4.Расчетная часть

4.1. Расчет наматывателя, тормозного устройства и перематывателя

В целях сохранности фильмокопий особое внимание должно быть уделено наматывающему и тормозному устройству, обеспечивающих плотную намотку рулонов, в которых отсутствует межвитковое скольжение, а усилия на межперфорационные перемычки не должны превышать 5Н. К наматывающим устройствам предъявляются следующие требования:

1. Наматывающее устройство должно обеспечивать формирование рулона заданной емкости и плотности без затягивания витков.
2. Наматывающее устройство должно обеспечивать постоянную в пределах рулона и не превышающую допустимых значений нагрузки на межперфорационные перемычки наматываемой кинопленки.
3. Наматывание кинопленки должно производиться плавно без рывков.

Аналогичные требования предъявляются и к тормозному устройству, когда оно работает в режиме перемотки.

Исходные данные:

* формат киноленты – 35 (мм)
* емкость рулона – 1800 (м)
* скорость наматываемой киноленты – 0,456 (м/с)
* максимальное натяжение киноленты – 8 (Н)
* скорость перематываемой ленты – 6 (м/с)
* толщина киноленты – 1,6 . 10-4 (м).

4.1.1. Выбор радиуса сердечника

Выбор начального радиуса рулона имеет важное значение. Известно, что с увеличением начального радиуса R0 снижается характеристический коэффициент N для разных типов наматывателей. Увеличение R0 целесообразно и для создания условий наматывания рулона без затягивания витков. Оптимальное соотношение конечного RК и начального R0 радиусов рулонов равно двум. Конечный радиус рулона определяем по формуле:



где S – толщина киноленты;

LK – емкость рулона.

Если задаться соотношением \_\_\_\_\_\_\_\_ , то получим выражение для оптимального радиуса сердечника:

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_-

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

В рулоне, наматываемом на сердечник такого радиуса, должно отсутствовать затягивание витков. В литературе [5] приведена таблица размеров, применяемых в соответствии с ГОСТ 11669-75 сердечников. Из нее видно, что ни один из применяемых сердечников не обеспечивает оптимальных условий наматывания киноленты.

Поэтому принимаем \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

Рассчитываем конечный радиус рулона:

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

4.1.2. Выбор величины минимального натяжения ленты

В кинопроекционной аппаратуре эксплуатируется, как правило, сильнокоробленая лента, обладающая большой величиной жесткости на изгиб. Поэтому, чтобы достигнуть оптимальной плотности рулона, необходимо обеспечить большие величины натяжения киноленты. В процессе эксплуатации фильмокопии подвергаются многократному перематыванию на кинопроекторе или перематывателе. В этом случае требования к плотности рулона также высоки, что и обеспечивает высокие значения \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

Исходя из сказанного, выбираем \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ , обеспечивающую плотность рулона 96%.

4.1.3. Условия отсутствия затягивания витков в формируемом рулоне

Причиной возникновения затягивания витков в наматываемом рулоне, как показали многочисленные исследования, являются, в основном, такие дефекты киноленты, как сабельность и коробленность. Вследствие этих дефектов при наматывании киноленты в рулон имеет место неплотное прилегание витков друг к другу, что делает возможным их затягивание.

Подробный анализ этого процесса, выполненный А.М.Мелик-Степаняном и подтвержденный экспериментально на кафедре киновидеоаппаратуры, позволил найти условия, при которых возможно наматывание рулона без затягивания витков. Важно отметить, что при этом нет необходимости полностью устранять межвитковое пространство в формируемом рулоне – для этого требуются чрезмерно высокие значения натяжения ленты (порядка 70-80 Н). Достаточно достичь равновесия моментов, с одной стороны, развиваемого наматывателем, с другой стороны - моментов трения между витками в процессе наматывания всего рулона.

Исходя из этого, было получено выражение для граничных условий затягивания витков в наматываемом рулоне [1]:

, (4.1)



где Тк – конечное натяжение наматываемой ленты;

R0, Rк – конечный и начальный радиусы рулона;

ρn – радиус формируемого витка.

Коэффициенты А и а характеризуют физико – механические свойства наматываемой ленты:

А=9,8ּВּγּμ,

Где В – ширина киноленты;

γ – удельная плотность ее материала;

μ – коэффициент трения между витками.

а=2ּπּμ+1.

Подставим числовые значения в выражение (4.1):



Таблица 4.1

Расчет граничной кривой наматывателя

|  |  |
| --- | --- |
| R,м | Tгр,Н |
| 0,1 | 5,32 |
| 0,11 | 4,74 |
| 0,12 | 4,25 |
| 0,13 | 3,81 |
| 0,14 | 3,41 |
| 0,15 | 3,04 |
| 0,16 | 2,69 |
| 0,17 | 2,36 |
| 0,18 | 2,05 |
| 0,19 | 1,74 |
| 0,2 | 1,45 |

На (рис.4.1) показана кривая Тгр, ограничивающая зону скольжения, или так называемая “граничная кривая”, которая получена из выражения (4.1).



Рис.4.1.

Предварительно выбираем характеристику наматывателя в виде прямой, проходящей через точки Тнач=8 Н и Ткон=6 Н.

Вывод: так как характеристика наматывателя расположена выше граничной кривой, то затягивания витков не происходит.

4.2.Расчет наматывающего электродвигателя глубокого скольжения (ЭДГС)

Выражение характеристики наматывателя – ЭДГС в общем виде:

, (4.2)



где М0 – статический момент электродвигателя(начальный момент, когда ротор находится в покое);

nx – число оборотов ротора электродвигателя на холостом ходу;

i – передаточное отношение редуктора;

η – КПД редуктора;

Vл – скорость движения киноленты в установившемся режиме.

Для определения рабочего участка введем понятие "коэффициент начального скольжения а ".

, (4.3)



где n0 – число оборотов вала электродвигателя в начале намотки рулона.

Тогда

, (4.4)



причем

, (4.5)



Нетрудно видеть, что при а=2 Dэ= D0, т.е. начало характеристики будет совмещено с экстремальной точкой, а вид характеристики – убывающий. Анализ показывает, что с возрастанием а величина N также возрастает и, следовательно, целесообразно при выборе параметров наматывающего электродвигателя руководствоваться величиной а=2, т.е. началом рабочего участка D0= Dэ.

Тогда выражение для характеристики наматывателя приобретет более простой вид:

, (4.6)



причем передаточное отношение редуктора можно определить из выражения

. (4.7)



Или, учитывая, что а=2,

. (4.8)



Максимальное натяжение, развиваемое наматывающим электродвигателем, определяется из выражения

. (4.9)



Характеристический коэффициент наматывающего электродвигателя, работающего в таком режиме, определяется следующим образом:

. (4.10)



Рассчитаем наматывающий электродвигатель.

Исходные данные: формат киноленты 35 мм; емкость рулона Lк=600 м; минимальное натяжение ленты Tmin=6 Н; диаметр сердечника D0=0,2 м; скорость движения ленты Vл=0,456 м/с; толщина киноленты s=0,15ּ10-3 м; КПД редуктора η=0,9.

1. Определим конечный диаметр рулона Dк:

; (4.11)



Dк=0,393 м.

1. Выберем предварительно электродвигатель глубокого скольжения, который устраивает нас числом оборотов холостого хода (nx) и габаритами (см. табл.4.1[1]).

Пусть, достаточно приемлемым будет nx=1400 об/мин.

Пригоден такой электродвигатель, статический момент М0 которого будет достаточным для обеспечения требуемой величины натяжения ленты.

Поэтому дальнейший ход расчета будет следующим:

1. Определим необходимое передаточное отношение редуктора, воспользовавшись выражением (4.8), подставив все необходимые данные:



i=16,07.

Округлим i до целого числа. Возьмем i=16.

1. Исходя из того, что нам задано Тmin, и помня, что требуется убывающая характеристика наматывателя, будем иметь в виду, что Тmin= Тк. Тогда, подставив в выражение (4.6) D=Dк, найдем необходимое значение момента электродвигателя М0:

; (4.12)



М0=0,11 Нּм.

По имеющимся теперь М0 и nx выберем электродвигатель. В данном случае нам подходит ЭДГС АСМ\_400 (см. табл.4.1[1]). Его размеры следующие: D=60 мм, l=120 мм.

1. Найдем максимальное значение натяжения, так как Dэ=D0, то

; (4.13)



Тнач=7,92 Н.

1. Найдем значение характеристического коэффициента N, который определим, воспользовавшись выражением (4.10):



N=1,32.

1. Найдем выражение характеристики наматывателя – ЭДГС в общем виде, воспользовавшись выражением (4.2):



Таблица 4.2

Расчет характеристики ЭДГС наматывателя

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| D,м | T,H | Tгр,Н |
| 0,2 | 7,92 | 5,32 |
| 0,22 | 7,85 | 4,74 |
| 0,24 | 7,7 | 4,25 |
| 0,26 | 7,5 | 3,81 |
| 0,28 | 7,27 | 3,41 |
| 0,3 | 7,04 | 3,04 |
| 0,32 | 6,81 | 2,69 |
| 0,34 | 6,58 | 2,36 |
| 0,36 | 6,36 | 2,05 |
| 0,38 | 6,14 | 1,74 |
| 0,393 | 6 | 1,45 |

На (рис.4.2) показана характеристика ЭДГС наматывателя.

Рис.4.2.



4.3.Пусковой период наматывающих устройств

Расчет пускового периода наматывателя – электродвигателя глубокого

скольжения

Скорость приема ленты в течение пускового периода определяется следующим выражением:

, (4.14)



где , (4.15)



. (4.16)



В выражениях (4.15) и (4.16) присутствуют уже известные величины, определенные при расчете установившегося режима наматывающего электродвигателя: М0 – статический момент ЭДГС; nx – число оборотов на холостом ходу; i – передаточное отношение редуктора; η – КПД редуктора.

Однако в эти выражения входят также и неизвестные еще величины:

J – момент инерции вращающихся частей наматывателя;

МТ – момент трения в опорах вала наматывателя.

Момент трения в подшипниках качения достаточно мал, и, как правило, его принимают равным нулю.

Момент инерции вращающихся частей наматывателя определяется следующим образом:

, (4.17)



где Jрул – момент инерции рулона;

, (4.18)



здесь q – масса одного прогонного метра киноленты;

Jред.пр. – момент инерции редуктора, приведенный к валу наматывателя;

Jрот.пр. – момент инерции ротора, приведенный к валу наматывателя.

Рассчитаем пусковой период ЭДГС для двух случаев:

1. в начале намотки, когда R=R0,
2. в случае пуска почти полного рулона, например, если имел место обрыв ленты (R=Rк).

Исходные данные: М0=0,11 Нּм; nx=1400 об/мин; i=16; η=0,9; Lк=600 м.

1. Определим момент инерции вращающихся частей наматывателя, пользуясь выражением (4.17). В нашем случае, когда пусковой период определяется для начала намотки R=R0 и, следовательно, рулон еще не намотан, так что Jрул=0. Тогда выражение (4.17) будет выглядеть следующим образом:

(4.19)



Момент инерции бобины Iб, найдем по формуле (20):

, (20)



где Jд – момент инерции дисков бобины;

Jс - момент инерции сердечника бобины;

Jв - момент инерции втулки бобины;

Jот - момент инерции отверстий дисков.

; (4.21)



; (4.22)



; (4.23)



. (4.24)



В формулах (4.21 – 4.24):

R=0,5.D – наружного диаметра дисков,

r=0,5.d – внутреннего диаметра дисков, принимаем равным наружному диаметру втулки;

r1=0,5.d1 – внутреннего диаметра втулки;

R1=0,5.D1 –диаметра отверстий, сделанных в дисках бобины;

R2=0,5.D2 –диаметра осевой линии, проходящей через центры отверстий дисков;

γ =7,8.103 кг.м3 – плотность стали;

h – толщина дисков;

l – длина втулки бобины;

l1 – длина сердечника бобины;

n – количество отверстий в диске.

Подставим значения в формулы (4.21 – 4.24):



Подставим полученные значения в выражение (4.20):



Момент инерции редуктора будет зависеть от его вида и количества ступеней. При заданном передаточном отношении i=16 воспользуемся двухступенчатой цилиндрической зубчатой передачей (рис.4.3)

Схема двухступенчатого зубчатого редуктора

ЭДГС

Рис.4.3.

Приведем геометрический расчет редуктора, необходимый как для проектирования наматывателя, так и для расчета момента инерции вращающихся частей наматывателя.

i = iб.iт .

Пусть iб = iт = i1/2; iб = iт =4.

Выберем минимальное число зубьев шестерни, находящейся на валу ЭДГС. Возьмем Z1=25; тогда число зубьев колеса быстроходной ступени

Z2=i. Z1; Z2=25.4=100.

Модуль зацепления m выбираем по стандарту СЭВ [9]. Чтобы не увеличивать габариты редуктора, желательно выбирать m не очень большим, но не меньше единицы. Возьмем m=1 и определим приближенно диаметры делительных окружностей шестерни и колеса:

d1=Z1.m; d1=25.1=25мм=0,025м;

d2=Z2.m; d2=100.1=100мм=0,1м.

Ширину венцов шестерни и колеса определим по формуле [9]:

b=ψbd.d + (0,2÷0,4).m,

где d – диаметр колеса или шестерни;

ψbd – коэффициент колеса. ψbd зависит от способа крепления колеса на валу, расположения опор, твердости материала шестерни [9].

Примем ψbd=0,4, тогда

b1=0,4.25 + (0,2÷0,4).1=10мм.

Теперь рассчитаем тихоходную передачу. Возьмем число зубьев шестерни Z2’=25; тогда число зубьев колеса тихоходной ступени

Z3=i. Z2’; Z3=25.4=100.

Возьмем m=1 и определим приближенно диаметры делительных окружностей шестерни и колеса:

d2’=Z2’.m; d2’=25.1=25мм=0,025м;

d3=Z3.m; d3=100.1=100мм=0,1м.

Примем ψbd=0,4, тогда

b2’=0,4.25 + (0,2÷0,4).1=10мм.

Приближенное значение момента инерции можно определить по формуле [9]:

; (4.25)



где m – масса шестерни (колеса);

d – диаметр его делительной окружности.

Масса шестерни (колеса) m=V.ρ=πּr2ּbּρ.



Подставим значения в формулу (4.25):



Необходимо привести моменты инерции колес к валу наматывателя:

. (4.26)



Тогда приведенные моменты инерции будут:



Суммарный момент инерции редуктора, приведенный к валу наматывателя, составит:



Определим момент инерции ротора Jрот. Момент инерции ротора можно рассчитать приближенно, как момент инерции цилиндра, выполненного из алюминиевого сплава и занимающего порядка 50% объема электродвигателя. Для ЭДГС АСМ\_400 длина корпуса составляет 120 мм; диаметр – 60мм. Его объем найдем таким образом:



Тогда



Момент инерции ротора можно найти по следующей формуле:

(4.27)



где Мрот=Vрот.ρрот , где ρрот – удельная плотность материала ротора.

#### Для алюминиевых сплавов ρ=2,8.103кг/м3.

Подставим найденные значения в выражение (4.27):



Момент инерции ротора, приведенный к валу наматывателя, определяется так же, как и приведенный момент инерции шестерни.



А суммарный момент инерции вращающихся частей наматывателя найдем по формуле (4.19):



Вернемся к выражениям (4.15) и (4.16), подставим в них все известные нам величины и получим значения коэффициентов a и b:



Тогда выражение (4.14) с учетом того, что R=R0=0,1м, преобретает следующий вид:



Таблица 4.3

Расчет скорости наматываемой ветви киноленты (R=R0)

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| t,c | a.t | e(-at) | 1-e(-at) | Vн,м/с |
| 0 | 0 | 1 | 0 | 0 |
| 0,1 | 0,197 | 0,821 | 0,179 | 0,164 |
| 0,25 | 0,493 | 0,611 | 0,389 | 0,356 |
| 0,5 | 0,985 | 0,373 | 0,626 | 0,574 |
| 0,75 | 1,478 | 0,228 | 0,771 | 0,707 |
| 1 | 1,97 | 0,139 | 0,86 | 0,788 |
| 1,25 | 2,463 | 0,085 | 0,915 | 0,837 |
| 1,5 | 2,955 | 0,052 | 0,948 | 0,867 |
| 1,75 | 3,448 | 0,032 | 0,968 | 0,886 |
| 2 | 3,94 | 0,0190 | 0,981 | 0,897 |
| 3 | 5,91 | 0,003 | 0,997 | 0,913 |
| 4 | 7,88 | 0,0004 | 1 | 0,915 |
| 5 | 9,85 | 0 | 1 | 0,915 |
| 6 | 11,82 | 0 | 1 | 0,915 |
| 7 | 13,79 | 0 | 1 | 0,915 |

Построим график зависимости Vн1(t) – скорости приема ленты наматывателем и Vл(t) – скорости подачи ленты механизмом транспортирования.

Рис.4.4.



Вывод: провисания ленты не будет, поскольку значение функции Vн1(t) в любой момент времени превосходит значение функции Vл(t).

Теперь проведем подробные расчеты для полного рулона, т.е. для случая, когда R=Rк=0,201м.

Общий момент инерции вращающихся частей наматывателя определится в этом случае из выражения (4.17), т. е. В него будет входить Jрул – момент инерции полного рулона, который найдем по формуле (4.18). В нашем случае, если учесть, что q=7.10-3кг/м для 35-мм киноленты,



Тогда полное значение J составит:



Тогда значения коэффициентов a и b соответственно составят:



Тогда выражение (4.14) с учетом того, что R=Rк=0,201м, преобретает следующий вид:



Таблица 4.4

Расчет скорости наматываемой ветви киноленты (R=Rк)

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| t,c | a.t | e(-at) | 1-e(-at) | Vн,м/с |
| 0 | 0 | 1 | 0 | 0 |
| 0,1 | 0,089 | 0,915 | 0,085 | 0,157 |
| 0,25 | 0,223 | 0,801 | 0,199 | 0,367 |
| 0,5 | 0,445 | 0,641 | 0,359 | 0,661 |
| 0,75 | 0,668 | 0,513 | 0,487 | 0,896 |
| 1 | 0,89 | 0,411 | 0,589 | 1,084 |
| 1,25 | 1,113 | 0,329 | 0,671 | 1,235 |
| 1,5 | 1,335 | 0,263 | 0,737 | 1,356 |
| 1,75 | 1,558 | 0,211 | 0,789 | 1,452 |
| 2 | 1,78 | 0,168 | 0,831 | 1,529 |
| 3 | 2,67 | 0,069 | 0,931 | 1,713 |
| 4 | 3,56 | 0,028 | 0,972 | 1,788 |
| 5 | 4,45 | 0,012 | 0,988 | 1,819 |
| 6 | 5,34 | 0,005 | 0,995 | 1,831 |
| 7 | 6,23 | 0,002 | 0,998 | 1,836 |

Построим график зависимости Vн2(t) – скорости приема ленты наматывателем и Vл(t) – скорости подачи ленты механизмом транспортирования.



Рис.4.5.

Вывод: провисания ленты не будет, поскольку значение функции Vн2(t) в любой момент времени превосходит значение функции Vл(t).