

МИНИСТЕРСТВО КУЛЬТУРЫ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
**«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
УНИВЕРСИТЕТ КИНО И ТЕЛЕВИДЕНИЯ»**

Кафедра киновидеоаппаратуры

Т.А.ТРУБНИКОВА, К.К. ГУДИНОВ

## **РАСЧЁТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ НАМАТЫВАТЕЛЕЙ**

Учебное пособие для студентов дневного и заочного  
отделений направления 12.03.01 «Приборостроение»

Санкт-Петербург  
2 0 1 4

УДК 681.7.014.7

Рецензент – к.т.н., профессор Куклин С.В.

Трубникова Т.А., Гудинов К.К.,  
Расчёт и проектирование электромеханических  
наматывателей: Учебное пособие. – СПб.: Изд.  
СПбГУКиТ, 2014. - 48 с.

В учебном пособии рассматриваются вопросы выбора исходных данных для расчёта и проектирования электромеханических наматывателей с точки зрения минимального износа киноленты, подход к определению основных технических показателей, расчёт показателей, исходя из возможностей электродвигателя, оценка нагрузки на межперфорационные перемычки ленты и способы их уменьшения

Учебное пособие предназначено для студентов 3-го курса (5 семестр) очного отделения и 3-го курса заочного отделения направления 12.03.01 «Приборостроение»

Рекомендовано к изданию в качестве учебного пособия кафедрой киновидеоаппаратуры.  
Протокол №7 от 16.12.13

© СПбГУКиТ, 2014.

## ВВЕДЕНИЕ

В связи с тем, что уже в последние годы 20-го века возникла необходимость обратить особенное внимание на сохранность фильмовых материалов в процессе их эксплуатации, в исследовании наматывающих устройств появились новые направления, связанные с проблемами уменьшения износа киноленты [1-3]. На основании исследований, проведенных на кафедре киновидеоаппаратуры СПбГУКиТ, а ранее - в НИКФИ, ОКБК, ЛОМО, сформулирован новый подход к расчету и проектированию наматывающих устройств (НУ) киноаппаратуры.

До некоторого времени основными техническими показателями НУ являлись [4]:

1) характеристика НУ - зависимость натяжения набегающей на рулон ветви ленты от диаметра рулона –  $T(D)$ ;

2) характеристический коэффициент - перепад натяжений в процессе наматывания рулона –  $N = T_{max} / T_{min}$

3) длительность и характер пускового периода.

Характер пускового периода определяется наличием или отсутствием ударных явлений при его завершении.

Однако для того, чтобы установить связь между показателями наматывателя и качеством рулонов, сформированных конкретными НУ, необходимо ввести дополнительные показатели качества их работы [5]:

1) наличие или отсутствие поверхностного износа ленты в процессе ее наматывания в рулон;

2) плотность намотанного рулона;

3) износ межперфорационных перемычек в процессе наматывания ленты в рулон.

С учетом сказанного совокупность параметров НУ, позволяющих получить требуемые показатели качества, можно определить как оптимальный режим наматывания киноленты. Такими параметрами является:

1) величина натяжения набегающей на рулон ветви киноленты и закон его изменения (характеристика наматывателя) –  $T=f(R)$ ;

2) начальный радиус рулона (радиус сердечника)  $R$ ;

3) для традиционной схемы наматывания ленты "задерживающий зубчатый барабан - наматыватель" - величина натяжения и закон его изменения для сбегающей с задерживающего зубчатого барабана ветви ленты, т.е. условия нагруженности межперфорационных перемычек ленты.

Оптимальным режимом работы НУ следует считать такой режим, который позволяет сформировать рулон оптимальной плотности без затягивания витков и при допустимой величине нагрузки на межперфорационные перемычки наматываемой ленты.

Плотность рулона оценивается критерием  $\Pi$  [6]:

$$\Pi = \frac{D_u - D_o}{D_p - D_o} \cdot 100\% \quad (1.1)$$

где  $D_u$  - диаметр идеального" рулона;

$D_p$  - диаметр реального рулона;

$D_o$  - диаметр сердечника.

Под "идеальным" рулоном понимается рулон, намотанный без межвитковой прослойки (МВП).

В рулоне оптимальной плотности не должно возникать затягивания витков при его разматывании, должно отсутствовать поперечное и продольное смещение витков при его переноске, съеме с наматывателя, укладывании в коробки и т.д. Исследования показывают, что оптимальной можно считать плотность рулона  $\Pi=98\pm1\%$  [5,6].

Величины натяжения ленты, требуемые для формирования рулона оптимальной плотности, оказываются достаточно большими (10-15Н), что недопустимо для межперфорацион-

ных перемычек, так как приводит к преждевременному износу и повреждению.

В связи с этим в ряде случаев возникает необходимость разделить наматыватель и задерживающий зубчатый барабан по натяжению определенным образом, т.е. расположить между ними делитель натяжения ленты (ДНЛ).

В результате сказанного можно сформулировать следующие функциональные требования к НУ:

1) НУ должно обеспечивать формирование рулона заданной емкости В оптимальной плотностью его намотки без затягивания витков;

2) НУ должно обеспечивать постоянную в пределах рулона и не превышающую допустимых значений нагрузку на межперфорационные перемычки наматываемой ленты (допустимой нагрузкой может считаться натяжение  $T=3\div 4$  Н для киноленты формата 35-мм;

3) наматывание киноленты в рулон должно производиться плавно, без рывков.

Помимо функциональных требований, при проектировании НУ следует учитывать его эксплуатационные и производственные показатели: простоту и технологичность конструкции - НУ должен быть выполнен в виде отдельного блока, имеющего возможность легкой замены; удобство и простоту обслуживания; стабильность параметров во времени; надежность; ремонтоспособность и т.п.

## 1. ВЫБОР ИСХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИ РАСЧЕТЕ НАМАТЫВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

Основными исходными данными для расчета наматывающего устройства являются следующие параметры: 1) емкость рулона –  $L_k$  ; 2) формат наматываемой ленты, т.е. ее ширина –  $B$ ; 3) скорость транспортирования киноленты в проектируемом аппарате –  $U_d$  ; 4) минимальное и максимальное натяже-

ния киноленты –  $T_{min}$  и  $T_{max}$  ; 5) радиус или диаметр сердечника, на который наматываются киноленты –  $R_0$  или  $D_0$  ; 6) длительность пускового периода наматывателя.

Как правило, учитываются еще следующие дополнительные данные: наличие или отсутствие реверса; пространственное расположение вала наматывателя (вертикальное, горизонтальное, под некоторым углом); функциональные особенности проектируемого аппарата (кинопроектор, киносъемочные аппарат, аппарат для магнитной записи звука, кинокопировальный аппарат, проявочная машина и т.д.).

Все перечисленные данные, кроме величины минимального натяжения ленты и радиуса сердечника, являются при проектировании жестко заданными и ложатся в основу расчета наматывающего устройства. Выбор величины натяжения и диаметра сердечника влияет на показатели качества работы НУ, и этим вопросам необходимо уделить особое внимание.

### 1.1.Выбор величины радиуса сердечника

Известно [4], что для некоторых типов наматывателей увеличение начального радиуса  $R_0$  приводит к уменьшению характеристического коэффициента

Увеличение  $R_0$  целесообразно и для создания условия на-

$$N = \frac{T_{max}}{T_{min}} \quad (1.2)$$

матывания рулона без затягивания витков [3,5]. В то же время увеличение сердечника ведет, в свою очередь, к увеличению габаритов рулона. На рис.1.1 показаны зависимости конечно-го радиуса рулона  $R_k$  и  $R_k/R_0$  от величины  $R_0$ .

Оптимальным соотношением  $R_k$  и  $R_0$  оказывается величина

Конечный радиус рулона определяется по формуле

$$R_k = \sqrt{\frac{sL_k}{\pi}} + R_0^2 \quad (1.3)$$

Таким образом, если задаться соотношением  $R_k = 2R_0$ , то выражение (1.3) будет выглядеть следующим образом:

$$2R_0 = \sqrt{\frac{sL_k}{\pi}} + R_0^2$$

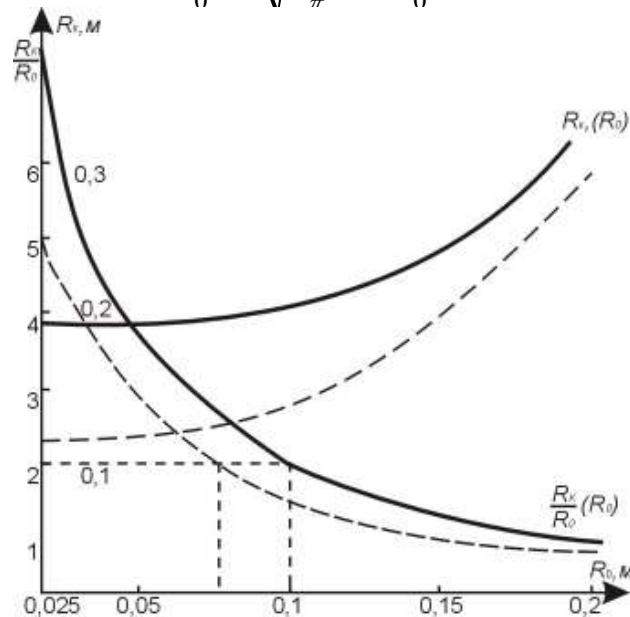


Рис. 1.1. Зависимости конечного радиуса рулона  $R_k$  и  $R_k/R_0$  от величины  $R_0$

Решив его относительно  $R_0$ , получим значение оптимального радиуса сердечника для рулона заданной емкости:

$$R_{0_{opt}} = \sqrt{\frac{3\pi}{sL}} \quad (1.4)$$

В рулоне, наматываемом на сердечник такого радиуса, должно отсутствовать затягивание витков.

В табл. 1.1 представлены величины  $R_{0_{opt}}$  для рулонов различной ёмкости.

Таблица 1.1

Оптимальные радиусы рулонов различной емкости

| L, м | $R_{0_{opt}}$ , м | $R_k$ , м |
|------|-------------------|-----------|
| 300  | 0,071             | 0,142     |
| 600  | 0,101             | 0,201     |
| 1800 | 0,174             | 0,348     |
| 3600 | 0,239             | 0,479     |

В табл. 1.2 приведены используемые в настоящее время, обусловленные ГОСТ 11669-74 размеры сердечников для аппаратуры различного назначения.

Таблица 1.2

Основные диаметры сердечников киноаппаратуры (формат киноленты 35-; 70-мм)

| Киноаппарат  | Ёмкость рулона, м | Диаметр сердечника, м |
|--|-------------------|-----------------------|
| Киносъёмочный аппарат  | 60, 120, 300      | 0,05                  |
| Аппараты записи и перезаписи звука (фотографическая и магнитная) | 300, 600          | 0,05                  |
|  |                   | 0,075                 |
|  |                   | 0,1                   |
|  |                   | 0,05                  |
| Кинокопировальная аппаратура                                     | 300, 600, 1800    | 0,075                 |
|  |                   | 0,01                  |
|  |                   | 0,05                  |

|               |                        |                     |
|---------------|------------------------|---------------------|
| Кинопроекторы | 600, 750 (70-мм), 1800 | 0,075<br>0,1<br>0,2 |
|---------------|------------------------|---------------------|

Из табл. 1.1 и 1.2 можно видеть, что в существующем ГОСТе для рулонов ёмкостью 600 м только одно значение  $R_0 = 0,1$  м совпадает с оптимальным значением. Для рулонов ёмкостью 300 м также только одно значение  $R_0 = 0,07$  м удовлетворяет выражению (1.4). Для прочих случаев, особенно применительно к рулонам большой ёмкости, размеры сердечников, обусловленные ГОСТом, не позволяют получить оптимальных условий наматывания ленты.

С учетом выше изложенного следует при выборе  $R_0$  руководствоваться, в первую очередь, выражением (1.4).

В случае, если размер стандартного сердечника не достигает расчетного значения  $R_{0\text{ опт}}$ , к выбору  $R_0$  нужно подходить индивидуально. При разработке новой кинопроекционной аппаратуры, если требуемая ёмкость бобины не стандартизована, может быть целесообразно изготавливать бобины с размером сердечника  $R_{0\text{ опт}}$ .

В других случаях нужно выбирать из стандартных значений  $R_0$  то, которое максимально приближается по величине к расчетному.

## 1.2. Выбор величины минимального натяжения наматываемой ленты

В существующей в настоящее время киноаппаратуре при выборе величины минимального натяжения наматываемой ветви ленты руководствуются, как правило, условиями нагруженности межперфорационных перемычек (см., например, ГОСТ 2639-94 и ГОСТ 6850-94, кинопроекторы для 35- и 70-мм фильмов, а также для 16-мм фильмов). Как уже было ска-

зано выше, эти натяжения недостаточны для получения рулонов оптимальной плотности.

В табл. 1.3 приведены величины плотности рулонов 35-мм ленты, намотанных с различными натяжениями ленты для постоянной и убывающей характеристик наматывателя.

Как видно из табл.1.3, при величинах натяжения, рекомендованных ГОСТом, плотность намотанного рулона составляет около 93%, т.е. рулон получается рыхлым, а его витки имеют возможность проскальзывать относительно друг друга самопроизвольно.

Исходя из сказанного, при выборе величины минимального натяжения для разных типов киноаппаратуры необходимо руководствоваться различными соображениями. Так, например, известно, что в киносъёмочном аппарате используется свежая, почти не коробленая лента, которая проходит механизм транспортирования, как правило, один раз.

Таблица 1.3

Плотность рулонов 35-мм ленты (ёмкость рулона 600 м)

| T= const | Убывающая характеристика |                      | П, %    |
|----------|--------------------------|----------------------|---------|
|          | T <sub>нач</sub> , Н     | T <sub>кон</sub> , Н |         |
| 1,5 ÷ 2  | 2 ÷ 3                    | 1 ÷ 1,5              | 91 ÷ 92 |
| 3 ÷ 4    | 4 ÷ 5                    | 2 ÷ 3                | 93 ÷ 94 |
| 7 ÷ 8    | 8 ÷ 9                    | 6 ÷ 7                | 95 ÷ 96 |
| 10 ÷ 14  | 14 ÷ 16                  | 7 ÷ 9                | 97 ÷ 98 |

Перенос или перевозка намотанного рулона происходит либо в закрытой кассете, либо на катушке, что предохраняет его от поперечного проскальзывания. Следовательно, в данном случае нет большой необходимости стремиться к получению оптимальной плотности рулона. Рекомендацией к выбору величины минимального натяжения ( $T_{\text{мин}}$ ) могут служить

условия нагруженности межперфорационной перемычки ( $3 \div 4$  Н) и условие отсутствия затягивания витков при разматывании рулона: натяжение ленты при его разматывании должно быть в каждый данный момент меньше, чем при наматывании.

Такие же соображения могут действовать при выборе  $T_{min}$  для профессиональной аппаратуры магнитной записи и перезаписи звука, а также другой киноаппаратуры, использующей магнитную ленту на лавсановой основе. Коробленность этой ленты очень мала, жесткость на изгиб также невелика. Требуемую плотность рулона в этом случае можно получить при относительно небольших натяжениях.

Более критичны к условиям поверхностного износа ленты НУ кинокопировальных аппаратов. Несмотря на то, что в этих устройствах используется свежая кинолента, качество поверхности контратипа достаточно сильно влияет на качество получаемой фильмокопии. Помимо этого, как контратип, так и полученные фильмокопии, намотанные в рулон, подвергаются неоднократному перематыванию, перестановке с наматывающего устройства на тормозное. В этом случае рулон, намотанный с недостаточной плотностью, может подвергнуться продольному затягиванию витков при разматывании и случайных рывках и поперечному сдвигу витков при переноске или перестановке, т.е. дополнительному поверхностному износу. С этой точки зрения, для этих НУ рекомендуется выбирать величину  $T_{min}$ , достаточную для получения оптимальной плотности (или, по крайней мере, не менее 96 %).

В кинопроекционной аппаратуре эксплуатируется, либо, сильно коробленная кинолента на триацетатной основе, обладающая большой величиной жесткости на изгиб, либо, в последнее время, лента на лавсановой основе, практически не обладающая коробленностью. Поэтому в первом случае чтобы достичь оптимальной плотности рулона, необходимы

большие величины натяжения ленты, а во втором эта проблема отпадает. В процессе эксплуатации фильмокопии подвергаются многократному наматыванию и разматыванию как на кинопроекторе, так и на перематывателе. В этом случае требования к плотности рулона приобретают особенно важное значение, что и обуславливают высокие значения  $T_{min}$ .

### 1.3. Выбор вида характеристики наматывателя

Вид характеристики наматывателя во многом определяет выбор типа и конструкции наматывающего устройства, поэтому данному вопросу необходимо уделить особенное значение. Почти до конца 20-го века считалось, что наилучшей является характеристика наматывателя с характеристическим коэффициентом  $N = 1$ , т.е. натяжение киноленты постоянно в процессе наматывания всего рулона. Это представление имеет основой требование равномерного износа межперфорационных перемычек наматываемой ленты. Для неперфорированного носителя – это ещё возможность получения неискажённой информации. По данным ряда исследователей, перепад искажений не должен превышать 1,3 [7,8]. Однако если подходить к выбору характеристики с точки зрения не только минимального износа перфораций, но и сохранности поверхности киноленты, существо вопроса несколько изменится.

Поскольку износ поверхности киноленты происходит вследствие затягивания витков в процессе ее наматывания в рулон, то предпочтительной является такая характеристика наматывателя, при которой это явление минимально. В этой связи явно непригодной является возрастающая характеристика (а также вогнутая и выпуклая – из-за возрастающих участков), так как возрастание натяжения в процессе наматывания ленты неизбежно приведет к затягиванию витков. Постоянное натяжение также может способствовать затягива-

нию витков.

Как показали исследования, с этой точки зрения предпочтительнее всего убывающая характеристика, и чем круче характер ее убывания, тем легче достичь условий наматывания без затягивания витков киноленты. Однако большой перепад натяжений, т.е. большой характеристический коэффициент  $N$  приведет к неравномерности плотности рулона в различных его участках, что нецелесообразно. Поэтому рекомендуется отдавать предпочтение убывающей характеристике, но с относительно небольшим перепадом натяжения ( $N \approx 1,5 \div 2$ ). В этом случае минимальным натяжением будет являться конечное натяжение набегающей на рулон ветви  $T_k$ . Более подробно подход к выбору характеристики наматывателя будет рассматриваться в связи с определением условий отсутствия затягивания витков в наматываемом рулоне.

## 2. УСЛОВИЯ ОТСУТСТВИЯ ЗАТЯГИВАНИЯ ВИТКОВ В ФОРМИРУЕМОМ РУЛОНЕ

Причиной возникновения затягивания витков в наматываемом рулоне, как показали многочисленные исследования [1,3,5], являются, в основном, такие дефекты киноленты, как сабельность и коробленность (рис.2.1). Коробленность киноленты (рис.2.1, а) возникает вследствие неравномерной ее усадки и релаксационных процессов в центре и по краям, а сабельность (рис.2.1,б) - из-за неодинаковой усадки двух противоположных сторон ленты (по ее ширине). Вследствие этих дефектов рулоны, образованные лентой, обладающей коробленностью и сабельностью, будут выглядеть так, как это показано на рис.2.2. В результате при наматывании киноленты в рулон имеет место неплотное прилегание витков друг к другу, что и 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 проскальзывания витков [3,5,6]. Важно отметить, что при этом нет необходимости полностью устранять МВП 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.

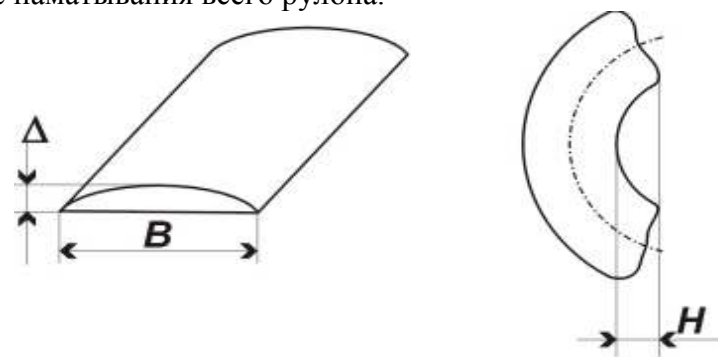


Рис 2.1 Дефекты киноленты

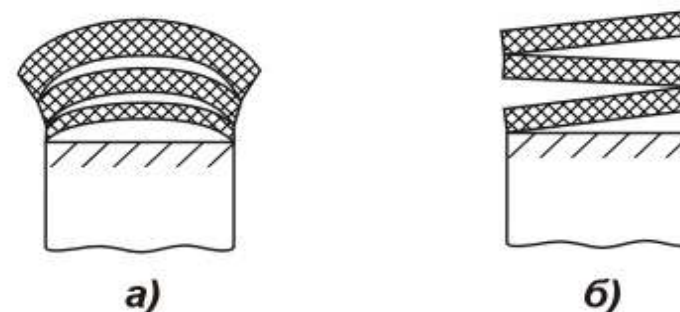


Рис. 2.2 Коробленность и сабельность киноленты

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

$$T_{гр} = \frac{T_k R_k}{a \rho_n} - \frac{A}{a} (R^2 - R_0^2), \quad (2.1)$$

где  $T_k$  – конечное натяжение наматываемой ленты;

$R_0, R_k$  – начальный и конечный радиусы рулона;

$\rho_n$  – радиус формируемого витка.

Коэффициенты  $A$  и  $a$  характеризуют физико-механические свойства наматываемой ленты.

$A = 9,8 B \gamma \mu$ ,

где  $B$  – ширина киноленты;

$\gamma$  – удельная плотность её материала (основы);

$\mu$  – коэффициент трения между витками.

$a = 2\pi\mu + 1$ .

Смысл этого выражения заключается в следующем: если натяжение наматываемой ленты (с фиксированным конечным натяжением) в каждый момент будет больше значения натяжения из выражения (2.1), затягивания витков при намотке ленты в рулон не будет. На рис. 2.3 показана кривая  $T_{гр}$ , ограничивающая зону скольжения (заштрихована), или так называемая "граничная кривая", которая получена из выражения (2.1).

Для того, чтобы избежать затягивания витков, необходимо располагать характеристику наматывателя выше этой заштрихованной зоны. Поскольку в реальной аппаратуре натяжение наматываемой ленты имеет переменную составляющую, значение которой различно для разных типов наматывателей и особенно велико в пусковой период, целесообразно предусмотреть, чтобы начальное натяжение  $T_{нач}$  наматывае-

мой ленты превышало значение  $T_{гр\ нач}$  на 2÷3 Н (кривая 3, рис. 2.2).

Еще раз подчеркнем, что значение  $T_k$  в выражении (2.1) является фиксированным. Каждому значению  $T_k$  соответствует своя граничная кривая.

Следовательно, от выбора  $T_k$  существенно зависит расположение и вид характеристики наматывателя. Поскольку, как уже было сказано выше, следует отдавать предпочтение убывающей характеристике, конечное натяжение  $T_k$  окажется одновременно и минимальным ( $T_{min}$ ) для данного наматывателя. Принцип выбора  $T_{min}$  был изложен в разд. 1.2.

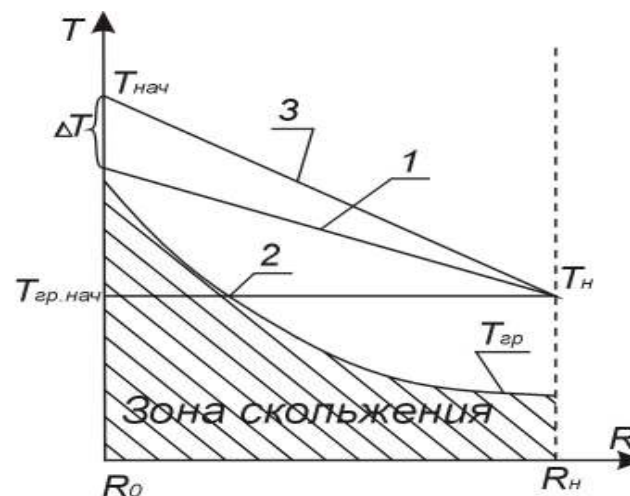


Рис. 2.3 Граничная кривая

Величина радиуса сердечника рулона  $R_0$  существенно влияет на крутизну граничной кривой, а, следовательно, и характеристики наматывателя. В этом случае, если конструктивные соображения позволяют выполнить радиус сердечника оптимальным  $R_{0\ опт}$  (см. разд. 1.1), начальное значение граничного натяжения можно определить следующим обра-

ЗОМ:

$$T_{\text{сп нач}} = \frac{2T_{\kappa}}{a}, \quad (2.2)$$

где  $T_{\kappa}$  и  $a$  – уже известные величины.

Тогда начальное натяжение ленты определим как

$$T_{\text{нач}} \geq \frac{2T_{\kappa}}{a} + \Delta T, \quad (2.3)$$

где  $T = 2 \div 3$  Н.

Исходя из этого и определяется предварительный вид требуемой характеристики наматывателя. Ещё раз подчеркнем, что целесообразно ее делать убывающей с величиной характеристического коэффициента  $N \leq 1,5 \div 2$ .

### 3. РАСЧЁТ НАМАТЫВАЮЩЕГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ГЛУБОКОГО СКОЛЬЖЕНИЯ (ЭДГС)

#### 3.1. Общий случай

Выражение характеристики наматывателя - ЭДГС в общем виде, как известно [4,10], выглядит следующим образом:

$$T = 2i\eta M_0 \left( \frac{1}{D} - \frac{1}{D^2} \frac{60V_{\text{л}}}{\pi n_x} i \right) \quad (3.1)$$

где  $M_0$  - статический момент электродвигателя (начальный момент, когда ротор находится в покое);

$n_x$  - число оборотов ротора электродвигателя на холостом ходу;

$i$  - передаточное отношение редуктора (при отсутствии редуктора  $i=1$ );

$\eta$  - КПД редуктора;

$V_{\text{л}}$  - скорость движения киноленты в установившемся режиме.

На рис.3.1 показана характеристика ЭДГС как наматывателя.

Это кривая, обладающая максимумом и перегибом. Анализ данного наматывателя показывает [10,11], что чем левее располагается экстремальное значение диаметра рулона  $D$  и чем оно дальше от рабочего участка ( $D_0 - D_{\kappa}$ ), т.е.  $D_{\text{э}}$  больше  $D_0$ , тем больше характеристический коэффициент  $N$ .

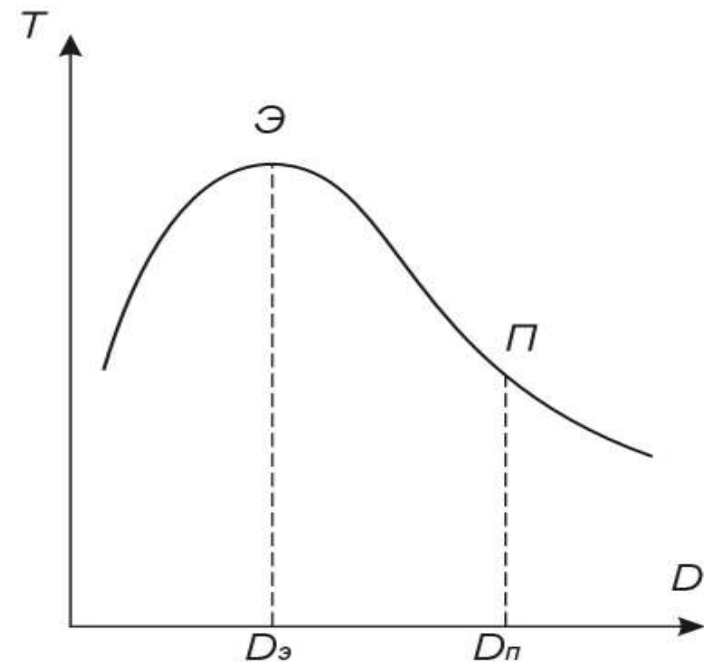


Рис. 3.1 Характеристика ЭДГС

С другой стороны, нежелателен вариант выпуклой характеристики, когда  $D_0 < D_э < D_k$ .

Для определения рабочего участка введём понятие "коэффициент начального скольжения,  $a$  (как и в случае наматывателя III типа) [10]. В данном случае:

$$a = \frac{n_k}{n_0} \quad (3.2)$$

где  $n_0$  - число оборотов вала электродвигателя в начале намотки рулона.

Тогда

$$D_э = \frac{2D_0}{a} \quad (3.3)$$

причем, как это следует из анализа функции  $T(D)$  [4]

$$D_э = \frac{120V_л}{\pi n_k} i \quad (3.4)$$

Не трудно видеть, что при  $a = 2$ ,  $D_э = D_0$ , т.е. начало характеристики будет совмещено с экстремальной точкой, а вид характеристики убывающий (для совмещения начала характеристики с точкой перегиба необходимо, чтобы  $a = 3$ ). Анализ показывает, что с возрастанием  $a$  величина  $N$  также возрастает и, следовательно, целесообразно при выборе параметров наматывающего электродвигателя руководствоваться величиной  $a = 2$ , т.е. началом рабочего участка  $D_э = D_0$ .

Тогда выражение для характеристики наматывателя приобретает более простой вид:

$$T = i\eta M_0 \left( \frac{2}{D} - \frac{D_0}{D^2} \right) \quad (3.5)$$

причем передаточное отношение редуктора можно определить из выражения

$$i = \frac{\pi D_0 n_k}{60 V_л a} \quad (3.6)$$

Или, учитывая, что  $a = 2$ ,

$$i = \frac{\pi D_0 n_k}{120 V_л} \quad (3.7)$$

Максимальное натяжение, развиваемое наматывающим электродвигателем, определяется из выражения

$$T = \frac{i\eta M_0}{D_0} \quad (3.8)$$

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

$$N = \frac{D_k^2}{D_0(2D_k - D_0)} \quad (3.9)$$

### Пример расчёта наматывателя

Исходные данные: формат киноленты 35 мм; ёмкость рулона  $L_k = 600$  м; минимальное натяжение ленты  $T_{\min} = 6$  Н; диаметр сердечника  $D_0 = 0,2$  м.; скорость движения ленты  $V_л = 0,456$  м/с; толщина киноленты  $S = 0,15 \cdot 10^{-3}$  м; КПД редук-

тора  $\eta = 0,9$ .

1. Определим конечный диаметр рулона  $D_k$  :

$$D_k = \sqrt{\frac{4sL}{\pi} + D_0^2} \quad (3.10)$$

$$D_k = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,15 \cdot 10^{-3} \cdot 600}{3,14} + 0,2^2}$$

$$D_k = 0,393 \text{ м.}$$

2. Выберем предварительно электродвигатель глубокого скольжения, который устраивает нас числом оборотов холостого хода ( $n_x$ ) и габаритами (см. табл. 3.1).

Следует напомнить, что для ЭДГС существует обратная зависимость между их габаритами и числом  $n_x$ . Так что, чем более тихоходным является двигатель, тем большими обладает размерами. Это следует учитывать при выборе электродвигателя.

Пользуясь табл. 3.1, выберем электродвигатель, наиболее подходящий по числу оборотов холостого хода  $n_x$  и габаритам. Пусть, например, достаточно приемлемым из вышеизложенных соображений будет  $n_x = 1950$  об/мин.

Как видно из табл. 3.1, существуют несколько электродвигателей, обладающих близкими к выбранному значению  $n_x$ , но статический момент  $M_0$  у них различен. Следовательно, пригодным будет такой ЭДГС, статический момент которого будет достаточным для обеспечения требуемой величины натяжения ленты. Поэтому дальнейший ход расчета будет следующим:

3. Определим необходимое передаточное отношение редуктора, воспользовавшись выражением (3.6)

$$i = \frac{\pi D_0 n_x}{V_{\text{л}} 120}$$

Все необходимые данные для этого нам известны, и подставив их, получим:

Округлим  $i$  до целого числа. Возьмем  $i = 22$ .

4. Исходя из того, что нам задано  $T_{\min}$ , и помня, что требуется убывающая характеристика наматывателя, будем

$$i = \frac{0,2 \cdot 1950}{120 \cdot 0,456}; i = 22,38$$

иметь в виду, что  $T_{\min} = T_k$ . Тогда, подставив в выражение (3.5)  $D = D_k$  найдём необходимое значение момента электродвигателя  $M_0$  :

$$M_0 = \frac{(3.11) T_k}{i \eta \left( \frac{2}{D_k} - \frac{D_0}{D_k^2} \right)}$$

$$M_0 = \frac{6}{22 \cdot 0,9 \left( \frac{2}{0,393} - \frac{0,2}{0,393^2} \right)} = 0,08 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

По имеющимся теперь  $M_0$  и  $n_x$  выберем электродвигатель. В данном случае нам подходит ЭДГС АДП-1262 (см. табл. 3.1). Его размеры следующие: диаметр  $D = 7$  мм; длина  $l = 105$  мм.

Таблица 3.1

Основные данные ЭДГС, применяемых в киноаппаратуре

| №<br>п/п | Тип электро-<br>двигателя     | Число обо-<br>ротов холо-<br>стого хода<br>$n_x$ , ин | Статиче-<br>ский мо-<br>мент $M_0$ ,<br>Н·м | Габариты       |                     |
|----------|-------------------------------|---|---|----------------|---------------------|
|          |                               |   |   | длина l,<br>мм | Диаметр<br>D,<br>мм |
| 1<br>2 3 | 24М-35 24М-<br>38 43.12.070   | 980   | 0,4   | 166            | 140                 |
|          |                               | 500/1000  | 0,41/0,1                                    | 185            | 144                 |
|          |                               | 980   | 0,68  | 252            | 150                 |
| 4 5<br>6 | АСМ-100<br>АСМ-200<br>АСМ-400 | 1400  | 0,04  | 102            | 50                  |
|          |                               | 1400  | 0,08  | 88             | 60                  |
|          |                               | 1400  | 0,09-0,12                                   | 123            | 60                  |
| 7        | АДП-1262                      | 1850  | 0,09 0,17<br>0,35<br>0,5                    | 105            | 70                  |
| 8        | АДП-1362                      | 1950  |   | 130            | 85                  |
| 9        | АДП-1562                      | 2000  |   | 150            | 90                  |
| 10       | АДП-1863                      | 1850  |   | 309            | 180                 |
| 11       | 4ААГ50В2                      | 3000  | 0,4   | 175            | 105                 |
| 12       | 4ААГ50В4У3                    | 1500  | 0,6   | 175            | 105                 |
| 13       | 4ААГ56В4У3                    | 1500  | 0,8   | 221            | 120                 |

5. Найдем максимальное значение натяжения (в нашем случае это начальное натяжение) (формула 3.3); так как

$D_3=D_0$ , то

$$T_{\max} = T_{\text{нач}} = \frac{i\eta M_0}{D_0} \quad (3.12)$$

$$T_{\text{нач}} = \frac{22 \cdot 0,9 \cdot 0,08}{0,2} = 7,92 \text{ Н.}$$

6. И, наконец, найдем значение характеристического коэффициента  $N$ , который определим, воспользовавшись выражением (3.9):

$$N = \frac{0,393^2}{0,2 \cdot (2 \cdot 0,393 - 0,2)} = 1,32$$

Редуктор рассчитывается и конструируется по известным методикам, описанным в литературе [10, 11].

Однако может сложиться ситуация, когда расчетное значение статического момента  $M_0$  не будет соответствовать значению  $M_0$  реально существующих электродвигателей, или подходящий с точки зрения  $M_0$  и  $n_x$  электродвигатель не будет устраивать разработчика по габаритам. В этом случае проектировщик может следовать несколькими путями:

1. При хорошо налаженном крупносерийном производстве аппаратуры, для которой проектируется наматыватель, можно изготовить (или заказать) ЭДГС с требуемыми параметрами.

2. Подобрать электродвигатель, статический момент которого близок к полученному расчетному значению  $M_0$ , при том же числе оборотов холостого хода.

3. Попробовать использовать электродвигатель с отличным от первого значением  $n_x$  и проделать все перечисленные расчеты заново: например, возьмем ЭДГС АСМ-400. Его дан-

ные:  $M_0 = 0,10 \div 0,12$  Н·м;  $n_x = 1400$  об/мин.

По вышеописанной методике получим: для тех же исходных данных необходимое значение  $i = 16$ , требуемое значение  $M_0 = 0,11$  Н·м. Данный двигатель устраивает нас, так как мы полностью используем его мощность в режиме убывающей характеристики с максимумом в начале намотки.

Значение начального натяжения составит 7,92 Н, а значение характеристического коэффициента останется прежним, т.е.  $N = 1,3$ .

4. Может сложиться ситуация, когда проектировщик не имеет возможности выбора электродвигателя. Допустим, в его распоряжении имеется только ЭДГС АДП-1362, у которого  $M_0 = 0,17$  Н·м;  $n_x = 1950$  об/мин.

В этом случае для расчета целесообразно воспользоваться общим выражением для характеристики наматывателя, определяемой выражением (3.1). Заданное минимальное значение натяжения  $T_{min}$  так же, как и в предыдущем случае, будет являться конечным. Тогда

$$T_k = 2i\eta M_0 \left( \frac{1}{D_k} - \frac{1}{D_k^2} \cdot \frac{60V_{л}}{\pi n_x} i \right). \quad (3.13)$$

Подставив в это выражение все известные параметры, в том числе  $M_0$  и  $n_x$  для выбранного ЭДГС, решим полученное уравнение относительно  $i$ . Из двух корней квадратного уравнения выберем меньший:

$$6 = 2i \cdot 0,9 \cdot 0,17 \left( \frac{1}{0,393} - \frac{1}{0,393^2} \cdot \frac{60 \cdot 0,456}{3,14 \cdot 1950} i \right).$$

Квадратное уравнение:

$$0,085i^2 - 0,76i + 6 = 0.$$

Решение ищем в общем виде:

$$i = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a},$$

где в данном случае

$$a = \frac{\eta M_0}{R_k^2} \cdot \frac{30V_{л}}{\pi n_x};$$

$$b = \frac{\eta M_0}{R_k}; c = T_k.$$

Получим  $i_1 = 8,8$ ;  $i_2 = 80,5$ .

Естественно, выберем меньшее значение  $i_1 = 8,8$  и округлим его. Получим  $i_1 = 9$ .

Необходимо заметить, что если при решении квадратного уравнения его дискриминант окажется величиной отрицательной, это будет означать, что при данной скорости транспортирования ленты выбранный электродвигатель не сможет обеспечить заданной величины конечного натяжения.

Условием, обеспечивающим получение дискриминанта  $b^2 - 4ac > 0$ , явится для нашего случая следующее:

$$M_0 \geq \frac{120V_{л}T_k}{\eta \pi n_x} \quad (3.14)$$

или

$$T_k \leq \frac{\eta M_0 \pi n_x}{120}. \quad (3.15)$$

Исходя из этого можно корректировать требуемую величину  $T_k$  при заданной скорости движения ленты  $V_{л}$  для конкретного электродвигателя.

Определим величину диаметра рулона  $D_0$ , при котором натяжение ленты будет максимальным [4]:

$$D_9 = \frac{120V_{\text{л}} i}{\pi n_x}; \quad (3.16)$$

$$D_9 = \frac{120 \cdot 0,456}{3,14 \cdot 1950} \cdot 9 = 0,08 \text{ м.}$$

Найдем значение максимального натяжения, обеспечиваемого данным двигателем

$$T_{\text{max}} = \frac{\eta i M_0}{D_9}; \quad (3.17)$$

$$T_{\text{max}} = \frac{0,09 - 0,17}{0,08} = 17,2 \text{ Н.}$$

Определим значение начального натяжения для характеристики наматывателя из выражения (3.1), на этот раз подставив  $T = T_{\text{нач}}$ , а  $R = R_0$

$$T_{\text{нач}} = 2i\eta M_0 \left( \frac{1}{D_0} - \frac{1}{D_0^2} \cdot \frac{60V_{\text{л}} i}{\pi n_x} \right); \quad (3.18)$$

$$T_{\text{нач}} = 2 \cdot 9 \cdot 0,9 \cdot 0,17 \left( \frac{1}{0,2} - \frac{1}{0,2^2} \cdot \frac{60 \cdot 0,456}{3,14 \cdot 1950} 9 \right);$$

$$T_{\text{нач}} = 11 \text{ Н.}$$

Построим характеристику наматывателя, для чего определим значение натяжения для нескольких промежуточных диаметров рулона от  $D_0$  до  $D_k$  по выражению (3.1) и нанесём эти значения в системе координат  $T, D$  (рис. 3.1). Как видно из рис. 3.1, в данном случае будет использоваться неоптимальный участок характеристики выбранного ЭДГС, так как  $D_0 \neq$

$D_9$ . Поэтому величина характеристического коэффициента должна возрасти по сравнению с предыдущим вариантом.

Определим величину характеристического коэффициента  $N$ . Для убывающей характеристики выражение для определения  $N$  будет следующим [4]:

$$N = \frac{D_k^2 (2D_0 - D_9)}{D_0^2 (2D_k - D_9)}, \quad (3.19)$$

так как  $D_9 < D_0$ .

Подставив уже известные значения  $D_0, D_k$ , и  $D_9$ , получим  $N \approx 1,8$ .

Проверим это значение исходя из того, что  $N = T_{\text{max}} / T_{\text{min}}$ . В нашем случае  $T_{\text{нач}} = T_{\text{max}}$ , а  $T_{\text{min}} = T_k$ . Подставив полученные ранее значения  $T_k$  и  $T_{\text{нач}}$ , получим  $N \approx 1,8$

Если это значение характеристического коэффициента устраивает проектировщика, расчет установившегося режима наматывателя можно считать законченным.

Необходимо ещё раз напомнить, что характеристика наматывателя должна быть построена в тех же координатах, что и предварительно найденная граничная кривая (см. п.2), определяющая зону затягивания витков при наматывании рулона, и не должна заходить в эту зону. В противном случае расчет ЭДГС следует проводить заново, изменив, например, избранный электродвигатель или значение конечного натяжения  $T_k$ .

### Расчет ЭДГС при использовании оптимального радиуса сердечника $R_0$

Поскольку при использовании оптимального радиуса сердечника  $R_{0 \text{ опт}}$  величина конечного радиуса рулона становится равной  $2R_0$  (см. п. 1.1), расчетные формулы для ЭДГС значительно упрощаются [5,11].

Возьмём следующие исходные данные: формат киноленты - 35 мм; ёмкость рулона 1800 м; минимальное натяжение ленты  $T_{min} = 6$  Н; скорость движения ленты  $V_L = 0,456$  м/с; прочие данные неизменны (см. п.3.1).

1. Определим оптимальный радиус сердечника из табл. 1.1 или пользуясь выражением (1.2):

$$R_{0_{opt}} = \frac{0,15 \cdot 10^{-3} \sqrt{1800}}{3 \cdot 3,14 \pi};$$

$$R_{0_{opt}} = 0,169 \text{ м.}$$

где  $s$  – толщина ленты;  $s = 0,15 \cdot 10^{-3}$  м;

Примем  $R_0 = 0,17$  м,  $R_K = 0,34$  м.

2. Тогда  $D_0 = 2R_0$ ;

$D_0 = 2 \cdot 0,17 = 0,34$  м;

$D_K = 0,68$  м.

3. Зададимся, как и в предыдущем случае, числом оборотов холостого хода  $n_x$  электродвигателя, принимая во внимание при этом обратную зависимость его габаритов от числа  $n_x$  (см. табл. 3.1).

$$i = \frac{3,14 \cdot 0,45 \cdot 1400}{120 \cdot 0,456} = 27,3.$$

Пусть  $n_x = 1400$  об/мин.

4. Определим величину  $i$  (см. выражение 3.6):

Возьмём  $i = 26$ .

5. Выражение (3.11) для характеристики наматывателя приобретет в случае  $R_K = 2 R_0$  следующий вид:

$$T_k = \frac{3i\eta M_0}{4D_0}. \quad (3.20)$$

Подставив вместо  $T_k$  заданное число  $T_{min}$ , найдем необходимое для получения заданного конечного натяжения значение  $M_0$  электродвигателя:

$$M_0 = \frac{4i\eta M_0}{3D_0}; \quad (3.21)$$

$$M_0 = \frac{4 \cdot 6 \cdot 0,34}{3 \cdot 26 \cdot 0,9} = 0,116 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

По табл. 4.1 найдем ЭДГС, удовлетворяющий этому значению. В данном случае это ЭДГС АСМ-400 со следующими

$$T_{нач} = \frac{26 \cdot 0,9 \cdot 1,16}{0,34} = 7,98 \approx 8 \text{ Н.}$$

параметрами:  $M_0 = 0,1 \div 0,12$  Нм,  $n_x = 1400$  об/мин, диаметр  $D = 60$  мм, длина  $l = 120$  мм.

6. Определим максимальное значение натяжения -  $T_{max} = T_{нач}$  (см. выражение 3.13):

7. Выражение (3.9) для определения характеристического коэффициента в случае  $R_K = 2 R_0$  примет вид:

$$N = \frac{4R_0^2}{R_0(2 \cdot 2R_0 - R_0)}$$

или  $N = 4/3 \approx 1,33$  при любых прочих параметрах намотки.

#### 4. ПУСКОВОЙ ПЕРИОД НАМАТЫВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ

##### 4.1. Расчет пускового периода наматывателя-электродвигателя глубокого скольжения.

Известна общая методика определения пускового периода фрикционных наматывателей [4,9]. Сложность расчета пускового периода наматывающих ЭДГС заключается в том, что если для фрикционных наматывателей сухого трения вращающий момент в пусковой период можно считать величиной постоянной, то для ЭДГС это допущение неприемлемо.

Поэтому аналитическое решение для определения скорости приема ленты в течение пускового периода затруднено.

Эта скорость определяется следующим выражением [4]:

$$v_n = \frac{bD}{2a} (1 - e^{-at}), \quad (4.1)$$

где

$$a = \frac{30i^2\eta M_o}{\pi I n_x}, \quad (4.2)$$

$$b = \frac{i\eta(M_o - M_T)}{I}. \quad (4.3)$$

В выражениях (4.2) и (4.3) присутствуют уже известные величины, определенные при расчете установившегося режима наматывающего электродвигателя:  $M_o$  - статический момент ЭДГС;  $n_x$  - число оборотов на холостом ходу;  $i$  - передаточное отношение редуктора;  $\eta$  - КПД редуктора.

Однако в эти выражения входят также и неизвестные еще величины:

$I$  - момент инерции вращающихся частей наматывателя;  $M_T$  - момент трения в опорах вала наматывателя. Момент трения в подшипниках качения достаточно мал, и, как правило, его принимают равным нулю. Если в наматывателе используют в качестве опор подшипники скольжения, величина этого момента определяется известным способом [4,9] в зависимости от реакции опор при различной нагрузке на них. Особенно велик этот момент будет в случае пуска механизма при почти полном рулоне.

Момент инерции вращающихся частей наматывателя оп-

ределяется следующим образом:

$$I = I_{рул} + I_{б} + I_{ред.пр.} + I_{рот.пр.}, \quad (4.4)$$

где  $I_{рул}$  - момент инерции рулона [9];

$$I_{рул} = \frac{L_k \cdot q}{2} (R_k^2 + R_0^2), \quad (4.5)$$

здесь  $q$  - масса одного погонного метра киноленты;

$I_{б}$  - момент инерции бобины;

$I_{ред.пр.}$  - момент инерции редуктора, приведённый к валу наматывателя;

$I_{рот.пр.}$  - момент инерции ротора, приведённый к валу наматывателя. Периферическая скорость рулона ленты, обеспечиваемая ЭДГС в пусковой период  $v_n$ , изменяется нелинейно (см. выражение 4.1). Поэтому удобно определять ее графическим образом для ряда последовательных значений (рис. 4.1, кривая 1). Задавшись величиной пускового периода механизма транспортирования ленты  $T_m$  и зная величину скорости движения ленты в установившийся период  $V_l$ , построим в тех же координатах кривую  $v_l(t)$  (кривая 2, рис. 4.1). Как известно [4], если график  $v_n$  возрастает быстрее, чем  $v_l(t)$  в период от 0 до  $T_m$ , провисания ленты не будет и пусковой период наматывателя совпадает с пусковым периодом механизма транспортирования. Если же наоборот - будет иметь место провисание ленты, и наибольшая ее длина определится площадью, ограниченной кривыми  $v_l$  и  $v_n$  до их пересечения -  $S_1$  (см. рис. 4.1).

Следовательно, мы можем утверждать, что пусковой период ЭДГС закончится в тот момент, когда наматыватель выберет всю петлю провисшей ленты, т.е. когда на рис. 4.1 площадь, ограниченная кривыми  $v_l$  и  $v_n$ , правее точки их пересечения -  $S_2$  будет равна площади  $S_1$ . Таким образом, из гра-

фика можно определять длительность пускового периода  $T_n$  и скорость ленты  $V_n$  в конце пускового периода.

Пример расчёта пускового периода ЭДГС в начале намотки, когда  $R = R_0$  и в случае пуска почти полного рулона, например, если имел место обрыв ленты ( $R \approx R_k$ ).

За исходные возьмем следующие данные:  $M_0 = 0,12$  Нм;  $n_x = 1400$  об/мин;  $i = 4$ ;  $\eta = 0,9$ ; емкость рулона  $L = 1800$  м.

1. Определим момент инерции вращающихся частей намотывателя, пользуясь выражением (4.4). В нашем случае, когда пусковой период определяется для начала намотки  $R = R_0$  и, следовательно, рулон еще не намотан, так что  $I_{рул.} = 0$ . Тогда выражение (4.4) будет выглядеть следующим образом:

$$I = I_6 + I_{ред.пр.} + I_{рот.пр.}$$

Методика расчета момента инерции бобины подробно изложена в литературе [9]. Воспользовавшись этой методикой, получим:

$$I_6 = 0,410 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

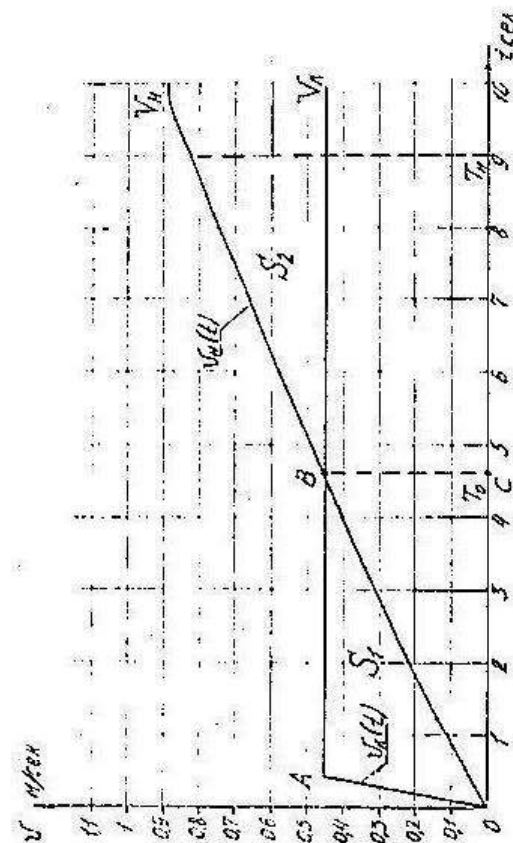


Рис. 4.1

Рис. 4.1 График определения длительности пускового периода ЭДГС

Момент инерции редуктора будет зависеть от его вида и количества ступеней. Предположим, что при заданном передаточном отношении  $i = 4$  мы воспользуемся одноступенча-

той цилиндрической зубчатой передачей (рис.4.2).

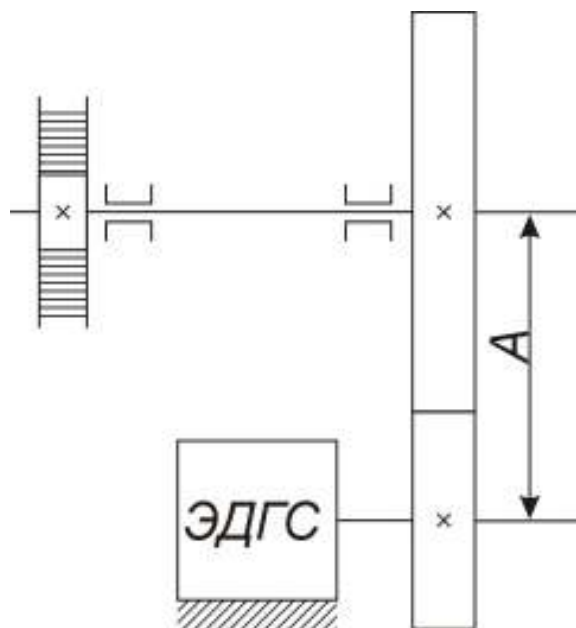


Рис. 4. . 2 Схема одноступенчатой цилиндрической зубчатой передачи

Как правило, момент инерции вращающихся частей редуктора на порядок меньше момента инерции бобины, а тем более рулона. Для примера приведем геометрический расчет редуктора, необходимый как для проектирования наматывателя, так и для расчета момента инерции вращающихся частей наматывателя.

Выберем минимальное число зубьев шестерни, находящейся на валу ЭДГС. Рекомендуется это число выбирать в пределах  $Z_{min} = 24 \div 26$ . Возьмем  $Z_1 = 25$ . Тогда число зубьев ко-

леса

$$Z_2 = iZ_1; \quad Z_2 = 4 \cdot 25 = 100.$$

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

$$d_1 = Z_1 m; \quad d_1 = 25 \cdot 1 = 25 \text{ мм} = 0,025 \text{ м};$$

$$d_2 = Z_2 m; \quad d_2 = 100 \cdot 1 = 100 \text{ мм} = 0,1 \text{ м}.$$

Отметим, что если передаточное отношение редуктора  $i > 5$ , целесообразно делать его двух- и более ступенчатым, что уменьшит его габариты и момент инерции колес.

Ширину венцов шестерни и колеса определим по формуле:

$$b = \psi_{bd} \cdot d + (0,2 + 0,4)m,$$

где  $d$  - диаметр колеса или шестерни;

$\psi_{bd}$  - коэффициент колеса.  $\psi_{bd}$  зависит от способа крепления колеса на валу, расположения опор, твердости материала шестерни /14/.

Примем  $\psi_{bd} = 0,6$ , тогда

$$b = 0,6 \cdot 25 + 0,4 \cdot 1 = 15,4.$$

Возьмем  $b = 16 \text{ мм} = 0,016 \text{ м}$ .

Приближенное значение момента инерции колеса и шестерни можно определить по формуле [14]:

$$(4.6) \quad I_{ш} = \frac{md^2}{7},$$

где  $m$  - масса колеса (шестерни);

$d$  - диаметр его делительной окружности.

$$V_{\partial\partial} = \frac{\pi D_{\partial\partial}^2}{4} \cdot l_{\partial\partial} = \frac{3,14 \cdot (0,06)^2}{4} \cdot 0,120 = 0,0033 \text{ мм}^2.$$

Считая, что зубчатые колеса выполнены из стали, зададимся плотностью материала колеса и шестерни  $\rho = 7,8 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>.

Тогда получим:  $I_{ш} = 2,2 \cdot 10^{-4}$  кг·м<sup>2</sup>;  
 $I_{к} = 1,3 \cdot 10^{-3}$  кг·м<sup>2</sup>.

Поскольку шестерня не соосна валу наматывателя, необходимо привести момент инерции  $I_{ш}$  к валу наматывателя:

$$I_{ш\text{ нр}} = I_{ш} \cdot i^2, \quad (4.7)$$

где  $i = D_{к} / D_{ш} = 4$ .

Тогда  $I_{ш\text{ нр}} = 2,2 \cdot 10^{-4} \cdot 16 = 3,5 \cdot 10^{-3}$  кг·м<sup>2</sup>.

Если редуктор имеет несколько ступеней, так следует поступить с моментами инерции всех зубчатых колес, расположенных не на одной оси с валом наматывателя.

Определим момент инерции ротора  $I_{рот}$ . В литературе, посвященной ЭДГС, как правило, момент инерции ротора дается как один из параметров конкретного двигателя (см., например, табл.1.15 [13]).

Однако в ряде случаев такие данные отсутствуют. Тогда 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 - 60 мм. Его объем найдем таким образом:

$$V_{рот} \approx V_{\text{дв}} / 2 = 0,0017 \text{ м}^3;$$

$$I_{рот} = \frac{M_{рот} \cdot R_{рот}^2}{2};$$

$M_{рот} = V_{рот} \cdot \rho_{рот}$ , где  $\rho_{рот}$  - удельная плотность материала ротора.

Для алюминиевых сплавов  $\rho = (2,7 \div 2,9) \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>. Примем  $\rho = 2,8 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>.

Взяв  $\rho_{рот} = 0,03$  кг/м<sup>3</sup>, получим  $I_{рот} = 0,56 \cdot 10^{-3}$  кг·м<sup>2</sup>.

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

$$I_{рот\text{ нр}} = I_{рот} \cdot i^2.$$

Тогда  $I_{рот\text{ нр}} = 0,56 \cdot 10^{-3} \cdot 16 = 8,9 \cdot 10^{-3}$  кг·м<sup>2</sup>.

Итого суммарный момент редуктора и ротора, приведенный к валу наматывателя, составит

$$I_{ред\text{ нр}} = I_{к} + I_{ш\text{ нр}} + I_{рот\text{ нр}};$$

$$I_{ред\text{ нр}} = 1,3 \cdot 10^{-3} + 3,5 \cdot 10^{-3} + 8,9 \cdot 10^{-3} = 1,37 \cdot 10^{-2} \text{ кг·м}^2.$$

А суммарный момент инерции вращающихся частей наматывателя составит

$$I = 0,409 + 0,014 = 0,423 \text{ кг·м}^2.$$

2. Вернемся к выражениям (4.2) и (4.3), подставим в них все известные нам величины и получим значения коэффициентов  $a$  и  $b$ :

Тогда выражение (4.1) с учетом того, что  $R = R_0 = 0,1$  м, приобретает следующий вид:

$$v_H = 3,64 \cdot (1 - e^{-0,028}).$$

Для удобства вычисления составим таблицу (табл. 4.1).

Таблица 4.1  
Расчет скорости наматываемой ветви киноленты ( $R = R_0$ )

| t, с | at    | e <sup>-at</sup> | 1 - e <sup>-at</sup> | $v_H = 3,69 \cdot (1 - e^{-at})$ , м/с |
|------|-------|------------------|----------------------|--|
| 0,1  | 0,002 | 0,997            | 0,003                | 0,0119                                 |
| 0,3  | 0,008 | 0,992            | 0,006                | 0,029                                  |
| 0,5  | 0,014 | 0,986            | 0,014                | 0,061                                  |
| 1    | 0,028 | 0,972            | 0,028                | 0,102                                  |
| 2    | 0,056 | 0,945            | 0,055                | 0,200                                  |
| 3    | 0,084 | 0,919            | 0,061                | 0,295                                  |

|    |       |       |       |       |
|----|-------|-------|-------|-------|
| 4  | 0,112 | 0,894 | 0,106 | 0,386 |
| 5  | 0,14  | 0,869 | 0,131 | 0,477 |
| 6  | 0,168 | 0,845 | 0,155 | 0,564 |
| 7  | 0,196 | 0,822 | 0,178 | 0,648 |
| 8  | 0,224 | 0,799 | 0,201 | 0,732 |
| 9  | 0,252 | 0,777 | 0,223 | 0,812 |
| 10 | 0,28  | 0,755 | 0,245 | 0,892 |
| 11 | 0,308 | 0,734 | 0,266 | 0,968 |

3. Построим график зависимости  $v_n(t)$  – скорости приёма ленты наматывателем и  $v_l(t)$  – скорости подачи ленты механизмом транспортирования. График  $v_l(t)$  монотонно возрастает от 0 до времени  $T_m$ , которое представляет собой пусковой период МТЛ (см. рис. 4.1, кривая 1). График  $v_n(t)$  получим, основываясь на данных табл. 4.1 (кривая 2, рис. 4.1).

$$a = \frac{30 \cdot 4^2 \cdot 0,9 \cdot 0,12}{3,14 \cdot 0,423 \cdot 14000} = 0,028;$$

$$b = \frac{4 \cdot 0,9 \cdot 0,12}{0,423} = 1,02.$$

Примем  $T_m = 0,5$  с.

В литературе [4,9] величина  $T_m$  находится в диапазоне 0,1÷1 с.

Площадь  $S_l$  определяет длину образовавшейся за счёт разности ускорений принимающего и подающего элементов петли киноленты  $l_{max}$ . В момент  $T_2$  (см. рис. 4.1), когда кривые 1 и 2 пересекаются, образование петли заканчивается и начинается её выбирание наматывателем. Таким образом, пусковой период наматывателя завершается в тот момент, когда вся петля киноленты будет выбрана. Графически это определяется равенством площадей  $S_l$  и  $S_2$ .

Тогда точка  $t$ , ограничивающая фигуру  $S_2$  по оси абсцисс, даст значение пускового периода наматывателя  $T_n$ .

В рассматриваемом примере  $T_n = 9$  с, а скорость наматываемой ленты в этот момент составит  $V_n = 0,82$  м/с.

Теперь проведем подобные расчеты для полного рулона, т.е. для случая, когда  $R = R_k$ . Рулон емкостью  $L = 1800$  м обладает конечным радиусом  $R_k = 0,318$  м (см. выражение 3.9).

$$I_{рул} = \frac{1800 \cdot 7 \cdot 10^{-3}}{2} (0,318^2 + 0,1^2);$$

$$I_{рул} = 0,68 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Общий момент инерции вращающихся частей наматывателя определится в этом случае из выражения (4.4), т.е. в него будет входить  $I_{рул}$  – момент инерции полного рулона, который найдем по формуле (4.5). В нашем случае, если учесть, что  $q = 7 \cdot 10^3$  кг/м для 35-мм киноленты,

Тогда полное значение  $I$  составит:

$$I = 0,68 + 0,423 = 1,103 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Тогда значения  $a$  (4.2) и  $b$  (4.3) соответственно составят:

$$a = \frac{30 \cdot 4^2 \cdot 0,9 \cdot 0,12}{3,14 \cdot 1,103 \cdot 1400} = 0,011;$$

$$b = \frac{4 \cdot 0,9 \cdot 0,12}{1,103} = 0,39.$$

И выражение (4.1) примет для  $R = R_k$  вид

$$v_n = 11,2 \cdot (1 - e^{-0,011t}).$$

Проведя вычисления и аналогичным образом построив графики  $v_k$  и  $v_n$ , получим  $T_n = 7,1$  с;  $V_n = 0,85$  м/с.

#### 4.2. Определение величины ударной нагрузки на ленту в конце пускового периода

Длительность пускового периода  $T_n$  и скорость ленты  $V_n$  дают лишь косвенное представление о характере нагрузки на ленту в конце пускового периода наматывателя. Понятно, что если в момент времени  $T_n$  скорость  $V_n$  превышает скорость  $V_l$ , должен произойти внезапный спад скорости на величину  $(V_n - V_l)$ , что явится причиной ударной нагрузки на зубья барабана и межперфорационные перемычки. Непосредственно после удара рулон потеряет скорость настолько, что  $V_n$  окажется меньше  $V_l$ . Это, в свою очередь, приведет к повторному провисанию и завершится повторным ударом, но в значительно меньшей степени. Подобный процесс повторится несколько раз, пока не затухнет.

Особенное значение имеет первый цикл этого явления, так как он определяет наиболее сильный удар, который вредно отразится на небольшом участке перфораций. Возможны случаи, когда сила удара настолько велика, что происходит разрушение перфораций, что, разумеется, недопустимо. Поэтому при проектировании и расчете наматывателя нужно выяснить значение ударного усилия, ограничив его допустимыми границами.

Явление удара здесь можно рассматривать, как переход кинетической энергии рулона в потенциальную энергию деформации киноленты в течение малого промежутка времени. Исходя из этого, получена расчетная формула для определения усилия удара [4]:

$$Q_y = \sqrt{\frac{2K_{II} \cdot AES}{K_{II} \cdot l_n + ES}}, \quad (4.8)$$

где  $K_{II}$  - жесткость межперфорационной перемычки;

$E$  - модуль упругости основы ленты;

$S$  - площадь поперечного сечения ленты;

$l_n$  - длина ленты от точки схода с зубчатого барабана до точки набегания на рулон;

$A$  - потенциальная энергия деформации, определяемая по формуле [4]:

$$A = \frac{2I(V_n - V_l)^2}{D}. \quad (4.9)$$

Для того, чтобы оценить, как эта ударная нагрузка будет воздействовать на межперфорационные перемычки, необходимо определить ее величину, распределенную на количество перфораций  $n$ , находящихся в зацеплении с зубчатым барабаном.

Для этого сначала определим это количество, воспользовавшись формулой [4]:

$$n = \sqrt{\frac{(a - q)^2}{4a^2} + \frac{Q_y}{aK_{II}}} - \frac{a - q}{2a}, \quad (4.10)$$

где  $q$  - шахматное смещение перфораций;

$a = t\delta - t_n$  - разность шагов зубчатого барабана и перфораций.

Затем определим величину деформации перфорации, контактирующей с первым зубом барабана, воспринимающей большую часть нагрузки [4]:

$$\delta_I = na \quad (4.11)$$

И далее определим давление первого зуба  $P_1$  на перфорацию, с которой он соприкасается:

$$P_1 = \delta_I \cdot K_{II}. \quad (4.12)$$

Величина одноразовой нагрузки на межперфорационную перемычку не должна превышать 9÷10 Н. Таким образом, сравнив полученную величину нагрузки  $P_1$  с допустимым

значением, можно установить, укладывается ли она в допустимые пределы. Если  $P_1$  превышает допустимую нагрузку, то необходимо при проектировании наматывателя предусмотреть возможности ее снижения.

Приведем пример расчета ударной нагрузки в конце пускового периода для двух рассмотренных случаев:  $R = R_0$  и  $R = R_k$ .

1. Найдем величину потенциальной энергии вследствие перепада скорости  $V_n$  и  $V_l$  из выражения (4.9). В п.4.1 мы рассчитывали пусковой период наматывающего электродвигателя. В результате этого расчёта известно, что момент инерции вращающихся частей наматывателя  $I = 0,45 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ; скорость наматываемой ленты в конце пускового периода  $V_n = 0,84 \text{ м/с}$ ; линейная скорость ленты, обеспечиваемая МТЛ,  $V_l = 0,456 \text{ м/с}$ . Этот расчет мы проводили для начала намотки, т.е. когда  $R = R_0 = 0,2 \text{ м}$ .

Тогда

$$A = \frac{2 \cdot 0,423 \cdot (0,82 - 0,456)^2}{0,2^2} = 2,80 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Найдем параметры, входящие в выражение (4.8), для определения ударной нагрузки: жесткость межперфорационной перемычки для 35-мм ленты на триацетатной основе составляет

$$K_{\Pi} = (12 \div 16) \cdot 10^4 \text{ Н/м} \quad [4]$$

(для 16-мм ленты эта величина колеблется от  $25 \cdot 10^4$  до  $26 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$ ).

$$\text{Возьмем } K_{\Pi} = 15 \cdot 10^4 \text{ Н/м}.$$

Модуль упругости основы киноленты  $E$  составляет  $(22 \div 26) \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$  - для триацетатцеллюлозы;  $(29 \div 36) \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$  - для лавсана.

$$\text{Возьмем } E = 26 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2.$$

Площадь сечения киноленты при формате 35-мм и толщи-

не ленты  $S = 0,15 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  составит:

$$S = 0,15 \cdot 10^{-3} \cdot 35 \cdot 10^{-3} = 5,25 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

Длина ленты  $l_n$  от точки схода с зубчатого барабана до точки набегания ее на рулон определится площадью фигуры  $S_l$  (см. рис. 4.1). Для этого найдем масштабы скорости  $M_v$ , времени  $M_t$ , в которых отложены на рис. 4.1 скорость ленты и время:

$$M_v = 0,01 \text{ м/с /мм черт.};$$

$$M_t = 0,05 \text{ с /мм черт.}$$

Масштаб пути (или длины ленты) будет

$$M_s = M_v M_t = 0,0005 \text{ м/мм черт.}$$

Затем определим приблизительно площадь  $S_l$ . Она будет равна разности площадей трапеции  $OABC$  и фигуры  $OBC$ .

Площадь

$$S_{OABC} = \frac{(AB + OC)BC}{2};$$

$$S_{ABC} = \frac{OC \cdot BC}{2}.$$

Тогда  $S_l \approx 1869,6 \text{ мм}^2$  черт., или, учитывая масштаб  $M_s$ ,  $l = 0,934 \text{ м}$ .

3. Найдём величину ударной нагрузки  $Q_y$  из выражения (4.8):

$$Q_y = \sqrt{\frac{2 \cdot 15 \cdot 10^4 \cdot 2,80 \cdot 26 \cdot 10^8 \cdot 5,25 \cdot 10^{-6}}{15 \cdot 10^{-4} \cdot 0,934 + 26 \cdot 10^8 \cdot 5,6 \cdot 10^{-6}}} = 276 \text{ Н}.$$

4. Определив количество перфораций  $n$ , находящихся в зацеплении с зубчатым барабаном, воспользовавшись выражением (4.10). В это выражение, помимо величины нагрузки, входят величина шахматного смещения перфораций  $q$ , а также  $a$  - величина зазора, определяемая разностью шагов

зубчатого барабана и перфорации.

Известно, что  $q \leq 0,05 \text{ мм /4/}$ .

Примем  $q = 0,03 \text{ мм} = 0,03 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

Зубчатый барабан, подающий ленту на наматыватель, является задерживающим, и, следовательно, его шаг  $t_\delta$  должен рассчитываться по максимальной усадке киноленты, которая для кинопроекторной аппаратуры составляет:  $S = 0,6 \div 0,7\%$ .

Тогда шаг зубчатого барабана  $t_\delta$  для максимальной усадки  $S = 0,7\%$ :

$$t_\delta = t_n (1 - S_{\max}) \quad (4.13)$$

$$\text{или } t_\delta = 4,75 \cdot (1 - 0,007) = 4,72 \text{ мм.}$$

Предположим, что через кинопроектор транспортируется кинолента с меньшей усадкой, например  $S = 0,4\%$ .

Тогда  $t_n = 4,73 \text{ мм}$ , а величина зазора составит:

$$a = 4,73 - 4,72 = 0,01 \text{ мм} = 0,01 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Подставляя теперь все известные величины в формулу (4.10), получим:

$$n = \sqrt{\frac{(0,01 \cdot 10^{-3} - 0,3 \cdot 10^{-3})^2}{4(0,01 \cdot 10^{-3})^2} + \frac{276}{0,01 \cdot 10^{-3} \cdot 15 \cdot 10^4} - \frac{0,01 - 0,03}{2 \cdot 0,01}};$$
$$n = 14.$$

5. Найдем величину давления первой перемычки  $\delta_I$ :

$$\delta_I = 1,4 \cdot 0,01 \cdot 10^{-3} = 1,4 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

6. Определим величину давления первого зуба на перфорацию:

$$P_I = 1,4 \cdot 10^{-4} \cdot 15 \cdot 10^4 = 21 \text{ Н.}$$

Таким образом, мы видим, что величина давления зуба на перфорацию  $P_I$  в конце пускового периода чрезмерно велика и следует принять меры для ее уменьшения.

Аналогичным образом поступим для расчета нагрузки на ленту в конце пускового периода в случае полного рулона,

т.е. когда  $R = R_k$ .

Тогда

$$A = \frac{2 \cdot 1,103 \cdot (0,85 - 0,456)^2}{0,636^2} = 0,84 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$l = 0,73 \text{ м};$$

$$Q_y = \sqrt{\frac{2 \cdot 15 \cdot 10^4 \cdot 0,84 \cdot 26 \cdot 10^8 \cdot 5,25 \cdot 10^{-6}}{15 \cdot 10^4 \cdot 0,73 + 26 \cdot 10^8 \cdot 5,6 \cdot 10^{-6}}} = 166 \text{ Н};$$

$$n = \sqrt{\frac{(0,01 \cdot 10^{-3} - 0,03 \cdot 10^{-3})^2}{4(0,01 \cdot 10^{-3})^2} + \frac{166}{0,01 \cdot 10^{-3} \cdot 15 \cdot 10^4} - \frac{0,01 - 0,03}{2 \cdot 0,01}};$$

$$n = 11;$$

$$\delta_I = 11 \cdot 0,01 \cdot 10^{-3} = 1,1 \cdot 10^{-4};$$

$$P_I = 1,1 \cdot 10^{-4} \cdot 15 \cdot 10^4 = 16,5 \text{ Н.}$$

Мы видим, что величина нагрузки на перфорацию также недопустима.

К способам уменьшения ударной нагрузки на перфорацию в конце пускового периода можно отнести следующие:

1. Увеличение пускового периода механизма транспортирования ленты.

2. Применение компенсационных устройств, располагающихся между наматывателем и зубчатым барабаном. Как правило, это могут быть подпружиненные ролики, следящие за петлей киноленты и натягивающие ее по мере образования, или более сложные устройства, компенсирующие избыток нагрузки на ленту за счет введения в пусковой период между наматывателем и зубчатым барабаном тормозного элемента.

3. В случае применения в качестве наматывателя ЭДГС -

использование режима предварительного включения наматывающего электродвигателя, а затем уже - механизма транспортирования ленты. Этот метод широко распространен в профессиональной аппаратуре записи и перезаписи звука, где требуются частые остановки и пуски механизма, а также в современной плёночной кинопроекционной, проявочной и кинокопировальной аппаратуре.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Мелик-Степанян А.М. Оптимальные характеристики наматывателей. // Техника кино и телевидения, -1980.-№7. кино и телевидения. -1977.-№3.-С.11-16.
2. Левитин Г.В., Трубникова Т.А. Экспериментальное исследование процесса затягивания витков в наматываемом рулоне. Труды ЛИКИ, Л.:ЛИКИ, 1986.
3. Мелик-Степанян А.М., Проворнов С.М. Детали и механизмы киноаппаратуры. -Л.: ЛИКИ, 1980.
4. Левитин Г.Б., Мелик-Степанян А.М., Трубникова Т.А. Оценка качества намотки рулона // Техника кино и телевидения. -1986.-№8.
5. Гусев В.П., Соколов А.В. Расчет и конструирование наматывающих устройств киноаппаратуры. Методические указания. -Л.:ЛИКИ, 1975.
6. Голод И.С., Либерсон В.Б., Пиявский В.Ф. Характеристики механических и электрических наматывателей//Техника кино и телевидения. -1966.-№7.
7. Лопухина Е.М., Самихина Г.С. Асинхронные микромашины с полым ротором, -М.: Энергия, 1967.
8. Заика Р.Д. Электропривод в киноаппаратуре. -М.: Искусство, 1969.
9. Саранчук Э.Ф. О форме рулона киноленты. Труды ЛИКИ, вып. XX1У, Л.:ЛИКИ, 1974.

10. Мелик-Степанян А.М. Условия отсутствия затягивания, витков при наматывании киноленты в рулон//Техника кино и телевидения. -1982. -№11.

11. Сердечники (бобышки) для намотки киноплёнок и перфорированных магнитных лент. Технические требования. ГОСТ 11669-74.

Редактор Л.Н. Торбачева  
Корректор О.А. Оськова

Подписано в печать . . 14 г.

Формат 60 × 84/16. Печать офсетная.

4,0 уч. – изд. л. 3 печ. л. . Тираж 0 экз.

Заказ

---

Редакционно – издательский отдел СПбГУКиТ.  
192102. С. -Петербург, ул. Бухарестская, 22.

Подразделение оперативной полиграфии СПбГУ-КиТ.  
192102. С. - Петербург, ул. Бухарестская, 22.