Содержание

1 Введение 2

2 Исходные данные 3

3 Расчёт механизма подъема груза 4

4 Расчёт механизма перемещения крана 10

5 Расчёт механизма перемещения тележки 14

6 Выбор приборов безопасности 18

7 Литература 19

Введение

Козловые краны применяют для обслуживания открытых складов и погрузочных площадок, монтажа сборных строительных сооружений и оборудования, промышленных предприятии, обслуживания гидротехнических сооружений, перегрузки крупнотоннажных контейнеров и длинномерных грузов. Козловые краны выполняют преимущественно крюковыми или со специальными захватами.

В зависимости от типа моста, краны делятся на одно- и двухбалочные. Грузовые тележки бывают самоходными или с канатным приводом. Грузовые тележки двухбалочных кранов могут иметь поворотную стрелу.

Опоры крана устанавливаются на ходовые тележки, движущиеся по рельсам. Опоры козловых кранов выполняют двухстоечными равной жёсткости, или одну -жёсткой, другую -гибкой(шарнирной).

Для механизмов передвижения козловых кранов предусматривают раздельные приводы. Приводными выполняют не менее половины всех ходовых колёс.

Обозначение по ГОСТ : Кран козловой 540-33 ГОСТ 7352-75

*Исходные данные.*

Таблица № 1.

|  |  |
| --- | --- |
| Грузоподъемность крана | 8 тонн |
| Пролет | **25 метров** |
| **Высота консолей** | **4,5 метра** |
| **Скорость подъема груза** | **0,2 м/с** |
| **Скорость передвижения тележки** | **38 м/мин** |
| **Скорость передвижения крана** | **96 м/мин** |
| **Высота подъема** | **9 метров** |
| **Режим работы** | **5к** |

***Расчет механизма подъема груза.***

Механизм подъёма груза предназначен для перемещения груза в вертикальном направлении. Он выбирается в зависимости от грузоподъёмности.

Привод механизма подъёма и опускания груза включает в себя лебёдку механизма подъёма. Крутящий момент, создаваемый электродвигателем передаётся на редуктор через муфту. Редуктор предназначен для уменьшения числа оборотов и увеличения крутящего момента на барабане.

Барабан предназначен для преобразования вращательного движения привода в поступательное движение каната.

Усилие в канате набегающем на барабан, H:

Fб=Qg/zunη0=8000\*9,81/2\*2\*0,99=19818

где: Q-номинальная грузоподъемность крана, кг;

z - число полиспастов в системе;

un – кратность полиспаста;

η0 – общий КПД полиспаста и обводных блоков;

Поскольку обводные блоки отсутствуют, то

η­0=ηп=(1 - nблUп)/un(1-ηбл)=(1-0,982)/2\*(1-0,98)=0,99

Расчетное разрывное усилие в канате при максимальной нагрузке на канат Fк=Fб=19818 Н и k=5,5

F≥Fк\*k=19818\*5,5=108999 Н

где: Fк – наибольшее натяжение в канате (без учета динамических

нагрузок), Н;

k – коэффициент запаса прочности (для среднего режима работы

k=5,5).

Принимаем канат по ГОСТ 2688 – 80 двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6х19(1+6+6/6+1 о.с) диаметром 15 мм имеющий при маркировочной группе проволок 1764 Мпа разрывное усилие F=125500 Н.

Канат – 11 – Г – 1 – Н – 1764 ГОСТ 2688-80

Фактический коэффициент запаса прочности:

kф=F/Fб=125500/19818=6,33>k=5,5

Требуемый диаметр барабана по средней линии

навитого стального каната, мм

D≥d\*e=15\*25=375

где: d – диаметр каната

е – коэффициент зависящий от типа машины, привода механизма и

режима работы машины механизма.

Принимаем диаметр барабана D=400 мм.

Длина каната навиваемого на барабан с одного полиспаста при z1=2 и

z2=3, м:

Lк=H\*Uп+π\*D(z1+z2)=9\*2+3,14\*0,4(2+3)=24,28

где: Н – высота поднимаемого груза;

Uп – кратность полиспаста;

D – диаметр барабана по средней линии навитого каната;

z1 – число запасных ( неиспользуемых ) витков на барабане до места

крепления: (z1=1,5…2)

z2 – число витков каната, находящихся под зажимным устройством на

барабане: z2=3…4.

Рабочая длина барабана, м:

Lб=Lk\*t/π\*m(m\*d+D)\*ϕ=24,28\*0,017/3,14\*1(1\*0,015+0,4)=0,239

где: Lк – длина каната, навиваемого на барабан;

t – шаг витка;

m – число слоев навивки;

d – диаметр каната;

ϕ - коэффициент не плотности навивки; для гладких барабанов;

Полная длина барабана, м:

L=2Lб+l=2\*0,444+0,2=1,088

Толщина стенки литого чугунного барабана должна быть, м:

δmin=0,02Dб+(0,006…0,01)=0,02\*0,389+0,006…0,01=0,014

=0,018

Принимаем δ=16 мм.

Dб=D – d=0,4 – 0,015=0,385 м.

Приняв в качестве материала барабана чугун марки СЧ 15 (δв=650 Мпа,

[δсж]=130 Мпа) найдем напряжения сжатия стенки барабана:

δсж=Fб/t[δсж] = 19818/17\*10-3\*16\*10-3 = 72,86 Мпа<130 М

где: Fб – усилие в канате, Н;

t – шаг витков каната на барабане, м;

[δсж] – допускаемое напряжение сжатия для материала барабана; Статическая мощность двигателя при η = 0,85, кВт:

Pc=Q\*g\*vг/103\*η=8000\*9,81\*0,2/1000\*0,85=18,46

где: Q – номинальная грузоподъемность, кг;

vг – скорость подъема груза, м/с;

η - КПД механизма

Номинальная мощность двигателя принимается равной или несколько меньше статической мощности. Из таблицы III.3.5 выбираем крановый электродвигатель с фазным ротором MTF – 311 – 6 имеющим ПВ=25% номинальную мощность Рном=13 кВт и частоту вращения n=935 мин-1. Момент инерции ротора Ip=0,225 кг\*м2 максимальный пусковой момент двигателя Тmax=320 H\*м.

Частота вращения барабана (мин-1):

nб=60vг\*Uп/π\*Dрасч=60\*0,2\*2/3,14\*0,4=19,1

где: Uп – кратность полиспаста;

Dрасч – расчетный диаметр барабана, м.

Общее передаточное число привода механизма:

U=n/nб=935/19,1=148,93

Расчетная мощность редуктора на быстроходном валу, кВт:

Рр=kр\*Р = 1\*18,46=18,46

где: kр – коэффициент, учитывающий условия работы редуктора;

Р – наибольшая мощность передаваемая редуктором при нормально протекающем процессе работы механизма.

Из таблицы III.4.2 по передаточному числу и мощности выбираем редуктор цилиндрический, двухступенчатый, горизонтальный, крановый типоразмера Ц2 – 400 с передаточным числом Uр =50,94 и мощностью на быстроходном валу при среднем режиме работы Рр = 19,4 кВт

Момент статического сопротивления на валу двигателя в период пуска с учетом того, что на барабан навиваются две ветви каната при ηб=0,94 и

ηпр=0,9 (ориентировочно), Н\*м:

Тс=Fб\*z\*Dбг/2u\*ηб\*ηпр=19818\*2\*0,4/2\*50,94\*0,94\*0,9=183,94

Номинальный момент передаваемый муфтой принимается равным моменту статических сопротивлений Тмном=Тс=135 Н\*м.

Номинальный момент на валу двигателя Н\*м:

Тном=9550Р/n=9550\*13/935=132,78

Расчетный момент для выбора соединительной муфты, Н\*м:

Тм=Тмном\*k1\*k2=183,94\*1,3\*1,2=286,94

Выбираем по таблице 5.9 втулочно–пальцевую муфту №1 с тормозным шкивом диаметром Dт=200 мм, и наибольшим передаваемым крутящим моментом 500 Н\*м.

Момент инерции муфты Iм=0,125 кг\*м2. Момент инерции ротора и муфты I=Iр+Iм=0,225+0,0125=0,35 кг\*м2

Средний пусковой момент двигателя при ψ=1,4, Н\*м:

Тпуск=Тср.п=(ψmax+ψmin)\*Tном/2=(2,41+1,4)\*132,78/2=252,9

где: ψmax=Tмах/Тном=320/132,78=2,41

ψmin- минимальная кратность пускового момента электродвигателя:

ψmin=1,1…1,4

Тмах- максимальный пусковой момент двигателя, Н\*м,

Тном- номинальный момент двигателя, Н\*м,

Время подъема и опускания груза

tп=(δ\*I\*n/9,55(Тср.п-Тс))+9,55\*Q\*v2/n((Тср.п-Тс)\*η=

=(1,1\*0,35\*935/9,55(252,94-183,94))+

+9,55\*8000\*0,1942/935(252,94-183,94)=1,14

где: Тср.п – средний пусковой момент двигателя, Н\*м

Тс – момент статического сопротивления соответственно на валу двигателя при пуске.

Фактическая частота вращения барабана по формуле, мин-1:

nбф=n/uр=935/50,94=18,354

Фактическая скорость подъема груза, м/с:

vгф=π\*Dрасч\*nбф/60uп=3,14\*0,4\*18,54/60\*2=0,194

где: uп – кратность полиспаста

Dрасч- расчетный диаметр барабана

Эта скорость отличается от ближайшего значения 0,2 м/с из стандартного ряда на допустимую величину.

Ускорение при пуске, м/с2:

а=vгф/tп=0,194/1,14=0,17

Рис. 1. Усредненный график загрузки механизма подъема

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |

0 0,2 0,4 0,6 0,8 β

Из графика усредненной загрузки механизма определим моменты, развиваемые двигателем, и время его пуска при подъеме и опускании груза в различные периоды работы механизма. Согласно графику, за время цикла (подъем и опускание груза) механизм будет работать с номинальным грузом Q=8000 кг – 1 раз.

0,5Q=4000 кг – 5 раз.

0,2Q=1600 кг – 1 раз.

0,05Q=400 кг – 3 раза.

Таблица № 2. – Моменты, развиваемые двигателем, и время его пуска

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Наименование показателя** | Обозна-чение | Едини- ца | Результаты расчета при массе  поднимаемого груза, кг | | | | |
| 8000 | 4000 | | 1600 | 400 |
| КПД  Натяжение каната у барабана при подъеме груза  Момент при подъеме груза  Время пуска при подъеме  Натяжение каната у барабана при опускании груза  Момент при опускании груза  Время пуска при опускании | η  Fб  Тс  tп  Fcоп  Tсоп  tоп | -  Н  Н\*м  С  Н  Н\*м  с | 0,85  19818  183,94  1,14  19423  140  0,09 | | 0,8  9909  97,902  0,34  9711  70  0,11 | 0,65  3963  45,52  0,27  3884,8  28  0,13 | 0,5  990  14,45  0,22  971  6,9  0,14 |

В таблице избыточный момент при опускании груза – сумма среднего пускового момента двигателя и момента статических сопротивлений механизма при опускании груза.

Средняя высота подъема груза составляет 0,5…0,8 номинальной высоты Н=9м. Примем Нср=0,8\*Н=0,8\*9=7,2 м.

Время установившегося движения, с:

ty=Нср/vг=7,2/0,194=37,11

Сумма времени пуска при подъеме и опускании груза за цикл работы механизма, с:

∑tп=1,14+5\*0,34+1\*0,27+3\*0,22+0,09+5\*0,11+1\*0,13+3\*0,14=4,96

Общее время включений двигателя за цикл с:

∑t=2(1+5+1+3)\*ty+∑tп=2\*10\*37,11+4,96=747,16

Среднеквадратичный момент Н\*м

Тср== (252,942\*4,96+(1832+5\*972+452+3\*142+1402+5\*702+282+3\*6,92)/747,16)=52,3



где: ∑tп – общее время пуска механизма в разные периоды работы с различной нагрузкой, с;

∑Т2сty – сумма произведений квадрата моментов статических сопротивлений движению при данной нагрузке на время установившегося движения при этой нагрузке.

∑t – общее время включения электродвигателя за цикл, с.

Среднеквадратическая мощность двигателя, кВт;

Рср=Тсрп/9550=52,3\*935/9550=5,12 кВт

где: Тср – среднеквадратичный момент преодолеваемый электродвигателем.

Во избежание перегрева электродвигателя необходимо, чтобы

развиваемая двигателем среднеквадратичная мощность удовлетворяла условию Рср ≤ Рном 13 ≤ 5,12 – условие соблюдается

Момент статического сопротивления на валу двигателя при торможении механизма, Н\*м:

Тс=Fб\*z\*Dбг\*ηб\*ηт /2uт =19818\*2\*0,4\*0,98\*0,85/2\*50,94=129,63

где: ηт – КПД привода от вала барабана до тормозного вала;

uт – общее передаточное число между тормозным валом и валом барабана.

Необходимый по нормам Госгортехнадзора момент, развиваемый тормозом при kт=1,75\*Тт=1,75\*129,63=226,852 Н\*м.

Из таблицы III.5.11 выбираем тормоз ТКТ – 300/200 с тормозным моментом 240 Н\*м, диаметром тормозного шкива Dт=300 мм. Регулировкой можно получить требуемый тормозной момент Тт=240 Н\*м.

У механизма подъема груза фактическое время торможения при опускании, с:

tп=(δ\*I\*n/9,55(Тт-Тс))+9,55\*Q\*v2/n((Тт-Тс)\*η= =(1,1\*0,35\*935/9,55(226-129))+(9,55\*8000\*0,1942\*0,85/935(226-129)=0,41

Для среднего режима работы находим путь торможения механизма подъема груза, м:

S=vгф/1,7=0,194/1,7=0,11

Время торможения в предположении что скорости подъема и опускания груза одинаковы, с:

tтmax=S/0,5vгф=0,11/0,5\*0,194=1,17>tт=0,54

Замедление при торможении, м/с2:

ат=vгф/tт=0,194/0,41=0,47

*Расчет механизма передвижения крана.*

Механизм передвижения крана служит для перемещения крана по рельсам.

Найдем рекомендуемый диаметр ходовых колес Dк=720 мм.

Коэффициент качения ходовых колес по рельсам μ=0,0006 м. Коэффициент трения в подшипниках качения ходовых колес f=0,02.

Диаметр вала цапфы ходового колеса, мм:

Dк=0,2\*720=144. Примем также kр=2,5

Общее сопротивление передвижению крана, Н:

Fпер=Fтр=kp(m+Q)g(fdk+2μ)/Dk=2,5(22000+8000)\*

9,81(0,020\*0,14+2\*0,0006)/0,720=4087,5

Статическая мощность привода при η = 0,85, кВт:

Pc=Fпер\*vпер/103\*η=4087\*1,6/1000\*0,85=7,693

где: Fпер – сопротивление передвижению крана, кг;

vпер – скорость передвижения крана, м/с;

η - КПД механизма

Т.к привод механизма передвижения крана раздельный, то выбираем двигатель приблизительно в два раза по мощности меньше расчетной. Из таблицы III.3.5 выбираем крановый электродвигатель MTF – 111 – 6 имеющим ПВ=25% номинальную мощность Рном=4,1 кВт и частоту вращения n=870 мин-1. Момент инерции ротора Ip=0,048 кг\*м2.

Номинальный момент на валу двигателя Н\*м.

Тном=9550Р/n=9550\*4,1/870=44,7

Частота вращения вращения ходового колеса (мин-1):

nб=60vпер/π\*Dк=60\*1,6/3,14\*0,720=42,16

где: vпер – скорость передвижения крана;

Dк – расчетный диаметр колеса, м.

Требуемое передаточное число привода:

U=n/nк=870/42,46=20,48

Поскольку в приводе механизма перемещения крана должно быть установлено два одинаковых редуктора. Выбираем редуктор типа ВК – 475 передаточное число up=19,68 и Pр=8,3 кВт.

Номинальный момент передаваемый муфтой двигателя, Н\*м

Тм=Тс=FперDк/2uрη=2043\*0,720/2\*19,68\*0,85=43,98

Расчетный момент для выбора соединительной муфты, Н\*м:

Тм=Тмном\*k1\*k2=43,98\*1,2\*1,2=62,3

Выбираем по таблице III.5.6 втулочно – пальцевую муфту c крутящим моментом 63 Н\*м с диаметром D=100 мм,

Момент инерции муфты, кг\*м2:

Iм=0,1\*m\*D2=0,1\*2\*0,1=0,002

Фактическая скорость передвижения крана, м/с:

vперф=vпер\*u/up=1,6\*20,48/19,68=1,66 – отличается от стандартного ряда на допустимую величину.

Примем коэффициент сцепления ходовых колес с рельсами ϕ=0,12

коэффициент запаса сцепления kϕ=1,1.

Вычисляем максимально допустимое ускорение крана при пуске в предположении, что ветровая нагрузка Fp=0, м/с2

amax=[(zпр((ϕ/kϕ)+(f\*dk/Dk))/z)-(2μ+f\*dk)kp/Dk)\*g=

=(2((0,12/1,1)+(0,02\*0,144/0,720))/4-

-(2\*0,0006+0,02\*0,144)\*2,0/0,720)\*9,81=0,66

где: zпр- число приводных колес;

z – общее число ходовых колес;

ϕ - коэффициент сцепления ходовых колес с рельсами: при

работе на открытом воздухе ϕ=0,12

f – коэффициент трения (приведенной к цапфе вала) в подшипниках

опор вала ходового колеса

μ - коэффициент трения качения ходовых колес по рельсам м;

dk – диаметр цапфы вала ходового колеса, м:

kp – коэффициент, учитывающий дополнительное сопротивления от трения реборд ходовых колес

Средний пусковой момент двигателя, Н\*м:

Тср.п=(ψmax+ψmin)\*Tном/2=(2,25+1,1)\*43,98/2=93,66

где: ψmin- минимальная кратность пускового момента электродвигателя:

ψmin=1,1…1,4

Наименьшее допускаемое время пуска по условию сцепления, с:

tдоп=v/amax=1,66/0,66=2,515

Момент статических сопротивлений при работе крана без груза, Н\*м:

Тс=F’перDк/2uрη=2445,96\*0,72/2\*19,68\*0,85=52,6

Момент инерции ротора двигателя Iр=0,048 кг\*м2 и муфты быстроходного вала Iм=0,002

I=Ip+Iм=0,048+0,002=0,050 кг/м2

Фактическое время пуска механизма передвижения без груза, с:

tп=(δ\*I\*n/9,55(Тср.п-Тс))+9,55\*Q\*v2/n((Тср.пТс)\*η=

=(12\*0,05\*870/9,55(93,66-52,6))+9,55\*11000\*1,662/870(93,66- 52,6)\*0,85=7,95 с

Фактическое ускорение крана без груза, м/с2

аф=Vпер/tп=1,66/7,95=0,208<amax=0,66 м/с2

Проверяем суммарный запас сцепления. Для этого найдем:

А) суммарную нагрузку на привод колеса без груза, Н:

Fпр=m\*zпр\*g/z=2\*22000\*2\*9/4=107910

Б) сопротивление передвижению крана без груза, Н: F’пер=kp\*m\*g(f\*dk+2μ)/Dk=2\*22000\*9,81\*(0,02\*0,144+2\*0,0006)/0,720=

= 2445,96

Определим фактический запас сцепления:

kϕ=Fпр\*ϕ/F’пер+mg((a/g)-zпр\*f\*dk/z\*Dk)=

=107910\*0,12/2445,96+22000\*9,81((0,208/9,81)-2\*0,02\*0,144/4\*0,72)=1,34>1,2

Определение тормозных моментов и выбор тормоза. Максимальное допустимое замедление крана при торможении, м/с2:

amaxт=((zпр((ϕ/kϕ)-(f\*dk/Dk))/z)+(2μ+f\*dk)/Dk)\*g=((2((0,12/1,1)-(0,02\*0,144/0,720))/4)+(2\*0,0006+0,02\*0,144)/0,720)\*9,81=0,571

По таблице принимаем амахт=0,15 м/с2

Время торможения крана без груза, с:

tt=Vфпер/амахт=1,66/0,15=11,06

Сопротивление при торможении крана без груза, Н:

Fтрт=mg(f\*dk+2μ)/Dk=22000\*9,81(0,02\*0,144+2\*0,0006)/0,720=1222,98

Момент статических сопротивлений на тормозном валу при торможении крана, Н\*м:

Тст=Fттр\*Dk\*η/2\*up=1222,98\*0,720\*0,85/2\*19,68=19,01

Момент сил инерции при торможении крана без груза, Н\*м:

Тинт=(δ\*I\*n/9,55\*tт)+9,55\*m\*v2\*η/n\*tт=

=(1,2\*0,05\*870/9,55\*11,06)+9,55\*22000\*1,662\*0,85/870\*

\*11,06=51,63

где: tт- время торможения механизма, с:

Расчетный тормозной момент на валу тормоза, Н,м:

Трт=Тинт – Тст=51,63-11,06=40,57

Из таблицы III 5.13 выбираем тормоз типа ТКГ – 160 с диаметром тормозного шкива Dт=160 мм и наибольшим тормозным моментом Тт=100 Н\*м, который следует отрегулировать до Тт=41 Н\*м.

Минимальная длина пути торможения, м:

S=V2/R=1,662/0,9=3,06

Фактическая длина пути торможения, м:

Sф=0,5\*v\*tт=0,5\*1,66\*11,06=9,17

*Расчет механизма передвижения грузовой*

*тележки.*

Найдем рекомендуемый диаметр ходовых колес Dк=360 мм.

Коэффициент качения ходовых колес по рельсам μ=0,0006 м. Коэффициент трения в подшипниках качения ходовых колес f=0,02.

Диаметр вала цапфы ходового колеса, мм:

Dк=0,2\*360=72 Примем также kр=2,5

Общее сопротивление передвижению крана, Н:

Fпер=Fтр=kp(m+Q)g(fdk+2μ)/Dk=2,5(3200+8000)\*

9,81(0,02\*0,072+2\*0,0006)/0,36=2014,31

Статическая мощность привода при η = 0,85, кВт:

Pc=Fпер\*vпер/103\*η=2014\*0,63/1000\*0,85=1,49 кВт.

где: Fпер – общее сопротивление передвижению тележки, Н;

vпер – скорость передвижения грузовой тележки, м/с;

η - КПД механизма

Из таблицы III.3.5 выбираем крановый электродвигатель MTF – 011-16 имеющим ПВ=25% номинальную мощность Р=1,7 кВт и частоту вращения n=835 мин-1. Момент инерции ротора Ip=0,02 кг\*м2.

Номинальный момент на валу двигателя Н\*м:

Тном=9550Р/n=9550\*1,7/835=19,44

Частота вращения вращения ходового колеса (мин-1):

nб=60vпер/π\*Dк=60\*0,63/3,14\*0,36=32,89

где: vпер – скорость передвижения тележки м/с;

Dк – расчетный диаметр колеса, м.

Требуемое передаточное число привода:

U=n/nк=835/32,89=25,38

Поскольку в приводе механизма перемещения крана должно быть установлено два одинаковых редуктора. Выбираем редуктор типа ВК – 475 передаточное число up=29,06 и Pр=8,1 кВт.

Номинальный момент передаваемый муфтой двигателя, Н\*м:

Тм=Тс=FперDк/2uрη=2014,31\*0,36/2\*29,06\*0,85=14,67

Расчетный момент для выбора соединительной муфты, Н\*м:

Тм=Тмном\*k1\*k2=14,47\*1,2\*1,2=21,12

Выбираем по таблице III.5.6 втулочно – пальцевую муфту c крутящим моментом 31,5 Н\*м с диаметром D=90 мм.

Момент инерции муфты, кг\*м2:

Iм=0,1\*m\*D2=0,1\*2\*0,09=0,018

Фактическая скорость передвижения тележки, м/с:

vперф=vпер\*u/up=0,63\*25,38/29,06=0,55 – отличается от стандартного ряда на допустимую величину.

Примем коэффициент сцепления ходовых колес с рельсами ϕ=0,12

коэффициент запаса сцепления kϕ=1,1.

Вычисляем максимально допустимое ускорение грузовой тележки при пуске в предположении, что ветровая нагрузка Fp=0, м/с2

amax=[(zпр((ϕ/kϕ)+(f\*dk/Dk))/z)-(2μ+f\*dk)kp/Dk)\*g=

=(2((0,12/1,1)+(0,02\*0,072/0,36))/4-

-(2\*0,0006+0,02\*0,072)\*2,5/0,36)\*9,81=0,46 м/с2

где: zпр- число приводных колес;

z – общее число ходовых колес;

ϕ - коэффициент сцепления ходовых колес с рельсами: при

работе на открытом воздухе ϕ=0,12

f – коэффициент трения (приведенной к цапфе вала) в подшипниках

опор вала ходового колеса

μ - коэффициент трения качения ходовых колес по рельсам м;

dk – диаметр цапфы вала ходового колеса, м:

kp – коэффициент, учитывающий дополнительное сопротивления от трения реборд ходовых колес

Средний пусковой момент двигателя, Н\*м:

Тср.п=(1,5…1,6)\*Tном=1,5\*19,44=29,16

Наименьшее допускаемое время пуска по условию сцепления, с:

tдоп=v/amax=0,55/0,464=1,185

Момент статических сопротивлений при работе тележки без груза Н\*м:

Тс=F’перDк/2uрη=575\*0,36/2\*29,0,6\*0,85=4,150

Момент инерции ротора двигателя Iр=0,02 кг\*м2 и муфты быстроходного вала Iм=0,018

I=Ip+Iм=0,02+0,018=0,038 кг/м2

Фактическое время пуска механизма передвижения тележки

с грузом, с:

tп.г=(δ\*I\*n/9,55(Тср.п-Тс))+9,55\*(Q+mт)\*v2/n((Тср.п-Тс)\*η=

=(1,2\*0,038\*835/9,55(29,16-14,67))+9,55\*

\*(8000+3200)\*0,552/835(29,16-14,67)\*0,85=5,42

Фактическое время пуска механизма передвижения тележки

без груза, с:

tп.г=(δ\*I\*n/9,55(Тср.п-Тс))+9,55\*mт\*v2/n((Тср.п-Тс)\*η=

=(1,2\*0,038\*835/9,55(29,16-4,150))+9,55\*

\*3200\*0,552/835(29,16-4,150)\*0,85=2,3

Фактическое ускорение грузовой тележки без груза, м/с2

аф=Vпер/tп=0,55/2,3=0,23

Проверяем суммарный запас сцепления. Для этого найдем:

А) суммарную нагрузку на привод колеса без груза, Н:

Fпр=m\*zпр\*g/z=3200\*2\*9,81/4=15696

Б) суммарную нагрузку на привод колеса с грузом, Н:

Fпр=m\*zпр\*g/z=(3200+8000)\*2\*9,81/4=54936

В) сопротивление передвижению грузовой тележки без груза, Н:

F’пер=kp\*m\*g(f\*dk+2μ)/Dk=2,5\*3200\*9,81\*(0,02\*0,072+2\*0,0006)/0,36=

= 575,5

C) сопротивление передвижению грузовой тележки с грузом, Н:

F’пер=kp\*m\*g(f\*dk+2μ)/Dk=2,5\*(3200+8000)\*9,81\*(0,02\*0,072+2\*0,0006)/

/0,36=2014

Определим фактический запас сцепления:

kϕ=Fпр\*ϕ/F’пер+mg((a/g)-zпр\*f\*dk/z\*Dk)=

=15696\*0,15/575,5+3200\*9,81((0,23/9,81)-2\*0,02\*0,072/4\*0,36)=1,2

Определение тормозных моментов и выбор тормоза. Максимальное допустимое замедление грузовой тележки при торможении, м/с2:

amaxт=((zпр((ϕ/kϕ)-(f\*dk/Dk))/z)+(2μ+f\*dk)/Dk)\*g=((2((0,15/1,2)-(0,02\*0,072/0,36))/4)+(2\*0,0006+0,02\*0,072)/0,36)\*9,81=0,66 м/с2

По таблице принимаем амахт=0,15 м/с2

Время торможения грузовой тележки без груза, с:

tt=Vфпер/амахт=0,55/0,15=3,66 с.

Сопротивление при торможении грузовой тележки без груза, Н:

Fтрт=mg(f\*dk+2μ)/Dk=3200\*9,81(0,02\*0,072+2\*0,0006)/0,36=230,208 H.

Момент статических сопротивлений на тормозном валу при торможении грузовой тележки, Н\*м.

Тст=Fттр\*Dk\*η/2\*up=230,208\*0,36\*0,85/2\*29,6=1,189

Момент сил инерции при торможении грузовой тележки без

груза, Н\*м:

Тинт=(δ\*I\*n/9,55\*tт)+9,55\*m\*v2\*η/n\*tт=

=(1,2\*0,038\*835/9,55\*3,66)+9,55\*3200\*0,552\*0,85/830\*

\*3,66=3,6

где: tт- время торможения механизма, с:

Расчетный тормозной момент на валу тормоза, Н\*м:

Трт=Тинт – Тст=3,6 – 1,89 =1,77

Из таблицы III 5.13 выбираем тормоз типа ТКГ – 160 с диаметром тормозного шкива Dт=160 мм и наибольшим тормозным моментом Тт=100 Н\*м, который следует отрегулировать до Тт=41 Н\*м.

Минимальная длина пути торможения, м:

S=V2/R=0,552/1,7=0,17

Фактическая длина пути торможения, м:

Sф=0,5\*v\*tт=0,5\*0,55\*3,66=1,0065 >1м

Выбор приборов безопасности

Ограничители высоты подъема грузозахватного устройства.

В качестве исполнительных устройств этих ограничителей применяют преимущественно рычажные и шпиндельные конечные выключатели.

В мостовых и козловых кранах с приводными грузовыми тележками, а так же в стреловых кранах с подъемной стрелой при использовании рычажных выключателей к его рычагу крепят штангу которая может перемещаться в направлении движения рычага выключателя и удерживать рычаг в устойчивом положении при замкнутых контактах.

Движение штанги в боковом направлении ограничено направляющей. При подходе к крайнему верхнему положению обойма грузового крюка поднимает штангу, которая воздействует на рычаг конечного выключателя, отключает привод механизма подъема груза.

Упоры и буфера.

Тупиковые упоры, установленные на концах рельсового кранового пути, предназначены для ограничения пути передвижения крана.

Стационарный упор для рельсовых путей козловых кранов грузоподъемностью 8-15 т листовой стальной щит усиленный средними и боковым ребром.

Щит и ребра приварены к основанию. Снизу в щите имеется вырез, обеспечивающий установку упора под рельсами. К щиту болтами прикреплен амортизатор. Основание упора крепится на деревянных шпалах рельсового пути костылем, а ребро направлено к рельсу.

Буфера предназначены смягчения возможного удара грузоподъемной машины об упоры. Они могут быть выполнены эластичными, пружинными, пружинно – фрикционными и гидравлическими. В зависимости от установки буфера они могут быть подвижными, неподвижными, и комбинированными. На грузовых тележках кранов подвижные буфера закреплены на боковых сторонах рамы. Эти буфера перемещаются при работе крана вместе с крановым мостом и грузовой тележкой.

*ЛИТЕРАТУРА*

1. Справочник по расчетам механизмов подъемно – транспортных машин. А.В. Кузьмин, Ф.Л. Марон. Высшая школа, 1983 г.

2. Справочник по кранам. Александров М.П., Гохберг М.М., том 1,2. -Л: Машиностроение,1988.

3. Подъёмно-транспортные машины. Атлас конструкций., под ред. Александрова М.П. и Решетникова Д.Н.-М.:1987.