

Проектировочный расчет привода подъемного звена манипулятора

Яременко Андрей Михайлович – студент Балтийского государственного технического университета им. Д.Ф. Устинова «ВОЕНМЕХ».

Мионов Матвей Максимович – студент Балтийского государственного технического университета им. Д.Ф. Устинова «ВОЕНМЕХ».

Матвеева Елизавета Сергеевна – студент Балтийского государственного технического университета им. Д.Ф. Устинова «ВОЕНМЕХ».

Научный руководитель **Савельев Борис Николаевич** – кандидат технических наук, доцент Балтийского государственного технического университета им. Д.Ф. Устинова «ВОЕНМЕХ».

Аннотация: Работа посвящена проектировочному расчету привода подъемного звена манипулятора погрузчика. Произведены расчеты динамической модели, произведен подбор двигателя по заданным характеристикам, а также приведено подробное описание готового привода.

Ключевые слова: Контроллер, привод, погрузчик, электродвигатель, тросовая передача.

Введение. В соответствии с техническим заданием выполняется проектировочный расчет двигателя и редуктора для электропривода подъемного звена манипулятора. Основой для проектировочного расчёта является кинематическая схема привода, которая задана в техническом задании. Привод осуществляется коллекторным электродвигателем постоянного тока и тросовой передачей. Для разгрузки электродвигателя применяется противовес. В результате выполнения расчетов должен быть выбран оптимальный двигатель и редуктор для электропривода подъемного звена манипулятора.

Постановка задачи. Рассчитать и спроектировать электропривод подъемника для поднятия груза весом [REDACTED]

на высоту [REDACTED]

за время [REDACTED]

с последующим опусканием ненагруженного подъемника весом [REDACTED]

. Горизонтальные перемещения подъемника предотвращаются трением о направляющие, уравнивающим инерционные силы, обусловленные качкой. Расчетное горизонтальное ускорение качки [REDACTED]

(см. Таблица 1).

Таблица 1. Исходные данные.

Вес груза	[REDACTED]
-----------	------------

[REDACTED]

Вес платформы	[REDACTED]
---------------	------------

[REDACTED]

Высота подъема



Ускорение горизонтальной перемещения



Время подъема



Допустимое отклонение времени подъема



Проектировочный расчет. На рисунке 1 представлена кинематическая схема погрузчика.

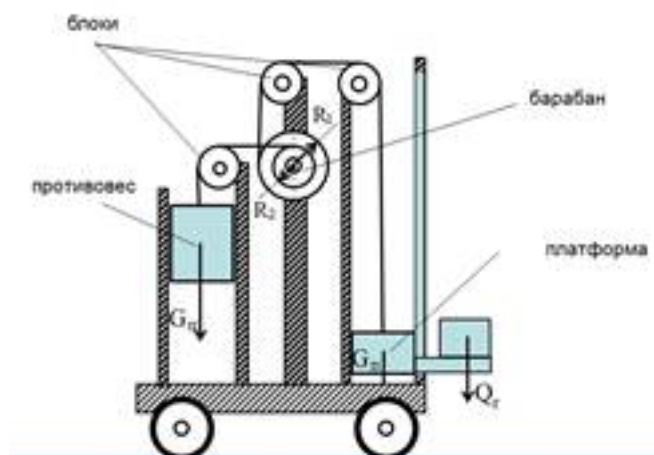


Рисунок 1. Кинематическая схема подъемного звена манипулятора.

Выбор диаметра каната. Выбор диаметра каната определяется по формуле:



,

(1)

где

– наибольшее допускаемое растягивающее усилие,

– разрывное усилие каната в целом, по данным ГОСТа 3067-88,

– наименьшее допускаемое значение коэффициента запаса прочности.

$$Q_{max} = (Q_{Г} + Q_{П}) = (130 + 260) = 390 \text{ Н}$$

(2)

По данным ГОСТа 3067-88 для грузовых подъемников принимается

По приложению I выбираем

при расчетном пределе прочности проволоки при растяжении, равном 180 кгс/мм²=17.65 МПа

Тогда наибольшее допускаемое растягивающее усилие:

$$Q_{max} = \frac{5950}{9} = 661,11 \text{ Н} > 390 \text{ Н}$$

По ГОСТ 3067-88 принятой разрывной силе соответствует диаметр каната

м.

Определение размеров блоков и барабанов. Диаметр барабана определяется по формуле [1, с. 6]:

,

(3)

где:

— коэффициент, зависящий от скорости движения подъемника.

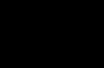
Для грузовых подъемников, двигающихся со скоростью до 1,5




, тогда:




=124·

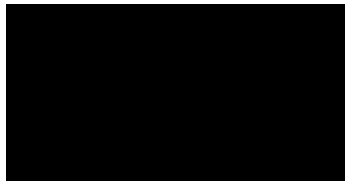


м.

Принимаем диаметр блока 

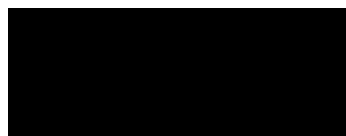
и наименьший диаметр грузового барабана 

Определение диаметра оси блока. Нагрузкой на ось блока является равнодействующая натяжений обеих ветвей троса. Её наибольшее значение равно . Согласно третьей теории прочности, допускаемое нормальное напряжение равно удвоенному значению допускаемого касательного напряжения, следовательно:

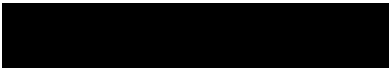


(4)

откуда получаем:

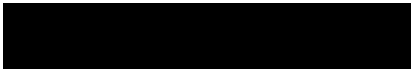


(5)

Выбирая материал для оси блока – сталь, для которой , находим наименьший диаметр оси:

$$d_{min} = \sqrt{\frac{8Q_{max}}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 390 \text{ Н} \cdot \text{см}^2}{\pi \cdot 4900 \text{ Н}}} \approx 0,45 \text{ см} = 4,5 \text{ мм} \cdot 10^{-3}$$

м.

Принимаем диаметр оси 

м.

Определение КПД блока.

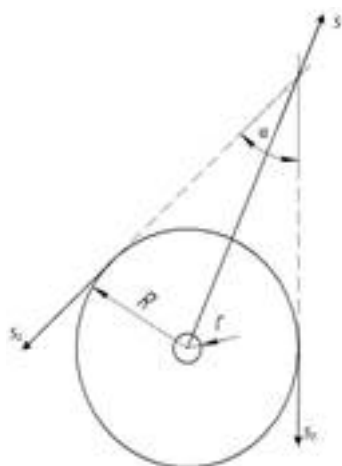


Рисунок 2.

Обозначим через S

и F

натяжения ветвей троса и через α

– угол охвата блока (смотреть рисунок 2), запишем уравнение моментов:

$S \cdot R \cdot \sin \alpha = F \cdot r$

(6)

где

– движущий момент;

– момент нагрузки;

– момент силы трения;

– коэффициент трения.

Тогда получим силу, действующую на ось блока:

$$F = \frac{M_{дв} - M_{нагр} - M_{тр}}{r}$$

(7)

Подставляя (5) в (4), поделив обе части уравнения (4) на

и принимая во внимание, что отношение натяжения

– набегающей ветви каната к натяжению

убегающей ветви есть КПД блока [1, с.7], которое обозначим

, т.е.

$$1 = \eta_{\beta} + \frac{\mu r}{R} \sqrt{1 + \eta_{\beta}^2 - 2\eta_{\beta} \cos \alpha}$$

Перенесём

в левую часть уравнения и приведём подобные.

Ввиду её малости, получим

коэффициент трения для каната по стали барабана. В результате стальной канат по отношению к жёстким растёт

с учётом потерь на жёсткость каната, расчётное значение КПД блока примет

$$\eta_{\beta} = (0.99 \div 0.98) \left[1 - \frac{\mu r}{R} \sqrt{2(1 - \cos \alpha)} \right].$$

Принимая коэффициент трения для стали по стали

, по формуле

находим КПД блока (угол охвата принимаем

$$\eta_{\beta} = 0.99 \left[1 - \frac{0.05 \cdot 2.5}{62.5} \sqrt{2} \right] = 0.99.$$

Принимая КПД грузового барабана равным КПД блока

найдем КПД привода, если учесть потери в зубчатом передаче без учёта потерь в

крупнозубчатой передаче от привода к грузовому барабану:

где η_{β} — КПД привода с учётом потерь в зубчатой передаче барабана, η_{β} — КПД привода с учётом потерь в

и величины мощности

, подводимой к приводу. Выбирать величины

будем из условия, чтобы статический момент при подъёме

был равен статическому моменту

и при этом был бы равен статическому моменту, приложенный к

$$M'_c = \left(\frac{Q + T_Q}{\eta_Q} \right) R_1 - (G - T_G) \eta_G R_2$$

а результирующий статический момент, при отпуске платформы:

$$M_c'' = \left(\frac{G + T_G}{\eta_G} \right) R_2 - (Q_0 - T_Q) \eta_Q R_1 \quad (12)$$

тк ξ — коэффициент трения направляющих лифта;

η_Q — коэффициент трения в направляющих противовеса;

g — ускорение свободного падения;

ξ — коэффициент трения качения роликов подъёмника о направляющие.

, получим

и

. Исходя из условия

получим:

$$R_2 G \left[\frac{1 + \xi}{\eta_G} + (1 - \xi) \eta_G \right] = R_1 \left[\frac{Q(1 + \xi)}{\eta_Q} + (Q_0 - Q\xi) \eta_Q \right]$$

Не определяя пока вес противовеса, вычислим вспомогательную величину

$$\frac{R_2}{R_1} G = \frac{\eta_G [Q(1 + \xi - \xi \eta_Q^2) + Q_0 \eta_Q^2]}{\eta_Q [1 + \xi + (1 - \xi) \eta_G^2]}$$

Исходя из заданной величины расчётного горизонтального ускорения качки

находим

$$\xi = \frac{1}{g} w_{к\mu} = \frac{1}{9.81} \cdot 2.3 \cdot 0.05 = 0.012.$$

По формуле

определим величину

$$\frac{R_2}{R_1} G = \frac{0.98 [390(1 + 0.012 - 0.012 \cdot 0.97^2) + 260 \cdot 0.97^2]}{0.97 [1 + 0.012 + (1 - 0.012) 0.98^2]} = 326 \text{ Н.}$$

Ускорение платформы и мощность двигателя. Выбор двигателя и редуктора.

$$W = \frac{g(k-1) \left[\frac{Q}{\eta_Q \eta_G} \frac{R_1}{GR_2} (1+\xi) - 1 + \xi \right]}{\frac{Q}{\eta_Q \eta_G} \frac{R_1}{GR_2} + \frac{R_2}{R_1}} = \frac{\alpha}{\beta + \frac{R_2}{R_1}}$$

Объем работы двигателя (перегруз) электрического двигателя принимаем коэффициент

находим:

$$\alpha = g(k-1) \left[\frac{Q}{\eta_Q \eta_G} \frac{R_1}{GR_2} (1+\xi) - 1 + \xi \right] = 9,81(3-1) \left[\frac{390(1+0,012)}{0,97 \cdot 0,98} - 1 + 0,012 \right] = 5,6 \text{ м/с}^2$$

$$\beta = \frac{Q}{\eta_Q \eta_G} * \frac{R_1}{GR_2} = \frac{390}{0,97 \cdot 0,98} \cdot \frac{1}{326} = 1,26$$

скорость установившегося движения платформы:

Большинство времени в режиме к времени разгона.

$$v = \frac{1,7w - \sqrt{2,89w^2 - 6,4w}}{2} = \frac{w}{2} \left(1,7 - \sqrt{2,89 - \frac{6,4}{w}} \right)$$

Мощность на валу редуктора:

$$P_p = \frac{v}{1000} \left[\frac{Q}{\eta_Q} (1+\xi) + G \frac{R_2}{R_1} \eta_G (\xi - 1) \right] = \frac{v}{1000} \left[\frac{390}{0,97} (1+0,012) + 326 \cdot 0,98 (0,012 - 1) \right] = \frac{v}{1000} (407 - 316) = 0,0455v$$

$$P_p = 0,0455w \left(1,7 - \sqrt{2,89 - \frac{6,4}{w}} \right)$$

Таблица 2. Вспомогательная таблица.



$$R_1 = \frac{R_2}{e} = \frac{63}{0,9} = 70 \text{ мм} = 70 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

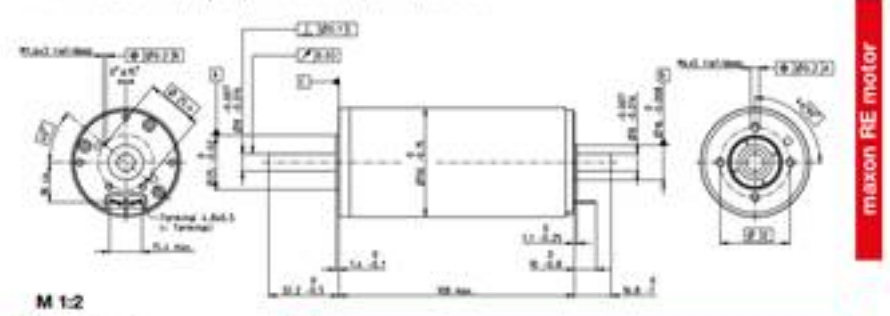
Экспериментально принимая КПД редуктора

определим мощность на валу двигателя:



Выбор мотора по выбору привода. Приводы MAXON, серия 136, RE50, 200 Ватт (валю -

RE 50 Ø50 мм, графитовые щетки, 200 Вт



Данные двигателя		136	136	136	136
Полное наименование двигателя		136	136	136	136
1	Максимальная скорость	8	36	48	70
2	Скорость холостого хода	1000	3000	4000	5700
3	Время разгона	200	100	80	60
4	Максимальная нагрузка	1000	3000	4000	5700
5	Максимальный момент (двухполюсный)	400	418	500	452
6	Максимальный момент (однополюсный)	11,6	7,27	4,18	1,89
7	Пусковой момент	8000	8000	7200	4040
8	Пусковой ток	6	11,7	10,8	17,9
9	Max. КПД	84	84	84	82
Характеристики					
10	Средний ток при нагрузке	24	0,244	0,248	0,9
11	Мощность при нагрузке	0,272	0,177	0,423	2,85
12	Максимальная температура	100	100	100	100
13	Средняя температура	24	100	100	100
14	Курсовая механическая характеристика	0,0006	0,0006	0,0006	0,0006
15	Максимальная механическая характеристика	0,175	0,24	0,278	0,74
16	Максимальная температура	100	100	100	100

Выбор привода по параметрам двигателя. Система с параметрами:

После выбора редуктора корректируем радиус барабана лифта



$$\frac{\pi \cdot n \cdot T}{30 \cdot i} \cdot 0,07 = \frac{\pi \cdot 5950 \cdot 1,7}{30 \cdot 43} \cdot 0,07 = 1,62$$

Условие не выполняется. Можно изменить

и принять его равным 0,075м, тогда:

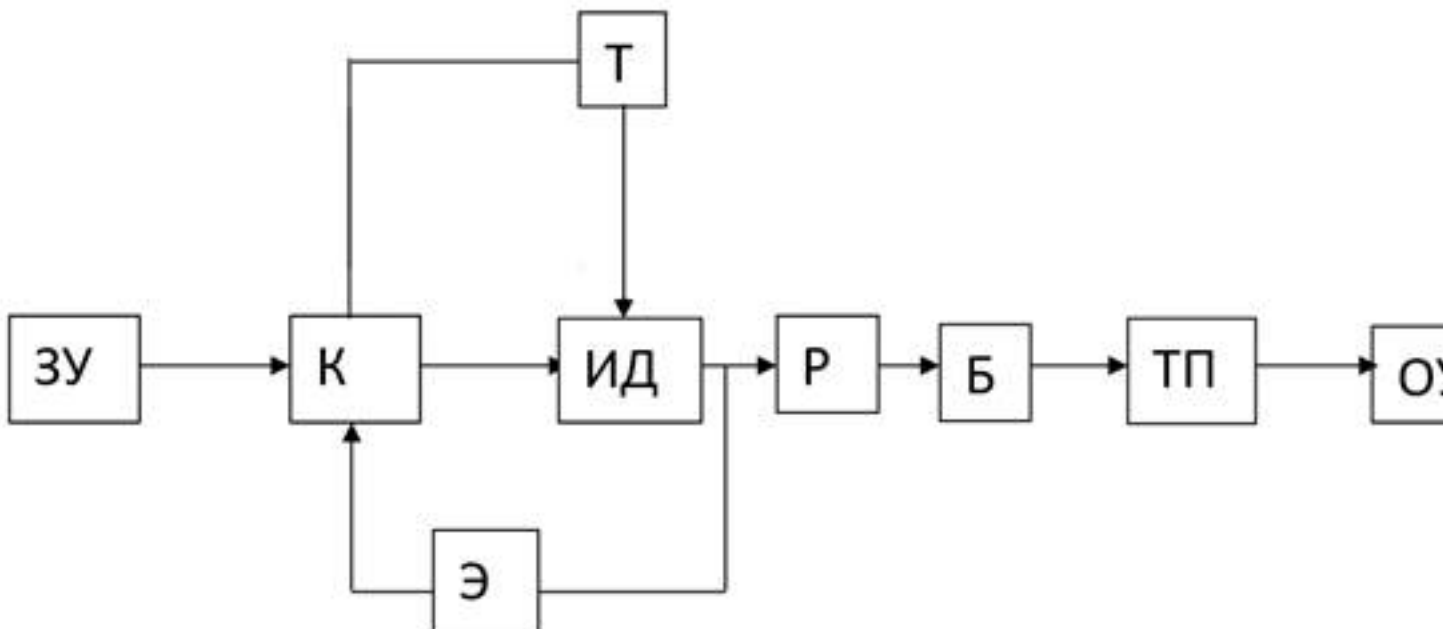
$$\frac{\pi \cdot n \cdot T}{30 \cdot i} \cdot 0.075 = \frac{\pi \cdot 5950 \cdot 1.7}{30 \cdot 43} \cdot 0.075 = 1.84$$

Проверим необходимый двигатель:

Условие вы...

$$M_{ст}^0 = \frac{R_1 \left(\frac{Q}{\eta_Q} (1 + \xi) + G \frac{R_2}{R_1} \eta_G (\xi - 1) \right)}{\eta \cdot i} = \frac{0,07 \left(\frac{2904(1+0,012)}{0,97} + 326 \cdot 0,98(0,012-1) \right)}{0,75 \cdot 43} = \frac{0,075(406,88 - 315,65)}{40,42} = \frac{6,39}{40,42} = 0,2 \text{ Нм}$$

Условие вы...



Выбор двигателя осуществляется по формуле: $M_{ст} = M_{ст}^0 \cdot K_{ст} \cdot K_{дв}$ где $M_{ст}^0$ - момент на валу двигателя, $K_{ст}$ - коэффициент запаса по моменту, $K_{дв}$ - коэффициент запаса по мощности.

Максимальный ток контроллера должен не превышать величину:

Видное устройство CANopen Slave с опцией EtherCAT

10 - 70 В пост. тока	
10 - 70 В пост. тока	
0.9 x V _c	
30 А (<60 с)	
15 А	
50 мГц	
25 мГц (40 мкс)	
2.5 мГц (400 нкс)	
2.5 мГц (400 нкс)	
50000 об/мин (синхрониз.), 100000 об/мин (асинхрон)	
15 мГц / 15 А	
Н1, Н2, Н3	
A, A', B, B', I, I', (макс. 6.25 МГц)	
A, A', B, B', I, I', Clock, Clock', Data, Data'	
4 бровня переключения: логика T19K	
4 дифференциальных	
2 разрешение 12 бит, -10...+10 В	
конфигурируемый DP переключателями 1...5	
2	
1, дифференциальных	
2 разрешение 12 бит, -4...+4 В, макс. 1 мА	
+5 В пост. тока, макс. 70 мА	
+5 В пост. тока, макс. 30 мА	
+5 В пост. тока, макс. 150 мА	
RxD, TxD (макс. 115 200 бит/с)	
высокий, низкий (макс. 1 Мбит/с)	
Data+ / Data- (линейная скорость)	
в качестве опции с EtherCAT Card	

В таблице 5. Указаны минимальные и максимальные значения параметров. Рекомендуется следующая

Энкодер HEDL 5540 500 имп/об, 3 канала, драйвер линии RS 422

maximal velocity

Тип	1	2	3	4	5
Максимальная скорость в имп/с	500	500	500	500	500
Макс. длина кабеля м/с	5	5	5	5	5
Рабочая скорость об/мин	15000	15000	15000	15000	15000
Длина кабеля м/с	5	5	5	5	5

Рисунки 6. Рекомендуемый энкодер

Тормоз AB 44 24 В пост. тока, 2,5 Нм

maximal velocity

Тип	1	2	3	4	5
Максимальная скорость в имп/с	500	500	500	500	500
Макс. длина кабеля м/с	5	5	5	5	5
Рабочая скорость об/мин	15000	15000	15000	15000	15000
Длина кабеля м/с	5	5	5	5	5

В таблице 7. Указаны минимальные и максимальные значения параметров. Рекомендуется следующая