**Сибирский государственный университет путей сообщения**

**Кафедра « Механизация путевых, погрузочно-разгрузочных и строительных работ »**

**Кран козловой двухконсольный**

**Курсовой проект по дисциплине**

**«Грузоподъемные машины»**

Пояснительная записка

ГПМ 06М09.00.00.00.00 КП

Руководитель Разработал студент

\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Ткачук А.П. \_\_\_\_\_\_\_\_\_ Карамзин В.М.

(подпись) (подпись)

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

(дата проверки) (дата сдачи на проверку)

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

(запись о допуске к защите) (оценка, подпись преподавателя)

2010 г

**Содержание**

1. Назначение машины, краткое описание ее устройства и работы. Описание управления машиной и устройств безопасности

2. Определение основных параметров машины и рабочего оборудования. Основание выбора прототипа

3. Расчет механизма подъема груза

3.1 Выбор типа крюковой подвески

3.2 Расчет и выбор каната

3.3 Определение размеров барабана

3.4 Определение потребной мощности. Выбор двигателя

3.5 Кинематический расчет механизма

3.6 Выбор редуктора и соединительных муфт

3.6.1 Выбор муфт

3.6.2 Эскизная компоновка грузовой лебедки

3.7 Проверка двигателя на надежность пуска

3.8 Определение тормозного момента. Выбор тормоза

3.9 Прочностные расчеты узла барабана

3.10 Расчет крюковой подвески

4. Расчет заданных сборочных единиц

4.1 Определение основных размеров

4.1.2 Выбор ходовых колес грузовой тележки

4.2 Определение внешних сопротивлений

4.3 Определение потребной мощности. Выбор двигателя

4.4 Кинематический расчет механизма

4.5 Подбор редукторов, муфт и тормозов

5. Организация надзора за безопасной эксплуатацией грузоподъемных кранов

Список используемой литературы

**1. Назначение машины, краткое описание ее устройства и работы. Описание управления машиной и устройств безопасности**

кран грузоподъемный козловой безопасный

Кран козловой одноконсольный грузоподъемностью 8 тонн относится к кранам общего назначения и предназначен для погрузки-разгрузки транспортных средств, а также для штабелирования грузов на складских площадках. Данный кран имеет мост (пролетное строение), опирающейся на две опоры, снабженные рельсоколесными ходовыми частями. По мосту перемещается тележка. Части моста выступающие за опоры называются консолями. Возможность выхода грузовой тележки на консоль поз-

воляет располагать под ней транспортные рельсовые и безрельсовые пути, а площадку под пролетной частью моста использовать для устройства склада или технологического объекта. Помимо этого увеличивается общая площадь складирования.

Кран козловой одноконсольный (рис.1) состоит из несущей конструкции – моста 1, опирающегося на жесткие (при длине пролета до 25 метров включительно применяются жесткие опоры) опоры 2. Каждая опора соединена с ходовой тележкой 3. Передвижение крана по рельсовому пути осуществляется механизмом передвижения крана 4, расположенным на ходовых тележках. Вдоль моста перемещается ходовая тележка 5, несущая грузозахватный орган 6.

Краны выполнен с управлением из кабины. При пролетах до 25 м кабины обычно устанавливают на одной из опор или на мосту около опоры.

Кран оборудуется следующими устройствами безопасности:

а) ограничителем грузоподъемности, который не допускает перегрузку более чем на 25%, б) ограничителями рабочих движений для автоматической остановки механизма подъема груза, механизма передвижения крана и грузовой тележки, в) устройством для автоматического снятия напряжения с крана при выходе на галерею, г) противоугонными устройствами

**2. Определение основных параметров машины и рабочего оборудования. Основание выбора прототипа**

**2.1 Основные размеры крана**

Высота пролетного строения (моста) *Нк*, м:

 . (2.1)

где *L* – пролет, *L=16м*(по заданию).

.

База крана *В*, м:

, (2.2)

где Н - высота подъема груза, *Н*=9м (по заданию)

.

База грузовой тележки *Ат*, м:

.

Колея грузовой тележки *КТ*,м:

(2.3)

.

Ширина главной балки *b*, м:

, (2.4)

.

Высота опор *h*1, м:

, (2.5)

.

Ширина опоры внизу *b2*,м:



Габаритная длинна моста *С*, м:

,

Где *Lк* – суммарная длинна консолей, *Lк*=16м.



Габаритная ширина крана *А*, м:

, (2.6)

Внутренний и наружный габарит ходовой тележки *а1=*0,8ми *а2* 0,8м соответственно.

Высота ходовой тележки *h*=1м

**2.2 Масса двухконсольного козлового крана *mкк*, кг:**

, (2.7)

где *mк* – масса бесконсольного козлового крана, кг.

, (2.8)

где *Q* – грузоподъемность, 12,5·103кг.



.

По исходным данным и полученным размерам выбран прототип: кран козловой электрический КК–К–12, –25–9–0,21–0,83–1,05 ГОСТ 7352–88 [2]

Таблица 1

|  |  |
| --- | --- |
| Параметры прототипа | Значение |
| Грузоподъемность, тПролет, мКонсоли, мБаза , мГабариты ходовых частей, м:- наружный- внутреннийКонструктивная масса, т не более | 12,5258100,60,844 |

**3. Расчет механизма подъема груза**

**3.1 Выбор типа крюковой подвески**

Принимается нормальна крюковая подвеска. Ориентировочно массу подвески можно принять 2-5% от ее грузоподъемности

**3.2 Расчет и выбор каната**

Выбор типа и кратности полиспаста

Принимается сдвоенный полиспаст, кратность полиспаста Uп=3 .

Наибольшее натяжение каната *Fк*, Н:

, (3.1)

N – число ветвей каната наматываемых на барабан (N=2)

ηп- КПД полиспаста.

, (3.2)



ηбл – КПД блока на подшипниках качения, ηбл=0,98 [1]

Q – промежуточная грузоподъемность, кг.

, (3.3)

где mпод – масса крюковой подвески, кг.

, (3.4)

,





Разрывное усилие каната в целом:

, (3.5)

где *Zр* – коэффициент запаса прочности, *Zр*=4,5[1]

По ГОСТ 2688-80 принимается канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6х19 (1+6+6/6)+1.о.с.. Маркировочная группа проволок 1570, разрывное усилие 98,95кН, диаметр каната dк= 14мм.

Условное обозначение принятого каната: канат 14-Г-В-Н-1570 ГОСТ 2688-80

**3.3 Определение размеров барабана**

Диаметр барабана по дну канавок *Dб*, м:

, (3.6)

где *h1* – коэффициент выбора минимального диаметра барабана, *h1*=18

, предварительно принят *Dб*=250мм=250·10-3м.

Диаметр барабана по средней линии навиваемого каната D, м:

, (3.7)

.

Длина двухканатного барабана *Lб*, м:

, (3.8)

где *Lр* – длинна рабочей части барабана, м; *Lк* – длинна для закрепления каната, м (*Lк*=0, т.к. канат крепится клином); *Lн* – не нарезанная часть, принято *Lн*=200·10-3м.

, (3.9)

где zр – число рабочих витков на барабане; *zз*- число запасных витков (*zз*=1,5[1]); *t*-шаг навивки (*t*=16мм[1])

, (3.10)

.





Принято *Lб*=1,400м=1400мм.

Проверим соотношение:

, оно не должно выполняться.

, тогда конструктивно увеличим диаметр барабана *Dб*=320мм=320·10-3м.

,

,

Принято *Lб*=1,150м=1150мм.



**3.4 Определение потребной мощности. Выбор двигателя**

Максимальная статическая мощность, которую должен развивать двигатель, *Pст.макс*., Вт:

, (3.11)

где *ηпр*- КПД привода, *ηпр*=0,9[1]; *vГ*- скорость подъема груза, *vГ*=0,63м/с(по заданию)



, (3.12)



Принят двигатель MTF 411-6.

Таблица 2 - Основные параметры электродвигателя.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  Мощность навалу, кВт, при ПВ 15% | n,об/мин | Момент инерции,кг·м2 | Тмакс.Нм | dдв,мм |
| 30 | 945 | 0,500 | 638 | 65 |

**3.5 Кинематический расчет механизма**

Передаточное число привода *Uпр:*

, (3.13)

где *nдв*- частота вращения двигателя об/с*, nдв=*15,75об/с; *nбр*- частота вращения барабана об/с.

, (3.14)



.

Крутящий момент на двухканатном барабане Тбр, Нм:

, (3.15)



**3.6 Выбор редуктора и соединительных муфт**

Типоразмер редуктора выбирают путем сравнения эквивалентного вращающего момента на выходном валу *Тэ* и эквивалентной консольной нагрузки *Fэ* с ближайшими большими номинальными вращающим моментом редуктора *Тном* и консольной нагрузкой *FТ*, а также по требуемому передаточному числу *uтр* и частоте вращения входного вала редуктора *nр*:

, (3.16)

 (3.17)

, (3.18)

, (3.19)

 , (3.20)

, (3.21)

, (3.22)

где Тр и Fр – максимальный расчетный момент и максимальная расчетная радиальная нагрузка на выходном валу редуктора, Тр=Тбр=7,250·103Нм и Fр=Fк=21,707·103Н; кд- коэффициент режима работы; кдв- коэффициент, зависящий от группы двигателя, кдв=1[1]; кпв - коэффициент, зависящий от продолжительности включения, кпв=0,67[1]; кс- коэффициент, зависящий от продолжительности работы редуктора t, ч, в течение суток, кс=1;

км- коэффициент, зависящий от группы приводимых машин, км=1[1]; крев- коэффициент реверсивности, крев=0,75[1].

,

,

.

Так же должно выполняться условие:

. (3.23)

Предварительно принят редуктор Ц2-400МРЗ-20ЦвхМ

Таблица 3 - Основные параметры редуктора.

|  |  |
| --- | --- |
| Номинальный крутящий момент натихоходном валуТном, Нм | 14000 |
| Передаточное число uр | 20 |
| Суммарное межосевое расстояние aw, мм | 400 |
| Номинальная радиальная нагрузкана конце тихоходного вала FТ, Н | 29000 |
| Диаметр входного вала dвх, мм | 50 |
| Номинальная частота вращения быстроходного вала, об/с | 25 |
| Масса, кг | 385 |

Условия 3.16, 3.17, 3.18 выполняются.

, условие 3.22 выполняется.

,

, условие 3.23 выполняется.

Окончательно принят редуктор Ц2-400МРЗ-20ЦвхМ.

**3.6.1 Выбор муфт**

Расчетный вращающий момент Тмр, Нм:

, (3.24)

где Тм- действующий вращающий момент; [Тм]- допускаемый (табличный) вращающий момент который способна передавать муфта; k- коэффициент запаса прочности.

, (3.25)

, (3.26)

где k1- коэффициент, учитывающий степень ответственности соединения, k1=1,3; k2- коэффициент режима работы, k2=1; k3-коэффициент углового смещен, k3=1,25.

.

.

.

Расточка отверстия полумуфты:

- для присоединения вала двигателя 65мм;

- для присоединения вала редуктора 50мм;

-для тормозного шкива 50мм.

По расчетному вращающему моменту принята муфта зубчатая, с промежуточным валом тип 2.

Таблица 4 - Параметры муфты

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| [Тм],Нм | Jм,кг·м2 | Масса,кг не более | d;d1,мм не более |
| 4000 | 0,15 | 15,2 | 65 |

Таблица 4.1 - Параметры полумуфты с тормозным шкивом

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| [Тм],Нм | Jм,кг·м2 | Масса,кг не более | Dт,мм | Вт,мм | D,мм не более |
| 3150 | 0,60 | 68 | 300 | 145 | 55 |

**3.6.2 Эскизная компоновка грузовой лебедки**

Расположение двигателя , обеспечивающее равномерное распределение нагрузки на ходовые колеса определяется из соотношения:

, (3.27)

где G1 и G2 – вес редуктора и двигателя соответственно.

, (3.28)

, (3.29)

где mр - масса редуктора кг, mр=385кг; mдв- масса двигателя кг, mдв=280кг.

,

,





l4 принято 0,7м.

Эскизная компоновка грузовой лебедки представлена на рис. 2.

**3.7 Проверка двигателя на надежность пуска**

Время разгона механизма tп, с:

, (3.30)

где ωн – номинальная угловая скорость движения; δ – коэффициент учитывающий моменты инерции вращающихся масс привода, δ=1,2[1]; Iр –момент инерции ротора двигателя; Iгр момент инерции груза приведенный к валу двигателя:

, (3.31)

Тср.п – средне пусковой момент двигателя:

, (3.32)

Тс – статический момент сопротивления при подъеме номинального груза:

, (3.33)

Тн – номинальный момент двигателя:

, (3.34)

,

,

,



Время разгона механизма подъема tп=1..2с[1] – условие выполняется.

Кроме того должно выполняться условие

, (3.35)

где *аф* - фактическое ускорение поднимаемого груза:

, (3.36)

[*а*] – наибольшее допускаемое ускорение поднимаемого груза, [*а*]=0,6м/с2

,

, условие 3.25 выполняется.

**3.8 Определение тормозного момента. Выбор тормоза**

По диаметру тормозного шкива Dт=300мм, выбран тормоз ТКГ 300.

Таблица 5 - Параметры тормоза

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Dт,мм | Ттк, Нм | Толкатель | Масса, кг |
| 300 | 800 | ТГМ 500 | 100 |

Проверка по условию:

, (3.37)

где Ттк – каталожное значение тормозного момента; Ттр – расчетный крутящий момент на валу тормоза:

, (3.38)

где Кт – коэффициент запаса торможения, Кт=1,5[1]; Тр – крутящий момент при торможении на валу, на котором установлен тормоз Тр=377,62Нм (из формулы 3.26).

,

.

Условие 3.37 выполняется.

**3.9 Прочностные расчеты узла барабана**

Напряжение сжатия при однослойной навивке σсж, Па:

, (3.39)

где [σ] – допускаемое напряжение, для чугуна СЧ 15 при группе режима ЗМ [σ]=100МПа[1]; δ – толщина стенки барабана:

, (3.40)

,

.

Условие 3.39 выполняется.

Максимальный изгибающий момент:

, (3.41)

.

Напряжение изгиба:

, (3.42)

где W – момент сопротивления поперечного сечения барабана:

, (3.43)

,

.

Касательные напряжение при кручении барабана:

, (3.44)

Wр – полярный момент сопротивления барабана:

, (3.45)





Приведенные напряжения:

, (3.46)

где σнорм – нормальные напряжения:

, (3.47)

.



Условие 3.46 выполняется.

Эскизная компоновка узла барабана представлена на рис. 3, где

*а1*=86·10-3м=86мм;

*а2*=49·10-3м=49мм;

*а3*=13,5·10-3м=13,5мм;

*а4*=43,4·10-3м=43,4мм;

*lст*=98·10-3м=98мм;

*Lро*=1,443м=1430мм;

Нагрузки на ось F1 и F2, Н:

, (3.48)

, (3.49)

,

.

Определим максимальный изгибающий момент.

Реакции опор RА и Rг:

, (3.50)

, (3.51)

.

, (3.51)

, (3.52)



Изгибающий момент в сечении 1-1:

, (3.53)

.

Изгибающий момент в сечении 2-2:

, (3.54)

.

Приведенный момент:

, (3.55)

.

Диаметр вала:

, (3.56)

где [σ-1] – допускаемые напряжения, МПа:

, (3.57)

где σ-1 – предел выносливости материала, для углеродистой стали σ-1=0,45σв;

σв – временное сопротивление, для Стали 60, σв =930МПа[4]; К0 – коэффициент учитывающий конструкцию детали, К0 =2 [1]; [n] – допускаемый коэффициент запаса прочности, [n] =1,4 [1].

,

,



Окончательно принят dв = 75мм.

Ось барабана d2, проверяется по формуле, предварительно d2=60мм:

, (3.56)

.

Прочность оси достаточна.

Подшипник оси выбирается по диаметру отверстия D1 в полумуфте редуктора, D1 = 110мм. Подшипник вала выбирается по диаметру внутреннего кольца, dп =dв-(5…10)мм.

.

Предварительно для оси назначим подшипник роликовый 22310 60х110х22,

С0=43·103Н. Для вала подшипник роликовый 22314 70х150х35, С0=102·103, С=151·103.

Подшипник оси установлен в полумуфте редуктора, оба его кольца вращаются совместно. Подшипник выбирается путем сравнения требуемой величины статической грузоподъемности Р0 (эквивалентной статической нагрузки) с ее табличным значением по каталогу С0, Р0 = RА = 22,568·103Н:

, (3.57)

.

Условие 3.57 выполняется.

Подшипник вала проверим на долговечность в часах Lh, она должна быть не менее [Lh]=20000 часов [3].

, (3.58)

где р – показатель степени, для роликовых подшипников 10/3 [3]; Р – эквивалентная нагрузка Н:

, (3.58)

где Fr – радиальная нагрузка, Fr=RГ=20,87·103 Н; V – коэффициент вращения, V=1 [3];

Кб – коэффициент безопасности Кб=1,3[3]; КТ – температурный коэффициент КТ=1[3].

,

,

.

Условие 3.58 выполняется.

**3.10 Расчет крюковой подвески**

Выбор крюка:

По грузоподъемности Qнетто =12,5т и группе режима работы 3М принята заготовка крюка №17 тип А.

Таблица 6 - Основные размеры крюка.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номерзаготовкикрюка | Наибольшая грузоподъем-ность крюка для группырежима работы 3М, т | Исполнение | Тип | Наружныйдиаметррезьбыхвостовикаd2, мм | Диаметр ненарезаннойшейки хвостовика d,мм | Масса, кгне более |
| 17 | 12,5 | 2 | А | М64 | 85 | 37 |

Проверочный расчет хвостовика:

, (3.59)

где d0 – наименьший диаметр хвостовика (внутренний диаметр резьбы d0=58мм); [σ] – допускаемые напряжения при растяжении МПа:

, (3.60)

где n – коэффициент запаса прочности, n =5[1]; σт – предел текучести при растяжении МПа, σт=250МПа [1]:

,

.

Прочность достаточна.

Определение размеров блоков:

, (3.61)

, (3.62)

где Dбл2 и Dбл3 – диаметр по дну желоба направляющего и уравнительного блоков соответственно; h2 и h3 – коэффициенты выбора минимальных диаметров направляющего и уравнительного блока соответственно, h2 = 20, h3 = 14 [1].

,

.

Таблица 7 Основные размеры блоков.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Dр, мм | D1, мм | D2,мм | d, мм | d2, мм | d3, мм | lcт, мм | h,мм | h1, мм | h2, мм |
| 320 | 276 | 170 | 80 | 120 | 30 | 42 | 13 | 8 | 22 |

Выбор подшипников блоков

Ширина подшипника В, мм:

, (3.63)

где lст – длина ступицы, мм; δ – толщина стопорного кольца мм, δ=5мм[1].

.

Выбран подшипник 208 40х80х18.

Упорный подшипник крюка выбирается по диаметру ненарезанной части крюка, d=85мм, и проверяются по статической нагрузке Gст, Н:

, (3.64)

.

Принят подшипник упорный шариковый одинарный 8217 85х1250х31, С0=235·103Н .

Высота гайки крюка Н, мм:

, (3.65)

где l2 – длина нарезанной части хвостовика, мм.

.

Должно выполняться условие:

, (3.66)

, (3.67)

где t – шаг резьбы мм, t = 3мм; [р] – удельное давление в резьбе МПа, [р] =10МПа [1] .

.

.

Условие 3.66 выполняется.

Ширина траверсы B, мм:

, (3.68)

.

Высота траверсы h, мм:

, (3.69)

где Н1 – высота упорного подшипника.

.

Диаметр отверстия в траверсе под хвостовиком крюка dт, мм:

, (3.70)

.

Диаметр цапфы , но не больше диаметр оси блоков:

, (3.71)

, принято 40мм.

Толщина серьги, мм:

, (3.72)

где [σсм] – допускаемое давление на смятие, [σсм]=100МПа.



Ширина серьги, мм:

, (3.73)

.

Эскизная компоновка крюковой подвески, расчетные схемы оси блоков и траверсы изображены на рис.3.

Расчет оси блоков.

Таблица 8 - К расчету оси блоков

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| lp, мм | а1, мм | а2, мм |
| 157 | 31,5 | 47 |

,

Реакции опор RА =RВ:

, (3.74)

, (3.75)

,

.

Изгибающие моменты в сечениях 1-1 и 2-2 (рис.3а):

, (3.76)

.

, (3.77)

,

Диаметр оси блоков проверяется на прочность по условию:

, (3.78)

где [σизг] – допускаемое напряжение изгиба, по формуле 3.60, [σизг]=177МПа.

.

Расчет траверсы.

Реакции опор RА = RВ:

, (3.79)

, (3.80)



Изгибающий момент в сечении 1-1 (рис. 3 б), Нм:

, (3.81)

.

Проверка траверсы на напряжения изгиба от момента в среднем сечении, ослабленном отверстием для крюка:

, (3.82)

где W- момент сопротивления сечения траверсы относительно горизонтальной оси:

, (3.83)

,



Проверка цапф траверсы на напряжения изгиба:

, (3.84)

где Мц – изгибающий момент у основания цапфы:

, (3.85)



.

**4. Расчет заданных сборочных единиц**

**4.1 Определение основных размеров**

**4.1.1Выбор ходовых колес крана**

Рисунок 4 Схема к определению максимальной нагрузки на колесо.

, (4.1)

где GМ – вес крана; GТ – вес тележки:

, (4.2)

где Gкаб – вес кабины, Gкаб =14кН:

,

.

Приводное колесо: двухребордное, D = 500мм, исполнение 1. К2РП-500-1ОСТ 24.09-75

Неприводное: К2РН-500ОСТ 24.09-75. Тип рельса: Р43

Выбранный рельс проверим по условию:

, (4.2.1)

где В – ширина дорожки катания колеса, В=100мм [1]; b – ширина головки рельса, b = 70мм.

,

Условие 4.2.1 выполняется.

Проверка колеса по напряжению смятия при точечном контакте, МПа:

, (4.3)

где [σN] – допускаемое напряжение при приведенном числе оборотов N за срок службы; К – коэффициент, зависящий от отношения радиуса закругления головки рельса R к диаметру поверхности катания колеса,

К = 0,119[1]; Кτ - коэффициент, учитывающий влияние тангенсальной нагрузки на напряжения в контакте, Кτ = 1,1[1] ; КД – коэффициент динамичности:

, (4.4)

где *аж* – коэффициент, зависящий от жесткости кранового пути, *аж*=0,2[1].

,



, (4.5)

где [σ0] – допускаемое напряжение, [σ0] =700МПа, Сталь 50[1] ;

, (4.6)

где Nс –полное число оборотов колеса за срок службы:

, (4.7)

где *vс* – усредненная скорость передвижения колеса, м/с:

, (4.8)

где β - коэффициент зависящий от отношения времени неустановившегося движения tн, к полному времени передвижения t, β =0,8[1]; Т – машинное время работы колеса, ч, за срок службы, Т=3200ч; v – коэффициент приведенного числа оборотов, принимают в зависимости от отношения

 , (4.9)

Значение Fmin определяется расчетом для случая, когда тележка без груза находится у противоположной опоры крана:

, (4.10)

,

,

тогда *v* = 0,3 [1].

,

,

,

,

.

Условие 4.3 выполняется.

**4.1.2 Выбор ходовых колес грузовой тележки**

, (4.11)

где Кн – коэффициент неравномерности распределения нагрузки на колеса, Кн=1,1[1]; mТ – масса тележки, mТ=3000кг; nк – число ходовых колес, nк = 4.

.

Приводное колесо: К2РП-250-1 ОСТ 24.090-09-75

Неприводное колесо: К2РН-250 ОСТ 24.090-09-75

Тип рельса: плоский, В0=40мм, r=3мм.

Расчетомпо формуле (4.2.1) при *B* =70мм[1], *b*=40мм получено:

,

Условие (4.2.1) выполняется.

Напряжение смятия при линейном контакте, МПа:

, (4.12)

где КН – коэффициент неравномерности нагрузки по ширине колеса, КН = 1,5; b – рабочая ширина головки рельса, м:

, (4.13)

.

Расчетомпо формуле (4.4) при *аж*=0,15[1], *vТ*=0,63м/с получено КД=1,095.

.

Минимальная нагрузка на колесо, Н:

, (4.11)

.

Расчетомпо формуле (4.9) при *Fmin*=33,688·103Н, *Fmax*=42,446·103Н получено: .

Расчетомпо формуле (4.8) при *v*=0,63[1], *β*=0,8[1] получено *vc*=0,504м/с.

Расчетомпо формуле (4.7) при *vс*=0,504м/с, *D*=25·10-3 м получено *Nc*=7,396·106 об.

Расчетомпо формуле (4.6) при *v*=0,63, *Nc*=7,396·106 об получено N=4,660·106об .

Расчетомпо формуле (4.5) при [σ0]=560МПа Сталь 55л[1], N=4,660·106об получено [σN] = 285,6·106Па, условие σ ≤ [σN] выполняется.

**4.2 Определение внешних сопротивлений**

**4.2.1 Определение сопротивлений передвижению крана**

Статическое сопротивление передвижению, Н:

, (4.12)

где Fв – ветровая нагрузка; Fук – сопротивление от уклона пути; Fтр – сопротивление от трения в ходовых частях, Н:

, (4.13)

где μ – коэффициент трения качения колеса по рельсу, μ=0,0006 [1];

*f* - коэффициент трения в подшипниках колес, *f* = 0,02 [1]; kp – коэффициент, учитывающий трение реборд колеса о головку рельса, kp = 1,1[1]; d – диаметр цапфы колеса, м:

, (4.14)

,

.

, (4.15)

где *i* – уклон пути, *i* =0,001(из задания);

,

, (4.16)

где Fмк – сопротивление от ветровой нагрузки на металлоконструкцию, Н; FГ – сопротивление от ветровой нагрузки на груз, Н:

, (4.17)

, (4.18)

где Амк – наветренная площадь металлоконструкции, м2; АГ – площадь груза,АГ =12м2 [1]; р – распределенная ветровая нагрузка на единицу площади, Па:

, (4.19)

где Аб – площадь брутто, ограниченная контуром крана или тележки, Аб =89м2 (из рис.1); φ – коэффициент заполнения, φ = 0,2[1]:



, (4.20)

где q – динамическое давление ветра, q = 300Па (из задания); k – коэффициент учитывающий изменение динамического давления в зависимости от высоты расположения элементов над поверхностью земли, k = 1,1 [1]; с – коэффициент аэродинамической силы, с = 1,5 дл крана, для груза с = 1,2; n – коэффициент перегрузки, n = 1 [1]:

,

,

,

,

,

.

**4.2.2 Определение сопротивлений передвижению грузовой тележки**

, (4.21)

,

Расчетом формуле (4.13) при μ = 0,0003 [1]; kp =2,0 [1], *mТ* =3000кг, получено *Fтр*=1,976·103 Н.

Расчетомпо формуле (4.15) при *mТ* =3000кг, получено *Fук*=154,35Н.

Расчетомпо формуле (4.17) при *Амк* =0,9м2, получено *Fмк*=445,5Н.

Расчетомпо формуле (4.16) при *Fмк* =445,5Н, получено *FВ*=5,198·103Н.

Расчетомпо формуле (4.12) при *Fук* =154,35Н, *FВ*=5,198·103Н, *Fтр*=1,976·103 Н получено *Fпер*=7,328·103 Н.

**4.3 Определение потребной мощности. Выбор двигателя**

**4.3.1 Определение потребной мощности. Выбор двигателя крана**

Статическая мощность двигателя Рх, Вт:

, (4.22)

где η – КПД привода, η =0,8:

.

Потребная мощность двигателя, Вт:

, (4.23)

где Zп – число приводных двигателей, Zп =2.

,

Принят двигатель MTH 211-6.

Таблица 9 – Основные параметры двигателя

|  |  |
| --- | --- |
| Номинальная мощность Рн, КВт, при ПВ 15% | 8,2 |
| Частота вращения nдв, об/мин | 900 |
| Момент инерции ротора Iр, кг·м2 | 0,115 |
| Максимальный момент Тmax, Нм | 196 |
| Диаметр вала двигателя dдв, мм | 40 |

Проверка двигателя на время разгона tр:

, (4.24)

где δ – коэффициент, учитывающий моменты инерции вращающихся масс передачи; Iр – момент инерции ротора двигателя, кг·м2 ; Iм – момент инерции муфты, кг·м2; D – диаметр ходовых колес; Тср.п – среднепусковой момент двигателя; Тс – момент статических сопротивлений, приведенный к валу двигателя.

Время разгона не должно превышать 8…10с.

, (4.25)

,

, (4.26)

, (4.27)

 ,

,

.

Запас сцепления ходовых колес с рельсом:

, (4.28)

где Gсц – сцепной вес; φ – коэффициент сцепления колеса с рельсом

φ = 0,12[1]; Fин – сопротивления от сил инерции; Fтр/ – сопротивление сил трения при движении крана без груза; Fук/ – сопротивление от уклона путей при движении крана или тележки на подъем без груза:

, (4.29)

.

, (4.30)

.

, (4.31)



, (4.32)

где tр/ - время разгона крана на подъем против ветра:

, (4.33)

где Т/с- момент статических сопротивлений, приведенный к валу двигателя, при движении крана без груза на подъем против ветра:

, (4.34)

.

,



. (4.35)

.



**4.3.2 Определение потребной мощности. Выбор двигателя грузовой тележки**

Статическая мощность двигателя Рх, Вт:

, (4.36)

где η – КПД привода, η =0,8:

.

Потребная мощность двигателя, Вт:

, (4.37)

Принят двигатель MTH 112-6.

Таблица 9 – Основные параметры двигателя

|  |  |
| --- | --- |
| Номинальная мощность Рн, КВт, при ПВ 15% | 6,5 |
| Частота вращения nдв, об/мин | 895 |
| Момент инерции ротора Iр, кг·м2 | 0,067 |
| Максимальный момент Тmax, Нм | 137 |
| Диаметр вала двигателя dдв, мм | 35 |

Проверка двигателя на время разгона. Время разгона грузовой тележки не должно превышать 5…6с.

Расчетом по формуле (4.25) при Fпер = 7,328·103Н, D =250·10-3м, u=20, Zп = 1 получено Тс = 57,25Нм.

Расчетом по формуле (4.27) при Рн = 6,5·103Вт, nдв = 14,92 об/с получено Тн = 69,4Нм.

Расчетом по формуле (4.26) при Тн = 69,4Нм получено Тср.п =104,1Нм.

Расчетом по формуле (4.24) при Ip = 0,067 кг·м2, Iм =0,24 кг·м2, Zп = 1, D = 250·10-3м, m = 3·103кг, Тс = 57,25Нм, Тср.п =104,1Нм получено tр = 2,2с.

Проверка по запасу сцепления ходовых колес.

Расчетом по формуле (4.29) при m = 3·103кг получено Fук/ =29,4Н.

Расчетом по формуле (4.31) при m = 3·103кг, μ =0,0003, f = 0,02, d=50·10-3м,

D = 250·10-3м получено Fтр/ =188,16Н.

Расчетом по формуле (4.35) при Fук/ =29,4Н, Fтр/ =188,16Н, FТ=445,5Н получено Fпер/ =663,1Н.

Расчетом по формуле (4.34) при Fпер/ =663,1Н, D = 250·10-3м, Zп = 1, u=20 получено Тс /=5,18Нм

Расчетом по формуле (4.33) при Ip = 0,067 кг·м2, Iм =0,24 кг·м2, Zп = 1, D = 250·10-3м, m = 3·103кг, Тср.п =104,1Нм, Тс /=5,18Нм получено tр/=1,3с.

Расчетом по формуле (4.32) при m = 3·103кг, tр/=1,3с получено Fин=4,108·103Н

Расчетом по формуле (4.31) при m = 3·103кг, zп=2, zо=4 получено Gсц=14,7·103Н

Расчетом по формуле (4.28) при Gсц=14,7·103Н, φ=0,12, Fин=4,108·103Н, Fпер/ =663,1Н получено Ксц= 1,2.

**4.4 Кинематический расчет механизма**

**4.4.1 Кинематический расчет механизма передвижения крана**

Рисунок 5 Кинематическая схема механизма передвижения крана

Требуемое передаточное число:

, (4.38)

где nхк – частота вращения ходового колеса.

, (4.39)

,

.

**4.4.2 Кинематический расчет механизма передвижения грузовой тележки**

Рисунок 6 Кинематическая схема механизма передвижения грузовой тележки

Расчетомпо формулам (4.38) и (4.39) при *D*=250·103м, получено *nхк*=0,8об/с, u*тр*=18,65.

**4.5 Подбор редукторов, муфт и тормозов**

**4.5.1 Подбор редукторов, муфт и тормозов крана**

***Выбор редуктора***

Максимальный расчетный момент на тихоходном валу редуктора:

, (4.40)

.

Расчетом по формуле (3.19) при Тр=4,833·103 Нм, получено Тэ = 2,431·103Нм.

Принят редуктор 3Ц3ВК – 200 – 40ЦвхЦвых.

Таблица 10 - Основные параметры редуктора

|  |  |
| --- | --- |
| Номинальный крутящий момент натихоходном валуТном, Нм | 6500 |
| Передаточное число uр | 40 |
| Диаметр входного вала dвх, мм | 35 |
| Номинальная частота вращениябыстроходного вала, об/с | 25 |

Проверка по условию (3.22):

,

Условие выполняется.

***Выбор муфты***

Действующий вращающий момент на валу муфты:

, (4.41)



Расчетом по формуле (3.25) при k3 = 1 получено k=1,3.

Расчетом по формуле (3.24) при k = 1,3, Тм=126Нм получено Тмр = 163,8Нм

Выбрана муфта втулочно-пальцевая с тормозным шкивом тип 1.

Таблица 11 Параметры муфты

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| [Тм],Нм | Тт,Нм | Iм,кг·м2 | Dт,мм | Вт,мм | d торм. шкива,мм не более | d полумуфты,мм не более |
| 240 | 250 | 0,24 | 200 | 100 | 38 | 35 |

***Выбор тормоза***

Тормозной момент, Нм:

, (4.42)

где Тин – момент сил инерции вращательно и поступательно движущихся масс; ТК – момент от ветровой нагрузки на металлоконструкцию крана;

Тук – момент от уклона путей; Тс.min – статический момент сил сопротивления передвижению крана без груза:

, (4.43)

где ΣIi – суммарный приведенный момент инерции вращающихся и поступательно движущихся масс, приведенный к валу двигателя; jдв – угловое замедление вала двигателя:

, (4.44)

где *а* – максимальное замедление крана, *а* = 0,45 м/с2:

.

, (4.45)

где I – момент инерции кран, приведенный к валу двигателя:

, (4.46)

,

,



, (4.47)



, (4.48)



, (4.49)





Крутящий момент на тормозном валу, Нм:

, (4.50)



Расчетом по формуле (3.38) при Тр = 110,95Нм получено Ттр = 166,425Нм.

По диаметру тормозного шкива Dт=200мм, выбран тормоз ТКГ 200.

Таблица 5 - Параметры тормоза

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Dт,мм | Ттк, Нм | Толкатель | Масса, кг |
| 200 | 250 | ТГМ 25 | 100 |

**4.5.2 Подбор редукторов, муфт и тормозов грузовой тележки**

***Выбор редуктора***

Расчетом по формуле (4.40) при Fпер = 7,328·103Н, D =250·10-3м получено Тр = 916Нм.

Расчетом по формуле (3.19) при Тр = 916Н, получено Тэ = 460Нм.

Принят редуктор 2Ц2 – 125 – 20ЦвхЦвых

Таблица 12 - Основные параметры редуктора

|  |  |
| --- | --- |
| Номинальный крутящий момент натихоходном валу Тном, Нм | 1250 |
| Передаточное число uр | 20 |
| Диаметр входного вала D1, мм | 28 |
| Диаметр выходного вала D2, мм | 65 |
| Номинальная частота вращениябыстроходного вала, об/с | 25 |

Проверка по условию (3.22):

,

Условие выполняется.

***Выбор муфт***

Выбор муфты для соединения вала двигателя с входным валом редуктора:

Расчетом по формуле (4.41) при Тр = 916Нм, uр =20 получено Тм = 47,7Нм.

Расчетом по формуле (3.24) при Тм = 47,7Нм, получено Тмр = 62,03Нм.

Выбрана муфта втулочно-пальцевая с тормозным шкивом тип 1.

Таблица 13 Параметры муфты

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| [Тм],Нм | Тт,Нм | Iм,кг·м2 | Dт,мм | Вт,мм | d торм. шкива,мм не более | d полумуфты,мм не более |
| 240 | 250 | 0,24 | 200 | 100 | 38 | 35 |

***Выбор тормоза***

Расчетом по формуле (4.45) при D = 250·10-3м, uр =20, m =3·103кг получено I=0,009 кг·м2.

Расчетом по формуле (4.46) при D = 250·10-3м, uр =20, получено jдв =72 м/с2.

Расчетом по формуле (4.44) при I=0,009 кг·м2 получено ΣIi=72 м/с2.

Расчетом по формуле (4.43) при ΣIi=72 м/с2 , jдв =72 м/с2, получено Тин=55,44Нм.

Расчетом по формуле (4.43) при Fмк=445,5Н, D = 250·10-3м, uр =20 получено Тк=2,23Нм.

Расчетом по формуле (4.47) при Fук/ =29,4Н, D = 250·10-3м, uр =20 получено Тук=0,147Нм.

Расчетом по формуле (4.49) при m=3·103кг, μ = 0,0003 [1], f =0,02[1]? D = 250·10-3м, uр =20 получено Тc.min=3,29Нм.

Расчетом по формуле (4.42) при Тин=55,44Нм, Тк=2,23Нм, Тук=0,147Нм, Тc.min=3,29Нм получено ТT=61,107Нм

Расчетом по формуле (4.50) при Zп=1, ТT=61,107Нм, получено ТР=61,107Нм.

По диаметру тормозного шкива Dт=200мм, выбран тормоз ТКГ 200.

Таблица 5 - Параметры тормоза

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Dт,мм | Ттк, Нм | Толкатель | Масса, кг |
| 200 | 250 | ТГМ 25 | 100 |

**5 Организация надзора за безопасной эксплуатацией грузоподъемных кранов**

Объекты, на которых эксплуатируются грузоподъемные краны, относятся к категории опасных производственных объектов. Для выполнения требований Закона №116-ФЗ на предприятии, независимо от формы собственности и ведомственной принадлежности, должен быть организован производственный контроль за соблюдением требований промышленной безопасности на опасном производственном объекте. Осуществляется производственный контроль в соответствии с «Правилами организации и осуществления производственного контроля за соблюдением требований промышленной безопасности на опасном производственном объекте», утвержденными постановлением Правительства Российской Федерации от 10.03.1999 №263.

Для этих целей на предприятии должно быть разработано «Положение об осуществлении производственного контроля за соблюдением требований промышленной безопасности». Данное «Положение…» утверждается руководителем предприятия и согласовывается и регистрируется в органах Ростехнадзора РФ.

Опасный производственный объект проходит регистрацию в «Государственном реестре опасных производственных объектов» и на него получают свидетельство о регистрации.

Также производится обязательное страхование опасного производственного объекта от причинения вреда жизни, здоровью и имуществу третьих лиц.

Владелец крана обязан обеспечить содержание в исправном состоянии и безопасные условия работы путем организации надлежащего освидетельствования, осмотра, ремонта, надзора и обслуживания.

В этих целях должны быть назначены и аттестованы:

- ответственный за осуществление производственного контроля;

- ИТР по надзору за безопасной эксплуатацией грузоподъемных кранов, грузозахватных приспособлений и тары;

- ИТР, ответственный за содержание грузоподъемных кранов в исправном состоянии;

- лицо, ответственное за безопасное производство работ кранами.

Все указанные специалисты должны быть обучены и аттестованы согласно требований «Положение об организации работы по подготовке и аттестации специалистов организаций, поднадзорных Федеральной службе по экологическому, технологическому и атомному надзору» введенной приказом Ростехнадзора от 29.01.2007г. №37

Так же должен быть:

- установлен порядок периодических осмотров, технических обслуживаний и ремонтов, обеспечивающих содержание кранов, крановых путей, грузозахватных приспособлений и тары в исправном состоянии;

- установлен требуемый правилами ПБ 10-382-00 порядок обучения и периодической проверки знаний у персонала, обслуживающего краны, а так же проверки знаний правил ПБ 10-382-00 у ответственных специалистов;

- разработаны должностные и производственные инструкции, журналы, проекты производства работ, технологические карты, технические условия на погрузку и разгрузку, схемы строповки, складирования грузов и т.д.

- обеспеченно снабжение ответственных специалистов правилами безопасности, должностными инструкциями и руководящими указаниями по безопасной эксплуатации кранов, а обслуживающего персонала – производственными инструкциями;

- обеспечено выполнение правил ПБ 10-382 -00, должностных инструкций,

а обслуживающего персонала – производственных инструкций;

Должностные инструкции для ответственных специалистов и производственные инструкции для обслуживающего персонала должны быть составлены на основании типовых инструкций, утвержденных Ростехнадзором РФ.

Для управления кранами и их обслуживания владелец обязан назначить крановщиков, их помощников (в случаях, требуемых инструкцией по эксплуатации кранов), слесарей и наладчиков приборов безопасности, а для обслуживания кранов с электрическим приводом, кроме того , электромонтеров.

Для зацепки, обвязки (строповки) и навешивания груза на крюк крана должны назначаться стропальщики.

Подготовка и аттестация обслуживающего персонала осуществляется в учебных заведениях, имеющих разрешение (лицензию) органов Ростехнадзора РФ. Аттестованные и имеющие на руках удостоверения установленного образца крановщики, их помощники, слесаря, наладчики приборов безопасности, электромонтеры и стропальщики допускаются к работе приказом (распоряжением) по организации. Перед допуском к работе обслуживающий персонал обеспечивается производственными инструкциями (под роспись в журнале выдачи инструкций).

Для проведения периодических проверок знаний обслуживающего персонала, владелец крана создает квалификационную комиссию из аттестованных специалистов организации.

Владелец крана должен установить порядок наблюдения обслуживающим персоналом закрепленного за ним оборудования для поддержания его в исправном и работоспособном состоянии. Крановщики должны осматривать краны, подкрановые пути и инвентарное оборудование перед началом работы, для чего владельцем крана выделяется соответствующее время. Результаты осмотра записываются крановщиком в вахтенный журнал ежесменно.

**Список используемой литературы**

1 Филатов А.П., Анферов В.Н., Игнатюгин В.Ю. Грузоподъемные машины: учебное пособие по курсовому проектированию. Новосибирск 2005 190 с.

2 А.А. Ананьев, А.Л. Алейнер, Н.А. Баранов Справочник по кранам. «Машиностроение», 1973. 472с.

3 Нарышкин В.Н., Коростошевского Р.В., Подшипники качения: справочник каталог. «Машиностроение», 1984.278 с.

4 Чернявский С.А. Проектирование механических передач. «Машиностроение», 1979. 326 с.

5 Руденко Н.Ф., Руденко В.Н. Грузоподъемные машины: атлас конструкций

«Машиностроение», 1982. 126 с.

1. Федеральный закон «О промышленной безопасности опасных производственных объектов» от 21 июля 1997г. №116-ФЗ (Собрание законодательства Российской Федерации, 1997,№30, ст. 3588)
2. Положение об организации работы по подготовке и аттестации специалистов организаций, поднадзорных Федеральной службе по экологическому, технологическому и атомному надзору (введено приказом Федеральнойслужбы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 29 января 2007г. №37, зарегистрировано в Минюсте РФ 22 марта 2007г. №9133)
3. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов ПБ 10-382—00 ( утверждены постановлением Госгортехнадзора России от 31.12.99.№98, введены в действие с 10 января 2001г. постановлением Госгортехнадзора России от 14.11.2000г. №63).