**Московский Государственный Технический Университет**

**им. Н.Э. Баумана**

Калужский филиал

**Факультет:** Конструкторско-механический (КМК)

**Кафедра:** «Деталей машин и подъёмно-транспортного оборудования» КЗ-КФ

**Расчётно-пояснительная записка**

к курсовому проекту

по дисциплине:

на тему: Проекирование подъёмного механизма

вариант:

выполнил: студент

группа

Консультант:

Проект защищен с оценкой

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_дата:

Члены комиссии:

Калуга 2007 г.

**СОДЕРЖАНИЕ**

**РАСЧЁТ МЕХАНИЗМА ПОДЪЁМА ГРУЗА МОСТОВОГО КРАНА**

1. Грузоподъемная сила.

3. Наибольшее усилие в ветви каната, набегающего на барабан при подъеме груза.

4. Выбор электродвигателя

5. Угловая скорость электродвигателя.

6. Разрывное усилие каната в целом.

7. Выбор типа каната.

8. Минимальный диаметр барабана

9. Расчетный диаметр барабана

10. Длина барабана с двусторонней нарезкой.

11. Проверка размеров барабанов по условиям.

12. Угловая скорость барабана

13. Выбор типа редуктора

14. Передаточное число редуктора

15. Грузовой момент на барабане

16. Проверка редуктора по грузовому моменту.

17. Выбор тормоза

18. Тормозной момент, на который регулируют тормоз

19. Условие соседства электродвигателя и барабана

20. Условие соседства тормоза и барабана.

21. Минимальная колея тележки

Выводы.

**РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ТЕЛЕЖКИ**

1. Схема механизма.

2. Выбор ходовых колес.

2.1 Определение предварительной массы тележки.

2.2 Давление на ходовое колесо.

3. Расчет сопротивления передвижению.

4. Выбор электродвигателя.

5. Выбор редуктора.

6. Определение коэффициента запаса сцепления приводных колес с рельсом при пуске.

7. Выбор тормоза.

Список литературы

**РАСЧЁТ МЕХАНИЗМА ПОДЪЁМА ГРУЗА**

**Задание**: спроектировать механизм подъёма груза двухконсольной тележки.

**Дано**: грузоподъёмность ; скорость подъёма ; высота подъёма ; режим нагружения L1 - легкий; группа классификации механизма – М2, по ИСО 4301/1.

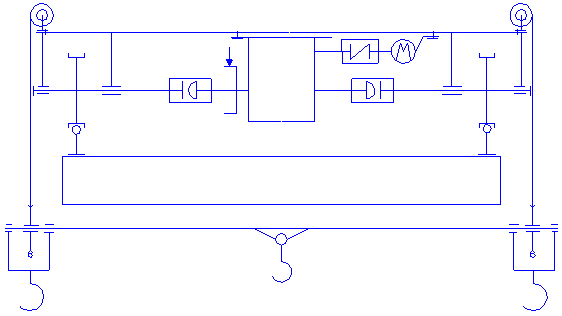


Рис.1.Схема тележки с механизмом подъёма груза

**ВЫБОР КАНАТА И БАРАБАНА**

**1. ГРУЗОПОДЪЕМНАЯ СИЛА**

,

где  - ускорение свободного падения.

Получим*:* 

Получим КПД полиспаста для кратностей*:*

**

**2. НАИБОЛЬШЕЕ НАТЯЖЕНИЕ ВЕТВИ КАНАТА, НАБЕГАЮЩЕГО НА БАРАБАН ПРИ ПОДЪЕМЕ ГРУЗА**



где - число полиспастов.

Для мостового крана , т.е. оба конца каната закреплены на барабане - для строго вертикального подъёма груза выравнивания усилий на опоры барабана (рис. 2).

Наибольшее натяжение ветви каната, набегающей на барабан при подъёме груза:









**Рис.2. Схемы полиспастов механизма подъема груза**

Очевидно, что Fa уменьшается по мере увеличения кратности.

**3. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ**

Статическая мощность электродвигателя:

,

**

Как видно из рис. 2, для привода механизма подъема используются два электродвигателя, т.о. мощность каждого составит  Для двигателей менее 15 кВт принимаем двигатели короткозамкнутые серии MTKF по ГОСТ 185-70:

MTKF 312-8 **MTKF 132LB6**

**4. УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ**

,

где n – число оборотов двигателя.

Получим: рад/с,

рад/с.

**5. РАЗРЫВНОЕ УСИЛИЕ КАНАТА В ЦЕЛОМ**

,

где - минимальный коэффициент использования каната.

По табл. П.1 (2. с.17) выбирают  для заданной группы классификации механизмов. Символ  означает смещение по таблице вверх и вниз на 1 и 2 шага.

Согласно «Правил…» [2, c.18] допускается изменение коэффициента выбора диаметра барабана **, но не более чем на два шага по группе классификации в большую или меньшую сторону с соответствующей компенсацией путем изменения величины  на то же число шагов в меньшую или большую сторону, поэтому введём ряд смещений:  Тогда получим ряд значений: .

Для группы классификации механизма М2 имеем . Получаем добавочные значения ;  и разрывное усилие каната () для кратностей , для основного и добавочных значений :

























**6. ВЫБОР ТИПА КАНАТА**

Мостовой кран работает в относительно чистом, сухом помещении, следовательно, абразивный и коррозионный износ проволок каната незначителен. Поэтому выбираем канат типа  ГОСТ 7668-80. Он имеет большое количество проволок малого диаметра и высокую усталостную износостойкость при перегибах на блоках.

По найденным значениям находят значения диаметров каната  и маркировочную группу, соответствующую условию прочности каната:

,

где - разрывное усилие каната в целом.

Имеем следующие значения диаметров каната (в скобках указаны маркировочные группы, МПа, разрывные усилия,):

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вариант | 01-1 | 01 | 01+1 | 01+2 | 02-1 | 02 | 02+1 | 02+2 | 03-1 | 03 | 03+1 | 03+2 |
|  | 6,17 | 6,57 | 6,96 | 7,84 | 3,13 | 3,32 | 3,52 | 3,97 | 2,12 | 2,26 | 2,39 | 2,7 |
|  | 7,51 | | | 10,15 | 3,705 | | | 4,545 | 2,265 | | 2,57 | 2,91 |
| d, *мм* | 11,5 | | | 13,5 | 8,1 | | | 9 | 6,3 | | 6,7 | 7,4 |

**8. МИНИМАЛЬНЫЙ ДИАМЕТР БАРАБАНА**

,

где - коэффициент выбора диаметра барабана.

По табл. П.1 (2. с26) для заданной группы классификации механизмов получают основное значение . При определении минимального диаметра барабана для заданной группы классификации механизма М2 получим основное значение . При смещении по этой таблице вверх и вниз на один шаг имеем: ; ; . Получим , мм:

























.

Примечание. ГОСТ 3241-80 «Канаты стальные. Технические условия», приводит ограничение: «Диаметр шейки барабана должен быть не менее 15 номинальных диаметров каната». В выводах по расчету вариант с h1<15 может быть принят с пометкой «условно, до согласования с изготовителем каната».

**8. РАСЧЕТНЫЙ ДИАМЕТР БАРАБАНА**

Барабаны диаметром меньше 140мм исключаем из дальнейших расчетов, т.к. наименьший из выходных валов редукторов с частью зубчатой полумуфты, встраиваемый в барабан, имеет диаметр . Тогда диаметр охватывающей зубчатой обоймы составляет .

Расчётный диаметр барабана  мм, принимают из ряда : 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500.

В нашем случае рассмотрим еще несколько вариантов:







Расчетный диаметр барабана , *мм*:



Барабаны диаметром менее 160 *мм* исключены т.к. будут иметь большую ступень.

**9. ДЛИНА БАРАБАНА С ДВУСТОРОННЕЙ НАРЕЗКОЙ**

,

где - шаг нарезки; *a* - кратность полиспаста; - диаметр каната; *с -* коэффициент длины средней части барабана, *H* - высота подъема.

Принять:  для кратности ,  для кратности ,**для кратности *а*=*3*,  для кратности . Длина барабана с двусторонней навивкой, мм:











**10. ПРОВЕРКА РАЗМЕРОВ БАРАБАНА ПО УСЛОВИЯМ**

, и 

При  проводят простой расчёт барабана на сжатие. При  проводят уточнённый расчёт барабана на сжатие и совместное действие напряжений изгиба и кручения, на устойчивость стенки. При необходимости усиливают барабан, вводят кольца жесткости в его полость (РТМ–24.09.21–76).

Проверим размеры барабана по условиям:

В нашем случае варианты:







 ⎯ не подходят.

Варианты:





 ⎯ требуют дополнительного расчета на устойчивость.

Условие выполняется для трех барабанов.

**11. УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ БАРАБАНА**

 рад/с,



**12. ВЫБОР И РАСЧЕТ РЕДУКТОРА**

Выбираем редуктор с зубчатой полумуфтой на выходном валу, т.к уменьшается габариты механической передачи. Это редукторы Ц2 (завод ПТО им. Кирова) специальные крановые и Ц2У (Ижевский редукторный завод) универсальные общемашиностроительного применения.

Условие прочности:

,

где  – действующая радиальная нагрузка. Полагаем, что наибольшее усилие от левой ветви каната, набегающей на барабан, действует на консоль выходного вала редуктора (рис. 2); Fy – допускаемая радиальная консольная нагрузка на выходном валу редуктора. Выбираем редукторы Ц2, т.к они более легче.

Рассмотрим три редуктора:



КПД всех трех редукторов ⎯ 0,96.

**13. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО РЕДУКТОРА**

,

Определим расчетное передаточное число редуктора и округлим его до номинального значения:



Вывод: вариант с кратностью 1 отвергаем, т.к требуется редуктор с передаточным числом много большим 50. На двухступенчатых имеем Umax=50, а трехступенчатые редукторы не рекомендуются.



**14. ГРУЗОВОЙ МОМЕНТ НА БАРАБАНЕ**

,

где  – число полиспастов.

Получим: (Н м)







**15. ПРОВЕРКА РЕДУКТОРА ПО ГРУЗОВОМУ МОМЕНТУ**

#### Условие прочности редуктора:

,

где – грузовой момент на барабане; – допускаемый крутящий момент на валу редуктора. Проверяем каждый редуктор: Ц2-250, Ц2-300, Ц2-350 для кратности  по условию с учетом ПВ 15%. Сведем результаты в таблицу

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вариант |  |  |  | Редуктор: | |
| тип | Uн |
| 6.1-1 | 3920 | 5450 | 1,39 | 300 | 40 |
| 8.1-1 | 5800 | 1,48 | 300 | 31,5 |
| 6.1-1 | 8500 | 2,17 | 350 | 40 |
| 8.1-1 | 9500 | 2,42 | 350 | 31,5 |
| 6.10 | 3530 | 5000 | 1,42 | 300 | 31,5 |
| 8.10 | 5800 | 1,64 | 300 | 25 |
| 6.10 | 8250 | 2,34 | 350 | 31,5 |
| 8.10 | 9500 | 2,69 | 350 | 25 |
| 6.2-4 | 1984 | 3300 | 1,66 | 250 | 20 |
| 8.2-4 | 3500 | 1,76 | 250 | 12,5 |
| 6.2-4 | 5000 | 2,52 | 300 | 20 |
| 8.2-4 | 5000 | 2,52 | 300 | 12,5 |
| 6.2-4 | 7300 | 3,68 | 350 | 20 |
| 8.2-4 | 8000 | 4,03 | 350 | 12,5 |

**16. ВЫБОР ТОРМОЗА**

Статический момент на выходном валу редуктора при торможении

,

где  - КПД механизма, который можно принять равным КПД редуктора;  - номинальное передаточное число редуктора.

|  |  |
| --- | --- |
| Вариант | Tcpaξ , *нм* |
| 6.1-1 |  |
| 8.1-1 |  |
| 6.10 |  |
| 8.10 |  |
| 6.2-4 |  |
| 8.2-4 |  |
|  |  |

**17. ТОРМОЗНОЙ МОМЕНТ, НА КОТОРЫЙ РЕГУЛИРУЮТ ТОРМОЗ**



где - коэффициент запаса торможения.

Согласно (2) с.10 . При двух и более тормозах . Если имеем два и более приводов с двумя тормозами каждый, то . Тормоз выбирают по условию , где  – максимальный тормозной момент по каталогу.

Тормозной момент ,

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Вариант | , *нм* | Тормоз регулировать на момент, *нм* |
| 6.1-1 |  |  |
| 8.1-1 |  |  |
| 6.10 |  |  |
| 8.10 |  |  |
| 6.2-4 |  |  |
| 8.2-4 |  |  |

Для всех вариантов выбираем тормоз типа ТКГ-200 с тормозным моментом . Масса тормоза 38 кг.

**18. КОМПОНОВКА МЕХАНИЗМА**

Для сравнения металлоёмкости вариантов механизма подъёма заносят их характеристики в табл.5.

Таблица 5

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вариант | 1-1 (300) | | 1-1 (350) | | 10 (300) | | 10 (350) | | 2-4(250) | | 2-4(300) | | 2-4(350) | |
| Тип двигателя | 6 | 8 | 6 | 8 | 6 | 8 | 6 | 8 | 6 | 8 | 6 | 8 | 6 | 8 |
| Масса редуктора | 138 | | 210 | | 138 | | 210 | | 86 | | 138 | | 210 | |
| масса двигателя | 115 | 195 | 115 | 195 | 115 | 195 | 115 | 195 | 115 | 195 | 115 | 195 | 115 | 195 |
| масса тормоза | 38 | | | | | | | | | | | | | |
| ½ суммарной массы | 291 | 371 | 363 | 443 | 291 | 371 | 363 | 443 | 239 | 319 | 239 | 371 | 363 | 443 |

Очевидно, что применение восьми полюсного электродвигателя не рационально, поэтому исключаем эти варианты.

Необходимо, чтобы размер соседства электродвигателя и барабана  удовлетворял условию

 мм,

где  – суммарное межосевое расстояние редуктора;  – габаритный размер электродвигателя;  – размер от оси вращения барабана до наружного конца шпильки крепления каната, получен конструктивно из чертежа в стандарте. Если , то принимают редуктор с большим значением 

|  |  |
| --- | --- |
| Вариант | А1, мм |
| 1-1.300 |  |
| 1-1.350 |  |
| 10.300 |  |
| 10.350 |  |
| 2-4.250 |  |
| 2-4.300 |  |
| 2-4.350 |  |

Для вариантов 1-1.300; 10.300; 2-4.250 и 2-4.300 условие соседства не выполняется. Исключаем эти варианты.

**19. УСЛОВИЯ СОСЕДСТВА ТОРМОЗА И БАРАБАНА**

Для возможности установки тормоза необходимо, чтобы размер соседства тормоза и барабана  удовлетворял условию

мм

где  – модуль зубчатого венца;– число зубьев венца по справочнику;  – размер от

оси вращения барабана до крайней точки зубчатой ступицы, получен конструктивно из чертежа, – диаметр тормозного шкива; – размер от оси вращения тормозного шкива до наружней поверхности рычага тормоза, получен конструктивно.

|  |  |
| --- | --- |
| Вариант | , *мм* |
| 1-1.350 |  |
| 10.350 |  |
| 2-4.350 |  |

Все варианты проходят по размеру A2.

Таким образом, все варианты свелись к применению шестиполюсного электродвигателя, редуктора Ц2-350 и барабана диаметром 200 *мм*.

**20. РАСЧЕТ КОЛЕИ ТЕЛЕЖКИ**

Если диаметр барабана (200 *мм*) превышает диаметр делительной окружности зубчатого венца редуктора (240 *мм*) более, чем на 40%, т.е.

,

то барабан будет бесступенчатым. В нашем случае для всех вариантов неравенство не выполняется, значит барабаны будут иметь ступенчатый вид.

|  |  |
| --- | --- |
| Вариант |  |
| 1-1 | 200<1,4640=336 |
| 10 | 200<1,4640=336 |
| 2-4 | 200<1,4640=336 |

Так как колея параллельна оси барабана, то ее ширина определяется по следующей формуле:

,

где  ⎯ межосевое расстояние редуктора;

 ⎯ минимально допустимый зазор между двигателями.



### Вариант с применением промежуточного вала отклоняется, т.к. он не значительно уменьшит колею, но серьезно увеличит длину тележки, что резко уменьшит полезную площадь обслуживания мостового крана.

### ВЫВОДЫ

1. Для грузоподъемности 8,0 т кратность 2 и 3 неприемлема, т.к. диаметр барабана составляет менее 160 мм, а длина барабана более чем в 6 раз превышает его диаметр. Наиболее приемлем вариант с кратностью , т.к. в этом случае барабан имеет минимальную длину и наибольший диаметр.

2. Использование восьмиполюсных двигателей нецелесообразно в связи с увеличением массы двигателя по сравнению с шестиполюсными.

3. Наиболее приемлем вариант 6.1-1.350 (без промежуточного вала) с диаметром барабана 200 *мм*, т.к. он обеспечивает максимальную площадь обслуживания.

**РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ДВУХКОНСОЛЬНОЙ ТЕЛЕЖКИ**

1. Тележка (рис.3) имеет опорные ходовые колеса 1 и 2. Ходовое колесо 1 приводится в движение при помощи электродвигателя 3 через редуктор 4. На металлоконструкции тележки 5 установлен механизм подъема 6.

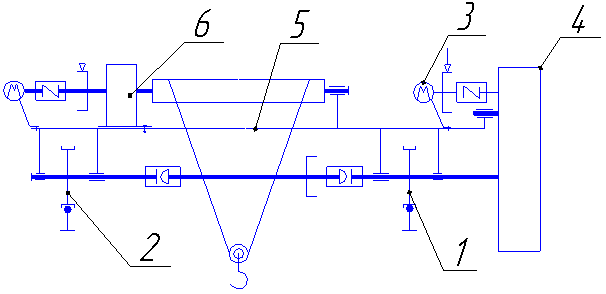


Рис.3 Тележка двухконсольная

**1.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ МАССЫ ТЕЛЕЖКИ**.

На основании статистических данных массу тележки можно выразить зависимостью:

 , (1)

где - масса груза.

Получим:  кг

Вес тележки:

 , (2)

Получим: H

Вес груза:

 , (3)

Получим: H

Вес тележки с грузом:

 H . (4)

**1.2. ДАВЛЕНИЕ НА ХОДОВОЕ КОЛЕСО**

Максимальная статическая нагрузка на ходовое колесо:

 H, (5)

Определим диаметр ходового колеса ,мм

Подберём  по таблице 1:

Таблица 1.

Несущая способность ходовых колёс

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 2-5 | 5-10 | 10-20 | 20-25 | 25-32 | 32-50 | 50-80 | 80-100 | >100 |
|  | 200  250 | 320  400 | 400  500 | 500  560  630 | 630  710 | 710  800 | 800  900  1000 | 900  1000 | 1000 |

 , (6)

Итак, выберем колесо, диаметром 200мм: диаметр внутреннего отверстия подшипника d=45мм. Значения  и d принимают по ГОСТу 24.090.09-75, а значение (плечо трения качения) в этом случае равно 0,4мм по [4], с. 276 .

**2. РАСЧЕТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПЕРЕДВИЖЕНИЮ**

Сила сопротивления передвижению тележки с грузом.

 , (7)

где f – коэффициент трения качения подшипников буксы ( f=0,015) см. [4], с. 275 ;

=2,5 - коэффициент сопротивления реборды (), см. [4], с. 275 .

По формуле (7):  H

**3. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ**

Номинальная мощность электродвигателя механизма передвижения:  Вт, (8)

Т.к. класс использования данной тележки М2 , то частота включений <60, поэтому выберем электродвигатель **4АС90LE6** со встроенным тормозом.

4АС90LE6: P = 1.7 кВт

n = 930 об/мин

= 37 Нм

= 33 Нм

= 0,0073 кг

= 16 Нм

m = 29 кг

Рассчитаем минимальный пусковой момент



**4. ВЫБОР РЕДУКТОРА**

Угловая скорость ходового колеса:

 рад/с, (9)

Угловая скорость электродвигателя:

 рад/с, (10)

Определим требуемое передаточное число:

, (11)

Принимаем навесной редуктор Ц3ВКф-125-16-11М. Диаметр быстроходного вала равен 28мм

 = 16

= 500 Нм

КПД = 0,96

М = 80 кг

Нм.

**5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ЗАПАСА СЦЕПЛЕНИЯ ПРИВОДНЫХ КОЛЕС С РЕЛЬСОМ ПРИ ПУСКЕ**

 , (12)

где - сила сцепления приводных ходовых колес с рельсами;

- сила статического сопротивления передвижению тележки без груза и без учета трения в подшипниках приводных колес;

- сила динамического сопротивления передвижению тележки без груза;

 - допускаемое значение коэффициента запаса сцепления (=1,15), [4].

При этом , (13)

где  - коэффициент сцепления приводного ходового колеса с рельсом. Если исключено попадание влаги и масел, то ,[5] с.12.

- число приводных колес.

Имеем по формуле (15):  H

Определим :

 Н, (14)

Определим :

, (15)

где  - максимально допустимое значение ускорения (замедления) тележки.

Принимая ,согласно [4], получим:

 H



Таким образом, запас сцепления при пуске достаточен.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Расчёты крановых механизмов и их деталей / М.П. Александров, И.И. Ивашков, С.А. Казак; Под ред. Р.А. Лалаянца.- М.: ВНИИПТМаш, 1993.- Т. 1. - 187 с.

2. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъёмных кранов: Утв. Госгортехнадзором России 31.12.2000.- М., ПИО ОБТ, 2000.- 266 с.

3. Редукторы и мотор-редукторы: Каталог /АО ВНИИТЭМР, ИФК «Каталог».- М., 1994.- Ч. 1.- 75с.

4. Подъемно-транспортные машины / Александров М.П., - М.: Высшая школа,1979. 558с.

5. Расчет механизма подъема груза мостового крана: Методические указания к домашнему заданию и курсовому проектированию по курсу «Грузоподъемные машины».— М.: Ермоленко В.А. Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003.

6. Курсовое проектирование грузоподъёмных машин. Руденко Н.Ф. Александрав М.П. и Лысяков А.Г. изд.3—е , переработанное и дополненное. М., изд—во “Машиностроение”, 1971, 464стр.