележки, создаваемое инерцией (δ – коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс механизма, при скорости менее 1 м/с $\delta = 1,25$).

$$W_{ин} = 0,15 \cdot 1,25 \cdot 5000 = 937,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{но} = \frac{937,5 * 0,2 * 0,94}{2 * 16} = 5,5 \text{ Н * м};$$

$T_{тр}$ – момент, создаваемый трением:

$$T_{тр} = \frac{W_{тр} D_k}{2U_p \eta_m}, \text{ где}$$

$$W_{тр} = \frac{(2\mu + f d_u)}{D_k} K_{трoл} G_m - \text{ сопротивление передвижению тележки,}$$

создаваемое трением, где $K_{трoл}$ – коэффициент, учитывающий сопротивление движению тележки от троллейного токопровода (принимаем $K_{трoл} = 1,25$).

$$W_{тр} = \frac{(0,015 * 43 + 2 * 0,3)}{200} * 1,25 * 49050 = 382 \text{ Н};$$

$$T_{тр} = \frac{382 * 0,2}{2 * 16 * 0,94} = 2,54 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$T_{\text{торм}} = 0,58 + 5,5 - 2,54 = 3,54 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Принимаем тормоз ТКТ-100 со следующими параметрами:

Диаметр тормозного шкива – 100 мм.

Максимальный тормозной момент при ПВ 40% - 20 Н*м.

2.7. Выбор соединительных муфт.

Муфты выбираем по наибольшему диаметру концов соединяемых валов.

Выходной вал электродвигателя $d=35 \text{ мм}$

Быстроходный вал редуктора $d=25 \text{ мм}$

Выбираем промежуточный вал $d=30 \text{ мм}$

Выбираем муфту МЗП – 2 (двигатель-промежуточный вал)

Выбираем муфту МЗП – 2 с тормозным шкивом. Диаметр тормозного шкива 200 мм.

Выходные валы колес $d=40 \text{ мм}$

Выбираем промежуточный вал $d=40 \text{ мм}$

Выбираем муфты МЗП – 3 (колесо-промежуточный вал, промежуточный вал-колесо).

2.8. Буферные устройства.

Резиновые буферы применяют при скоростях наезда v , меньших либо равных 1 м/с.

Нетрудно показать, что при установке упоров на середине пути торможения скорость крана (тележки) в момент наезда составит 0,707 от скорости, которую имел кран в момент отключения двигателя. Таким образом, для крана с гибкой подвеской груза:

$$\frac{m_{K(T)} v_B^2}{2} = (W_{\text{ТР}} + W'_T) S + An,$$

При выборе стандартных буферов, для которых известна энергоемкость, можно пользоваться вышеприведенным уравнением.

Примем стандартный буфер БР100 [5].

Вышеприведенное уравнение утверждает, что кинетическая энергия тележки должна быть равна сумме сумм сил сопротивления и торможения на ход буфера и энергоемкости буферов, чтобы буфер отработал свой ресурс. Тогда для этого должно выполняться неравенство:

$$\frac{m_{K(T)}v_B^2}{2} \leq (W_{TP} + W'_T)S + An,$$

где $m_{K(T)} = 5000$ кг — масса тележки;

$W_{TP} = 2709$ Н — сила сопротивления передвижению;

Проверочный расчет проводим на случай выхода тормозов из строя, тогда $W'_T = 0$ Н.

$S = 0,0316$ м — ход буфера БР100;

$A = 324$ кН·м — энергоемкость буфера;

$n = 2$ — число буферов.

Выполним проверку условия:

$$\frac{5000 \cdot 0,75^2}{2} \leq (2709 + 0) \cdot 0,0316 + 324000 \cdot 2,$$

$1406,25 \leq 648009,80$ Н — условие выполняется.

II. Проверочные расчеты механизмов подъема и передвижения.

1. Проверка надежности пуска двигателя механизма подъема.

При разгоне механизма пусковой момент двигателя преодолевает момент статических сопротивлений от веса груза с грузозахватом и моменты сил инерции поступательно и вращательно

$$T_{\text{ср.п}} = T_{\text{ст}} + T_{\text{и.п}} + T_{\text{и.вр}}, \quad \text{движущихся масс}$$

где $T_{\text{ср.п}}$ — среднепусковой момент электродвигателя; $T_{\text{и.п}}$ — момент сил инерции поступательно движущихся масс (груз и грузозахват); $T_{\text{и.вр}}$ — момент инерции вращающихся масс (ротор двигателя, муфты, зубчатые колеса, барабан и т. п.).

Раскрыв значения моментов в приведенной формуле через начальные параметры, можно определить время разгона, с, по зависимости

$$t_p = \frac{\frac{\pi n_{\text{дв}}}{30} \left[\gamma J_1 + \frac{(m_{\Gamma} + m_{\text{п}}) r_{\text{б}}^2}{K_{\text{п}}^2 U_{\text{р}}^2 \eta_{\text{мех}}} \right]}{T_{\text{ср.п}} - T_{\text{ст}}},$$

где $n_{\text{дв}}$ — номинальная частота вращения двигателя по каталогу при заданном ПВ, об/мин; γ — коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс, расположенных на втором, третьем и последующих валах механизма, $\gamma = 1, 1, \dots, 1, 2$; J_1 — момент инерции вращающихся масс первого (быстроходного) вала, $J_1 = 0,25 + 0,675 + (0,15 + 0,2^2 * 30) = 1,105$ кг·м²; m_{Γ} , $m_{\text{п}}$ — масса груза и крюковой подвески соответственно, кг; $r_{\text{б}}$ — радиус барабана по оси навиваемого каната, м; $K_{\text{п}}$, $U_{\text{р}}$ — кратность полиспаста и передаточное число редуктора; $\eta_{\text{мех}}$ — КПД механизма; $T_{\text{ср.п}}$ — среднепусковой момент двигателя, Нм, $T_{\text{ср.п}} = T_{\text{дв.н}} * \varphi_{\text{ср.п}}$ — Здесь $T_{\text{дв.н}} = 9554 \frac{P_{40}}{n_{40}}$, где P_{40} — мощность двигателя по каталогу при ПВ=40% вне зависимости от заданного режима работы, кВт; n_{40} — частота вращения двигателя по каталога при ПВ=40%; $\varphi_{\text{ср.п}}$ — кратность среднепускового момента двигателя с фазным

ротором = 1,55; T_{CT} – момент статического сопротивления, приведенный к валу двигателя, Нм, $T_{CT} = \frac{g(m_{\Gamma} + m_{\Pi})r_{\text{К}}}{U_{\text{P}}\eta_{\text{MEK}}}$

Подставляем все значения в формулу времени разгона и получаем:

$$t_p = \frac{\frac{3.14 \cdot 965}{30} \left[1.2 \cdot 1.105 + \frac{(12500 + 2453) \cdot 0.225^2}{3^2 \cdot 50^2 \cdot 0.85} \right]}{\left(9554 \cdot \frac{30}{965} \cdot 1.55 \right) - \left(\frac{9.81 \cdot (12500 + 2453) \cdot 0.225}{3 \cdot 50 \cdot 0.85} \right)} = 0,82 \text{ с.}$$

Расчетное время разгона t_P сравниваем с рекомендуемым $t_{PEK} = 1 \dots 2$ с. При этом, двигатель не работает с предельной нагрузкой. Также, при данном t_P детали механизма не испытывают значительные инерционные нагрузки, что при частых пусках может привести к их поломкам.

2. Проверка двигателя механизма передвижения на время разгона.

Наибольшее время разгона наблюдается тогда, когда тележка транспортирует номинальный груз, а уклон пути и ветер препятствуют движению.

Расчет проводится по методике, аналогичной для механизма подъема. При работе крана в помещении время разгона, с,

$$t_{\text{P.TP}} = \frac{\frac{\pi \cdot n_{\text{ДВ}}}{30} \left[\gamma J_1 + \frac{(m_{\Gamma} + m_{\text{T}}) r_{\text{К}}^2}{U_{\text{P}}^2 \eta_{\text{MEK}}} \right]}{T_{\text{CP.П}} - T_{\text{CT.1}}},$$

где значения параметров $n_{\text{ДВ}}$, g , J_1 , m_{Γ} , U_{P} , η_{MEK} , $T_{\text{CP.П}}$ те же, что и в формуле для механизма подъема; m_{T} — масса тележки, кг; $r_{\text{К}}$ — радиус ходового колеса, м; $T_{\text{CT.1}}$ — статический момент сопротивления движению, приведенный к валу двигателя,

$$T_{\text{CT1}} = \frac{r_{\text{К}} (W_{\text{TP}} + W_{\text{У}})}{U_{\text{P}} \eta_{\text{MEK}}};$$

$$J_1 = 0,042 + 0,15 + 0,06 = 0,252 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$W_{\text{TP}}, W_{\text{У}}$ — силы сопротивления трению и уклону, Н.

Подставляем все значения в формулу, получаем:

$$t_{p \text{ тр}} = \frac{\frac{3.14 \cdot 895}{30} [1.2 \cdot 0,252 + \frac{(12500 + 5000) \cdot 0,1^2}{16^2 \cdot 0,8}]}{(9554 \cdot \frac{3.5}{895} \cdot 1.55) - (\frac{0,1(2709 + 348)}{16 \cdot 0,8})} = 3,2 \text{ с.}$$

Время разгона тележки не превышает рекомендуемое значение - 6 с.

3. Проверка механизма передвижения на отсутствие буксования.

В период пуска механизма передвижения приводные колеса, взаимодействуя с рельсами, приводят в движение тележку. Для получения нормальной работы при разгоне и торможении необходимо, чтобы приводные колеса перекатывались по рельсам без скольжения (пробуксовки). Поэтому при расчете механизмов передвижения нужно выдержать определенное соотношение между силами сцепления ходовых колес с рельсами и движущей силой, приложенной к ободьям этих колес.

Расчетным случаем является работа без груза, когда усилие на приводные колеса будет уменьшенным а, следовательно, уменьшена будет и сила сцепления колес с рельсами. Работа в период пуска без проскальзывания приводных ходовых колес обеспечивается при соблюдении неравенства:

$$W_{\text{сц}} > W_{\text{с.о.}} + W_{\text{н.о.}} \text{ или } W_{\text{сц}} = k_{\text{зап}} (W_{\text{с.о.}} + W_{\text{н.о.}}), \text{ где}$$

$k_{\text{зап}} \geq 1,2$ - коэффициент запаса сцепления;

$W_{\text{сц}} = G_{\text{сц}} \cdot \varphi$ - сила сцепления колес с рельсами

$$G_{\text{сц}} = G_T \frac{n_{\text{пр}}}{n_{\text{всех}}} = 49050 \frac{2}{4} = 24525 \text{ Н- вес тележки, приходящийся на}$$

приводные колеса, здесь: $n_{\text{пр}}$, $n_{\text{всех}}$ – число приводных колес и общее число колес соответственно.

$$W_{\text{с.о.}} = G_T \left(\frac{f d_{\text{п}} + 2\mu}{D_{\text{к}}} \right) k_p + G_T \cdot \alpha + W_B = 49050 * \left(\frac{0,015 * 43 + 2 * 0,3}{200} \right) * 1,15 = 351,1, \text{ где}$$

$f = 0,015$ -коэффициент трения в подшипниках качения (для шарикоподшипников); $d_{\text{п}} = 43$ мм-диаметр вала колеса в месте посадки подшипника; $\mu = 0,3$ -коэффициент трения качения стального колеса по рельсу с плоской головкой; $k_p = 2,5$ - коэффициент, учитывающий сопротивление

Код поля изменен

трения реборд колеса в зависимости от назначения механизма, типа привода, формы обода колеса и типа токоподвода; $\alpha = 0$ - уклон пути; $W_B = 0$ - сопротивление движению тележки, создаваемое силой ветра.

$$W_{H.O.} = \frac{G_T}{g} j - \text{сопротивление от сил инерции массы тележки.}$$

Выражая параметры формулы для W_{CC} , и используя вышеназванные параметры, получим:

$$j_{доп} = g \left[\frac{n_{пр}}{n_{всех}} \left(\frac{\varphi}{k_{зап}} + f \frac{d_{п}}{D_k} \right) - \left(\frac{f \cdot d_{п} + 2\mu}{D_k} \right) \cdot k_p \right] = 9,81 \left(\frac{2}{4} \left(\frac{0,2}{1,2} + \frac{43}{200} \right) - \right.$$

$0,015 \cdot 43 + 2 \cdot 0,3200 \cdot 1,15 = 0,76 \text{ м/с}^2$, где $j_{доп}$ - допустимое ускорение

тележки. Тогда, условием отсутствия буксования колес тележки можно считать выражение:

$$j_{факт} \leq j_{доп}, \text{ где } j_{факт} - \text{фактическое ускорение движения тележки,}$$

которое определяется зависимостью:

$$j_{факт} = \frac{V_{тф}}{t_p} = \frac{0,75}{3,2} = 0,23 \text{ м/с}^2 \text{ где } V_{тф} - \text{фактическая скорость движения}$$

тележки; t_p – время разгона механизма.

$$j_{факт} \leq j_{доп}$$

$$0,23 \leq 0,76$$

Условие отсутствия буксования выполняется, следовательно, при разгоне тележки проскальзывание колес относительно рельсов будет отсутствовать.

Для проверки условия отсутствия юза (проскальзывания колес тележки по рельсам во время торможения) являются выражение аналогичные вышеприведенным, но с изменением знаков, поэтому:

$$j_{торм}^{доп} = 9,81 \left[\frac{2}{4} \left(\frac{0,2}{1,2} - 0,015 \cdot \frac{43}{200} \right) + \left(\frac{0,015 \cdot 43 + 2 \cdot 0,3}{200} \right) \right] = 0,74 \text{ м/с}^2$$

$$j_{торм}^{факт} = \frac{0,75}{3,2} = 0,23 \text{ м/с}^2$$

$$j_{факт} \leq j_{доп}$$

$$0,23 \leq 0,74$$

Условие отсутствия юза выполняется, следовательно, при торможении тележки проскальзывание колес относительно рельсов будет отсутствовать.

4. Проверка ходовых колес по контактными напряжениям обода и рельса.

Предварительно выбранные ходовые колеса тележек и кранов проверяют по напряжениям в контакте обода и рельса (ОСТ 24.090.44–82. «Колеса крановые. Выбор и расчет»). Напряжение в контакте обода колеса и рельса с выпуклой головкой определяют по формуле

$$\sigma = 7500 K K_1 \sqrt[3]{\frac{K_D P}{D_K^2}},$$

где K — коэффициент, зависящий от отношения радиуса закругления головки рельса r к диаметру колеса $= 0,143 K_1$ — коэффициент, учитывающий влияние касательной нагрузки на напряжение в контакте $= 1,1$. K_D

— коэффициент динамичности пары «колесо-рельс», $K_D = 1 + a_1 v$.

Здесь a_1 — коэффициент, зависящий от жесткости кранового пути, $0,15$ с/м;

v — номинальная скорость передвижения, $0,75$ м/с; P — максимальная

статическая нагрузка на колесо, $51,502$ кН; D_K — диаметр колеса $= 20$ см

Подставляем:

$$\sigma = 7500 * 0,143 * 1,1 \sqrt[3]{\frac{(1 + 0,15 * 0,75) * 51,502}{20^2}} = 616 \text{ МПа}$$

Контактные напряжения не должны превышать допускаемые напряжения

$[\sigma_N]$, МПа, при приведенном за срок службы

числе оборотов колеса N :

$$[\sigma_N] = [\sigma_0] \sqrt[3]{\frac{10^4}{N}},$$

Где $[\sigma_0] = 860$ МПа,

$$N = \Theta N_C; N_C = 36 \cdot 10^4 \frac{v_C}{\pi D} T_{\text{маш}},$$

где Θ — коэффициент приведенного числа оборотов колеса $= 0,63$; v_C — усредненная скорость передвижения колеса, $0,75$ м/с, $v_C = \beta v$. Здесь $\beta = 0,7$ —

коэффициент, зависящий от отношения времени неустановившегося движения t_H (суммарное время разгона и торможения) к полному времени передвижения t . $T_{\text{маш}}$ — машинное время работы колеса, ч, за срок службы

$$N = 0,63 * 36 * 10^4 * \frac{0,7 * 0,75}{3,14 * 0,2} = 189505$$

$$\sigma_{\leq [\sigma_N]} = 860 \sqrt{\frac{10^4}{189505}} = 620 \text{ Мпа.}$$

$$616 \leq 620$$

Контактные напряжения не превышают допустимые напряжения при приведенном за срок службы числе оборотов колеса.

III. Компонование тележки.

Расположение механизмов на раме тележки должно обеспечить ее минимальные габариты и массу, равномерную нагрузку на ходовые колеса при номинальном грузе на крюке.

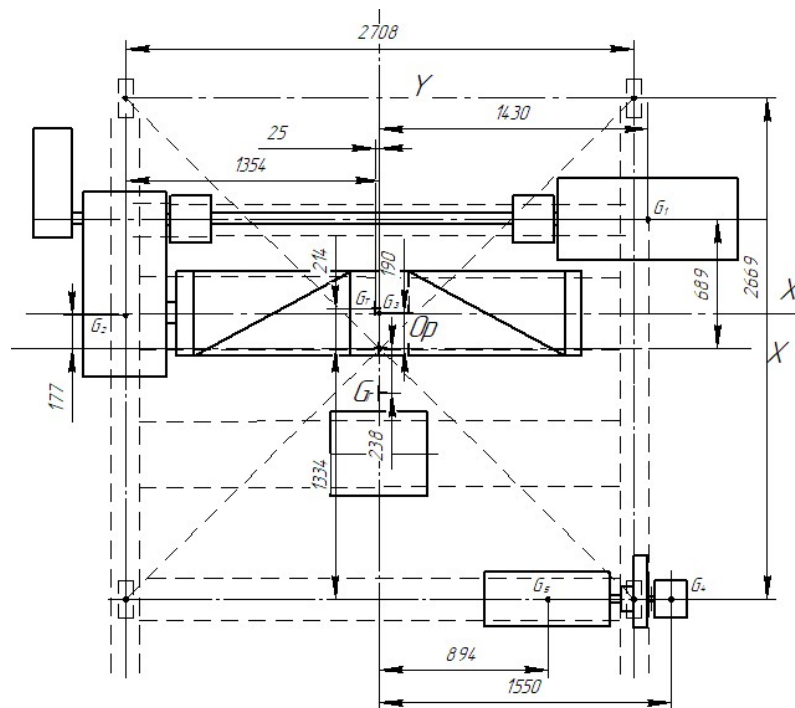


Рис.6. Компоновка тележка

Центр барабана подъема принимается за начало координат, из которого проводятся главные координатные оси: $x'x'$ – по оси барабана и yy – перпендикулярно оси барабана.

Симметрично относительно оси yy располагаются продольные оси подтележечных рельсов с таким расчетом, чтобы продольная ось редуктора совпадала (или была близка) с одной из осей колеи тележки.

В соответствии с размерами узла ходовых колес (расстоянием между корпусами подшипников) пунктиром прочерчиваем вертикальные листы продольных балок рамы тележки.

Следует наметить место установки барабана и верхних блоков.

Привод механизма передвижения тележки располагается с учетом возможности крепления редуктора и пропуска трансмиссионного вала при уже намеченных элементах рамы тележки. Задается положение ходовых колес.

Ориентировочно контур рамы следует наметить с учетом возможности прохода обслуживающего персонала при ремонтах и регулировках оборудования.

Центр массы рамы тележки (точка O_p), который с достаточной степенью точности можно считать расположенным в геометрическом центре рамы, принимаем за центр основной системы координат. Вес рамы определяется разностью между ранее принятым весом тележки и суммой весов установленных на ней механизмов.

На виде тележки сверху координируются центры масс всего оборудования, находящегося на раме, причем вес двигателей, барабана и вертикального редуктора прикладывают в геометрическом центре соответствующих изделий. Вес горизонтального редуктора прикладывают на расстояние одной трети их длины со стороны тихоходного вала. Вес тормозов, промежуточных валов и муфт невелик по сравнению с весом рамы тележки и перечисленного оборудования. Поэтому при определении вертикальных усилий, действующих на ходовые колеса, их веса могут не учитываться.

1. Определение весов и координат центров тяжести.

Координаты центра тяжести порожней тележки:

$$X_m = \frac{\sum G_i X_i}{\sum G_i},$$

$$Y_m = \frac{\sum G_i Y_i}{\sum G_i},$$

где G_i – вес отдельных сборочных единиц;

X_i, Y_i – координаты точек их приложения.

$$X_m = \frac{3381 \cdot 1429 - 4900 \cdot 1354 + 441 \cdot 1548 - 755 \cdot 893}{3381 + 4900 + 8183 + 441 + 755} = -25 \text{ мм},$$

$$Y_m = \frac{3381 \cdot 691 + 4900 \cdot 177 + 8183 \cdot 192 - 441 \cdot 1331 - 755 \cdot 1331}{3381 + 4900 + 8183 + 441 + 755} = 315 \text{ мм},$$

2. Чтобы определить координату Y центра тяжести груза, находящегося на крюке подвески, необходимо рассмотреть равновесие крюковой подвески в плоскости базы тележки.

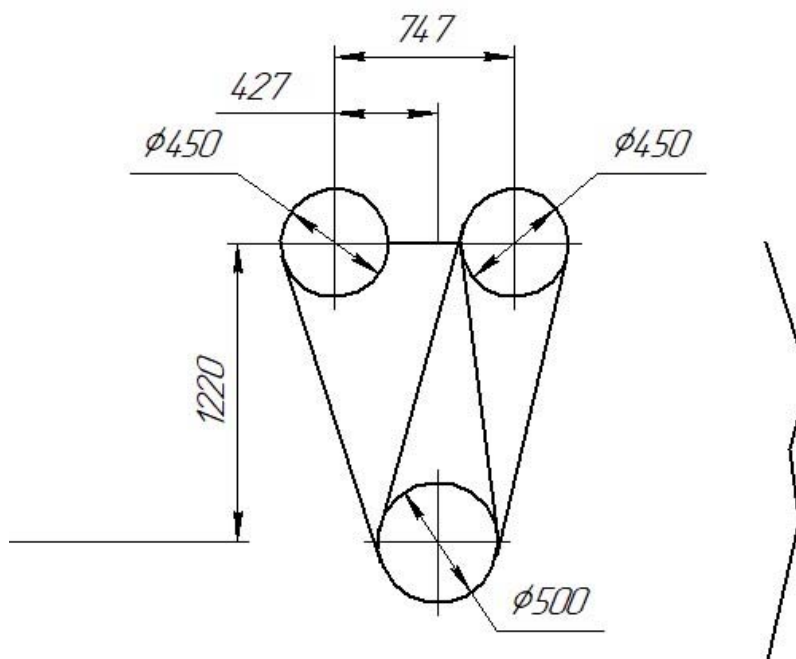


Рис. 7. равновесие крюковой подвески в плоскости базы тележки

Необходимо расположить подвеску между барабаном и верхним блоком на наибольшей высоте. В этом положении ось подвески находится от оси барабана на расстоянии

$$H = H_B + H_P + H' + H_{II}$$

где H_B – высота расположения оси вала барабана, мм;

H_P – высота рамы тележки, мм;

H^I – расстояние от подвески в ее верхнем положении до металлоконструкции тележки (регламентируется правилами Ростехнадзора), мм;

H_{II} – расстояние от оси до крайней верхней точки подвески, мм.

По правилам сложения векторов находится равнодействующая сила в канатах, идущих на верхние блоки, и равнодействующая сила в канатах, идущих к барабану. При сложении этих сил получается равнодействующая сила, действующая на крюковую подвеску.

3. Зная координаты веса груза и веса порожней тележки, определяют вертикальную нагрузку, действующую на ходовые колеса:

$$\begin{aligned} \text{от веса груза } P_{1Г} &= \frac{G_{ГР}}{4} \left(1 - \frac{2y_{ГР}}{B_T} \right); P_{2Г} = \frac{G_{ГР}}{4} \left(1 - \frac{2y_{ГР}}{B_T} \right); \\ P_{3Г} &= \frac{G_{ГР}}{4} \left(1 + \frac{2y_{ГР}}{B_T} \right); P_{4Г} = \frac{G_{ГР}}{4} \left(1 + \frac{2y_{ГР}}{B_T} \right) \end{aligned}$$

и от веса порожней тележки

$$\begin{aligned} P_{1Т} &= \frac{G_T}{4} \left(1 - \frac{2y_T}{B_T} - \frac{2x_T}{L_T} \right); P_{2Т} = \frac{G_T}{4} \left(1 - \frac{2y_T}{B_T} + \frac{2x_T}{L_T} \right); \\ P_{3Т} &= \frac{G_T}{4} \left(1 + \frac{2y_T}{B_T} - \frac{2x_T}{L_T} \right); P_{4Т} = \frac{G_T}{4} \left(1 + \frac{2y_T}{B_T} + \frac{2x_T}{L_T} \right), \end{aligned}$$

где $y_{ГР}$ – координаты веса груза относительно оси xx ; y_T – координаты веса тележки относительно оси xx ; x_T – координаты веса тележки относительно оси yy .

$$P_{1Г} = \frac{122500}{4} \left(1 - \frac{2 * (-237)}{2668} \right) = 36065 \text{ Н}$$

$$P_{2Г} = \frac{122500}{4} \left(1 - \frac{2 * (-237)}{2668} \right) = 36065 \text{ Н}$$

$$P_{3Г} = \frac{122500}{4} \left(1 + \frac{2 * (-237)}{2668} \right) = 25184 \text{ Н}$$

$$P_{4Г} = \frac{122500}{4} \left(1 + \frac{2 * (-237)}{2668} \right) = 25184 \text{ Н}$$

$$P_{1Г} = \frac{122500}{4} \left(1 - \frac{2 * 315}{2395} - \frac{2 * (-25)}{2707} \right) = 27058 \text{ Н}$$

$$P_{2Г} = \frac{122500}{4} \left(1 - \frac{2 * 315}{2395} + \frac{2 * (-25)}{2707} \right) = 25927 \text{ Н}$$

$$P_{3Г} = \frac{122500}{4} \left(1 + \frac{2 * 315}{2395} - \frac{2 * (-25)}{2707} \right) = 35322 \text{ Н}$$

$$P_{4Г} = \frac{122500}{4} \left(1 + \frac{2 * 315}{2395} + \frac{2 * (-25)}{2707} \right) = 34192 \text{ Н}$$

Статическая нагрузка на ходовые колеса в груженом положении:

$$P_1 = P_{1Г} + P_{1Т} = 36065 + 27058 = 63123 \text{ Н}$$

$$P_2 = P_{2Г} + P_{2Т} = 36065 + 25927 = 61992 \text{ Н}$$

$$P_3 = P_{3Г} + P_{3Т} = 25184 + 35322 = 60506 \text{ Н}$$

$$P_4 = P_{4Г} + P_{4Т} = 25184 + 34192 = 59376 \text{ Н}$$

Максимальная разница в нагрузках на колеса составляет 6,31%, что является приемлемым.

Заключение

В ходе выполнения данной работы было произведено проектирование тележки мостового крана, в результате чего были рассчитаны механизмы подъема и передвижения. Одной из задач, достигнутых при выполнении работы, стало составление необходимой документации.

После основных расчетов для того, чтобы убедиться в качестве выполненных результатов, были проведены дополнительные проверочные, по итогам которых получили достоверность выбранных агрегатов (двигатели, редукторы и т.д.)

Список используемой литературы:

1. Курсовое проектирование грузоподъемных машин: Учеб. пособие для студентов машиностр. спец. вузов/С.А. Казак, В.Е. Дусье, Е.С. Кузнецов и др.; Под ред. С.А. Казака. – М.: Высш. шк., 1989. – 319 с.: ил.

2. Проектирование, конструирование и расчет механизмов мостовых кранов : учебное пособие / В. П. Жегульский, О. А. Лукашук ; под ред. Г.Г. Кожушко.— Екатеринбург : Изд-во Урал.ун-та, 2016. — 184 с

3. Подъемно-транспортные машины. Атлас конструкций. Учебное пособие для вузов. Под ред. д-ра техн. наук М.П. Александрова и д-ра техн. наук Д.Н. Решетова. М., «Машиностроение», 1973, 256 с.