

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ПРИВОД

Методические указания по выполнению
курсового проектирования

**Санкт-Петербург
2020**

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»

ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ
Кафедра автоматизированного электропривода и электротехники

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ПРИВОД

**Методические указания по выполнению
курсового проектирования**

Санкт-Петербург
2020

УДК 681.51(075)

ББК 31.291

К68

Электрический привод: методические указания по выполнению курсового проектирования / сост. В.И. Королёв, В.П. Николаев, А.В. Файзуллаева; ВШТЭ СПбГУПТД. СПб., 2020. Ч. 1.– 92 с.

Настоящие методические указания содержат методику и примеры выполнения курсового проектирования электропривода, предназначены для студентов специальности 13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника».

Рецензенты:

канд. техн. наук, доцент, ведущий инженер ООО «НПО «Санкт-Петербургская электротехническая компания» Е.Н. Ковалев;

зав. кафедрой прикладной математики ВШТЭ СПбГУПТД, канд. техн. наук, доцент В.П. Яковлев.

© Королев В.И., Николаев В.П.,
Файзуллаева А.В., 2020

© Высшая школа технологии и энергетики
СПбГУПТД, 2020

ВВЕДЕНИЕ

Обычно простые задачи модернизации (проектирования) имеют примерно следующие формулировки: взамен устаревшего электропривода данной установки разработать современный, с лучшими техническими и экономическими показателями; взамен нерегулируемого электропривода агрегата применить регулируемый; разработать электропривод, которым можно заменить импортный, не обеспеченный запасными элементами; разработать электропривод какой-либо уникальной установки – испытательного стенда, специального транспортера и т.п.

Четкую последовательность этапов проектирования электропривода определить практически невозможно. Как правило, приходится принимать какие-то ориентировочные решения, на основе которых производятся последующие расчеты, а затем вновь возвращаться к первоначально принятому решению и уточнять и корректировать его. Очень часто вообще приходится идти несколькими параллельными путями и, сравнивая получаемые результаты, принимать решение по выбору варианта.

Проектирование всегда необходимо начинать с изучения свойств рабочей машины, для которой предназначается электрический привод, и составления на базе полученных результатов технического задания. В нем должны быть сформулированы все требования, касающиеся как статических, так и динамических свойств разрабатываемого электропривода. На основе задания должны быть выявлены возможные пути решения поставленной задачи — установлены возможные варианты привода, удовлетворяющие поставленным условиям. При этом хотя бы предварительно должны быть проработаны все вопросы построения электропривода, включая и систему управления. Далее на основе данных об ожидаемых режимах работы механизма — возможной частоте включений, характере изменения статического момента, ожидаемых значениях скорости и ускорения должны быть построены его нагрузочные

диаграммы. На основе последних ориентировочно могут быть оценены необходимая мощность и момент, развиваемый двигателем.

Далее должна быть выбрана номинальная скорость двигателя. При этом возможны различные подходы к решению этого вопроса. Для приводов, у которых существенное значение имеют переходные процессы, одновременно должно быть просчитано оптимальное значение передаточного отношения редуктора, внимательно учтены потери энергии в таких режимах – их минимизация за счет верно выбранной механической части может рассматриваться как важный критерий качества общего технического решения.

Одним из основных требований к двигателю является надежность его работы при минимуме капитальных затрат и эксплуатационных издержек. Это требование может быть удовлетворено лишь при выборе двигателя соответствующей мощности. Применение двигателя завышенной мощности влечет за собой неоправданное повышение капитальных вложений, снижение коэффициента полезного действия (КПД), а для асинхронных двигателей – ухудшение коэффициента мощности.

Применение двигателей недостаточной мощности может привести к нарушению нормальной работы механизма, возникновению аварий и сокращению нормального срока службы двигателя.

При наличии длинных механических валов здесь же необходимо оценить возможное влияние упругих деформаций и учесть их в уравнениях, описывающих поведение системы.

При работе механизма с ударной нагрузкой, как это имеет место в прессах, ножницах и т. п. объектах, необходимо продумать вопрос об использовании маховика для снижения возможных перегрузок двигателя. Здесь же необходимо оценить его момент инерции. Следует, однако, иметь в виду, что окончательно вопрос о необходимости маховика и его размерах может быть решен лишь после выбора двигателя.

Выбор преобразователя, если он используется, обычно производится после выбора двигателя и особых трудностей не вызывает, поскольку практически все современные преобразователи снабжаются исчерпывающими сведениями о допустимых перегрузках (величина и время) и выбираются так, чтобы максимальные возможные напряжения и токи двигателя укладывались в оговоренные ограничения. Кроме того, преобразователи оснащены весьма совершенными средствами защиты.

Далее следует один из основных этапов проектирования — синтез системы управления. В большинстве случаев структура системы управления выбирается на основе инженерной интуиции проектировщика, исходя из сформулированных ранее требований к функционированию привода. Это может быть система подчиненного управления, система комбинированного управления и т. д.

На этом же этапе производится выбор задающего устройства - задачика интенсивности, а также устройств ограничения токов, моментов. По результатам синтеза определяются все блоки системы управления.

Далее можно приступить к расчету динамики, т. е. к построению кривых переходных процессов. На основе этих кривых строятся нагрузочные диаграммы электропривода. Последние являются основой для проверки правильности выбора мощности двигателя. Несоответствие первоначально принятому значению приводит к необходимости уточнения типоразмера двигателя и проведения повторного расчета во всей его последовательности.

Нагрузка на двигатель при длительном ее воздействии ограничивается нагревом, а при кратковременном – его перегрузочной способностью.

Если проектирование велось параллельно для нескольких вариантов, то на завершающем этапе необходимо провести технико-экономическое сравнение и окончательно выбрать целесообразный тип привода и оформить всю техническую документацию.

Обобщая вышеуказанное, можно кратко сформулировать последовательность проектирования электропривода:

- анализ применяемых в настоящее время технических решений;
- разработка требований, предъявляемых к электроприводу;
- расчёт статических нагрузок и построение нагрузочной диаграммы и тахограммы движения рабочего органа производственного механизма;
- выбор системы электропривода на основании предварительного технико-экономического анализа;
- выбор типа привода (без редукторный или редукторный) и определение передаточного числа механической передачи;
- выбор типа приводного электродвигателя;
- предварительный выбор электродвигателя по мощности и номинальной скорости;
- расчёт динамических нагрузок и построение нагрузочной диаграммы электропривода;
- проверка электродвигателя на нагрев, перегрузочную способность по условиям пуска;
- выбор полупроводниковых преобразователей для питания электродвигателя;
- разработка функциональной и принципиальной схем электропривода;
- составление структурной схемы и расчёт регуляторов системы автоматического регулирования;
- расчёт или моделирование переходных процессов электропривода.

РАСЧЁТ И ПОСТРОЕНИЕ НАГРУЗОЧНЫХ ДИАГРАММ, ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ

При выборе мощности двигателя основными исходными данными являются требуемые моменты, которые должны быть приложены к валу механизма, требуемые скорости и ускорения рабочего механизма. Эти величины должны быть известны из требований технологического процесса.

Задача выбора мощности двигателя осложняется тем, что в динамическом режиме момент, развиваемый двигателем, не равен моменту статической нагрузки, а разница – динамический момент $J_{\Sigma} \frac{d\omega}{dt}$ – зависит от суммарного момента инерции привода, в который входит и момент инерции двигателя. В связи с этим в тех случаях, когда динамические режимы играют заметную роль, задача решается в два этапа: предварительный выбор двигателя и его проверка по перегрузочной способности и по нагреву. В частном случае, когда двигатель работает преимущественно в установившихся режимах, выбор двигателя может быть произведен непосредственно по требуемым M_c и ω .

Перегрузочная способность представляет собой отношение максимального момента, который способен развить двигатель хотя бы кратковременно, к его номинальному моменту $\lambda = \frac{M_{\max}}{M_{\text{ном}}}$. Для асинхронных двигателей максимальный момент ограничен критическим значением момента; для синхронных – значением момента, при котором возможна устойчивая работа двигателя в синхронном режиме; для двигателей постоянного тока максимальный момент ограничен значением, при котором коммутация тока протекает без опасного искрения на коллекторе.

Ограничение по нагреву двигателей определяется нагревостойкостью их изоляции. При соблюдении установленных заводом ограничений по температуре срок службы изоляции электрических машин

составляет около 10 лет, что является нормальным сроком их эксплуатации. Нагрев изоляции выше предельных значений недопустим, так как вызывает сокращение срока службы электрических машин. Предельные температуры обмоток двигателей с различными классами изоляции соответствуют номинальной нагрузке двигателей и температуре окружающей среды $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Если действительное значение температуры $t_{\text{окр}} < +40\text{ }^{\circ}\text{C}$, то двигатель без опасности перегрева может быть нагружен несколько выше номинальной нагрузки; при $t_{\text{окр}} > +40\text{ }^{\circ}\text{C}$ нагрузка двигателя должна быть снижена против номинальной.

1. РАСЧЁТ МОЩНОСТИ И ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ МЕХАНИЗМА ВЕРТИКАЛЬНОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ГРУЗА МОСТОВОГО КРАНА

Мостовые краны — это устройства, служащие для вертикального и горизонтального перемещения грузов.

Механизм вертикального перемещения служит для подъема и опускания груза.

Механизм вертикального перемещения, изображенный на рис. 1, включает в себя: электродвигатель; муфту; тормозной шкив; редуктор; барабан и полиспаст, его кинематическая схема показана на рис. 2.

Механизм подъема монтируется на раме тележки.

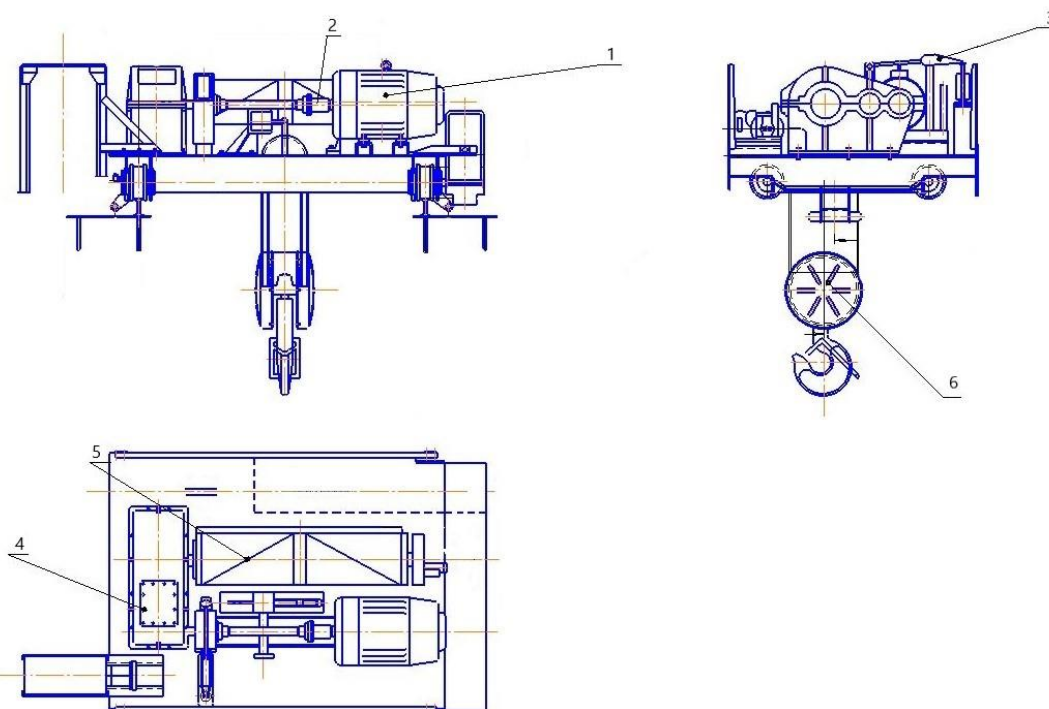


Рис. 1. Общий вид механизма вертикального перемещения:
1 - электродвигатель; 2 - муфта; 3 - тормозной шкив; 4 - редуктор;
5 - барабан; 6 - полиспаст

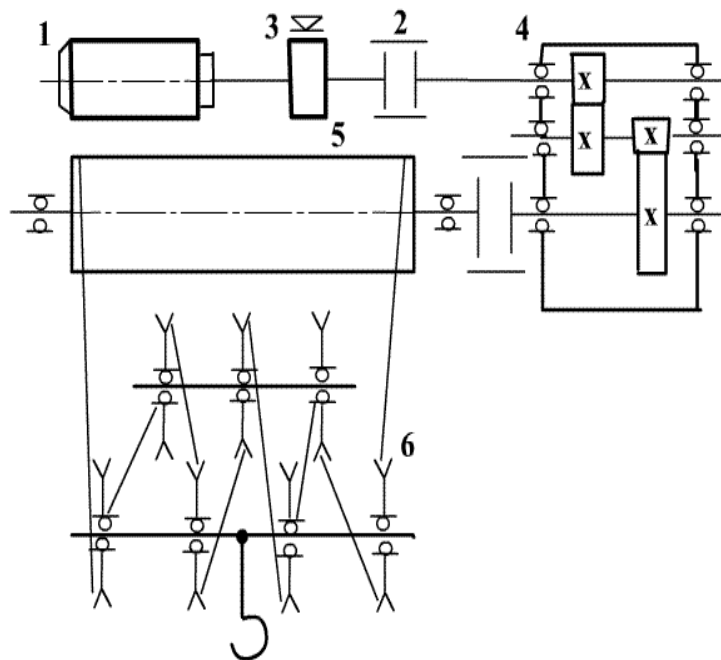


Рис. 2. Кинематическая схема механизма подъёма мостового крана:

- 1- электродвигатель; 2 - муфта; 3 - тормозной шкив; 4 - редуктор;
5 - барабан; 6 - полиспаст

Техническое задание представлено в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Наименование показателей	Значения
Грузоподъемность крана, m_r , кг	35000
Номинальная скорость подъема (опускания), V_p , м/с	0,0177
Допустимое ускорение при разгоне (торможении) при движении вверх (вниз), a , м/с ²	0,0033
Рабочий путь подъема (спуска), L , м	12,5
Радиус барабана лебедки, $R_б$, м	0,304
Внутренний радиус барабана, $r_б$, м	0,254
Длина барабана, B , м	1,5
Момент инерции муфты с тормозным шкивом, J_m , кг·м ²	0,4
Передаточное число редуктора, i	269
Кратность полиспаста, j	6
Масса крюка, m_k , кг	350
Общий КПД передачи, η	0,8
Повторность включения, ПВ, %	40

Расчет и построение нагрузочных диаграмм механизма производится в следующей последовательности.

Определяется приведенный к валу двигателя статический момент при подъеме груза

$$M_{\text{стат}}^{\uparrow} = \frac{g \cdot (m_r + m_k) \cdot R_6}{j \cdot i \cdot \eta}, \text{ Н} \cdot \text{ м}, \quad (1.1)$$

$$M_{\text{стат}}^{\uparrow} = \frac{9,8 (35000 + 350) \cdot 0,304}{6 \cdot 269 \cdot 0,8} = 81,6 \text{ Н} \cdot \text{ м}.$$

Определяется приведенный к валу двигателя статический момент при опускании груза

$$M_{\text{стат}}^{\downarrow} = \frac{g \cdot (m_r + m_k) \cdot R_6 \cdot \eta}{i \cdot j}, \text{ Н} \cdot \text{ м}, \quad (1.2)$$

$$M_{\text{стат}}^{\downarrow} = \frac{9,8 (35000 + 350) \cdot 0,304 \cdot 0,8}{6 \cdot 269} = 52,2 \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

Вычисляется установившаяся угловая скорость входного вала редуктора при подъеме (опускании) груза $\omega_{\text{вх в}}$.

В общем случае угловая скорость вращающегося цилиндра ω определяется по формуле

$$\omega = \frac{V}{R}, \text{ рад/с}, \quad (1.3)$$

где V , м/с, – линейная окружная скорость наружной поверхности цилиндра;

R , м, – внешний радиус цилиндра.

Учитывая количество ветвей полиспаста j и передаточное число редуктора i , формула (1.3) для вычисления $\omega_{\text{вх в}}$ примет вид:

$$\omega_{\text{вх в}} = \frac{V_p \cdot j \cdot i}{R_6}, \text{ рад/с}, \quad (1.4)$$

$$\omega_{\text{вх в}} = \frac{0,0177 \cdot 6 \cdot 269}{0,304} = 93,8 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Следует иметь в виду, что согласно кинематической схемы угловая скорость входного вала редуктора равна угловой скорости вала двигателя

$$\omega_{\text{вх в}} = \omega_{\text{дв}}.$$

Вычисляется время разгона (торможения) при подъёме (опускании) груза t_p до рабочей скорости. В общем случае время разгона t механизма до

рабочей скорости V_p , м/с, при постоянном ускорении a_p , м/с², определяется по формуле

$$t_p = \frac{V_p}{a}, \text{ с}, \quad (1.5)$$

следовательно,

$$t_p = \frac{V_p}{a} = \frac{0,0177}{0,0033} = 5,4 \text{ с.}$$

Затем рассчитывается приведенный к оси двигателя момент инерции механизма J' , для чего первоначально находится сумма кинетических энергий всех элементов кинетической схемы механизма.

Кинетическая энергия поднимаемого груза и крюка $W_{гк}$, Дж, вычисляется по формуле вычисления кинетической энергии поступательно движущегося со скоростью V , м/с, тела, масса которого m , кг

$$W_{пос} = \frac{mV^2}{2}, \text{ Дж}, \quad (1.6)$$

$$W_{гк} = 0,5 \cdot (m_{г} + m_{к}) \cdot V_p^2, \text{ Дж},$$

где $m_{г} + m_{к} = m$, кг,

$$W_{гк} = \frac{(35000+350) \cdot 0,0177^2}{2} = 5,5 \text{ Дж.}$$

Кинетическая энергия муфты с тормозным шкивом $W_{муф}$ вычисляется по формуле определения кинетической энергии вращающегося со скоростью ω тела, момент инерции которого J

$$W_{вр} = \frac{J\omega^2}{2}, \text{ Дж}, \quad (1.7)$$

$$W_{муф} = \frac{J_{муф} \cdot \omega_{вхв}^2}{2}, \text{ Дж},$$

$$W_{муф} = \frac{0,4 \cdot 93,8^2}{2} = 1760 \text{ Дж.}$$

Кинетическая энергия барабана лебедки W_b вычисляется аналогично.

$$W_b = \frac{J_b \cdot \omega_b^2}{2}, \text{ Дж},$$

где J_b – момент инерции барабана лебедки относительно собственной оси, кг·м²;

ω_b – угловая скорость вращения барабана лебедки, рад/с.

Барабан лебедки – это полый цилиндр с боковыми крышками.

Момент инерции полого цилиндра определяется по формуле

$$J = \pi \cdot B \cdot \rho \cdot \frac{R^4 - r^4}{2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (1.8)$$

где B – длина цилиндра, м;

ρ – удельная плотность материала цилиндра, $\text{кг}/\text{м}^3$;

R, r – наружный и внутренний радиусы цилиндра, м.

Пренебрегая моментами инерции боковых крышек, момент инерции барабана лебёдки вычислим по формуле (1.8)

$$J_{\text{б}} = \pi \cdot B \cdot \rho \cdot \frac{R_{\text{б}}^4 - r_{\text{б}}^4}{2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

где B – длина барабана, м;

ρ – удельная плотность материала цилиндра (сталь), $\rho = 7800 \text{ кг}/\text{м}^3$;

$R_{\text{б}}, r_{\text{б}}$ – внешний и внутренний радиусы барабана лебедки, м.

$$J_{\text{б}} = 3,14 \cdot 1,5 \cdot 7800 \cdot \frac{0,304^4 - 0,254^4}{2} = 80,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Передаточное отношение редуктора определяется по формуле

$$i = \frac{\omega_{\text{ВЫХ}}}{\omega_{\text{ВХ}}}, \quad (1.9)$$

где $\omega_{\text{ВЫХ}}$ и $\omega_{\text{ВХ}}$ – угловые скорости вращения выходного и входного валов редуктора, $\text{рад}/\text{с}$.

Следовательно, угловая скорость барабана лебёдки, которая присоединена к выходному валу редуктора, определяется по преобразованной формуле (1.9)

$$\omega_{\text{б}} = \frac{\omega_{\text{ВХВ}}}{i}, \text{ рад}/\text{с},$$

$$\omega_{\text{б}} = \frac{93,8}{269} = 0,35 \text{ рад}/\text{с}.$$

Кинетическая энергия барабана лебёдки определяется по формуле (1.7)

$$W_{\text{б}} = \frac{J_{\text{б}} \cdot \omega_{\text{б}}^2}{2} = \frac{80,5 \cdot 0,35^2}{2} = 4,9 \text{ Дж}.$$

Момент инерции механизма, приведенный к валу двигателя J' , вычисляется по формуле

$$J' = \frac{(\sum W) \cdot 2}{\omega^2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (1.10)$$

где $\sum W$ – сумма кинетических энергий элементов механизма, Дж.

Соответственно, приведённый к валу двигателя момент инерции механизма вертикального перемещения груза

$$J' = \frac{(W_{гк} + W_{муф} + W_{б}) \cdot 2}{\omega_{дв}^2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$
$$J' = \frac{(5,5 + 1760 + 4,9) \cdot 2}{93,8^2} = 0,402 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Построение нагрузочных диаграмм следует начинать с анализа уравнения движения электропривода при различных режимах его работы.

Уравнение движения электропривода при одной степени свободы и постоянном моменте инерции:

$$M_{дв} \pm M_c = M_{дин} = J \frac{d\omega}{dt}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (1.11)$$

где $M_{дв}$ – момент, развиваемый двигателем, Н·м;

M_c – момент сопротивления механизма (знак минус берётся при моменте сопротивления, направление которого противоположно направлению движения, в противном случае берется знак плюс), Н·м;

$M_{дин}$ – динамический момент, Н·м;

J – момент инерции электропривода – сумма момента инерции двигателя и приведённого к оси двигателя момента инерции механизма, кг·м²;

$\frac{d\omega}{dt}$ – угловое ускорение ротора электродвигателя, $\frac{\text{рад}}{\text{с}^2}$.

Уравнение движения электропривода механизма вертикального перемещения груза при подъеме груза без учёта момента инерции двигателя, согласно (1.11)

$$M_{дв} - M_{ст}^{\uparrow} = J' \frac{d\omega_{дв}}{dt} = J' \frac{\Delta\omega_{дв}}{\Delta t} = J' \frac{\omega_{кон} - \omega_{нач}}{t_p}, \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Приведенный к валу двигателя момент механизма при разгоне при движении вверх, вычисляется по преобразованной формуле (1.11)

$$M_{дв \text{ раз}}^{\uparrow} = M_{стат}^{\uparrow} + J' \cdot \frac{\omega_{кон} - \omega_{нач}}{t_p}, \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $\omega_{\text{кон}} = 93,8 \text{ рад/с}$, $\omega_{\text{нач}} = 0$ - конечная и начальная угловые скорости двигателя режима разгона при движении вверх,

$$M_{\text{дв раз}}^{\uparrow} = 81,6 + 0,402 \cdot \frac{93,8-0}{5,4} = 88,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Приведенный к валу двигателя момент механизма при торможении при движении вверх вычисляется по формуле

$$M_{\text{дв тор}}^{\uparrow} = M_{\text{стат}}^{\uparrow} + J' \frac{\omega_{\text{кон}} - \omega_{\text{нач}}}{t_p}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $\omega_{\text{кон}} = 0$, $\omega_{\text{нач}} = 93,8 \text{ рад/с}$ - конечная и начальная угловые скорости двигателя режима разгона при движении вверх.

$$M_{\text{дв тор}}^{\uparrow} = 81,6 + 0,402 \cdot \frac{0-93,8}{5,4} = 74,62 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Уравнение движения электропривода при опускании груза без учёта момента инерции двигателя (1.11)

$$M_{\text{дв}}^{\downarrow} + M_{\text{стат}}^{\downarrow} = J' \cdot \frac{\omega_{\text{кон}} - \omega_{\text{нач}}}{t_p}, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Приведенный к валу двигателя момент механизма при разгоне при движении вниз, вычисляется по формуле

$$M_{\text{дв раз}}^{\downarrow} = -M_{\text{стат}}^{\downarrow} + J' \frac{\omega_{\text{кон}} - \omega_{\text{нач}}}{t_m}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $\omega_{\text{кон}} = 93,8 \text{ рад/с}$, $\omega_{\text{нач}} = 0$ - конечная и начальная угловые скорости двигателя режима разгона при движении вниз,

$$M_{\text{дв раз}}^{\downarrow} = -52,2 + 0,402 \frac{93,8}{5,4} = -45,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Приведенный к валу двигателя момент механизма при торможении при движении вниз вычисляется по преобразованной формуле (1.11)

$$M_{\text{дв тор}}^{\downarrow} = -M_{\text{ст}} + J' \frac{\omega_{\text{нач}} - \omega_{\text{кон}}}{t_m}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $\omega_{\text{кон}} = 0$, $\omega_{\text{нач}} = 93,8 \text{ рад/с}$ - конечная и начальная угловые скорости двигателя в режиме торможения при движении вниз

$$M_{\text{дв тор}}^{\downarrow} = -52,2 + 0,402 \frac{-93,8}{5,4} = -59,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Знак минус при $M_{\text{дв раз}}^{\downarrow}$ и $M_{\text{дв тор}}^{\downarrow}$ говорит о направлении этих моментов противоположно знаку скорости двигателя $\omega_{\text{дв}}$.

На основе проведенных расчетов строятся нагрузочные диаграммы механизма при перемещении груза.

Нагрузочные диаграммы механизма вертикального перемещения груза показаны на рис.3.

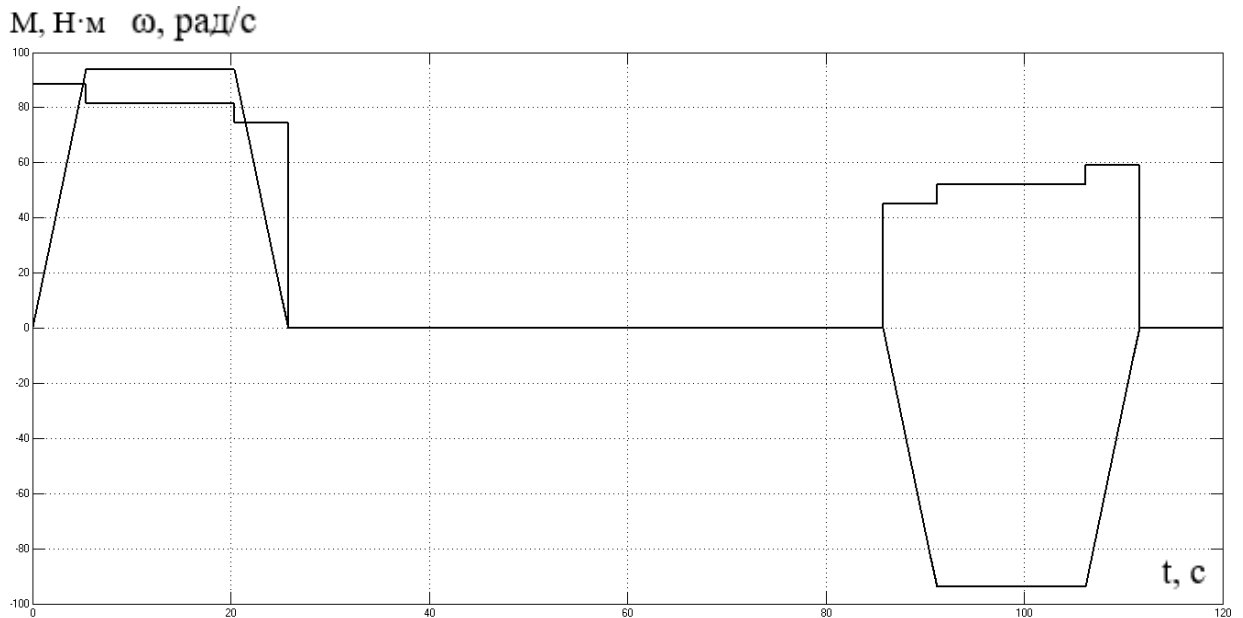


Рис. 3. Нагрузочные диаграммы механизма вертикального перемещения груза

Условия для предварительного выбора двигателя сформулированы формулами (1.12), (1.13), (1.14):

$$M_{\text{дв ном}} \geq M_{\text{стат}}^{\uparrow}, \quad (1.12)$$

$$P_{\text{дв ном}} \geq M_{\text{стат}}^{\uparrow} \cdot \omega_{\text{кон}} \cdot K_{\text{зап}}, \text{ Вт}, \quad (1.13)$$

где $P_{\text{дв ном}}$ - номинальная мощность двигателя, Вт,

$$\omega_{\text{кон}} = 93,8 \frac{\text{рад}}{\text{с}},$$

$K_{\text{зап}}$ - коэффициент запаса ($K_{\text{зап}}=1,2$).

$$P_{\text{дв ном}} \geq 81,6 \cdot 93,8 \cdot 1,2 = 9185 \text{ Вт},$$

$$\omega_{\text{дв ном}} \geq \omega_{\text{кон}}.$$

(1.14)

Из каталога крановых электродвигателей Сибэлектромотор выбираем двигатель МТКН 311-6 с короткозамкнутым ротором, 11 кВт, (ПВ – 40 %).
 Параметры двигателя из каталога крановых двигателей представлены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Наименование	Значение
Номинальная мощность, $P_{\text{дв ном}}$, кВт	11
Номинальная частота вращения, $n_{\text{дв ном}}$, об/мин	900
Кратность максимального момента к номинальному $\lambda_M = M_{\text{макс}} / M_{\text{ном}}$	3,3
Момент инерции ротора двигателя $J_{\text{дв}}$, кг·м ²	0,281

Взаимосвязь между частотой вращения n и угловой скоростью вращения ω определяется формулой

$$n = \omega \cdot 60 / 6,28, \text{ об/мин} \quad (1.15)$$

или

$$\omega = n \cdot 6,28 / 60, \text{ рад/с},$$

$$\omega_{\text{дв ном}} = n_{\text{дв ном}} \cdot 6,28 / 60 = 900 \cdot 6,28 / 60 = 94,2 \text{ рад/с},$$

$$\omega_{\text{дв ном}} \geq \omega_{\text{кон}} = 93,8 \text{ рад/с}.$$

Номинальный момент двигателя $M_{\text{дв ном}}$ определяется по формуле для определения момента вращения M при известной мощности P и угловой скорости ω

$$M = P / \omega, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (1.16)$$

$$M_{\text{дв ном}} = \frac{P_{\text{дв ном}}}{\omega_{\text{дв ном}}}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$M_{\text{дв ном}} = 11000 / 94,2 = 117 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$M_{\text{дв ном}} \geq M_{\text{стат}}^{\uparrow} = 81,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Условия (1.12), (1.13) и (1.14) выполняются.

Затем проводится проверка выбранного двигателя на перегрузочную способность.

Определяется из каталога момент инерции двигателя и суммируется с моментом инерции механизма, приведенного к валу двигателя. Затем строятся нагрузочные диаграммы электропривода и проверяется правильность его выбора. В нашем случае полное перестроение нагрузочных диаграмм не требуется. Достаточно проверить возможность обеспечения выбранным двигателем подъем груза с заданным ускорением.

Для этого следует к рассчитанному моменту инерции механизма, приведенного к валу двигателя, добавить момент инерции выбранного двигателя, т.е.

$$J = J' + J_{\text{дв}}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (1.17)$$

$$J = 0,402 + 0,281 = 0,683 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Далее находится новый динамический момент электропривода

$$M_{\text{дин эл прив}} = J \cdot \frac{\omega_{\text{кон}} - 0}{\Delta t_p}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (1.18)$$

$$M_{\text{дин эл прив}} = 0,683 \cdot \frac{93,8}{5,4} = 11,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Необходимая перегрузочная способность $\lambda_{\text{м необх}}$

$$\lambda_{\text{м необх}} = \frac{M_{\text{стат}} + M_{\text{дин эл прив}}}{M_{\text{стат}}}. \quad (1.19)$$

Если неравенства (1.12), (1.13), (1.14) выполняются и $\lambda_{\text{м необх}} \leq \lambda_{\text{м}}$, где $\lambda_{\text{м}}$ – каталожная перегрузочная способность двигателя, то двигатель выбран верно.

Если приведённое выше неравенство не соблюдается, то необходимо выбрать двигатель, следующий по мощности в каталоге, и провести проверку заново.

$$\lambda_{\text{м необх}} = \frac{81,6 + 11,9}{81,6} = 1,15, \quad \lambda_{\text{м}} = 3,3,$$

$$\lambda_{\text{м необх}} > \lambda_{\text{м}}. \quad (1.20)$$

Двигатель выбран верно.

2. РАСЧЕТ МОЩНОСТИ И ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ БУГЕЛЬНОГО ПОДЪЁМНИКА

Бугельный подъёмник – это оборудование для буксирования горнолыжников и сноубордистов в гору. Представляет собой трос (поднимающая ветвь – для буксирования лыжника и спускающая ветвь, как правило, параллельны и размещены на одних опорах), проходящий по кругу через специальные опоры: конечные станции. Общий вид бугельного подъёмника и его конечной станции представлены на рис. 4 и рис. 5.



Рис. 4. Общий вид бугельного подъёмника



Рис. 5. Общий вид конечной станции бугельного подъёмника

Векторная диаграмма сил, действующих на лыжника на бугельном подъёмнике, представлена на рис. 6.

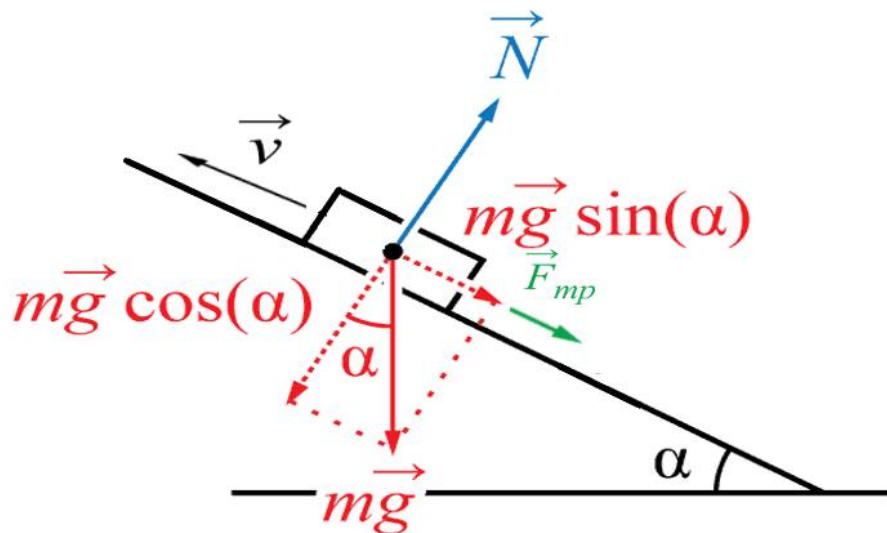


Рис. 6. Векторная диаграмма сил, действующих на лыжника на бугельном подъёмнике

Данные для расчёта и выбора электродвигателя бугельного подъёмника представлены в табл. 2. 1.

Таблица 2.1

Наименование	Значение
Длина канатной дороги, L , м	302
Скорость движения буксировочных устройств, V , м/с	2,1
Перепад высот, h , м,	54
Масса буксировочного устройства, m_b , кг	8,5
Масса 1м каната, m_k , кг/м	0,597
Коэффициент трения лыж о снег, K_{mc}	0,1
Общий коэффициент полезного действия механической передачи, $\eta_{общ}$	0,8
Радиус приводного шкива, R_1 , м	0,535
Радиус поворотных шкивов, $R_{2;3}$, м	0,9
Толщина шкива, b , м	0,8
Количество бугелей, B , шт.	40
Время разгона, t_p , с	5
Масса пассажира, $m_{п}$, кг	80

Алгоритм расчёта мощности двигателя следующий:

- рассчитывается сила скатывания, действующая на пассажира;
- рассчитывается сила трения лыж о снег;
- рассчитываются мощности, необходимые для преодоления этих сил;
- рассчитывается суммарная мощность, затрачиваемая двигателем на подъём максимального количества пассажиров;
- производится предварительный выбор двигателя и редуктора;
- проверяется выбранный двигатель на перегрузочную способность.

Вес пассажира, находящегося на наклонной плоскости, раскладывается на две составляющие: силу скатывания и силу нормального давления.

Сила скатывания $F_{ск}$, или скатывающая сила, направлена вдоль наклонной плоскости

$$F_{ск} = m_{п} \cdot g \cdot \sin \alpha, \quad (2.1)$$

где α – угол подъёма, град;

g – ускорение свободного падения, $9,8 \text{ м/с}^2$.

$$\sin \alpha = \frac{h}{L}, \quad (2.2)$$

$$\sin \alpha = \frac{54}{302} = 0,18.$$

$$F_{ск} = 80 \cdot 9,8 \cdot 0,18 = 141,12 \text{ Н.}$$

При подъёме пассажира необходимо преодолеть как скатывающую силу, так и силу сопротивления от трения лыж по снегу.

Сила трения о снег:

$$F_{тр. с} = F_{нд} \cdot K_{тс}, \quad (2.3)$$

где $F_{нд}$ – сила нормального давления;

$K_{тс}$ – коэффициент трения о снег.

Сила нормального давления одного пассажира, направленная перпендикулярно наклонной плоскости, определяется по формуле

$$F_{нд} = (m_{п} + m_{с}) \cdot g \cdot \cos \alpha, \text{ Н}, \quad (2.4)$$

$$\cos \alpha = \frac{S}{L}, \quad (2.5)$$

где S – горизонтальная проекция пути, м;

L – путь по наклонной плоскости, м.

$$S = \sqrt{L^2 - h^2}, \text{ м}, \quad (2.6)$$

где h – высота подъёма, м.

$$S = \sqrt{302^2 - 54^2} = \sqrt{91204 - 2916} = 297,1 \text{ м},$$

$$\cos \alpha = \frac{297,1}{302} = 0,98,$$

$$F_{нд} = (80 + 8,5) \cdot 9,8 \cdot 0,98 = 849,95 \text{ Н},$$

$$F_{\text{тр. с}} = 849,95 \cdot 0,1 = 85 \text{ Н.}$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление силы скатывания одного пассажира определяется по формуле

$$\Delta P_c = m_{\text{п}} \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot V, \text{ Вт,} \quad (2.7)$$

$$\Delta P_c = 80 \cdot 9,8 \cdot 0,18 \cdot 2,1 = 296,3 \text{ Вт.}$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление силы трения лыж о снег:

$$\Delta P_{\text{тр}} = F_{\text{тр. с}} \cdot V, \quad (2.8)$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = 85 \cdot 2,1 = 178,5 \text{ Вт.}$$

Суммарная мощность, затрачиваемая двигателем на подъём максимального количества пассажиров (наибольшее число пассажиров соответствует количеству бугелей, поднимающихся вверх):

$$P_{\text{ст}} = \frac{\Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_c}{\eta_{\text{общ}}} \cdot \frac{40}{2}, \quad (2.9)$$

$$P_{\text{ст}} = \frac{178,5 + 296,3}{0,8} \cdot \frac{40}{2} = 11871 \text{ Вт.}$$

Угловая скорость вращения первого (приводного) шкива определяется по формуле (1.3)

$$\omega_{\text{ш1}} = \frac{V}{R_1},$$

$$\omega_{\text{ш1}} = \frac{2,1}{0,535} = 3,9 \text{ рад/с.}$$

Рассчитанные значения $P_{\text{ст}}$ и $\omega_{\text{ш1}}$ являются исходными данными при выборе редуктора и двигателя. Оптимальное соотношение между номинальной скоростью двигателя и передаточным отношением редуктора определяется при выполнении технико-экономического расчета (быстроходный двигатель дешевый, при этом редуктор с большим передаточным отношением дорогой и наоборот).

Так как технико-экономический расчет не проводится, то следует ориентироваться на двигатели с наиболее часто используемой синхронной скоростью $n_0 = 1500$ об/мин или $n_0 = 1000$ об/мин.

Ориентировочно выбран двигатель 160М6 мощностью 15 кВт с номинальной частотой вращения 970 об/мин (номинальная угловая скорость вращения $\omega_{дв ном} = 101,5$ рад/с), моментом инерции $J_{дв} = 0,075$ кг·м² и перегрузочной способностью по моменту $\lambda_m = 3,3$.

Редуктор, необходимый для получения рабочей скорости вращения приводного шкива, должен иметь передаточное отношение, которое вычисляется по формуле (1.9)

$$i_{рас} = \frac{\omega_{дв ном}}{\omega_{ш1}},$$

$$i_{рас} = \frac{101,5}{3,9} = 26$$

Ближайшее по ГОСТ 2185-66 передаточное отношение $i = 25$. При выбранном редукторе с передаточным отношением $i = 25$ рассчитывается рабочая скорость двигателя

$$\omega_{дв раб} = \omega_{ш1} \cdot i, \text{ рад/с,}$$

$$\omega_{дв раб} = 3,9 \cdot 25 = 97,5 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Проверку двигателя на перегрузочную способность проводят в следующей последовательности.

Определяют:

максимальную массу пассажиров

$$m_{п.о} = m_{п} \cdot Б/2, \text{ кг,} \tag{2.10}$$

$$m_{п.о} = 80 \cdot \frac{40}{2} = 1600 \text{ кг;}$$

общую массу буксировочных устройств

$$m_{б.о} = m_{б} \cdot Б, \text{ кг,} \tag{2.11}$$

$$m_{б.о} = 8,5 \cdot 40 = 340 \text{ кг}$$

общую массу каната

$$m_{к о} = m_{к} \cdot L \cdot 2, \text{ кг,} \tag{2.12}$$

$$m_{к о} = 0,597 \cdot 302 \cdot 2 = 361 \text{ кг;}$$

суммарную массу поступательнодвигающихся элементов

$$m_{сум} = m_{п.о} + m_{б.о} + m_{к.о}, \text{ кг,} \tag{2.13}$$

$$m_{\text{сум}} = 1600 + 340 + 361 = 2301 \text{ кг};$$

кинетическую энергию поступательно двигающихся элементов по формуле (1.6)

$$W_{\text{кин пост}} = \frac{m_{\text{дв ч}} \cdot v^2}{2}, \text{ Дж},$$

$$W_{\text{кин пост}} = \frac{2301 \cdot 2,1^2}{2} = 5074 \text{ Дж};$$

суммарную кинетическую энергию вращающихся элементов механизма

$$W_{\text{кин вр ч}} = J_{\text{шк1}} \cdot \frac{\omega_{\text{ш1}}^2}{2} + \left(J_{\text{шк2,3}} \cdot \frac{\omega_{\text{ш2,3}}^2}{2} \right) \cdot 2 + J_{\text{дв}} \cdot \frac{\omega_{\text{дв раб}}^2}{2}, \text{ Дж},$$

где $\omega_{\text{ш23}}$ – угловая скорость вращения второго и третьего шкивов, рад/с;

$J_{\text{шк1}}, J_{\text{шк2,3}}, J_{\text{дв}}$ – моменты инерции приводного шкива, поворотных шкивов и ротора двигателя.

Шкивы следует считать сплошными стальными дисками, моменты инерции которых вычисляются по формуле (1.8).

Момент инерции приводного шкива

$$J_{\text{шк1}} = 3,14 \cdot 0,08 \cdot 7800 \cdot \frac{0,5^4}{2} = 61,23 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент инерции поворотного шкива

$$J_{\text{шк2,3}} = 3,14 \cdot 0,08 \cdot 7800 \cdot \frac{0,9^4}{2} = 642,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

$\omega_{\text{ш23}}$ – угловая скорость вращения второго и третьего шкивов, согласно (1.3)

$$\omega_{\text{ш2,3}} = \frac{v}{R_2}, \text{ рад/с},$$

$$\omega_{\text{ш2,3}} = \frac{2,1}{0,9} = 2,3 \text{ рад/с},$$

$$W_{\text{кин вр ч}} = 61,23 \cdot \frac{3,9^2}{2} + 642,8 \cdot \frac{2,3^2}{2} \cdot 2 + 0,075 \cdot \frac{97,5^2}{2} = 4223 \text{ Дж}.$$

Затем определяют общую кинетическую энергию реальной системы

$$W_{\text{кин общ}} = W_{\text{кин вр ч}} + W_{\text{кин пост}}, \text{ Дж},$$

$$W_{\text{кин общ}} = 4223 + 5074 = 9297 \text{ Дж}.$$

Определяют момент инерции механизма, приведённый к валу двигателя по формуле (1.10)

$$J'_{\text{прив}} = \left(\frac{W_{\text{кин общ}}}{\omega_{\text{дв раб}}^2} \right) \cdot 2, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$
$$J'_{\text{прив}} = \frac{9297}{97,5^2} \cdot 2 = 1,96 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Определяют динамический момент в соответствии с (1.11)

$$M_{\text{дин}} = J \frac{d\omega}{dt}, \text{ Н} \cdot \text{м},$$
$$M_{\text{дин}} = 1,96 \cdot \frac{97,5}{5} = 38 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент сопротивления механизма при разгоне вычисляется по преобразованной формуле (1.11)

$$M_{\text{с раз}} = M_{\text{дин}} + M_{\text{ст}},$$

где $M_{\text{ст}}$ – момент сопротивления механизма при установившейся скорости,

В соответствии с (1.16)

$$M_{\text{ст}} = P_{\text{ст}} / \omega_{\text{дв раб}}, \text{ Н},$$
$$M_{\text{ст}} = \frac{11871}{97,5} = 121,8 \text{ Н},$$
$$M_{\text{с раз}} = 38 + 121,8 = 160 \text{ Н}.$$

Номинальный момент двигателя $M_{\text{дв ном}}$

$$M_{\text{дв ном}} = \frac{P_{\text{дв ном}}}{\omega_{\text{дв ном}}},$$
$$M_{\text{дв ном}} = \frac{15000}{101,5} = 148 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Сравнение критического момента двигателя и максимального (при разгоне) момента сопротивления механизма показывает, что двигатель выбран верно, т.е. условие

$$M_{\text{дв ном}} \cdot \lambda_{\text{м}} > M_{\text{с раз}}, \quad (2.14)$$

$$148 \cdot 3,3 = 488,4 > 160$$

выполняется, следовательно, двигатель выбран верно.

3. РАСЧЁТ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ ЛИФТА

На рис. 7 представлена упрощённая кинематическая схема привода лифта.

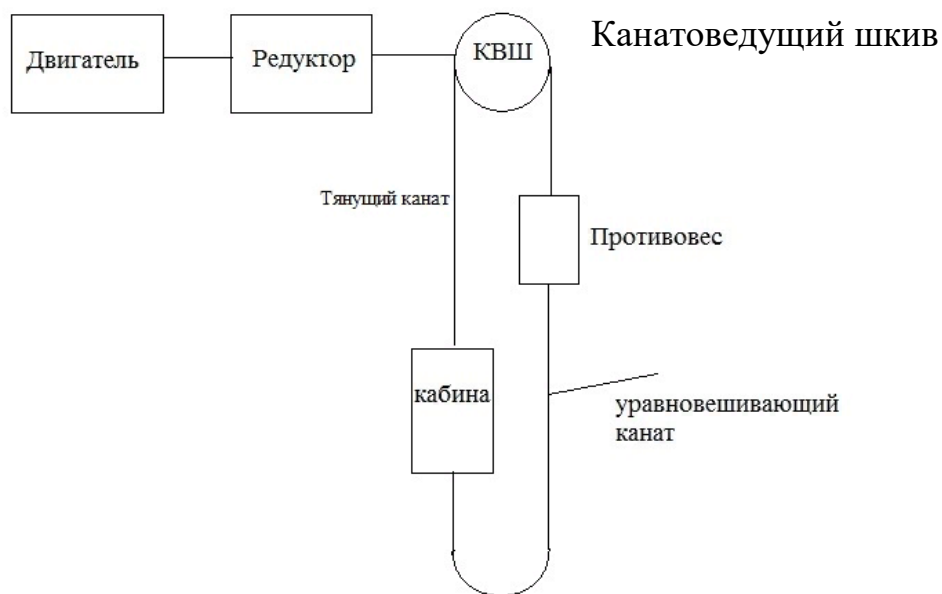


Рис. 7. Упрощенная кинематическая схема лифта

Данные для расчета мощности и выбора двигателя представлены в табл.

3.1.

Таблица 3.1

Наименование	Значение
Скорость движения кабины, V , м/с	1,6
Грузоподъемность, $m_{п}$, кг	630
Относительная продолжительность включений, ПВ, %	40
Радиус канатопроводящего шкива (КВШ), $R_{квш}$, м	0,575
Коэффициент полезного действия механической передачи, η , %	0,85
Масса кабины, $m_{каб}$, кг	440
Количество посадочных этажей, k , шт	10
Высота этажа, h , м	2,8
Ускорение разгона-торможения, a , м/с ²	2
Ширина КВШ, b , мм	65
Вес одного метра каната, кг/м	0,359
Количество канатов, шт	4

Масса противовеса определяется по формуле

$$m_{\text{пр}} = \frac{m_{\text{каб}} + m_{\text{п}}}{2}, \text{ кг}, \quad (3.1)$$

$$m_{\text{пр}} = \frac{440 + 630}{2} = 535 \text{ кг}.$$

Неуравновешенная масса поступательно движущихся элементов лифта

$$m = m_{\text{каб}} + m_{\text{п}} - m_{\text{пр}}, \text{ кг}, \quad (3.2)$$

$$m = 440 + 630 - 535 = 535 \text{ кг}.$$

Статическая мощность двигателя, необходимая для движения лифта вверх

$$P_{\text{ст}} = \frac{V \cdot m \cdot g \cdot 10^{-3}}{\eta}, \text{ кВт}, \quad (3.3)$$

$$P_{\text{ст}} = \frac{1,6 \cdot 535 \cdot 9,8 \cdot 10^{-3}}{0,85} = 9,9 \text{ кВт}.$$

По формуле (1.3) определяется угловая скорость вращения КВШ

$$\omega_{\text{КВШ}} = \frac{V}{R_{\text{КВШ}}} = \frac{1,6}{0,575} = 2,78 \frac{\text{рад}}{\text{с}}. \quad (3.4)$$

Угловая скорость вращения канатоведущего шкива равна угловой скорости выходного вала редуктора

$$\omega_{\text{КВШ}} = \omega_{\text{вых. р}}$$

Предварительный выбор электродвигателя осуществляется, ориентируясь на угловую синхронную скорость 1500 об/мин (по статистике наиболее широко распространенная синхронная скорость двигателей лифта) и рассчитанную статическую мощность.

Параметры предварительно выбранного двигателя 6АМ160М4 указаны в табл. 3.2.

Номинальная мощность двигателя больше статической мощности, необходимой для движения кабины с пассажирами вверх ($P_{\text{ном}} > P_{\text{дв стат}}$).

Номинальная угловая скорость вращения двигателя в соответствии с (1.15)

$$\omega_{\text{дв ном}} = \frac{n_{\text{ном.дв.}}}{60} \cdot 6,28 = \frac{1450}{60} \cdot 6,28 = 152 \frac{\text{рад}}{\text{с}}. \quad (3.5)$$

Таблица 3.2

Наименование	Значение
Номинальная мощность, $P_{\text{дв ном}}$, кВт	11
Номинальная частота вращения, $n_{\text{дв ном}}$, об/мин	1450
КПД, $\eta_{\text{дв}}$, %	89
Номинальный момент, $M_{\text{ном}}$, Н·м	72,4
Отношение максимального момента к номинальному моменту, λ_M	3
Динамический момент инерции ротора, $J_{\text{дв}}$, кг·м ²	0,045

Номинальный момент двигателя в соответствии с (1.16)

$$M_{\text{дв ном}} = P_{\text{дв ном}} \cdot 10^3 / \omega_{\text{дв ном}} = 11 \cdot 10^3 / 152 = 72,4 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.6)$$

Расчетное передаточное число редуктора в соответствии с (1.9)

$$i_{\text{ред, расч.}} = \frac{\omega_{\text{дв ном}}}{\omega_{\text{квш}}} = \frac{152}{2,78} = 54,7. \quad (3.7)$$

Выбираем редуктор РМ-500. Параметры редуктора приведены в табл. 3.3.

Таблица 3.3

Наименование	Значение
Передаточное число, $i_{\text{ред}}$	50
Допустимый крутящий момент на тихоходном валу редуктора, $M_{\text{ред}}$, Н·м	25000

Далее определяется рабочая угловая скорость двигателя по преобразованной формуле (1.9)

$$\omega_{\text{дв, раб}} = \omega_{\text{квш}} \cdot i_{\text{ред}} = 2,78 \cdot 50 = 139 \frac{\text{рад}}{\text{с}}. \quad (3.8)$$

Проверка двигателя на перегрузочную способность проводится в следующей последовательности.

Определяется максимальный момент двигателя, развиваемый при пуске при движении вверх согласно (1.11)

$$M_{\max} = M_c + M_{\text{дин}}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $M_c, M_{\text{дин}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$, – статический и динамический моменты.

Определяется статический момент

$$M_c = m \cdot g \cdot R_{\text{квш}} \cdot \frac{1}{i_{\text{ред}} \cdot \eta}, \quad (3.9)$$

$$M_c = 535 \cdot 9,8 \cdot 0,575 \cdot \frac{1}{50 \cdot 0,85} = 70,9 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Динамический момент определяется по формуле (1.11)

$$M_{\text{дин}} = J \cdot \frac{\omega_{\text{дв.раб}}}{t_p}, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Время разгона в соответствии с (1.5)

$$t_p = \frac{V_{\text{уст}}}{a} = \frac{1,6}{2} = 0,8 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Момент инерции канатопроводящего шкива определяется по формуле (1.8)

$$J_{\text{квш}} = \pi \cdot b \cdot \rho_{\text{ст}} \cdot \frac{R_{\text{квш}}^4}{2} = 3,14 \cdot 0,065 \cdot 7800 \cdot \frac{0,109^4}{2} = 76,8 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

Масса тянущего и уравновешивающего канатов

$$m_{\text{кан}} = (h \cdot k \cdot 2 \cdot 4) \cdot m_y, \text{ кг}, \quad (3.10)$$

где $m_y=0,359 \text{ кг/м}$ – вес одного метра каната, множитель 4 соответствует количеству канатов, множитель 2 учитывает наличие уравновешивающего каната,

$$m_{\text{кан}} = (2,8 \cdot 10 \cdot 2 \cdot 4) \cdot 0,359 = 80,4 \text{ кг}.$$

Определим кинетическую энергию поступательно двигающихся элементов лифта в соответствии с (1.6)

$$W_{\text{пос}} = \frac{\sum m \cdot v^2}{2},$$

где $\sum m, \text{ кг}$, - масса поступательно двигающихся элементов лифта,

$$\sum m = m_{\text{каб}} + m_{\text{п}} + m_{\text{пр}} + m_{\text{кан}}, \text{ кг}, \quad (3.11)$$

$$\sum m = 440 + 630 + 535 + 80,4 = 1685,4 \text{ кг}.$$

$$W_{\text{пос}} = \frac{1685,4 \cdot 2,56}{2} = 2157 \text{ Дж.}$$

Определим кинетическую энергию вращающегося КВШ по формуле (1.7)

$$W_{\text{КВШ}} = \frac{J_{\text{КВШ}} \cdot \omega_{\text{КВШ}}^2}{2}, \text{ Дж,}$$

$$W_{\text{КВШ}} = \frac{76,8 \cdot 7,72}{2} = 296 \text{ Дж.}$$

Определим момент инерции элементов лифта, приведенный к оси двигателя по формуле (1.10)

$$J' = \frac{(W_{\text{пос}} + W_{\text{КВШ}}) \cdot 2}{\omega_{\text{дв.раб}}^2} = \frac{(2157 + 296) \cdot 2}{19321} = 0,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Суммарный момент инерции электропривода лифта в соответствии с (1.17)

$$J = J_{\text{дв}} + J' = 0,045 + 0,25 = 0,295 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$M_{\text{дин}} = 0,295 \cdot \frac{139}{0,8} = 51,3 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Максимальный момент двигатель развивает при движении кабины с пассажирами вверх:

$$M_{\text{max}} = M_{\text{с}} + M_{\text{дин}}, \text{ Н} \cdot \text{м,} \quad (3.12)$$

$$M_{\text{max}} = 70,9 + 51,3 = 122,2 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Необходимая перегрузочная способность двигателя $m_{\text{к. раб}}$

$$\lambda_{\text{м раб}} = \frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{с}}}, \quad (3.13)$$

$$\lambda_{\text{м раб}} = \frac{122,2}{70,9} = 1,72.$$

Так как

$$\omega_{\text{дв ном}} \geq \omega_{\text{дв раб}},$$

$$M_{\text{дв ном}} > M_{\text{с}},$$

$$\lambda_{\text{м}} > \lambda_{\text{м раб}}$$

двигатель выбран верно.

4. РАСЧЕТ МОЩНОСТИ И ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ПОРТАЛЬНОГО КРАНА

Портальный кран – это грузоподъемное оборудование с поворотной частью, установленной на передвижной металлоконструкции, передвигающейся по рельсам и способной пропускать под собой железнодорожные вагоны и другой транспорт.

Применяются три варианта механизмов передвижения с приводными колесами. Механизмы передвижения с центральным приводом с тихоходным трансмиссионным валом (рис. 8а) имеют на средней части тележки (ходовой рамы) привод механизма передвижения, состоящий из двигателя 5, муфты 4 и редуктора 3. Выходной вал редуктора соединяют с трансмиссионным валом 2. Посредством муфт трансмиссионный вал также соединяется с валами приводных колёс 1. Трансмиссионный вал имеет ту же частоту вращения, что и ходовые колёса, и передаёт большой крутящий момент. Поэтому вал, муфты и опоры вала имеют большие размеры, что вызывает утяжеление механизма.

Механизм передвижения с центральным приводом с быстроходным трансмиссионным валом (рис. 8б) обеспечивает трансмиссионному валу ту же частоту вращения, что и двигателя, и передаёт через вал минимальный крутящий момент. Размеры муфт, подшипников и диаметр трансмиссионного вала получаются небольшими. Для снижения трудоёмкости изготовления крана и его массы применяют отдельный привод концевых балок моста (рис. 8в). Хотя схема механизма с отдельным приводом требует наличия двух двигателей, двух тормозов и двух редукторов, она наиболее дешёва, имеет малую массу и проста в изготовлении.

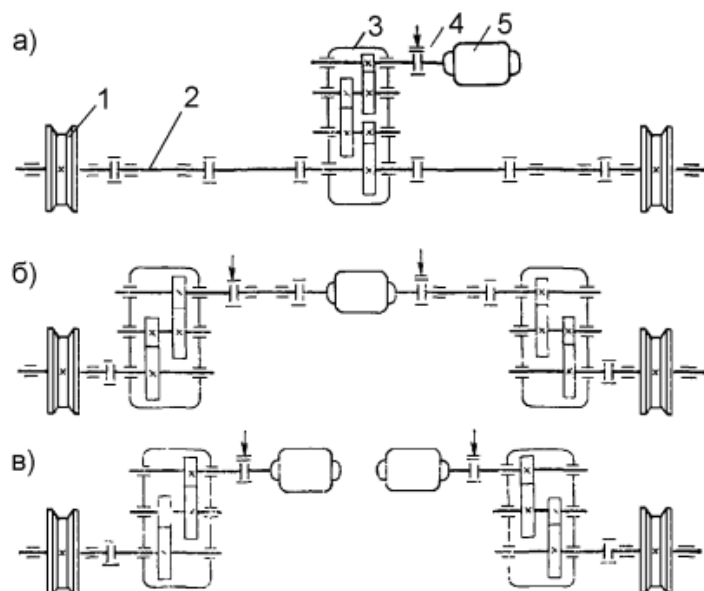


Рис. 8. Схемы механизмов передвижения кранов:

а - с тихоходным трансмиссионным валом; б - с быстроходным трансмиссионным валом; в - с отдельным приводом

Данные для расчета мощности и выбора двигателя механизма передвижения крана с отдельным приводом представлены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Наименование	Значение
Грузоподъемность, m_r , кг	32000 (32 т)
Масса крана, $m_{кр}$, кг	192000 (192 т)
Скорость передвижения, V , м/с	0,41
Время разгона крана, t_p , с	5
Коэффициент полезного действия механизма, η , %	0,85
Нагрузка на колесо, не более, F_k , кН	240
Количество опор крана, $Z_{оп}$, шт	4
Диаметр цапфы, d_c , м	0,1
Коэффициент неравномерности распределения нагрузки, $k_{нр}$	1,6
Наветренная площадь крана и груза, S , м ²	170

Для предварительного выбора двигателя необходимо произвести расчет статической мощности механизма крана относительно входного вала редуктора. Для этого требуется последовательно рассчитать максимальную нагрузку на опору, определить по справочнику диаметр колеса, рассчитать количество ходовых колёс, рассчитать силу скатывания и силу нормального давления колеса на рельс, мощности, необходимые для преодоления силы трения в подшипниках, силы трения качения колеса по рельсу, мощность для преодоления ветровой нагрузки.

Максимальная нагрузка на опору:

$$F_{\text{max. оп}} = g \cdot (m_{\text{кр}} + m_{\text{г}}) \cdot k_{\text{нр}} / z_{\text{оп}}, \text{ кН}, \quad (4.1)$$

где $k_{\text{нр}} = 1,6$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки,

$z_{\text{оп}}$ – количество опор крана;

$$F_{\text{max. оп}} = 9,81 \cdot (192 + 32) \cdot 1,6 / 4 = 879 \text{ кН}.$$

Допускаемая нагрузка на колесо не более $F_{\text{к}} = 240$ кН.

Число ходовых колес в балансировочной тележке

$$Z_{\text{к}} \geq F_{\text{max. оп}} / F_{\text{к}}, \text{ шт}, \quad (4.2)$$

$$Z_{\text{к}} \geq 879 / 240 = 3,66 \text{ шт}.$$

Принимаем число ходовых колес в балансировочной тележке $Z_{\text{к}} = 4$.

При нагрузке 200-250 кН на колесо принимаем двухребордное колесо с диаметром $D_{\text{к}} = 0,5$ м и толщиной 0,1 м.

Сила нормального давления на рельсы крана с грузом

$$F_{\text{нд}} = (m_{\text{кр}} + m_{\text{г}}) \cdot g \cdot \cos \alpha, \text{ кН}. \quad (4.3)$$

Сила скатывания, действующая на кран с грузом

$$F_{\text{ск}} = (m_{\text{кр}} + m_{\text{г}}) \cdot g \cdot \sin \alpha, \text{ кН}, \quad (4.4)$$

где α – угол наклона пути ($\alpha = 0,15^\circ$).

Так как угол наклона пути мал, его синус можно принять равным нулю, а косинус единице. Тогда

$$F_{\text{ск}} = 0,$$

$$F_{\text{нд}} = (192 + 32) \cdot 9,8 = 2195 \text{ кН}.$$

Мощность, необходимая для преодоления силы трения в подшипниках

$$P_{\text{подш}} = F_{\text{нд}} \cdot f \cdot (d_{\text{ц}} / 2) \cdot \omega_{\text{к}}, \text{ кВт}, \quad (4.5)$$

где $f=0,02$ – приведённый коэффициент трения качения подшипников колес;

$\omega_{\text{к}}$ - угловая скорость колеса

$$\omega_{\text{к}} = V \cdot 2 / (D_{\text{к}} \cdot 60), \text{ рад/с}, \quad (4.6)$$

$$\omega_{\text{к}} = 0,41 \cdot 2 / (0,5 \cdot 60) = 0,0273 \text{ рад/с},$$

$$P_{\text{подш}} = 2195 \cdot 0,02 \cdot (0,1/2) \cdot 0,0273 = 0,06 \text{ кВт}.$$

Мощность, необходимая для преодоления силы трения колеса по рельсу

$$P_{\text{кр}} = F_{\text{нд}} \cdot \mu \cdot \omega_{\text{к}}, \text{ кВт}, \quad (4.7)$$

где $\mu=0,4$ м - коэффициент трения качения колеса по рельсу,

$$P_{\text{кр}} = 2195 \cdot 0,4 \cdot 0,0273 = 23,9 \text{ кВт}.$$

Суммарная мощность, необходимая для преодоления сил трения

$$P_{\text{тр}} = (P_{\text{подш}} + P_{\text{кр}}) \cdot C, \text{ кВт}, \quad (4.8)$$

где C – коэффициент, учитывающий дополнительные сопротивления в ребордах и ступицах колес при перекосах (для подшипников качения $C=2,5$),

$$P_{\text{тр}} = (0,06 + 23,9) \cdot 2,5 = 60 \text{ кВт}.$$

Ветровая нагрузка на кран

$$F_{\text{в}} = p_1 \cdot S, \text{ кН}, \quad (4.9)$$

где p_1 – распределенная ветровая нагрузка на единицу расчетной наветренной площади ($p_1 = 250 \text{ Па/м}^2$);

$$F_{\text{в}} = 250 \cdot 170 = 42500 \text{ Н}.$$

Мощность, необходимая для преодоления ветровой нагрузки

$$P_{\text{в}} = F_{\text{в}} \cdot V / 60, \quad (4.10)$$

$$P_{\text{в}} = 42,5 \cdot 0,41 / 60 = 0,29 \text{ кВт}.$$

Статическая мощность, развиваемая электродвигателем

$$P_{ст} = (P_{ск} + P_{тр} + P_{в}) / (\eta \cdot Z_{оп}), \text{ кВт}, \quad (4.11)$$

$$P_{ст} = (60 + 0,29) / (0,85 \cdot 4) = 17,7 \text{ кВт}.$$

Задаваясь значением скорости идеального холостого хода двигателя (750 об/мин) и ориентируясь на $P_{ст}$, производится предварительный выбор двигателя.

Выбран электродвигатель МТКН 411–6.

Параметры электродвигателя приведены в табл. 4.2

Таблица 4.2

Наименование	Значение
Номинальная частота вращения ротора, $n_{дв ном}$, об/мин	945
Кратность максимального момента к номинальному $\lambda_M = M_{max} / M_{ном}$	3,3
Момент инерции ротора двигателя, $J_{дв}$, кг·м ²	0,52
Номинальная мощность, $P_{дв ном}$, кВт	22

Номинальная угловая частота вращения двигателя (1.15)

$$\omega_{дв ном} = n_{ном} \cdot 6,28 / 60, \text{ рад/с},$$

$$\omega_{дв ном} = 945 \cdot 6,28 / 60 = 99 \text{ рад/с}.$$

Номинальный момент двигателя (1.16)

$$M_{дв ном} = P_{дв ном} / \omega_{дв ном}, \text{ Н·м},$$

$$M_{дв ном} = 22 / 99 = 0,22 \text{ кН·м}.$$

Расчётный коэффициент передачи редуктора в соответствии с (1.9)

$$i_{рас} = \omega_{дв ном} / \omega_k,$$

$$i_{рас} = 99 / 0,0273 = 3626.$$

По каталогу выбираем редуктор с реальным передаточным отношением

$$i_{реал} < i_{рас},$$

$$i_{реал} = 3550.$$

Затем, ориентируясь на (1.9), определяем рабочую скорость двигателя

$$\omega_{\text{дв раб}} = \omega_{\text{к}} \cdot i_{\text{реал}},$$

$$\omega_{\text{дв раб}} = 0,0273 \cdot 3550 = 96,9 \text{ рад/с.}$$

Проверка электродвигателя на перегрузочную способность проводится в следующей последовательности.

Определяется динамический момент при разгоне по формуле (1.11)

$$M_{\text{дин}} = J \cdot d\omega / dt = J \cdot (\omega_{\text{дв раб}}/t_{\text{раз}}), \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где J по формуле (1.17)

$$J = J_{\text{дв}} + J'_{\text{мех}}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

где $J'_{\text{мех}}$ - приведённый к оси двигателя момент инерции механизма определяется по формуле (1.10)

$$J'_{\text{мех}} = \Sigma W \cdot 2 / \omega_{\text{дв раб}}^2, \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Суммарная кинетическая энергия ΣW – это сумма кинетических энергий вращающихся и поступательнодвигающихся элементов портального крана.

Кинетическая энергия колес крана согласно (1.7)

$$W_{\text{к}} = Z_{\text{оп}} \cdot Z_{\text{к}} \cdot J_{\text{к}} \cdot \omega_{\text{к}}^2 / 2, \text{ Дж},$$

где $J_{\text{к}}$ - момент инерции колеса, как сплошного цилиндра, согласно (1.8),

$$J_{\text{к}} = 3,14 \cdot b \cdot \rho \cdot D_{\text{к}}^4 / 2 \cdot 16, \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

где $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ – удельная плотность стали.

$$J_{\text{к}} = 3,14 \cdot 0,1 \cdot 7800 \cdot 0,5^4 / 32 = 4,78 \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

$$W_{\text{к}} = 4 \cdot 4 \cdot 4,78 \cdot 0,0273^2 / 2 = 0,028 \text{ Дж.}$$

Кинетическая энергия поступательно движущихся частей крана в соответствии с (1.6)

$$W_{\text{кр пос}} = (m_{\text{кр}} + m_{\text{г}}) \cdot V^2 / 2, \text{ Дж},$$

$$W_{\text{кр пос}} = (192000 + 32000) \cdot 0,41^2 / 2 = 18827 \text{ Дж},$$

Общая кинетическая энергия крана

$$\Sigma W = W_{\text{к}} + W_{\text{кр пос}}, \text{ Дж},$$

$$\Sigma W = 0,028 + 18827 = 18827 \text{ Дж.}$$

Момент инерции крана, приведённый к валу двигателя определяется по формуле (1.10)

$$J' = \frac{(\Sigma W) \cdot 2}{\omega_{\text{дв раб}}^2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J' = \frac{18827 \cdot 2}{96,9^2} = 4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент инерции электропривода, приведённый к валу двигателя, определяется по формуле (1.17)

$$J = J' + J_{\text{дв}}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J = 4 + 0,52 = 4,52 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Статический момент сопротивления механизма крана, приведённый к оси вала двигателя, согласно (1.16)

$$M_{\text{ст}} = P_{\text{ст}} / \omega_{\text{дв раб}}, \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{ст}} = 17,7 / 96,9 = 0,183 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Динамический момент, согласно (1.18)

$$M_{\text{дин эл прив}} = J \cdot \frac{\omega_{\text{дв раб}}}{t_p}, \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{дин}} = 4,52 \cdot \frac{96,9}{5} = 87,6 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

Момент на валу электродвигателя при разгоне в соответствии с (1.11)

$$M_{\text{раз}} = M_{\text{ст}} + M_{\text{дин}}, \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{раз}} = 183 + 87,6 = 271 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Необходимая (расчётная) перегрузочная способность электродвигателя

$$\lambda_{\text{м рас}} = M_{\text{раз}} / M_{\text{дв ном}},$$

$$\lambda_{\text{м рас}} = 271 / 220 = 1,23.$$

Перегрузочная способность электродвигателя

$$\lambda_{\text{м}} = M_{\text{дв max}} / M_{\text{дв ном}} = 3,3.$$

Следовательно, $\lambda_{\text{м}} > \lambda_{\text{м рас}}$.

Так как реальная перегрузочная способность двигателя больше требуемой (расчётной), номинальная мощность двигателя больше мощности, необходимой для обеспечения движения крана с установившейся скоростью и номинальная угловая скорость двигателя выше рабочей скорости, то следует считать выбор двигателя верным.

5. РАСЧЁТ И ПОСТРОЕНИЕ НАГРУЗОЧНЫХ ДИАГРАММ ОСЕВОГО РАСКАТА

Раскат – устройство для размотки рулонных материалов (бумаги, ткани и др.), являющееся составной частью машин (например, каландров, ротационных машин) для отделки и переработки этих материалов. Вал, на котором находится первичный рулон, устанавливается горизонтально на двух опорах. В раскате предусмотрены тормозной механизм, создающий необходимое натяжение полотна, а также приспособление для осевой и поперечной правки рулонов. В бумажной промышленности на раскатах разматываются рулоны диаметром до 2,4 м при скорости движения полотна до 1000 м/мин.

Общий вид суперкаландра представлен на рис. 9. Общий вид и кинематическая схема осевого раската представлены на рис. 10 и рис. 11.

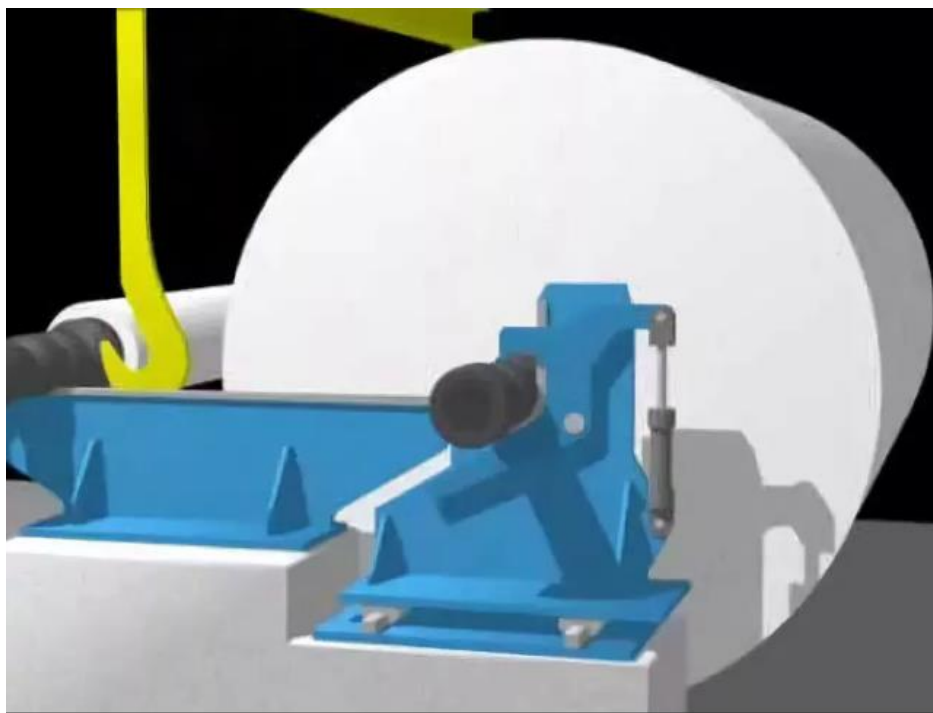


Рис. 10. Общий вид осевого раската

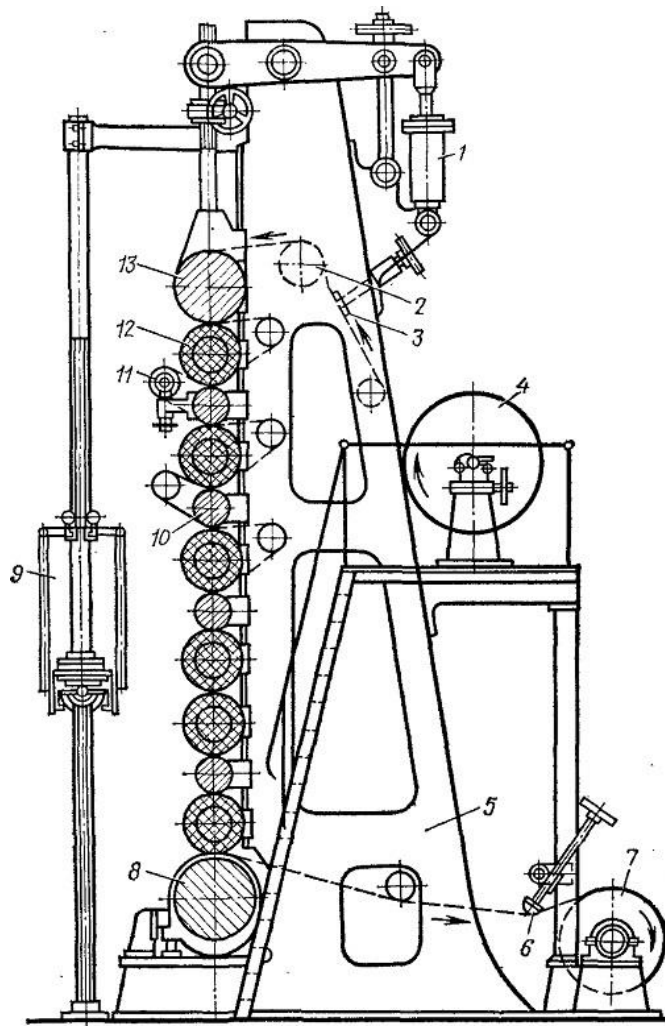


Рис. 9. Суперкаландр:

1- механизм прижима и подъема валов; 2 - разгонный валик; 3, 6 - распределяющие дуги; 4 - разматываемый рулон; 5 - станина каландра; 7 - осевой накат; 8 - нижний вал; 9 - подъемник для заправки бумаги; 10 - металлический вал; 11 - бумаговедущий валик; 12 - набивной (бумажный) вал; 13 — верхний вал

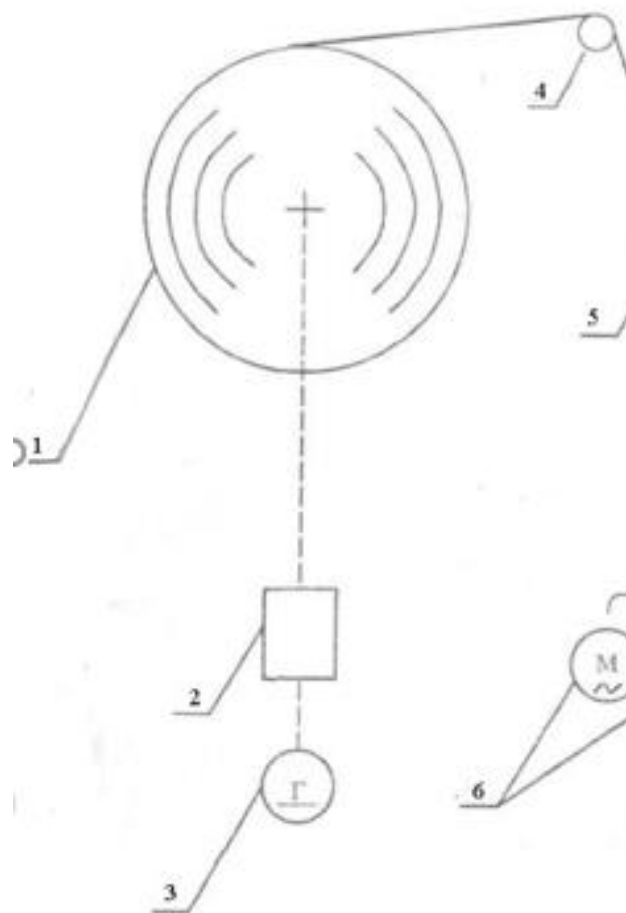


Рис. 11. Кинематическая схема осевого раската суперкаландра:

1 – начальный тамбур бумаги; 2 – редуктор тормозного генератора;

3 – тормозной генератор; 4 – бумаговедущий вал

Данные для расчета и построения нагрузочных диаграмм приведены в табл. 5.1.

Расчет и построение нагрузочных диаграмм следует начинать с построения графика линейной скорости полотна. Время разгона, торможения и установившаяся скорость привода указаны в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Наименование	Значение
Линейная (установившаяся) скорость движения бумажного полотна, $V_{уст}$, м/мин	1100
Удельное натяжение бумажного полотна, f , Н/м	400
Плотность бумаги, $\rho_б$, кг/м ³	850
Обрезная ширина бумажного полотна, $B_б$, м	4
Толщина бумаги, b , м	0,00018
Внешний радиус тамбурного вала, $R_{тв}$, м	0,3
Внутренний радиус тамбурного вала, $r_{тв}$, м	0,25
Ширина тамбурного вала, $B_{тв}$, м	4,2
Максимальный радиус рулона на раскате, $R_{тб}$, м	1,1
Время разгона, T_p , с	65
Время торможения, T_t , с	40
Плотность стали, $\rho_{ст}$, кг/м ³	7800

Время работы на установившейся скорости $T_{уст}$ зависит от радиуса тамбура бумаги, поставляемого на раскат суперкаландра с бумагоделательной машины. Так как этот радиус может меняться, то и время работы на установившейся скорости не будет постоянно. Поэтому перед каждым циклом каландрирования необходимо вычислить значение

$$T_{уст} = \frac{L_{уст}}{V_{уст}}, \text{ с}, \quad (5.1)$$

где $L_{уст}$ – количество полотна, обрабатываемого при установившейся скорости;

$$L_{уст} = L_{нач} - L_p - L_t, \text{ м}, \quad (5.2)$$

где $L_{нач}$ – начальная длина полотна в тамбуре бумаги на раскате, м;

L_p – длина полотна, сматываемого с раската за время разгона, м;

L_t – длина полотна, сматываемого за время торможения, м.

Начальное количество бумажного полотна $L_{нач}$ можно определить по формуле

$$L_{нач} = \frac{S_{бнач}}{b}, \text{ м}, \quad (5.3)$$

где $S_{бнач}$ – начальная площадь поперечного сечения цилиндра бумаги на тамбурном вале, м^2 ;

$$S_{бнач} = \pi R_{тб}^2 - \pi R_{тв}^2 \quad (5.4)$$

$$L_p = \frac{V_{уст}}{2} \cdot T_p, \quad (5.5)$$

$$L_T = \frac{V_{уст}}{2} \cdot T_T. \quad (5.6)$$

Структурная схема расчёта времени работы на установившейся скорости в среде Simulink представлена на рис. 12.

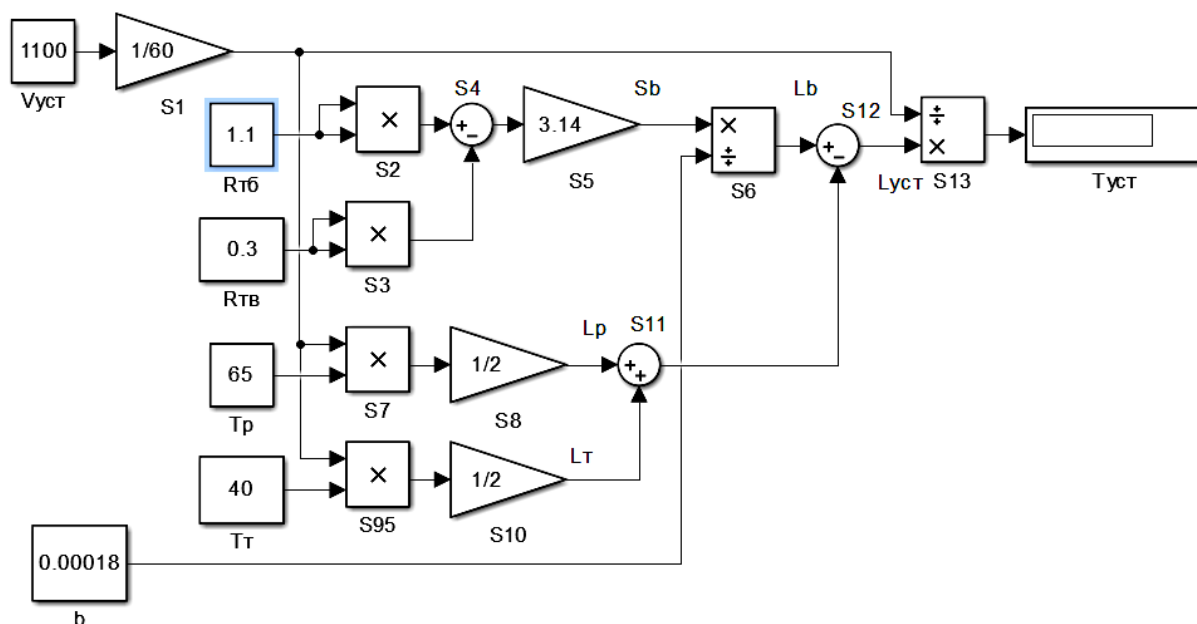


Рис. 12. Структурная схема расчёта времени работы на установившейся скорости

Уравнение (5.5) реализовано на элементах T_p , S9, S10.

Уравнение (5.6) реализовано на элементах T_T , S7, S8.

Уравнение (5.4) реализовано на элементах $R_{тб}$, S2, $R_{тв}$, S3, S5.

Уравнение (5.3) реализовано на элементах b , S6.

Уравнение (5.2) реализовано на элементах S11, S12.

На выходе элемента S13 формируется значение $T_{уст}$.

Структурная схема построения графика линейной скорости полотна представлена на рис. 13.

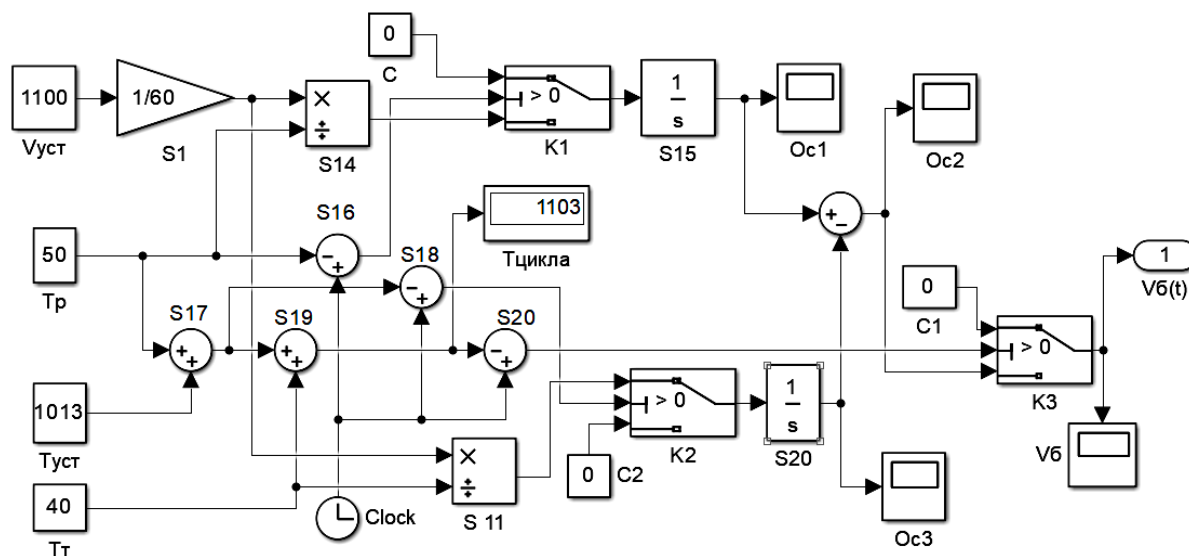


Рис. 13 . Структурная схема построения графика линейной скорости
полотна

Элементы clock, S16, S18, S200 предназначены для выделения моментов времени окончания разгона, перехода к торможению и окончания цикла.

Интенсивность разгона (постоянная интегрирования элемента S15) формируется на выходе элемента S14. Интенсивность торможения (постоянная интегрирования элемента S20) формируется на выходе элемента S11. Ключ K1 предназначен для окончания формирования скоростной функции на этапе разгона и перехода её к установившемуся значению. Момент переключения ключа K1 соответствует моменту изменения знака выходного сигнала элемента S16. Момент изменения знака выходного сигнала S18, который соответствует сумме времени разгона и времени работы на установившейся скорости соответствует моменту срабатывания ключа K2. Момент переключение K2 соответствует моменту окончания работы суперкаландра на установившейся скорости и переходу к торможению. Ключ K3 прерывает процесс формирования

скоростной функции. Момент срабатывания КЗ соответствует моменту изменения знака выходного сигнала элемента S20, который формируется по истечению времени, равному сумме $T_{раз}$, $T_{уст}$, $T_{тор}$.

На рис. 14 представлен график линейной скорости полотна бумаги.

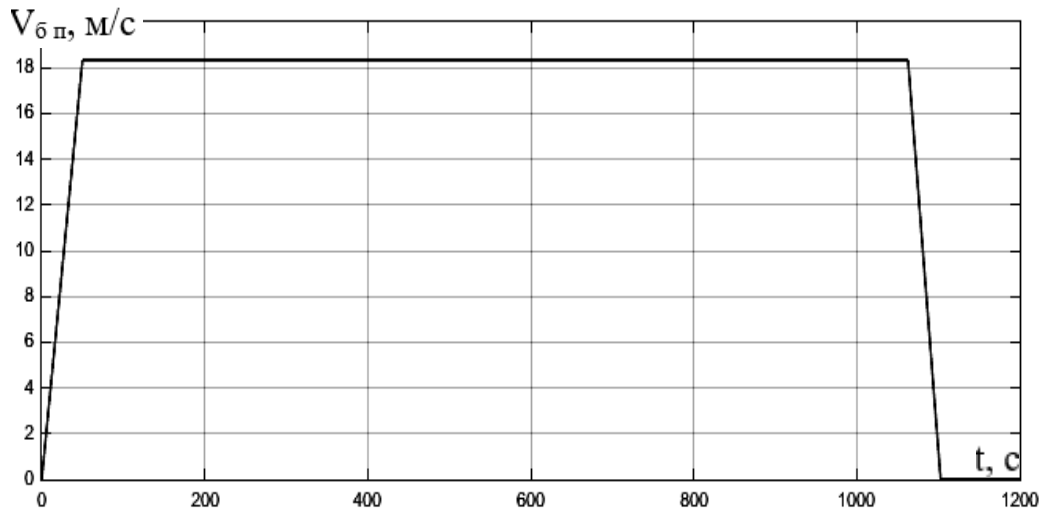


Рис. 14 График линейной скорости полотна бумаги

На рис. 15 представлена структурная схема вычисления угловой скорости тамбура бумаги.

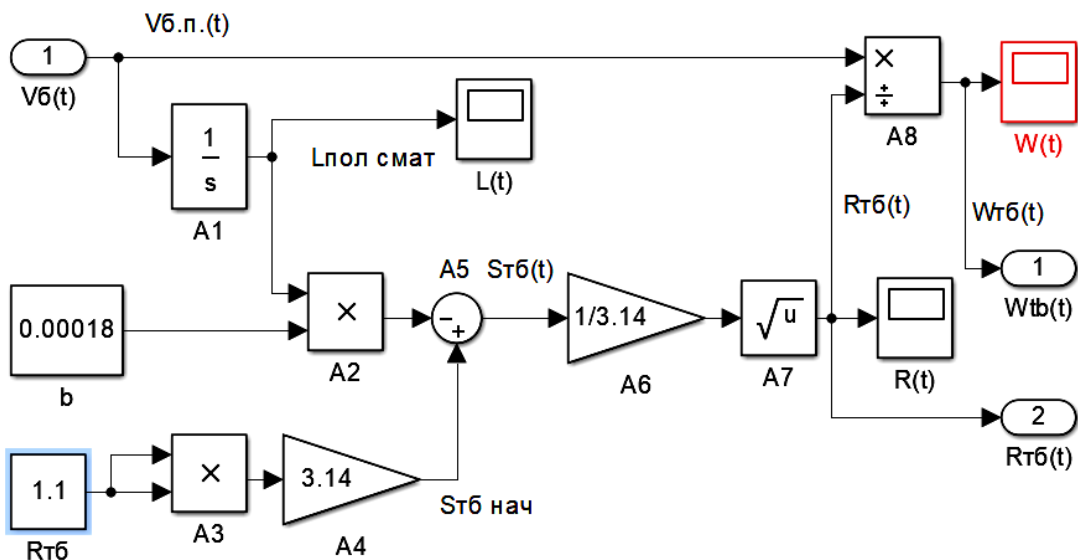


Рис. 15. Структурная схема вычисления угловой скорости тамбура бумаги

Данная структурная схема реализует следующие математические зависимости:

$$\omega_{тб} = \frac{V(t)}{R_{тб}(t)}, \quad (5.7)$$

где $R_{тб}(t)$ – текущее значение радиуса тамбура бумаги, м;

$$R_{тб}(t) = \sqrt{\frac{S_{тб}(t)}{\pi}}, \quad (5.8)$$

где $S_{тб}(t)$ – площадь поперечного сечения тамбура бумаги, m^2 ;

$$S_{тб}(t) = S_{нач\ тб} - S_{смат}(t), \quad (5.9)$$

где $S_{нач\ тб}$ и $S_{смат}(t)$ – начальное и текущее значение площади поперечного сечения тамбура бумаги на раскате, m^2 ;

$$S_{нач\ тб} = \pi \cdot R_{тб}^2 \quad (5.10)$$

$$S_{смат}(t) = b \int V(t) dt, \quad (5.11)$$

где $V(t)$ – мгновенное значение линейной скорости полотна, м/с;

$S_{смат}(t)$ – уменьшение площади поперечного сечения тамбура бумаги в процессе работы.

Элементы А1, b, А2 реализуют формулу (5.11).

Элементы $R_{тб}$, А3, А4, А5 реализуют формулу (5.9).

Формула (5.8) реализована на элементе А7.

На рис. 16 представлен график зависимости радиуса тамбура бумаги от времени.

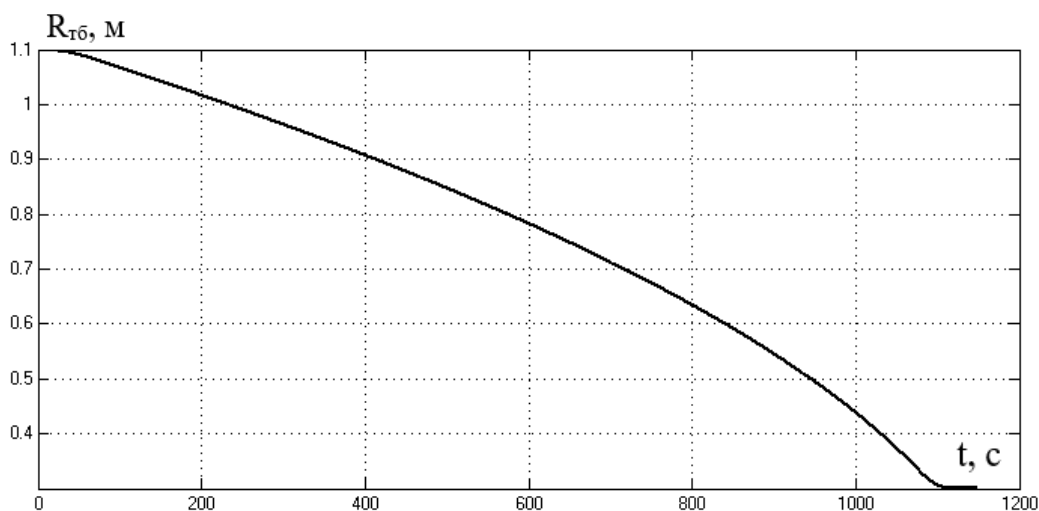


Рис. 16. График зависимости радиуса тамбура бумаги на раскате

На выходе элемента А8 формируются текущие значения угловой скорости тамбура бумаги, график которой представлен рис. 17.

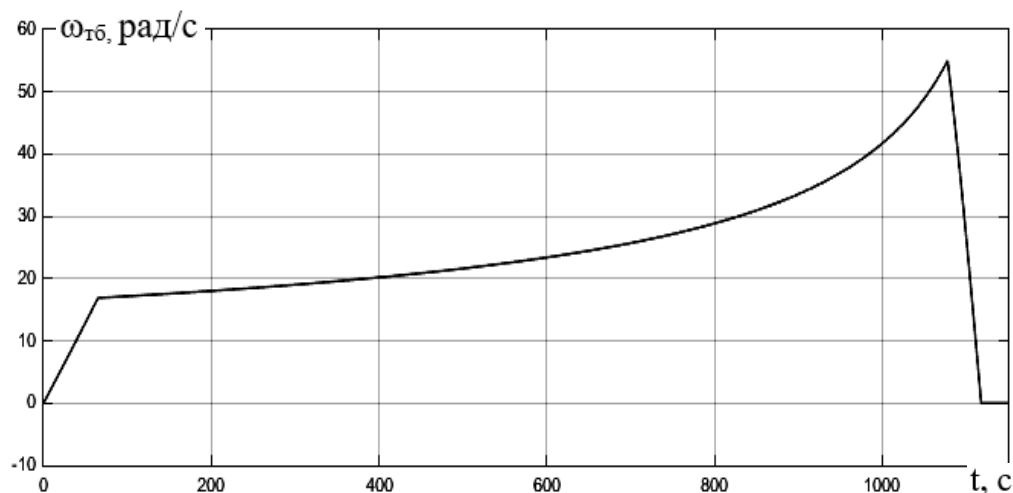


Рис 17. График угловой скорости тамбура бумаги

Уравнение движения электропривода при одной степени свободы в общем виде имеет вид:

$$M_{дв} - M_c = M_{дин}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (5.12)$$

При изменяющемся моменте инерции и с учётом того, что момент от силы натяжения, приложенный к раскату, является не тормозным, а движущим, вышеприведенное уравнение можно представить в виде:

$$M_{эм} + M_{нат} = M_{дин} = J \cdot \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega}{2} \cdot \frac{dJ}{dt}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (5.13)$$

где $M_{эм}$ – момент электрической машины (двигателя как устройства), которая может работать как в тормозном, так и в двигательном режиме;

$M_{нат}$ – момент от силы натяжения, который является для тамбура раската крутящим, необходимо брать со знаком «+».

Правая часть этого уравнения является динамическим моментом при переменном моменте инерции. Преобразованная формула (5.13) позволяет вычислить момент сопротивления механизма осевого раската

$$M_{мех}(t) = - M_{нат}(t) + J_{тб}(t) \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega}{2} \cdot \frac{dJ_{тб}}{dt}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (5.14)$$

$$M_{нат}(t) = B_6 \cdot f \cdot R(t), \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (5.15)$$

Так как тамбур бумаги представляет собой тамбурный вал с намотанным на него бумажным полотном, то его момент инерции $J_{тб}$ является суммой моментов инерции тамбурного вала $J_{ТВ}$, который является полым стальным цилиндром, и момента инерции полого бумажного цилиндра J_6 .

$$J_{тб}(t) = J_{ТВ} + J_6(t). \quad (5.16)$$

Момент инерции полого цилиндра вычисляется по формуле (1.8)

$$J_{ТВ} = \pi \cdot B_{ТВ} \cdot \rho_{ст} \cdot \frac{R_{ТВ}^4 - r_{ТВ}^4}{2}$$

$$J_{ТВ} = 3,14 \cdot 4,2 \cdot 7800 \cdot \frac{0,3^4 - 0,25^4}{2} = 215,7 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

$$J_6(t) = \pi \cdot B_6 \cdot \rho \cdot \frac{R_{тб}^4(t) - R_{ТВ}^4}{2}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

На рис. 18 представлена структурная схема вычисления момента сопротивления механизма осевого раската.

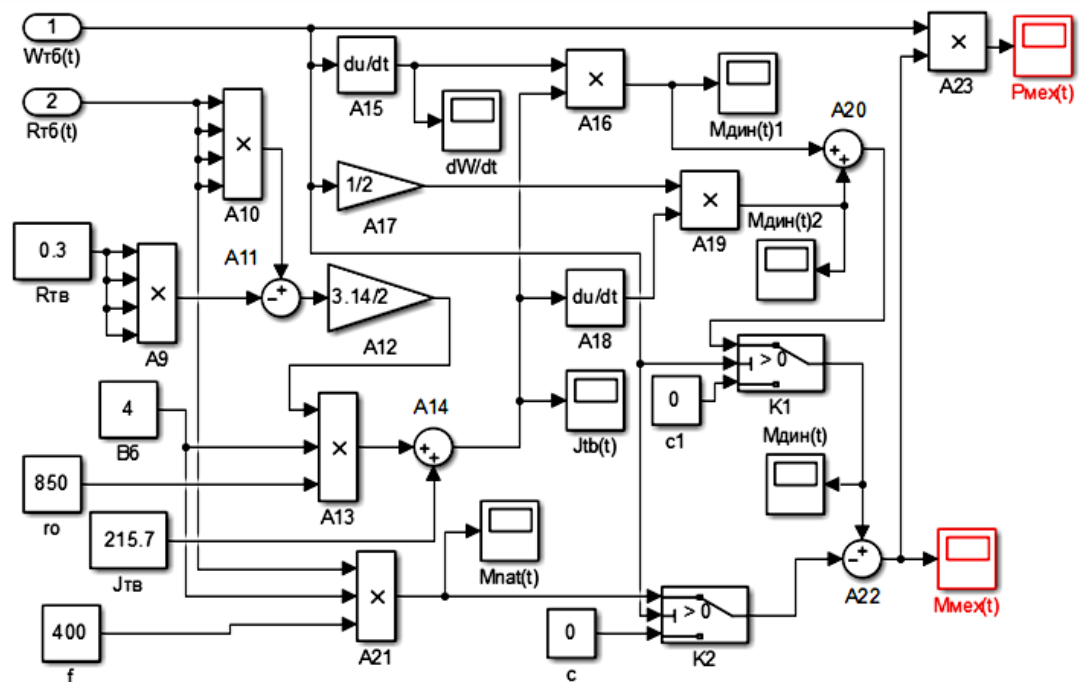


Рис. 18. Структурная схема построения графика момента сопротивления механизма осевого раската

Формула (5.15) реализована на элементе A21.

На рис. 19 представлен график зависимости момента сопротивления от силы натяжения (выходной сигнал элемента А21).

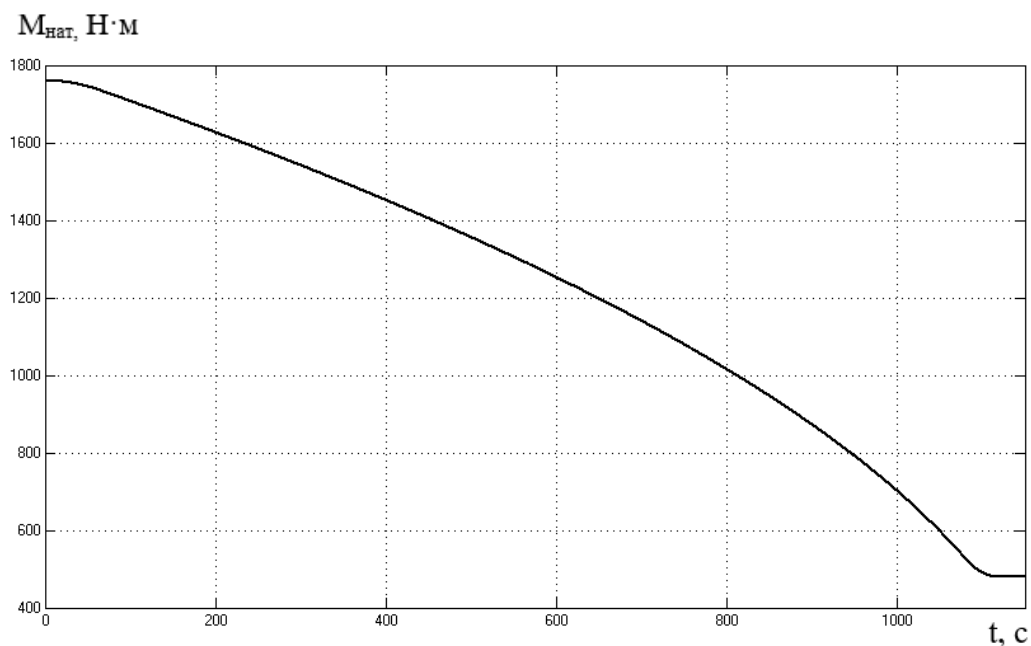


Рис. 19. График момента от силы натяжения

Расчёт $J_6(t)$ проводится на элементах А10, А9, А11, А12 А13.

На выходе элемента А14 формируется значение $J_{тб}(t)$ (рис. 20).

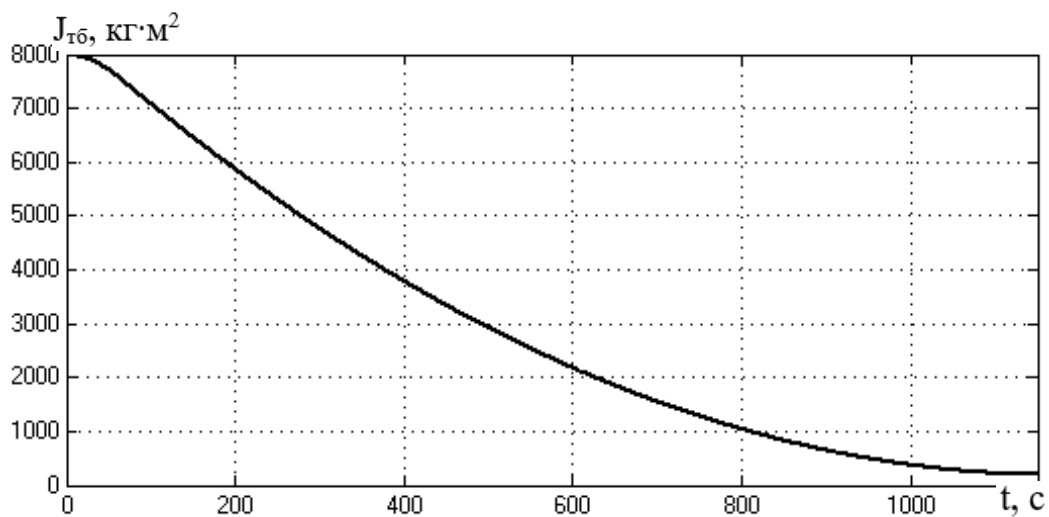


Рис. 20. График момента инерции тамбура бумаги

Первое слагаемое динамического момента $J \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{дин } 1}$ формируется на элементах А15, А16 (рис. 21).

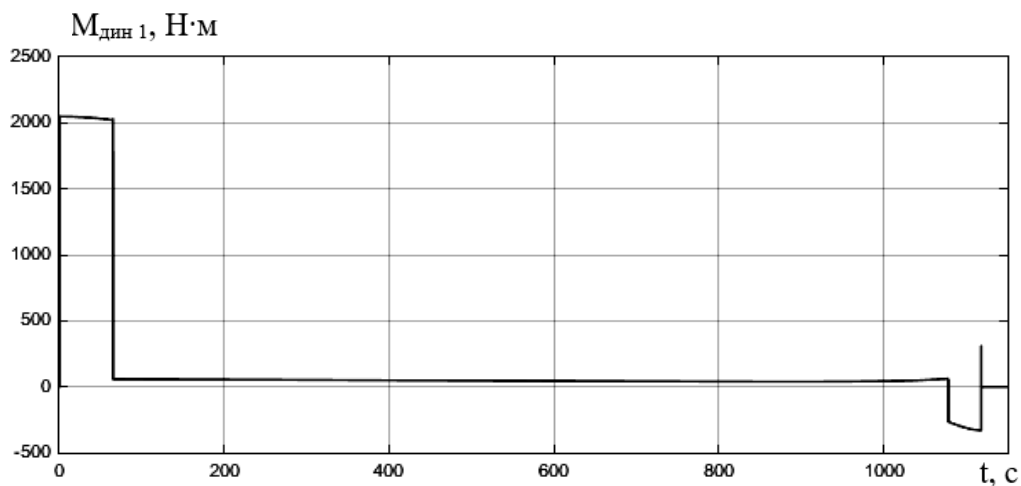


Рис. 21. График первой составляющей динамического момента

Вычисление второго слагаемого динамического момента

$M_{\text{дин } 2} = \frac{\omega}{2} \cdot \frac{dJ}{dt}$ реализовано на элементах А17, А18, А19 (рис. 22).
 $M_{\text{дин } 2}, \text{ Н}\cdot\text{м}$

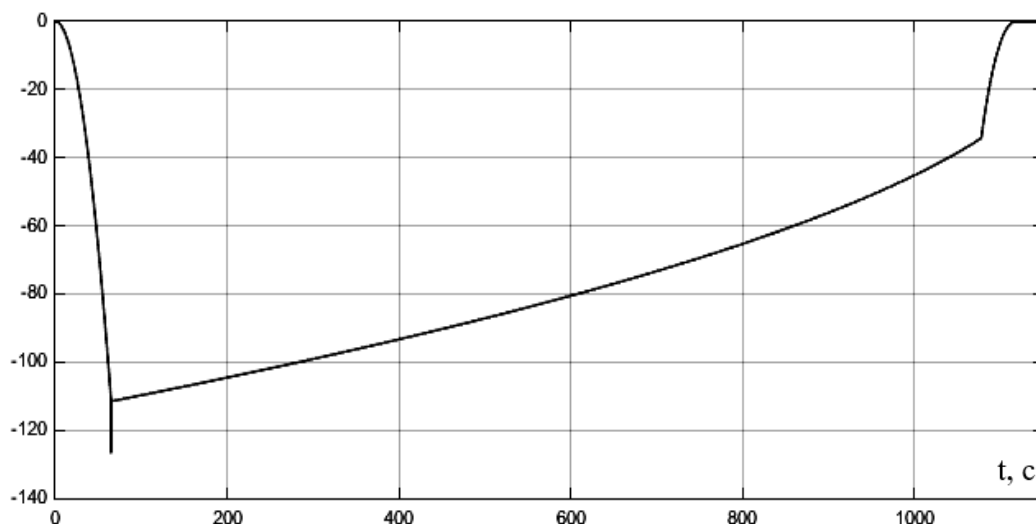


Рис. 22. График второй составляющей динамического момента

Анализ графиков первой и второй составляющих динамического момента показывает, что величина второй составляющей не превышает 15

процентов от величины первой составляющей динамического момента. Следовательно, в некоторых случаях её расчетом можно пренебречь.

На выходе элемента A20 формируется сигнал, пропорциональный текущему значению динамического момента тамбура бумаги (рис. 23).

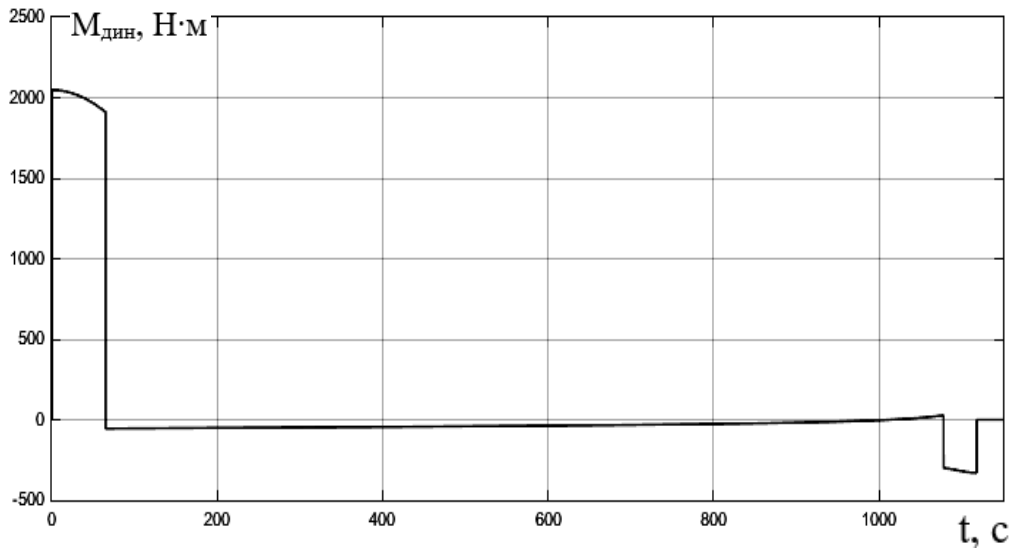


Рис. 23. График динамического момента механизма раската

На выходе элемента A22 формируется сигнал, пропорциональный моменту сопротивления механизма осевого раската (рис. 24).

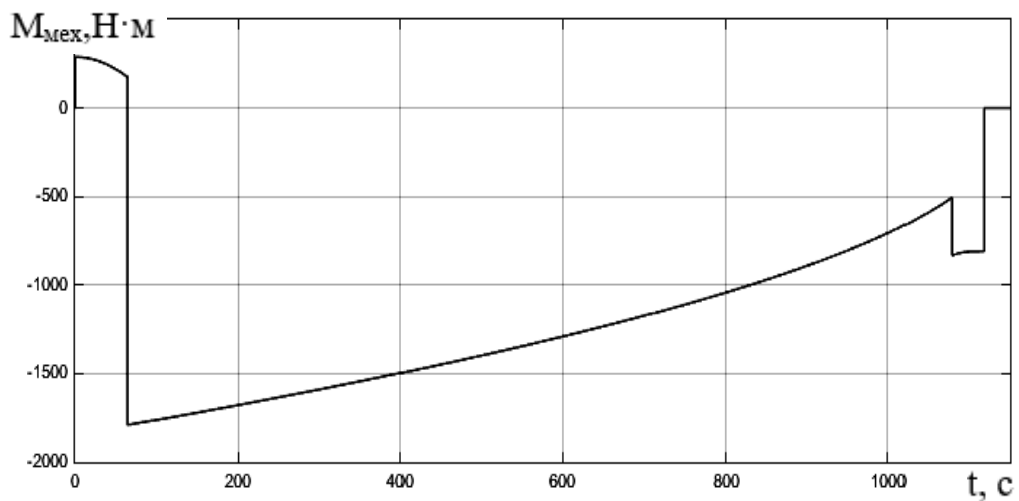


Рис. 24. Момент сопротивления механизма осевого раската

Из анализа графика момента сопротивления видно, что электрическая машина раската в режиме разгона работает в двигательном режиме, а при установившейся скорости и торможении – в тормозном режиме. Поэтому при выборе преобразователя, питающего электрическую машину, следует ориентироваться на четырехквadrантный преобразователь с функцией рекуперации энергии в сеть.

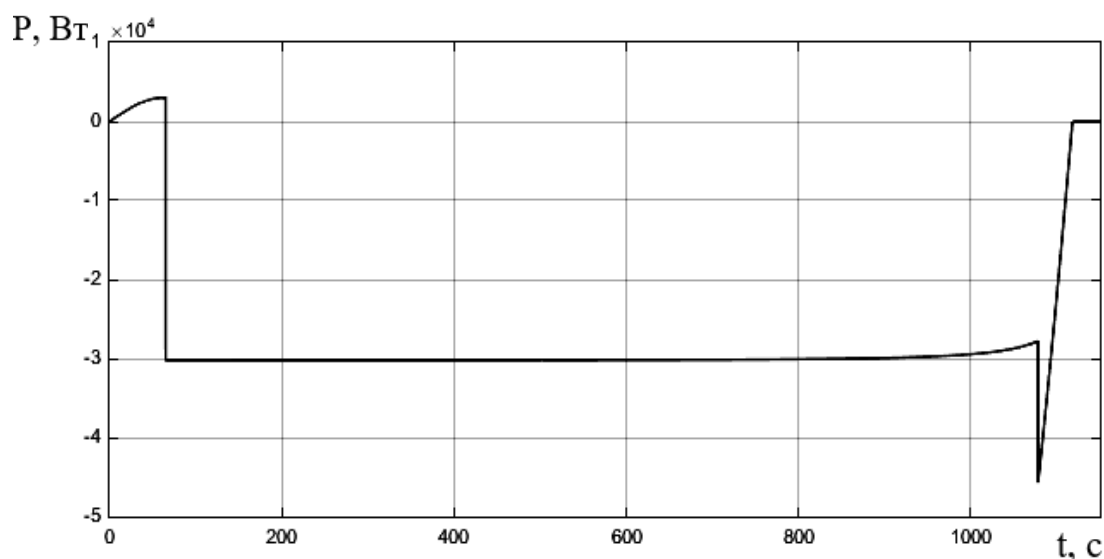


Рис. 25. Необходимая мощность на валу электрической машины

Анализ рис. 25 показывает, что в установившемся режиме механизм осевого раската работает с постоянной мощностью.

На рис. 26 представлена полная структурная схема расчёта нагрузочных диаграмм механизма любого осевого раската.

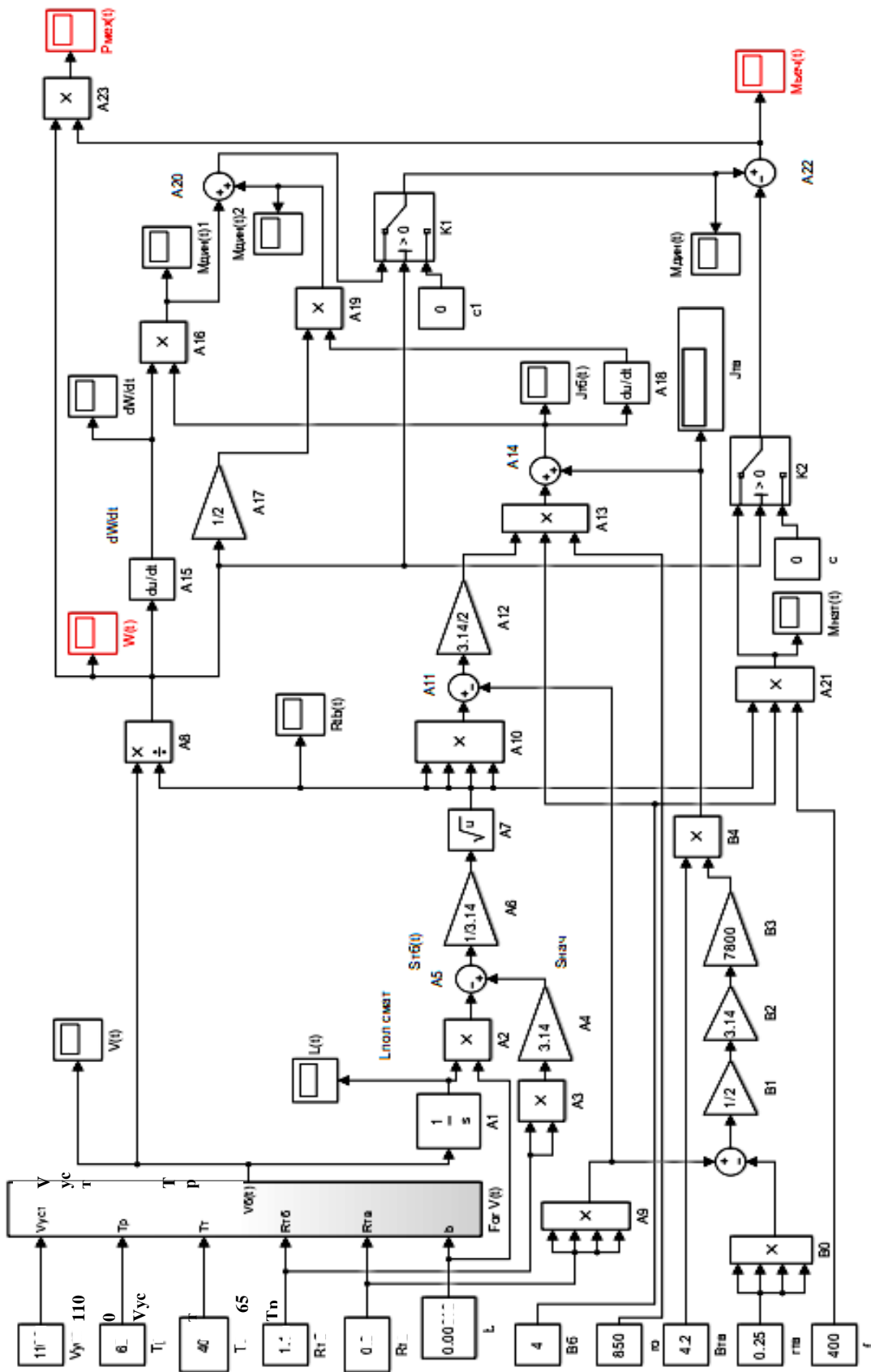


Рис. 26. Структурная схема расчёта и построения нагруженных диаграмм механизма осевого раската

6. РАСЧЁТ И ПОСТРОЕНИЕ ЛИНЕЙНО АППРОКСИМИРОВАННЫХ НАГРУЗОЧНЫХ ДИАГРАММ ОСЕВОГО РАСКАТА

Построение линейно аппроксимированных диаграмм проводится крайне редко. Как правило, это делается при отсутствии возможности воспользоваться программами типа Excel, Matlab & Simulink и аналогичными.

Данные для расчета аппроксимированных нагрузочных диаграмм осевого раската представлены в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Наименование величины	Обозначение	Величина	Единица измерения
Линейная (установившаяся) скорость движения бумажного полотна	$V_{уст}$	1100	м/мин
Удельное натяжение бумажного полотна	f	400	Н/м
Плотность бумаги	ρ	850	кг/м ³
Обрезная ширина бумажного полотна	B_b	4	м
Толщина бумаги	b	0,00018	м
Внешний радиус тамбурного вала	$R_{ТВ}$	0,3	м
Внутренний радиус тамбурного вала	$r_{ТВ}$	0,25	м
Ширина тамбурного вала	$B_{ТВ}$	4,2	м
Максимальный радиус рулона на раскате	$R_{тб}$	1,1	м
Время разгона	T_p	65	с
Время торможения	T_t	40	с
Плотность стали	$\rho_{ст}$	7800	кг / м ³

Расчёт данных для построения линейно аппроксимированных нагрузочных диаграмм следует начинать с построения графика линейной скорости полотна.

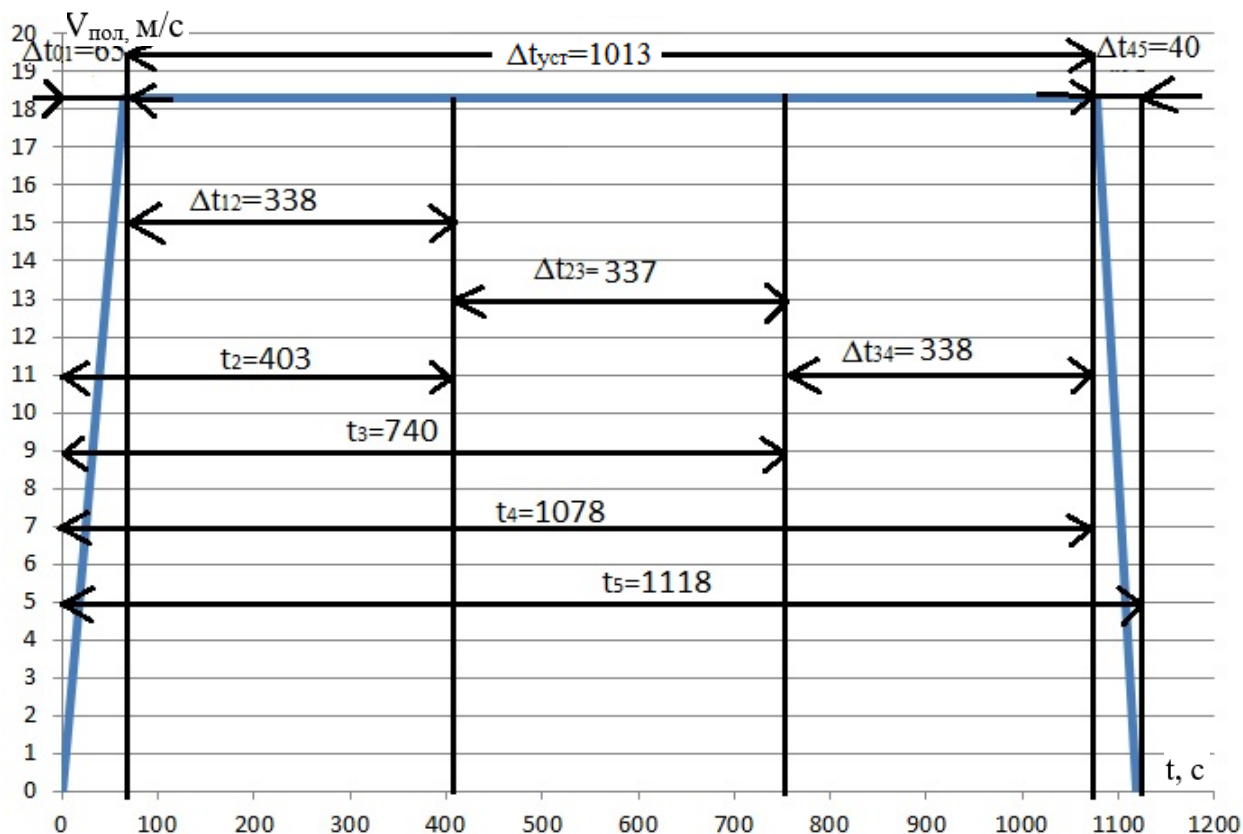


Рис. 27. График линейной скорости полотна бумаги между механизмом раската и набором валов каландра

Представленный на рис. 27 график линейной скорости разбивается на 5 участков:

$$\Delta t_{01} = \Delta t_{\text{раз}} = 65 \text{ с};$$

$$\Delta t_{12} = 338 \text{ с};$$

$$\Delta t_{23} = 337 \text{ с};$$

$$\Delta t_{34} = 338 \text{ с};$$

$$\Delta t_{45} = \Delta t_{\text{тор}} = 40 \text{ с}.$$

На каждом участке определяется величина изменения площади поперечного сечения тамбура бумаги:

$$\Delta S_{01}, \Delta S_{45} = \frac{V_{\text{уст}}}{60 \cdot 2} \cdot \Delta t_n \cdot b, \text{ м}^2, \quad (6.1)$$

$$\Delta S_{12}, \Delta S_{23}, \Delta S_{34} = \frac{V_{\text{уст}}}{60} \cdot \Delta t_n \cdot b, \text{ м}^2, \quad (6.2)$$

где n – номер участка.

$$\Delta S_{01} = \frac{V_{\text{уст}}}{60 \cdot 2} \cdot \Delta t_{01} \cdot b = \frac{1100}{60 \cdot 2} \cdot 65 \cdot 0,00018 = 0,10725 \text{ м}^2,$$

$$\Delta S_{12} = \frac{V_{\text{уст}}}{60} \cdot \Delta t_{12} \cdot b = \frac{1100}{60} \cdot 338 \cdot 0,00018 = 1,1154 \text{ м}^2,$$

$$\Delta S_{23} = \frac{V_{\text{уст}}}{60} \cdot \Delta t_{23} \cdot b = \frac{1100}{60} \cdot 337 \cdot 0,00018 = 1,1121 \text{ м}^2,$$

$$\Delta S_{34} = \frac{V_{\text{уст}}}{60} \cdot \Delta t_{34} \cdot b = \frac{1100}{60} \cdot 338 \cdot 0,00018 = 1,1154 \text{ м}^2,$$

$$\Delta S_{45} = \frac{V_{\text{уст}}}{60 \cdot 2} \cdot \Delta t_{45} \cdot b = \frac{1100}{60 \cdot 2} \cdot 40 \cdot 0,00018 = 0,066 \text{ м}^2.$$

Начальная площадь поперечного сечения тамбура бумаги определяется по формуле (5.10)

$$S_{\text{нач}} = \pi R_{\text{тб}}^2, \text{ м}^2,$$

$$S_{\text{нач}} = 3,14 \cdot 1,1^2 = 3,7994 \text{ м}^2.$$

Площади поперечного сечения тамбура бумаги в конце каждого участка

$$S_n = S_{n-1} - \Delta S_n, \text{ м}^2, \quad (6.3)$$

$$S_1 = S_{\text{нач}} - \Delta S_{01} = 3,7994 - 0,10725 = 3,692 \text{ м}^2,$$

$$S_2 = S_1 - \Delta S_{12} = 3,69215 - 1,1154 = 2,576 \text{ м}^2,$$

$$S_3 = S_2 - \Delta S_{23} = 2,57675 - 1,1121 = 1,464 \text{ м}^2,$$

$$S_4 = S_3 - \Delta S_{34} = 1,46465 - 1,1154 = 0,349 \text{ м}^2,$$

$$S_5 = S_4 - \Delta S_{45} = 0,34925 - 0,066 = 0,283 \text{ м}^2,$$

Радиус тамбура бумаги в конце каждого участка определяется по формуле (5.8)

$$R_n = \left(\frac{S_n}{3,14} \right)^{0,5}, \text{ м},$$

$$R_1 = \left(\frac{S_1}{3,14} \right)^{0,5} = \left(\frac{3,692}{3,14} \right)^{0,5} = 1,086 \text{ м},$$

$$R_2 = \left(\frac{S_2}{3,14} \right)^{0,5} = \left(\frac{2,576}{3,14} \right)^{0,5} = 0,905 \text{ м},$$

$$R_3 = \left(\frac{S_3}{3,14} \right)^{0,5} = \left(\frac{1,464}{3,14} \right)^{0,5} = 0,682 \text{ м},$$

$$R_4 = \left(\frac{S_4}{3,14} \right)^{0,5} = \left(\frac{0,349}{3,14} \right)^{0,5} = 0,333 \text{ м,}$$

$$R_5 = 0,3 \text{ м.}$$

Среднее значение радиуса тамбура бумаги на каждом участке

$$R_{cp\ n} = (R_{n-1} + R_n) \cdot 0,5, \text{ м,} \quad (6.4)$$

$$R_{cp01} = (R_{т6} + R_1) \cdot 0,5 = (1,1 + 1,086) \cdot 0,5 = 1,093 \text{ м,}$$

$$R_{cp12} = (R_1 + R_2) \cdot 0,5 = (1,086 + 0,905) \cdot 0,5 = 0,996 \text{ м,}$$

$$R_{cp23} = (R_2 + R_3) \cdot 0,5 = (0,905 + 0,682) \cdot 0,5 = 0,794 \text{ м,}$$

$$R_{cp34} = (R_3 + R_4) \cdot 0,5 = (0,682 + 0,333) \cdot 0,5 = 0,508 \text{ м,}$$

$$R_{cp45} = (R_4 + R_5) \cdot 0,5 = (0,333 + 0,3) \cdot 0,5 = 0,3165 \text{ м.}$$

Значение угловой скорости в конце каждого участка определяется по формуле (5.7)

$$\omega_n = \frac{V_{уст}}{R_n}, \text{ рад/с,}$$

$$\omega_0 = 0,$$

$$\omega_1 = \frac{V_{уст}}{R_1} = \frac{1100}{1,086} = 16,9 \text{ рад/с,}$$

$$\omega_2 = \frac{V_{уст}}{R_2} = \frac{1100}{0,905} = 20,25 \text{ рад/с,}$$

$$\omega_3 = \frac{V_{уст}}{R_3} = \frac{1100}{0,682} = 26,9 \text{ рад/с,}$$

$$\omega_4 = \frac{V_{уст}}{R_4} = \frac{1100}{0,333} = 55,05 \text{ рад/с,}$$

$$\omega_5 = 0.$$

Среднее значение угловой скорости на участке (рис. 28)

$$\omega_{cp\ n} = (\omega_{n-1} + \omega_n) \cdot 0,5, \text{ рад/с,} \quad (6.5)$$

$$\omega_{cp01} = (\omega_0 + \omega_1) \cdot 0,5 = (0 + 16,9) \cdot 0,5 = 8,45 \text{ рад/с,}$$

$$\omega_{cp12} = (\omega_1 + \omega_2) \cdot 0,5 = (16,9 + 20,25) \cdot 0,5 = 18,6 \text{ рад/с,}$$

$$\omega_{cp23} = (\omega_2 + \omega_3) \cdot 0,5 = (20,25 + 26,9) \cdot 0,5 = 23,6 \text{ рад/с,}$$

$$\omega_{cp34} = (\omega_3 + \omega_4) \cdot 0,5 = (26,9 + 55,05) \cdot 0,5 = 41 \text{ рад/с,}$$

$$\omega_{cp45} = (\omega_4 + \omega_5) \cdot 0,5 = (55,05 + 0) \cdot 0,5 = 27,5 \text{ рад/с.}$$

Приращение угловой скорости тамбура вала на каждом участке

$$\Delta\omega_n = \omega_n - \omega_{n-1}, \text{ рад/с}, \quad (6.6)$$

$$\Delta\omega_{01} = \omega_1 - \omega_0 = 16,9 - 0 = 16,9 \text{ рад/с},$$

$$\Delta\omega_{12} = \omega_2 - \omega_1 = 20,25 - 16,9 = 3,35 \text{ рад/с},$$

$$\Delta\omega_{23} = \omega_3 - \omega_2 = 26,9 - 20,25 = 6,65 \text{ рад/с},$$

$$\Delta\omega_{34} = \omega_4 - \omega_3 = 55,05 - 26,9 = 28,15 \text{ рад/с},$$

$$\Delta\omega_{45} = \omega_5 - \omega_4 = 0 - 55,05 = -55,05 \text{ рад/с}.$$

Угловое ускорение тамбура бумаги на каждом участке

$$\varepsilon_n = \Delta\omega_n / \Delta t_n, \text{ рад/с}^2, \quad (6.7)$$

$$\varepsilon_{01} = \Delta\omega_{01} / \Delta t_{01} = 16,9 / 65 = 0,26 \text{ рад/с}^2,$$

$$\varepsilon_{12} = \Delta\omega_{12} / \Delta t_{12} = 3,35 / 338 = 0,0099 \text{ рад/с}^2,$$

$$\varepsilon_{23} = \Delta\omega_{23} / \Delta t_{23} = 6,65 / 337 = 0,02 \text{ рад/с}^2,$$

$$\varepsilon_{34} = \Delta\omega_{34} / \Delta t_{34} = 28,15 / 338 = 0,083 \text{ рад/с}^2,$$

$$\varepsilon_{45} = \Delta\omega_{45} / \Delta t_{45} = -55,05 / 40 = -1,38 \text{ рад/с}^2.$$

Момент инерции тамбурного вала вычисляется по формуле (1.8)

$$J_{\text{ТВ}} = \pi \cdot V_{\text{ТВ}} \cdot \rho_{\text{ст}} \cdot (R_{\text{ТВ}}^4 - r_{\text{ТВ}}^4) / 2, \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J_{\text{ТВ}} = 3,14 \cdot 4,2 \cdot 7800 \cdot (0,3^4 - 0,25^4) / 2 = 216 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент инерции начального цилиндра бумаги вычисляется по формуле (1.8)

$$J_{\text{б0}} = \pi \cdot V_{\text{б}} \cdot \rho \cdot (R_{\text{б0}}^4 - R_{\text{ТВ}}^4) / 2, \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J_{\text{б0}} = 3,14 \cdot 4 \cdot 850 \cdot (1,1^4 - 0,3^4) / 2 = 7772 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент инерции цилиндра бумаги в конце каждого участка вычисляется по формуле (1.8)

$$J_n = \pi \cdot V_{\text{б}} \cdot \rho \cdot \frac{R_n^4 - R_{\text{ТВ}}^4}{2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J_1 = \pi \cdot V_{\text{б}} \cdot \rho \cdot \frac{R_1^4 - R_{\text{ТВ}}^4}{2} = 3,14 \cdot 4 \cdot 850 \cdot \frac{1,086^4 - 0,3^4}{2} = 7382 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J_2 = \pi \cdot V_{\text{б}} \cdot \rho \cdot \frac{R_2^4 - R_{\text{ТВ}}^4}{2} = 3,14 \cdot 4 \cdot 850 \cdot \frac{0,905^4 - 0,3^4}{2} = 3538 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J_3 = \pi \cdot B_b \cdot \rho \cdot \frac{R_3^4 - R_{TB}^4}{2} = 3,14 \cdot 4 \cdot 850 \cdot \frac{0,682^4 - 0,3^4}{2} = 1112 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J_4 = \pi \cdot B_b \cdot \rho \cdot \frac{R_4^4 - R_{TB}^4}{2} = 3,14 \cdot 4 \cdot 850 \cdot \frac{0,333^4 - 0,3^4}{2} = 22,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J_5 = \pi \cdot B_b \cdot \rho \cdot \frac{R_5^4 - R_{TB}^4}{2} = 3,14 \cdot 4 \cdot 850 \cdot \frac{0,3^4 - 0,3^4}{2} = 0.$$

Начальный момент инерции тамбура бумаги

$$J_{T60} = J_{TB} + J_{60}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (6.8)$$

$$J_{T60} = 216 + 7772 = 7988 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент инерции тамбура бумаги в конце каждого участка

$$J_{T6n} = J_{TB} + J_n, \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (6.9)$$

$$J_{T61} = J_{TB} + J_1 = 216 + 7382 = 7598 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J_{T62} = J_{TB} + J_2 = 216 + 3538 = 3754 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J_{T63} = J_{TB} + J_3 = 216 + 1112 = 1328 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J_{T64} = J_{TB} + J_4 = 216 + 22,4 = 238,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J_{T65} = J_{TB} = 216 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Приращение момента инерции на каждом участке

$$\Delta J_n = J_{T6n} - J_{T6n-1}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (6.10)$$

$$\Delta J_{01} = J_{T61} - J_{T60} = 7598 - 7988 = -390 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$\Delta J_{12} = J_{T62} - J_{T61} = 3754 - 7598 = -3844 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$\Delta J_{23} = J_{T63} - J_{T62} = 1328 - 3754 = -2426 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$\Delta J_{34} = J_{T64} - J_{T63} = 238,4 - 1328 = -1089,6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$\Delta J_{45} = J_{T65} - J_{T64} = 216 - 238,4 = -22,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Среднее значение момента инерции тамбура бумаги на каждом участке

$$J_{cp01} = \frac{J_{T6n-1} + J_{T6n}}{2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (6.11)$$

$$J_{cp01} = \frac{J_{T60} + J_{T61}}{2} = \frac{7988 + 7598}{2} = 7793 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J_{cp12} = \frac{J_{T61} + J_{T62}}{2} = \frac{7598 + 3844}{2} = 5721 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J_{cp23} = \frac{J_{T62} + J_{T63}}{2} = \frac{3844 + 1328}{2} = 2586 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J_{cp34} = \frac{J_{т63} + J_{т64}}{2} = \frac{1328 + 238,4}{2} = 783,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J_{cp45} = \frac{J_{т64} + J_{т65}}{2} = \frac{238,4 + 216}{2} = 227,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Среднее значение производной от момента инерции tambura бумаги на каждом участке

$$J_n = \frac{\Delta J_n}{\Delta t_n}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2 / \text{с}, \quad (6.12)$$

$$J_{01} = \frac{\Delta J_{01}}{\Delta t_{01}} = \frac{-390}{65} = -6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J_{12} = \frac{\Delta J_{12}}{\Delta t_{12}} = \frac{-3844}{338} = -11,37 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J_{23} = \frac{\Delta J_{23}}{\Delta t_{23}} = \frac{-2436}{337} = -7,23 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J_{34} = \frac{\Delta J_{34}}{\Delta t_{34}} = \frac{-1089,6}{338} = -3,22 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J_{45} = \frac{\Delta J_{45}}{\Delta t_{45}} = \frac{-22,4}{40} = -0,56 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Среднее значение первой составляющей динамического момента на каждом участке

$$M_{дин\ n-1\ n}^1 = J_{cp\ n-1} \cdot \varepsilon_n, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (6.13)$$

$$M_{дин01}^1 = J_{cp0} \cdot \varepsilon_{01} = 7793 \cdot 0,26 = 2026 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{дин12}^1 = J_{cp12} \cdot \varepsilon_{12} = 5721 \cdot 0,0099 = 56,6 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{дин23}^1 = J_{cp23} \cdot \varepsilon_{23} = 2586 \cdot 0,02 = 51,7 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{дин34}^1 = J_{cp34} \cdot \varepsilon_{34} = 783,2 \cdot 0,083 = 65 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{дин45}^1 = J_{cp45} \cdot \varepsilon_{45} = 227,2 \cdot (-1,38) = -313,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Среднее значение второй составляющей динамического момента на каждом участке

$$M_{дин\ n}^2 = \frac{\omega_{cp\ n} \cdot J_n}{2}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (6.14)$$

$$M_{дин01}^2 = \frac{\omega_{cp\ 01} \cdot J_{01}}{2} = \frac{8,45 \cdot (-6)}{2} = -23,35 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{дин12}^2 = \frac{\omega_{cp\ 12} \cdot J_{12}}{2} = \frac{18,6 \cdot (-11,37)}{2} = -105,74 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{дин23}^2 = \frac{\omega_{cp\ 23} \cdot J_{23}}{2} = \frac{23,6 \cdot (-7,23)}{2} = -85,31 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{дин}34}^2 = \frac{\omega_{\text{ср}34} \cdot J_{34}}{2} = \frac{41 \cdot (-3,22)}{2} = -66 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{дин}45}^2 = \frac{\omega_{\text{ср}45} \cdot J_{45}}{2} = \frac{27,5 \cdot (-0,56)}{2} = -7,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Среднее значение динамического момента на каждом участке

$$M_{\text{дин}n} = M_{\text{дин}n}^1 + M_{\text{дин}n}^2, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (6.15)$$

$$M_{\text{дин}01} = M_{\text{дин}01}^1 + M_{\text{дин}01}^2 = 2026 - 23,35 = 2003 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{дин}12} = M_{\text{дин}12}^1 + M_{\text{дин}12}^2 = 56,6 - 105,74 = -49,14 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{дин}23} = M_{\text{дин}23}^1 + M_{\text{дин}23}^2 = 51,7 - 85,31 = -33,61 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{дин}34} = M_{\text{дин}34}^1 + M_{\text{дин}34}^2 = 65 - 66 = -1 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{дин}45} = M_{\text{дин}45}^1 + M_{\text{дин}45}^2 = -313,5 - 7,7 = -305,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Среднее значение момента сопротивления от силы натяжения

$$M_{\text{нат}n} = R_{\text{ср}n} \cdot f \cdot V_b, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (6.16)$$

$$M_{\text{нат}01} = R_{\text{ср}01} \cdot f \cdot V_b = 1,093 \cdot 400 \cdot 4 = 1749 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{нат}12} = R_{\text{ср}12} \cdot f \cdot V_b = 0,996 \cdot 400 \cdot 4 = 1594 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{нат}23} = R_{\text{ср}23} \cdot f \cdot V_b = 0,794 \cdot 400 \cdot 4 = 1270 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{нат}34} = R_{\text{ср}34} \cdot f \cdot V_b = 0,508 \cdot 400 \cdot 4 = 813 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{нат}45} = R_{\text{ср}45} \cdot f \cdot V_b = 0,3165 \cdot 400 \cdot 4 = 506 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Среднее значение момента сопротивления механизма раската на каждом участке (рис. 29)

$$M_{\text{мех}n} = M_{\text{дин}n} - M_{\text{нат}n}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (6.17)$$

$$M_{\text{мех}01} = M_{\text{дин}01} - M_{\text{нат}01} = 2003 - 1749 = 254 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{мех}12} = M_{\text{дин}12} - M_{\text{нат}12} = -49,14 - 1594 = -1643,14 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{мех}23} = M_{\text{дин}23} - M_{\text{нат}23} = -33,61 - 1270 = -1303,61 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{мех}34} = M_{\text{дин}34} - M_{\text{нат}34} = -1 - 813 = -814 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{мех}45} = M_{\text{дин}45} - M_{\text{нат}45} = -305,8 - 506 = -811,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

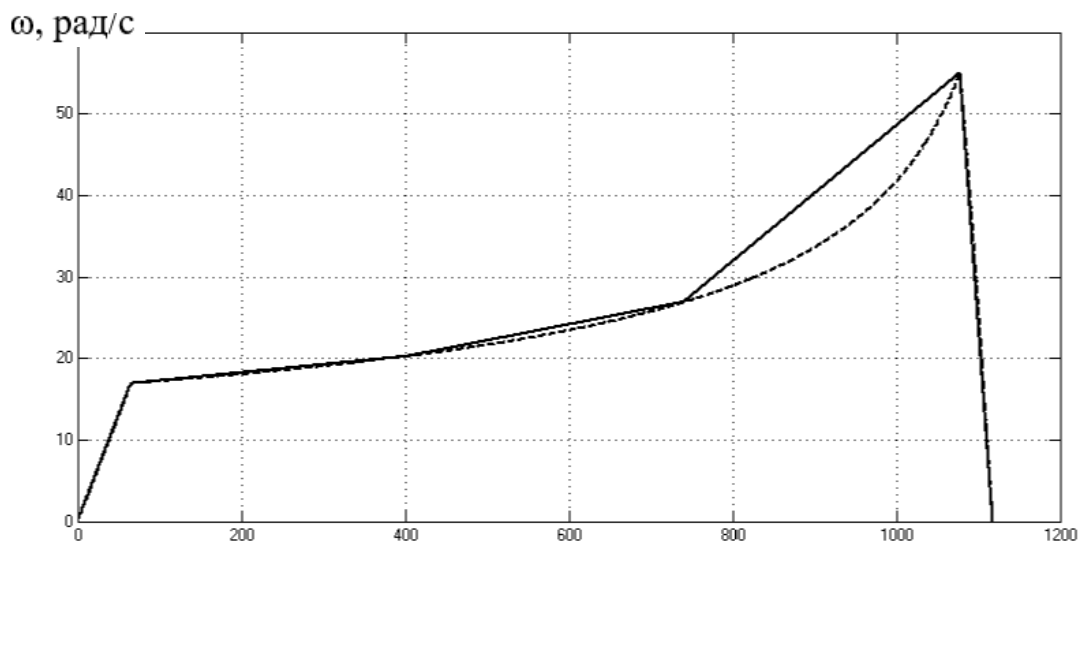


Рис. 28. График угловой скорости раската линейно аппроксимированная – сплошная линия и график реальной угловой скорости – пунктирная линия

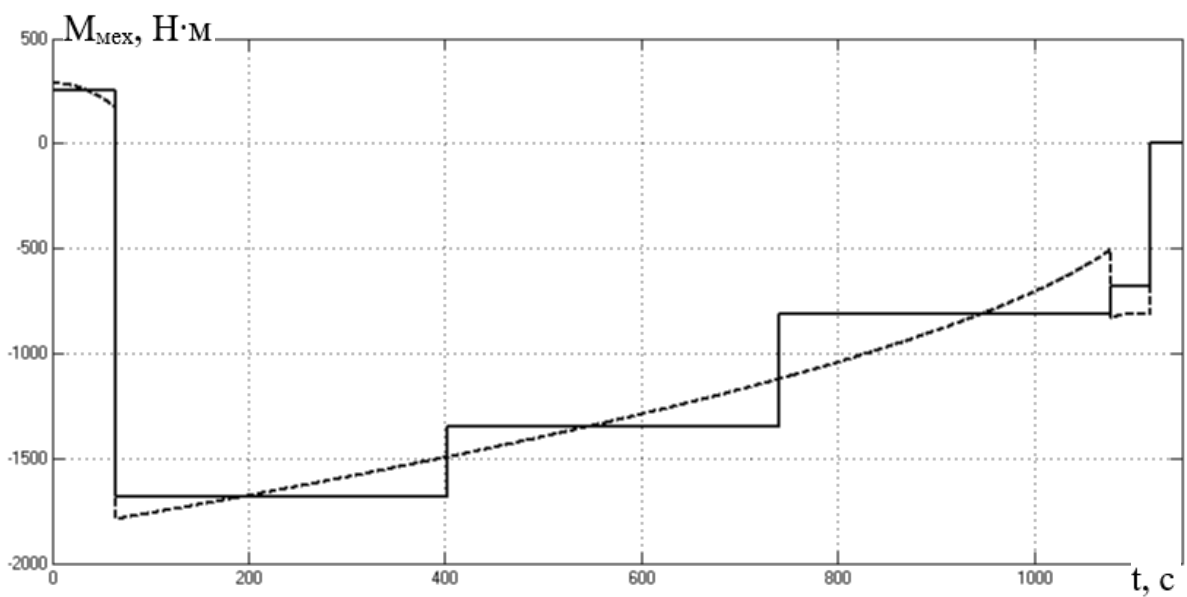


Рис. 29. Линейно аппроксимированный график момента сопротивления осевого раската (сплошная линия) и реальный график (пунктирная линия)

7. РАСЧЁТ И ПОСТРОЕНИЕ НАГРУЗОЧНЫХ ДИАГРАММ ОСЕВОГО НАКАТА

Расчет и построение нагрузочных диаграмм механизма осевого наката осуществляют на основе данных, приведенных в табл. 7.1.

Таблица 7.1

Наименование величины	Обозначение	Величина	Единица измерения
Линейная (установившаяся) скорость движения бумажного полотна	$V_{уст}$	1100	м/мин
Удельное натяжение бумажного полотна	f	400	Н/м
Плотность бумаги	ρ	850	кг/м ³
Обрезная ширина бумажного полотна	B_b	4	м
Толщина бумаги	b	0,00018	м
Внешний радиус тамбурного вала	$R_{ТВ}$	0,3	м
Внутренний радиус тамбурного вала	$r_{ТВ}$	0,25	м
Ширина тамбурного вала	$B_{ТВ}$	4,2	м
Максимальный радиус рулона на раскате	$R_{Тб}$	1,1	м
Время разгона	T_p	40	с
Время торможения	T_t	65	с
Плотность стали	$\rho_{ст}$	7800	кг / м ³

Алгоритм расчета данных для построения нагрузочных диаграмм:
- построение графика линейной скорости полотна;

- расчет и построение графика радиуса тамбура бумаги на накате;
- расчет и построение графика угловой скорости тамбура бумаги;
- расчет и построение графика момента сопротивления от силы натяжения полотна;
- расчет и построение графика динамического момента;
- расчет и построение графика момента сопротивления механизма осевого наката.

Для построения графика линейной скорости полотна определяется время работы механизма наката на установившейся скорости. Для этого первоначально по формуле (5.2) определяется длина полотна, наматываемого на тамбурный вал наката за время работы на установившейся скорости:

$$L_{уст} = L_{кон} - L_p - L_t, \text{ м},$$

где $L_{кон}$ – конечная длина полотна в тамбуре на накате, равная начальной длине полотна в тамбуре на раскате, м;

L_p – длина полотна наматываемого на тамбурный вал на накате за время разгона, м;

L_t – длина полотна наматываемого на тамбурный вал на накате за время торможения, м.

Значения L_p и L_t рассчитываются по формулам (5.5) и (5.6)

$$L_p = \frac{V_{уст}}{2 \cdot 60} \cdot T_p, \text{ м},$$

$$L_p = \frac{1100}{2 \cdot 60} \cdot 40 = 367 \text{ м},$$

$$L_t = \frac{V_u}{2 \cdot 60} \cdot T_t, \text{ м},$$

$$L_t = \frac{1100}{2 \cdot 60} \cdot 65 = 596 \text{ м},$$

Конечная длина полотна на накате вычисляется по формуле (5.3)

$$L_{кон} = \frac{S_{б\ кон}}{b} = \pi \cdot R_{тб}^2 / b, \text{ м},$$

$$L_{кон} = 3,14 \cdot 1,1^2 / 0,00018 = 21108 \text{ м},$$

$$L_{уст} = 21108 - 367 - 596 = 20145 \text{ м.}$$

Время работы на установившейся скорости определяется по формуле (5.1)

$$T_{уст} = \frac{L_{уст}}{V_{уст}} \cdot 60 \text{ с ,}$$

$$T_{уст} = \frac{20145}{1100} \cdot 60 = 1099 \text{ с.}$$

По значениям $V_{уст}$, T_p , $T_{уст}$, T_T строится график линейной скорости полотна, представленный на рис. 30.

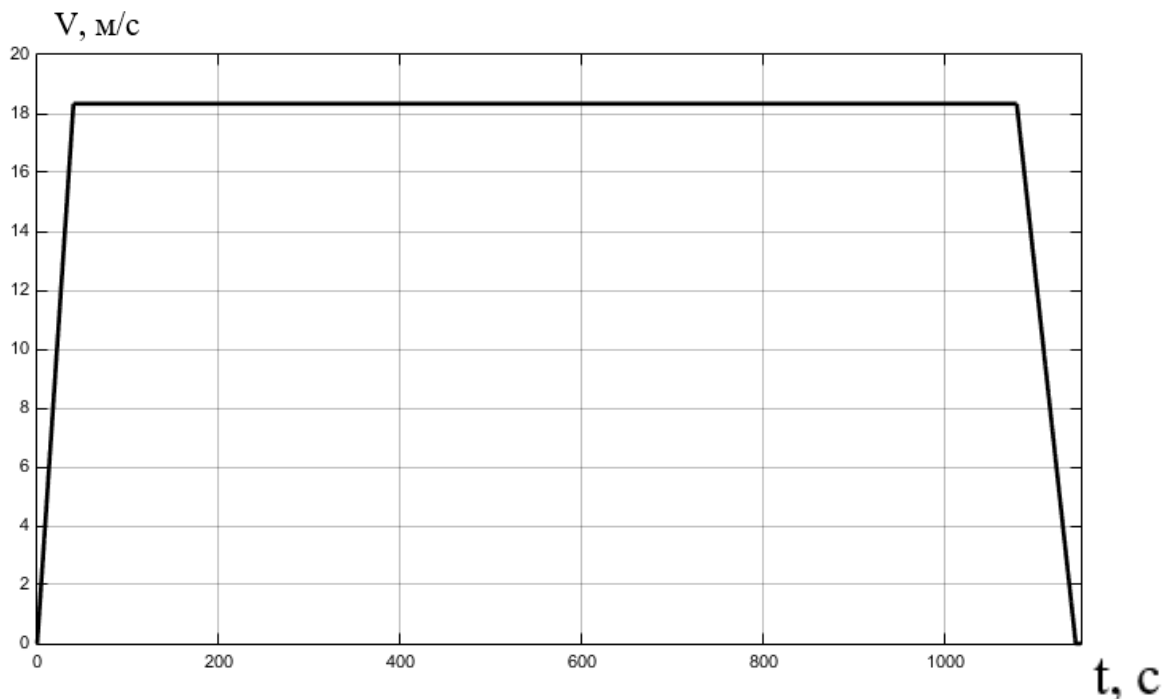


Рис. 30. График линейной скорости полотна

Радиус тамбура бумаги определяется по формуле (5.8)

$$R_{тб}(t) = \sqrt{\frac{S_{тб}(t)}{\pi}}, \text{ м}^2,$$

где текущее значение площади поперечного сечения тамбура бумаги определяется по формуле (5.9)

$$S_{тб}(t) = S_{ТВ} + S_6(t), \text{ м}^2,$$

где $S_{ТВ}$, м^2 , – площадь поперечного сечения тамбурного вала определяется по формуле (5.10)

$$S_{ТВ} = \pi \cdot R_{ТВ}^2, \text{ м}^2,$$

$$S_{\text{тв}} = 3,14 \cdot 0,25^2 = 0,196 \text{ м}^2;$$

$S_{\text{б}}(t)$, м^2 , – приращение площади поперечного сечения тамбура бумаги на накате, которое определяется по формуле (5.11)

$$S_{\text{б}}(t) = b \int V(t) dt, \text{ м}^2.$$

Угловая скорость тамбура бумаги определяется из выражения (5.7)

$$\omega_{\text{тб}} = V(t) / R_{\text{тб}}(t), \text{ рад/с.}$$

На рис. 31 представлена структурная схема расчета угловой скорости тамбура бумаги по изложенному выше алгоритму.

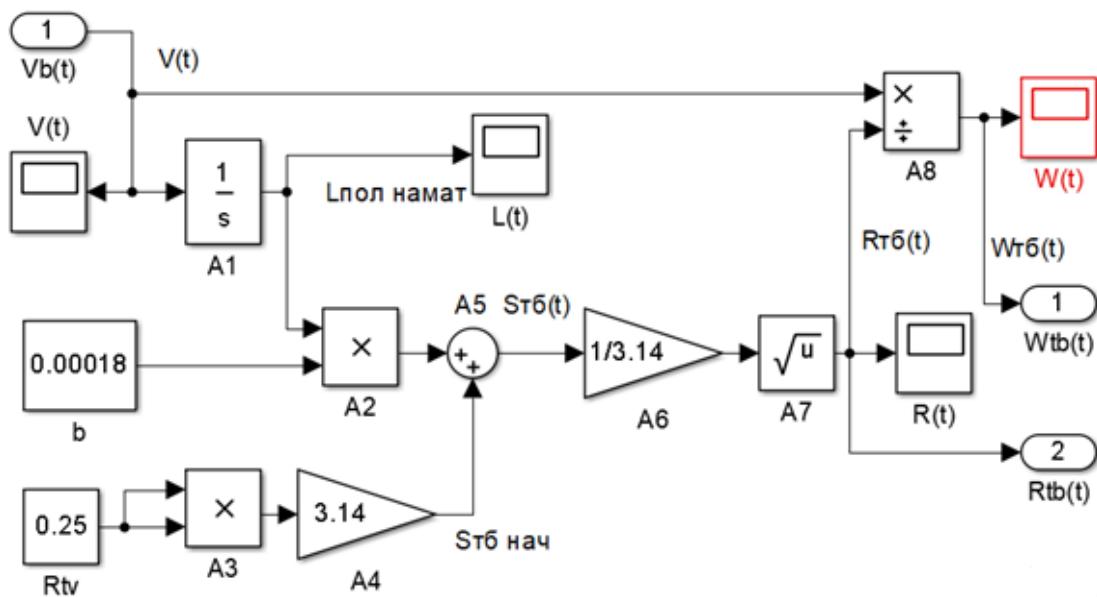


Рис. 31. Структурная схема расчета и построения графика угловой скорости тамбура бумаги

На элементах A1, A2, A3, A4, A5, A6, A7 реализован алгоритм расчёта текущего радиуса тамбура бумаги на накате.

На рис. 32 представлена зависимость радиуса тамбура бумаги, которая получена на выходе элемента A7.

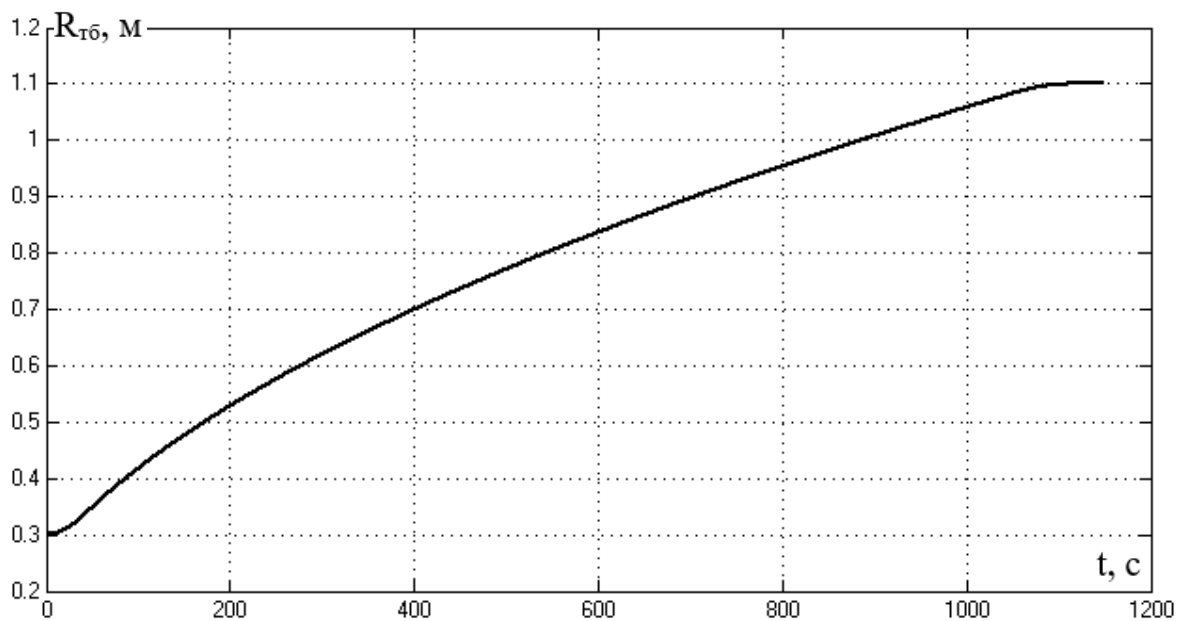


Рис. 32. График радиуса тамбура бумаги

Зависимость угловой скорости тамбура бумаги на накате (рис. 33) формируется на выходе элемента А8.

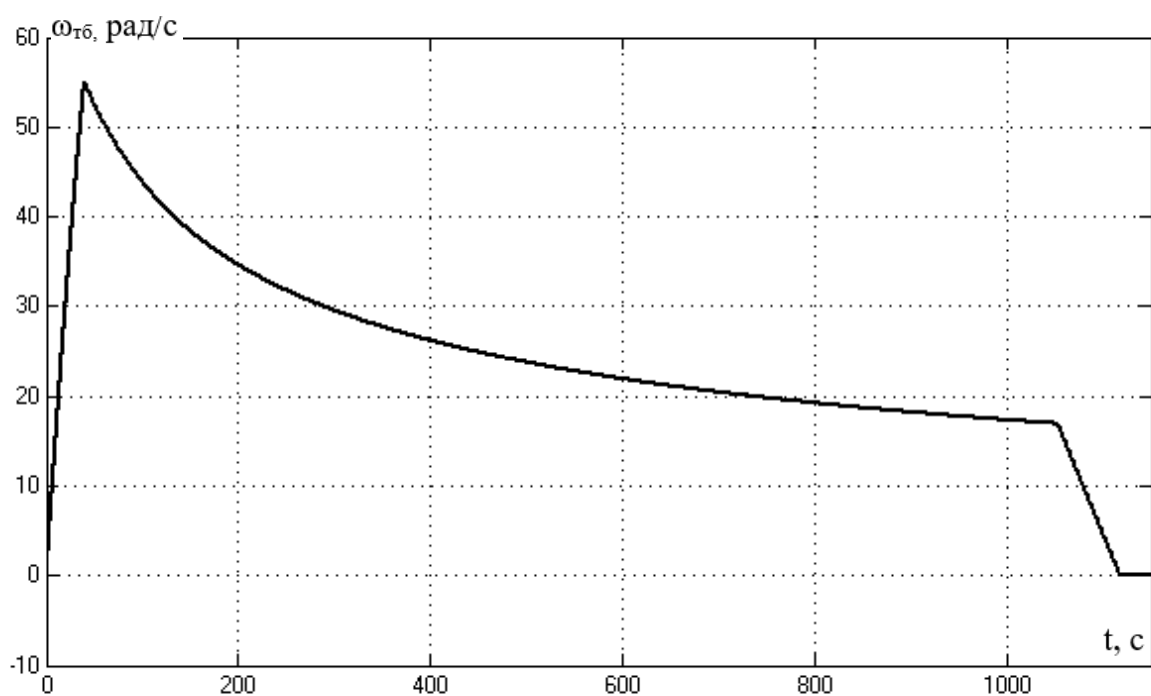


Рис. 33. График угловой скорости тамбура бумаги

Зависимость угловой скорости тамбура бумаги от времени является одной из нагрузочных диаграмм механизма, по которым выбирается двигатель.

На рис. 34 представлена структурная схема расчета и построения момента сопротивления механизма наката.

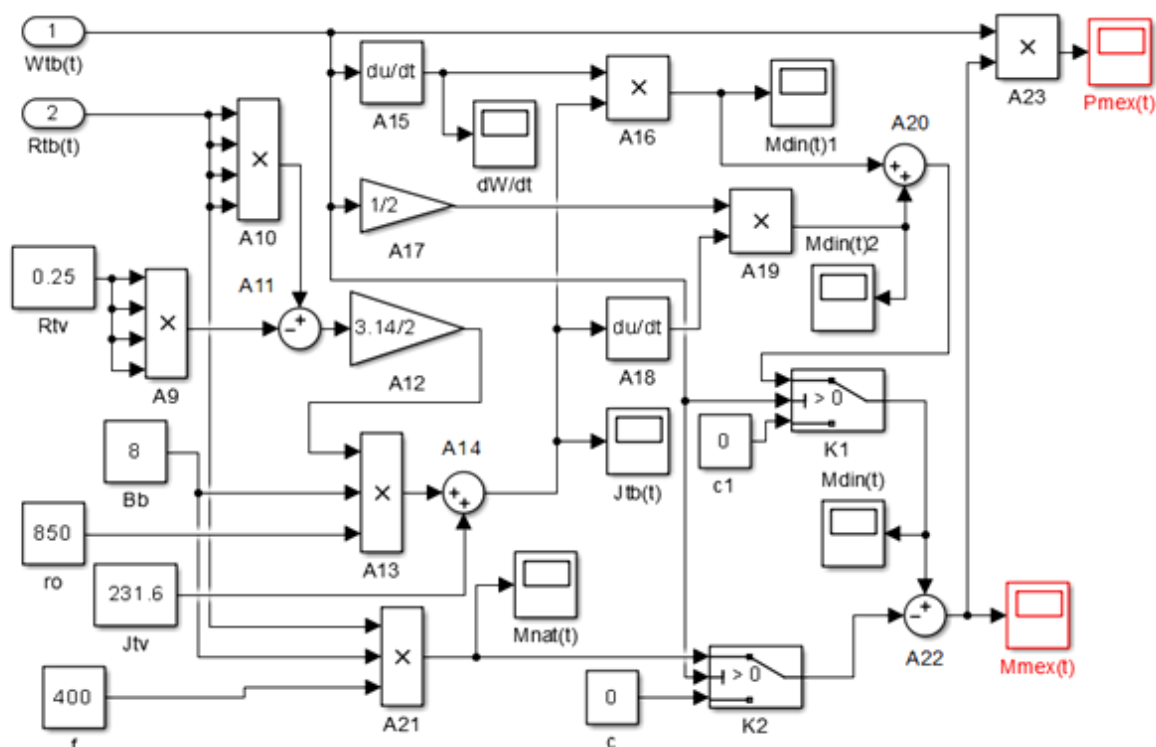


Рис. 34. Структурная схема расчета и построения момента сопротивления механизма наката

Момент сопротивления механизма наката относительно оси tambура бумаги определяется по формуле (5.14)

$$M_{\text{мех}}(t) = M_{\text{нат}}(t) + J_{\text{тб}}(t) \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega}{2} \cdot \frac{dJ_{\text{тб}}}{dt}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $M_{\text{нат}}(t)$ – момент от силы натяжения, который определяется по формуле (5.15).

Перед $M_{\text{нат}}(t)$ следует ставить знак плюс, так как момент от силы натяжения является для двигателя механизма наката тормозным.

$$M_{\text{нат}}(t) = B_6 \cdot f \cdot R(t), \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

На выходе элемента A21 формируются значения $M_{\text{нат}}(t)$.

График этого момента представлен на рис. 35.

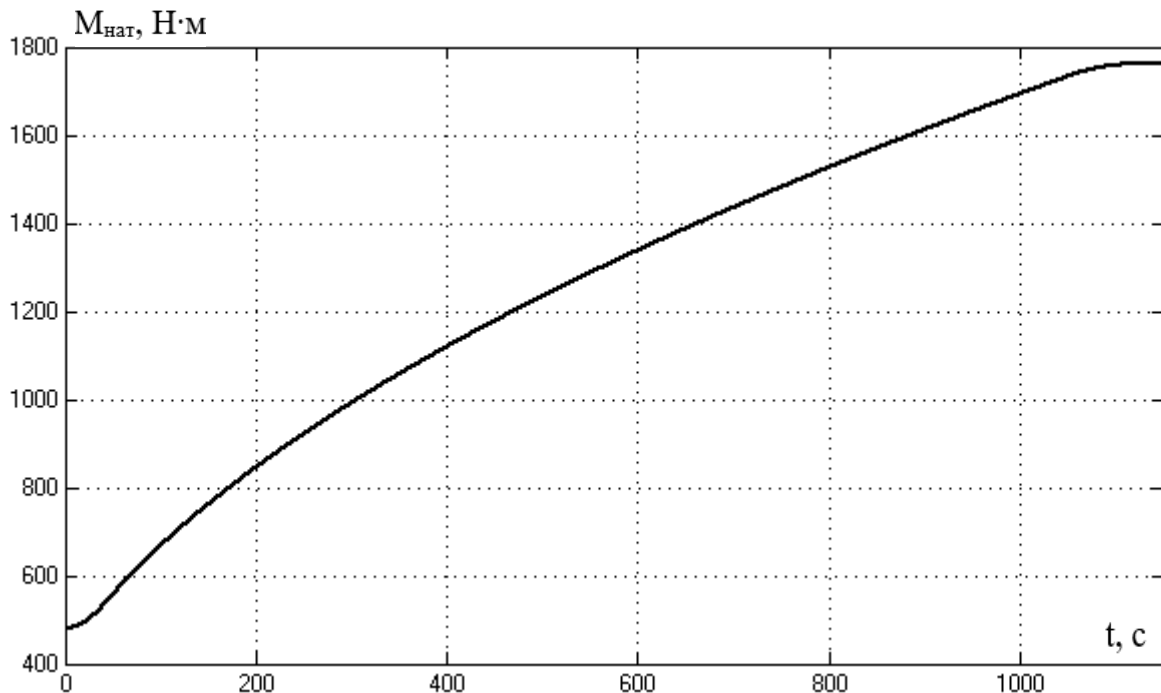


Рис. 35. График момента натяжения

Так как момент инерции механизма наката меняется во времени, то динамический момент определяется из выражения (5.13)

$$M_{\text{дин}} = J \cdot \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega}{2} \cdot \frac{dJ}{dt}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где J , $\text{кг}\cdot\text{м}^2$, – момент инерции осевого наката определяется по формуле (5.16)

$$J = J_{\text{ТВ}} + J_6(t),$$

где $J_{\text{ТВ}}$, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$, – момент инерции тамбурного вала;

$J_6(t)$, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$, – момент инерции цилиндра бумаги на валу.

Тамбурный вал и бумажное полотно являются полыми цилиндрами, моменты инерции которых вычисляются по формуле (5.17)

$$J_{\text{ТВ}} = \pi \cdot V_{\text{ТВ}} \cdot 7800 \cdot \frac{R_{\text{ТВ}}^4 - r_{\text{ТВ}}^4}{2}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

$$J_{\text{ТВ}} = 3,14 \cdot 8,2 \cdot 7800 \cdot \frac{0,25^4 - 0,2^4}{2} = 231,6 \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

где $7800 \text{ кг}/\text{м}^3$ – плотность стали.

Момент инерции цилиндра бумаги по формуле (5.18)

$$J_6(t) = \pi \cdot V_6 \cdot \rho \cdot \frac{R_6(t)^4 - R_{\text{ТВ}}^4}{2}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

Последняя формула на рис. 34 реализована на элементах A9, A10, A11, A12, A13.

На выходе элемента A14 формируется значение момента инерции тамбура бумаги.

Первое слагаемое динамического момента реализовано на элементах A15, A16.

Второе слагаемое реализовано на элементах A17, A18, A19.

Выходной сигнал элемента A20 соответствует значениям динамического момента, представленного на рис. 36.

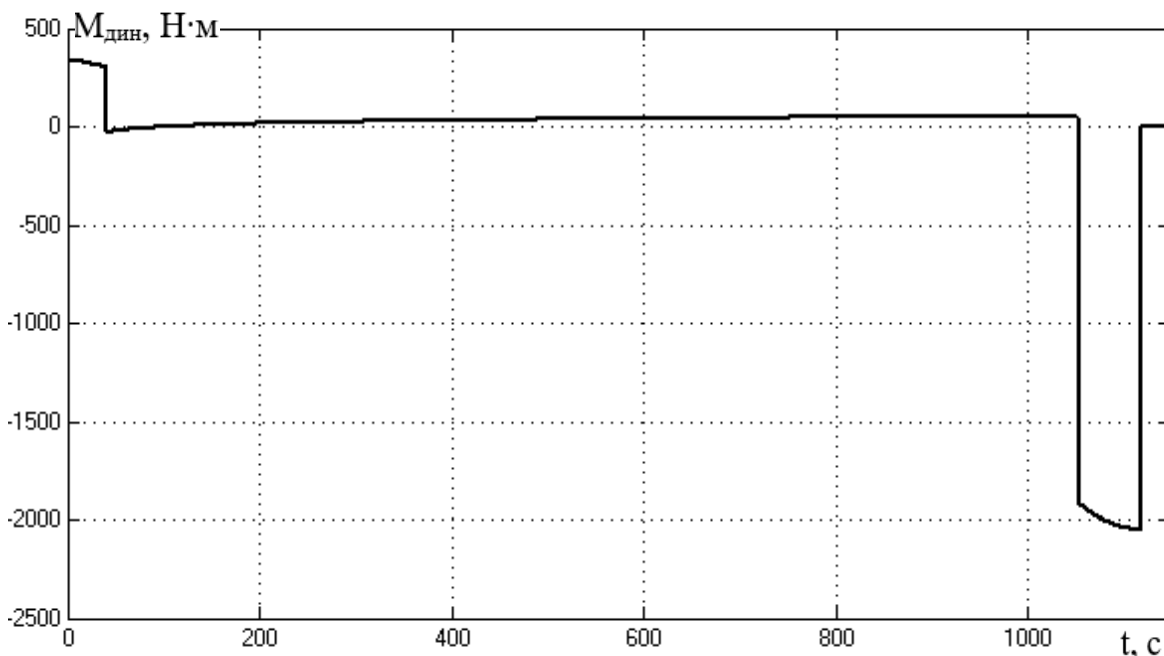


Рис. 36. График динамического момента

Общий момент сопротивления механизма, равный сумме моментов от силы натяжения $M_{нат}$ и динамического момента $M_{дин}$ формируется на выходе элемента A22 и представлен на рис. 37.

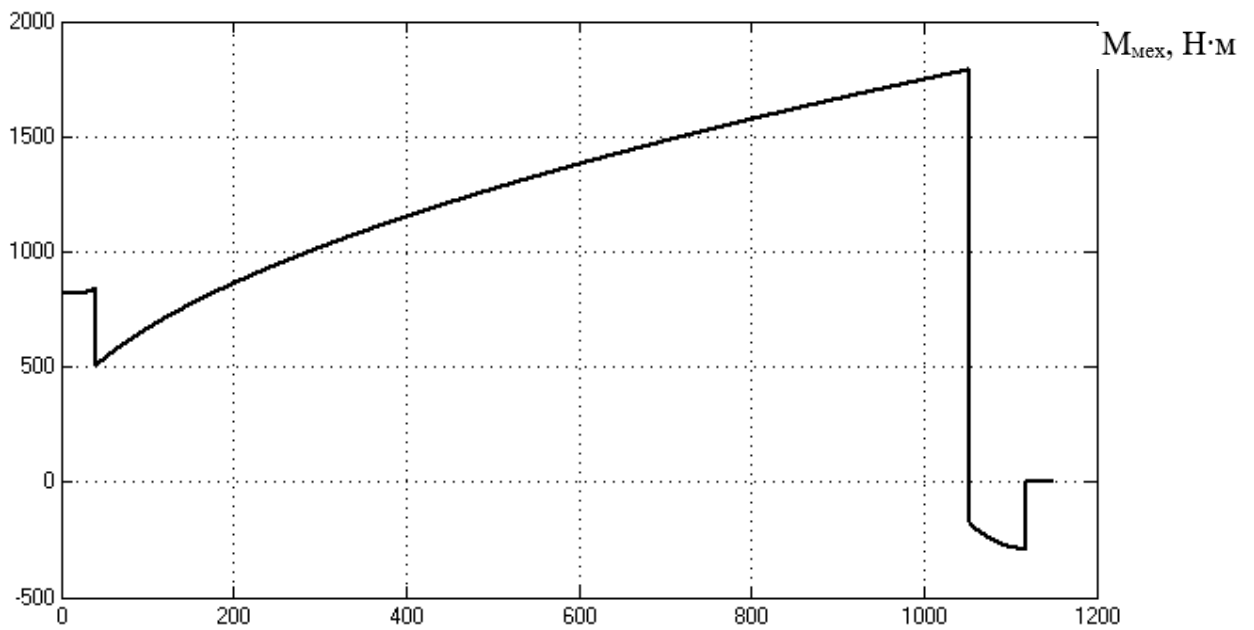


Рис. 37. График момента сопротивления механизма наката

Представленный на рис. 37 график является второй нагрузочной диаграммой, необходимой для выбора двигателя.

8. РАСЧЁТ И ПОСТРОЕНИЕ НАГРУЗОЧНЫХ ДИАГРАММ ПЕРИФЕРИЧЕСКОГО НАКАТА

Кинематическая схема продольно-резательного станка (ПРС) представлена на рис. 38.

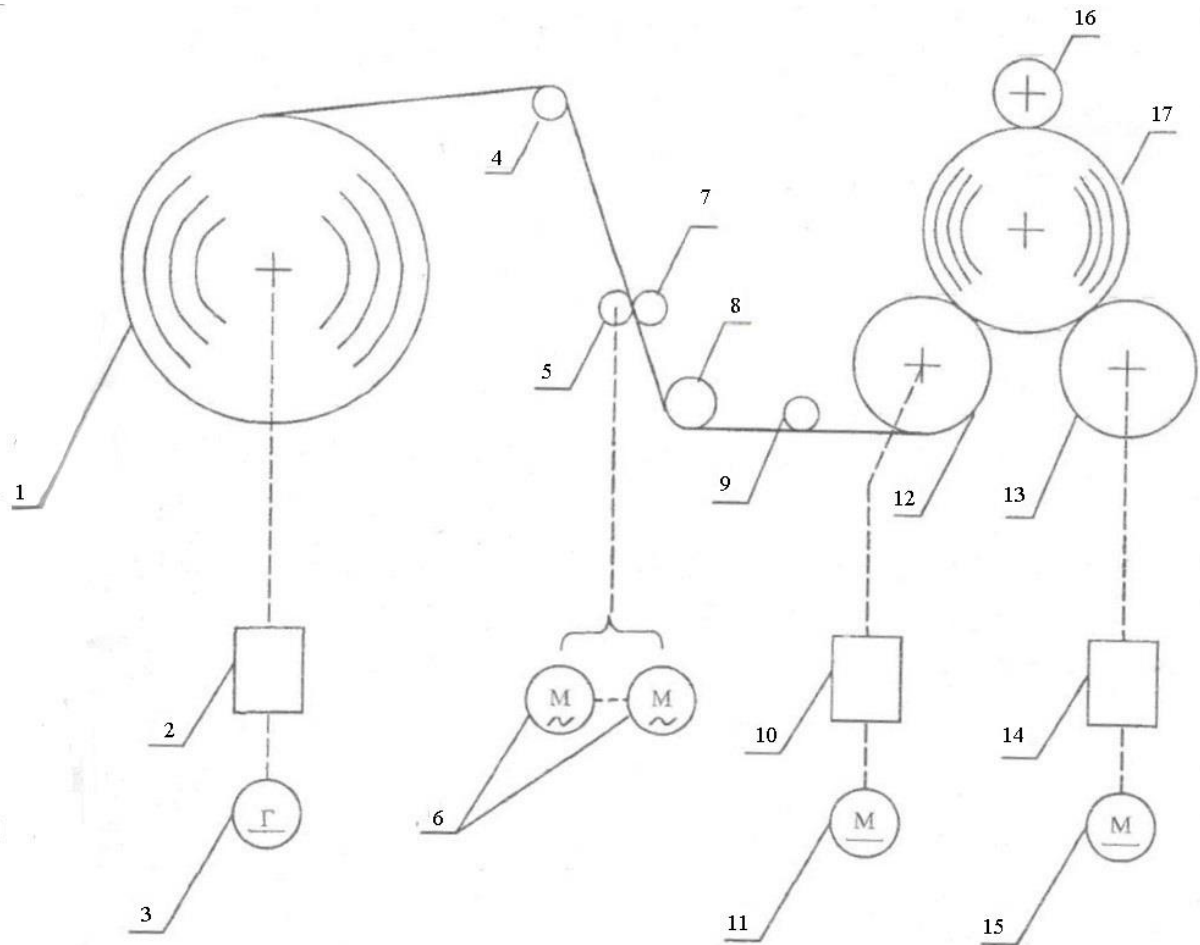


Рис. 38. Кинематическая схема ПРС:

- 1 – начальный тамбур бумаги; 2 – редуктор тормозного генератора;
- 3 – тормозной генератор; 4 – бумаговедущий вал; 5 – верхние ножи;
- 6 – электродвигатели верхних ножей; 7 – нижние ножи;
- 8 – вал измерения натяжения; 9 – расправляющий вал;
- 10 – редуктор заднего несущего вала;
- 11 – электродвигатель заднего несущего вала; 12 – задний несущий вал;
- 13 – передний несущий вал; 14 – редуктор переднего несущего вала;
- 15 – электродвигатель переднего несущего вала; 16 – прижимной вал;
- 17 – готовый рулон бумаги

Данные для расчета нагрузочных диаграмм механизма наката продольно-резательного станка приведены в табл. 8.1.

Таблица 8.1

Наименование величины	Обозначение	Величина	Величина измерения
Линейная (установившаяся) скорость движения бумажного полотна	$V_{уст}$	1200	м/мин
Удельное натяжение бумажного полотна	f	400	Н/м
Плотность бумаги	ρ	850	кг/м ³
Обрезная ширина бумажного полотна	$B_б$	4	м
Толщина бумаги	b	0,00011	м
Внешний радиус несущего вала	$R_{нв}$	0.3	м
Внутренний радиус несущего вала	$r_{нв}$	0,26	м
Время разгона	T_p	35	с
Время торможения	T_t	35	с
Радиус рулона	$R_{рул}$	0,5	м
Радиус гильзы	$R_г$	0,05	м
Длина несущего вала	$B_{нв}$	4,2	м

Расчет и построение нагрузочных диаграмм механизма наката следует начинать с построения графика линейной скорости полотна. Время разгона и торможения не зависит от радиуса рулона, который может меняться по заказу потребителя. Следовательно, для построения графика линейной скорости необходимо определить время работы станка на

установившейся скорости, которая зависит от заданного радиуса. Для определения времени работы на установившейся скорости $T_{уст}$ необходимо воспользоваться формулой (5.1)

$$T_{уст} = \frac{L_{уст}}{V}, \text{ с,}$$

где $L_{уст}$, м, – длина полотна, наматываемого в рулон на установившейся скорости, определяется по формуле (5.2)

$$L_{уст} = L_{рул} - L_p - L_T, \text{ м,}$$

где $L_{рул}$ – длина полотна в рулоне, м.

L_p , L_T , м, – длины полотна, наматываемого в рулон при разгоне и торможении станка, определяются по формулам (5.5) и (5.6)

$$L_p = \frac{V}{60 \cdot 2} \cdot T_p, \text{ м,}$$

$$L_T = \frac{V}{60 \cdot 2} \cdot T_T, \text{ м,}$$

$$L_{рул} = \frac{S_б}{b}, \text{ м,}$$

где $S_б$, м, – конечная площадь поперечного сечения рулона бумажного цилиндра определяется по формуле (5.4)

$$S_б = \pi \cdot R_{рул}^2 - \pi \cdot R_T^2, \text{ м}^2.$$

На рис. 39 представлена структурная схема формирования задания на линейную скорость электропривода наката при заданном значении радиуса рулона.

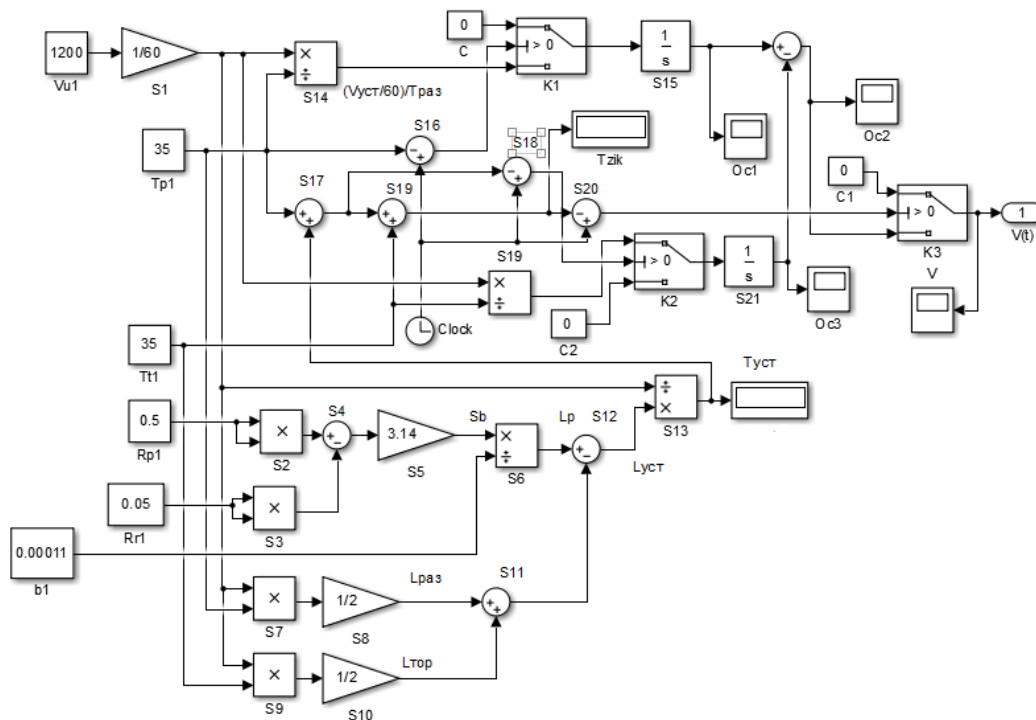


Рис. 39. Структурная схема формирования задания на линейную скорость

Расчёт значения длины полотна, перематываемого на установившейся скорости ($L_{уст}$), реализован на структурной схеме рис. 39 на элементах: S2, S3, S5, S6, S7, S8, S10, S11, S12.

На элементах S14, S15, K3 формируется задание на скорость при разгоне, причем на выходе элемента S14 задается тангенс угла наклона.

Элемент S16 предназначен для формирования сигнала, соответствующего окончанию разгона.

Элементы S17 и S18 предназначены для выделения момента времени окончания работы на установившейся скорости.

Элементы S19, K2, S21 формируют задание на скорость на отрезке времени, соответствующем торможению.

Элемент S20 фиксирует значение времени, соответствующее окончанию цикла формирования рулона.

График линейной скорости полотна представлен на рис. 40.

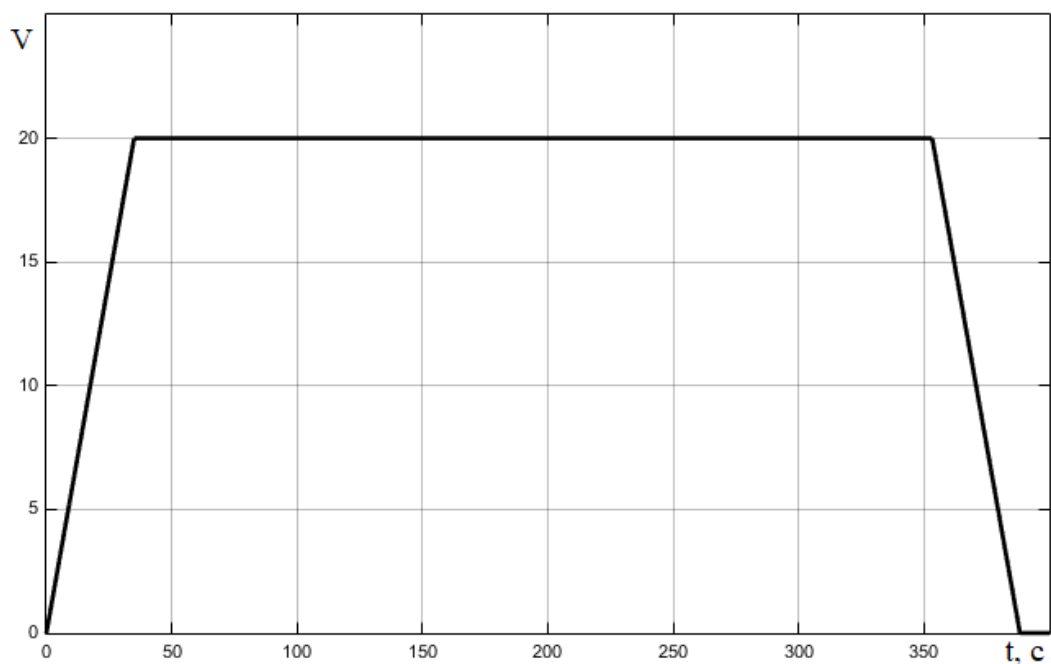


Рис. 40. График линейной скорости бумажного полотна

Угловая скорость несущего вала (рис. 41) определяется по формуле (1.3)

$$\omega_{\text{НВ}}(t) = \frac{V(t)}{R_{\text{НВ}}}, \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

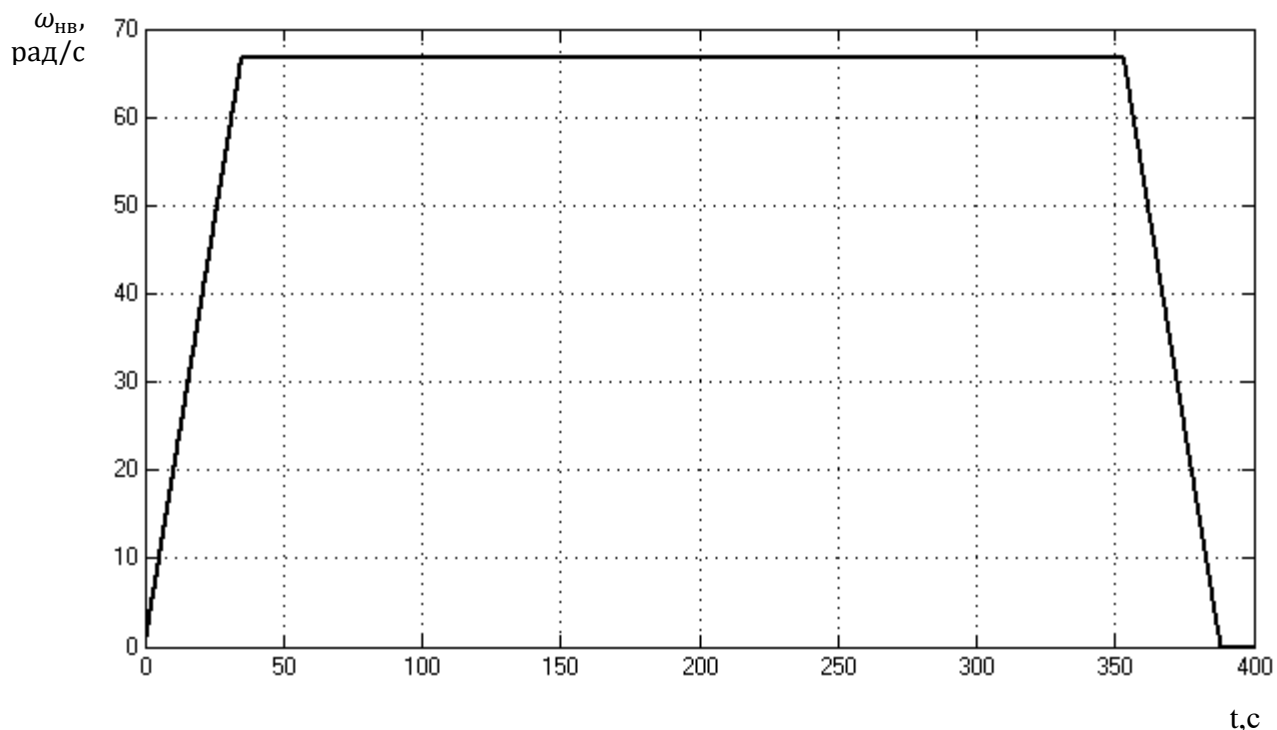


Рис. 41. График угловой скорости несущего вала

Момент сопротивления механизма наката относительно оси несущего вала представляет собой сумму моментов от силы натяжения

бумажного полотна и динамического момента и вычисляется по формуле (5.14)

$$M_{\text{сопр}} = M_{\text{нат}} + M_{\text{дин}}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где момент от силы натяжения вычисляется по формуле (5.15)

$$M_{\text{нат}} = \frac{B_6 \cdot f \cdot R_{\text{нв}}}{2}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$M_{\text{нат}} = \frac{4 \cdot 400 \cdot 0.3}{2} = 240 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Так как момент инерции переменный, то динамический момент определяет по формуле (5.13):

$$M_{\text{дин}} = J_{\text{нак}}(t) \cdot \frac{d\omega_{\text{нв}}}{dt} + \frac{\omega_{\text{нв}}}{2} \cdot \frac{dJ_{\text{нак}}}{dt}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $J_{\text{нак}}(t)$ – момент инерции механизма наката относительно оси несущего вала

$$J_{\text{нак}} = J_{\text{нв}} + \frac{J'_{\text{рул}}(t)}{2}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2, \quad (8.1)$$

Двойка в знаменателе отображает деление момента инерции рулона на два вала.

Момент инерции несущего вала $J_{\text{нв}}$ определяется по формуле (5.17)

$$J_{\text{нв}} = \pi \cdot B_{\text{нв}} \cdot \rho_{\text{ст}} \cdot \frac{R_{\text{нв}}^4 - r_{\text{нв}}^4}{2}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

$$J_{\text{нв}} = 3,14 \cdot 4,2 \cdot 7800 \cdot \frac{0,3^4 - 0,26^4}{2} = 181,6 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Момент инерции рулона, приведенный к оси несущего вала $J'_{\text{рул}}(t)$ определяется из выражения, отображающего равенство кинетической энергии рулона относительно собственной оси $J_p(t)_{\text{осо}}$ и момента инерции виртуального рулона $J'_{\text{рул}}(t)$ на оси несущего вала:

$$J_p(t)_{\text{осо}} \cdot \frac{\omega_p^2(t)}{2} = J'_{\text{рул}}(t) \cdot \frac{\omega_{\text{нв}}^2(t)}{2}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2, \quad (8.2)$$

Двойка в знаменателе отображает деление момента инерции рулона на два вала.

Преобразовав формулу (8.2), получим

$$J'_{\text{рул}}(t) = J_p(t)_{\text{осо}} \cdot \frac{\omega_p^2(t)}{\omega_{\text{нв}}^2(t)}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Так как $\omega_{\text{НВ}}(t) = \frac{V(t)}{R_{\text{НВ}}}$ и $\omega_p(t) = \frac{V(t)}{R_p}$, то

$$J'_{\text{рул}}(t) = J_p(t)_{\text{осо}} \cdot \frac{R_{\text{НВ}}^2}{R_p^2(t)}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (8.3)$$

Момент инерции рулона относительно собственной оси определяется по формуле (5.17)

$$J_p(t)_{\text{осо}} = \pi \cdot B_6 \cdot b \cdot \frac{R_p^4(t) - R_r^4}{2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

где $R_p(t), \text{ м}$, – текущее значение радиуса рулона определяется по формуле

$$R_p(t) = \sqrt{\frac{S_r + b \int V(t) \cdot dt}{\pi}}, \text{ м}, \quad (8.4)$$

где S_r – площадь поперечного сечения гильзы, м^2 ,

$$S_r = \pi \cdot R_r^2, \text{ м}^2.$$

На рис. 42 представлена структурная схема расчета и построения нагрузочных диаграмм.

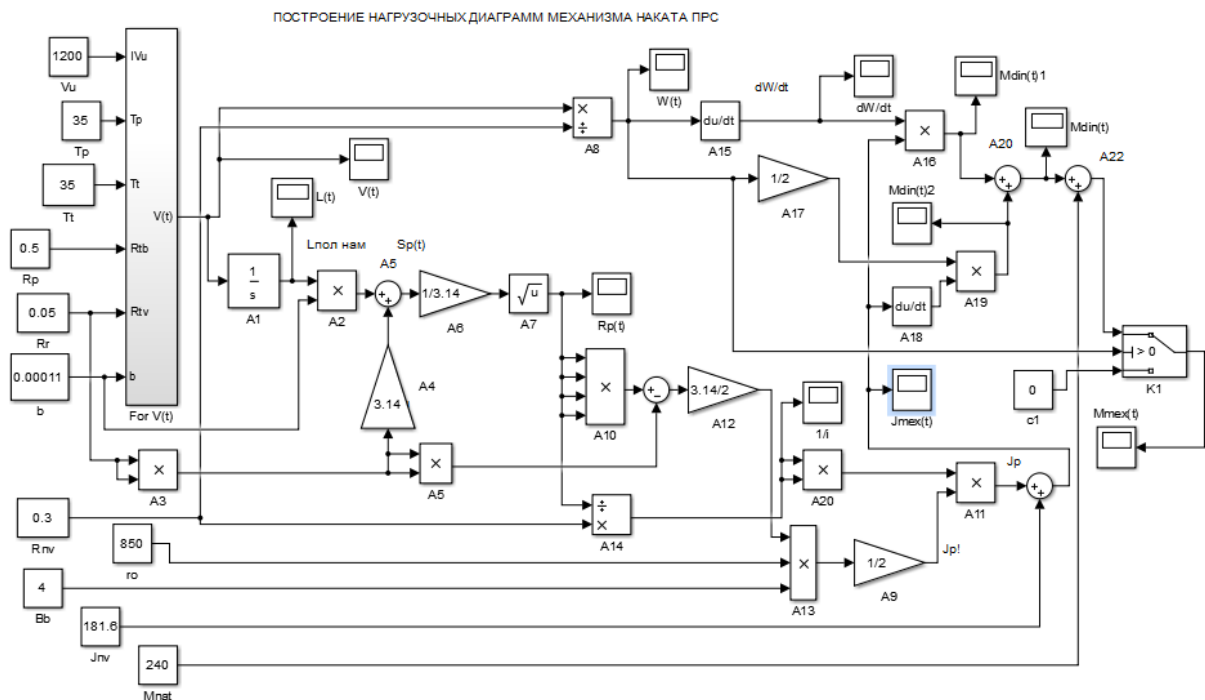


Рис. 42. Структурная схема расчета и построения нагрузочных диаграмм механизма наката ПРС

Формула (8.4) реализована на элементах A1, A2, A3, A4, A5, A6, A7. На элементах A3, A4 реализовано вычисление S_r .

Вычисление значения $J_p(t)_{oco}$ реализовано на элементах A9, A3, A8, A10, A11, A13, A14. Формула (8.3) реализована на A13, A14, A16.

На выходе элемента A16 формируется значение момента инерции механизма наката относительно оси несущего вала.

На выходе элемента A18 формируется значение $\omega_{нв}(t)$.

Первое слагаемое динамического момента формируется на элементах A19, A20, а второе слагаемое на элементах A21, A22, A23.

На выходе элемента A24 формируется значение динамического момента, а на элементе A25 значение момента сопротивления механизма наката относительно оси несущего вала.

На рис. 43 представлен график момента сопротивления механизма наката относительно оси несущего вала, который является второй нагрузочной диаграммой (первая нагрузочная диаграмма представлена на рис. 41).

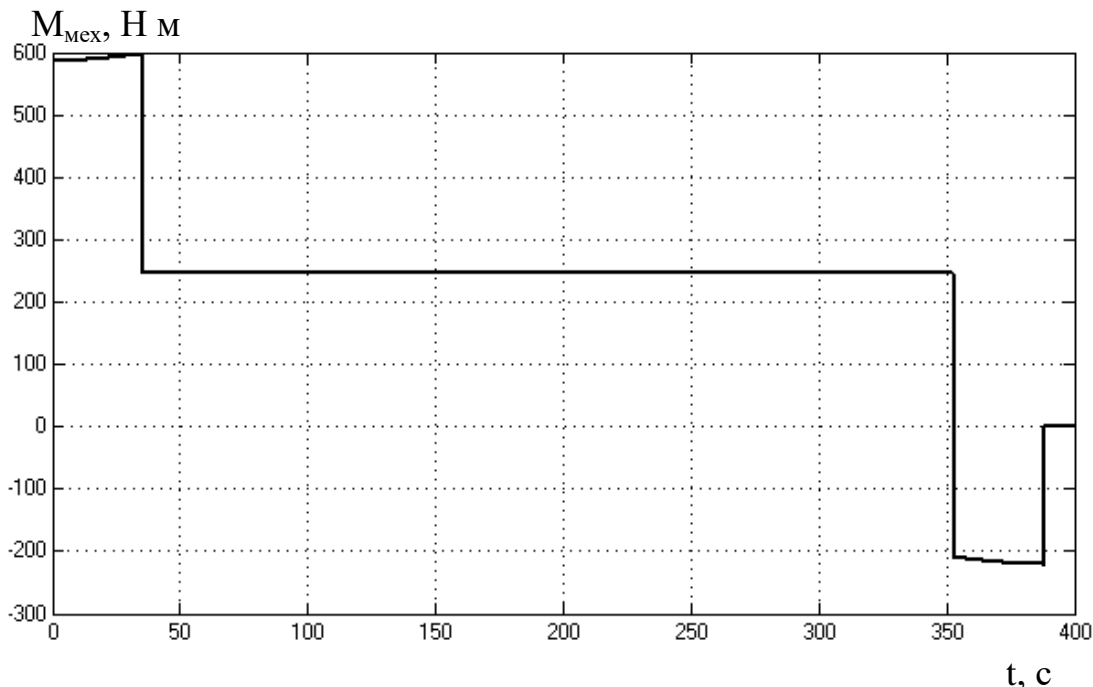


Рис. 43. Момент сопротивления механизма наката относительно оси несущего вала

График момента инерции механизма наката относительно оси несущего вала представлен на рис. 44.

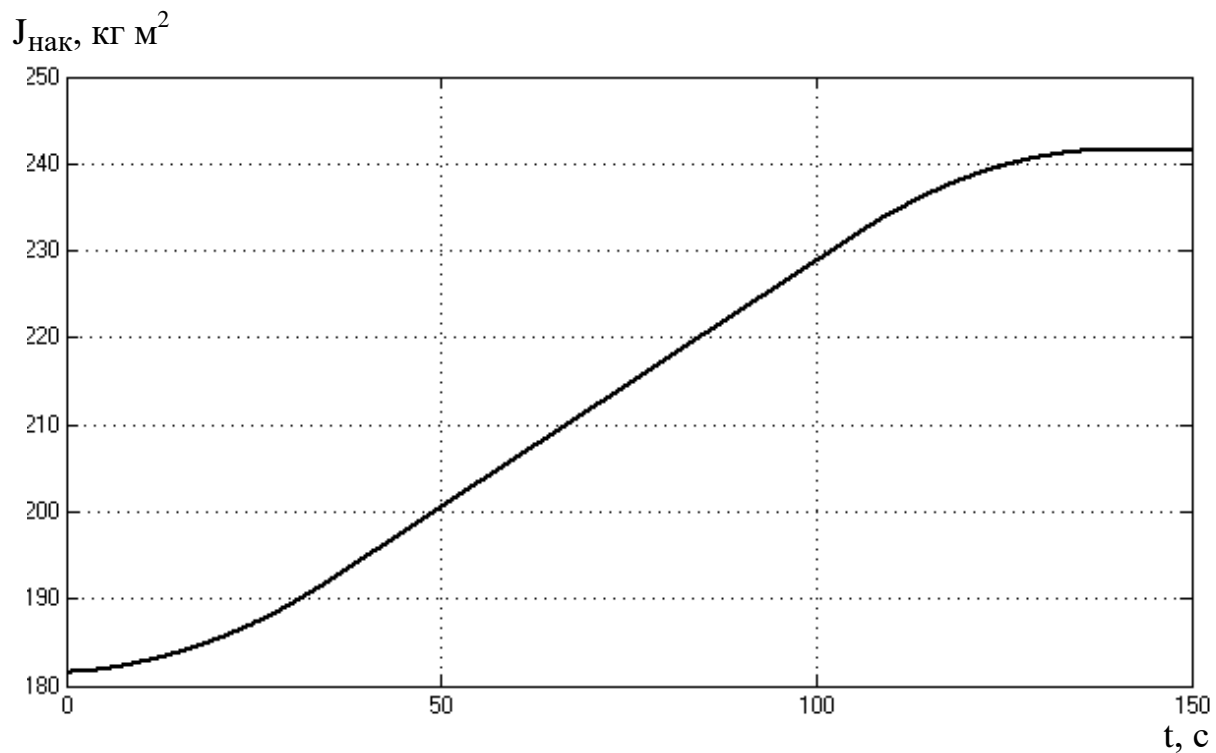


Рис. 44. График момента инерции механизма наката относительно оси несущего вала

ПРИЛОЖЕНИЕ

Данные для выполнения курсовых проектов по курсу «Электропривод».

Предпоследняя цифра шифра 0 или 9

Данные для расчёта мощности двигателя механизма вертикального перемещения мостового крана представлены в табл. П1 и П2.

Таблица П1

Последняя цифра шифра

Наименование показателей	0	1	2	3	4
Грузоподъемность крана, m_T , кг	35000	17000	5000	20000	7000
Номинальная скорость подъема (спуска), V , м/с	0,08	0,15	0,3	0,15	0,28
Допустимое ускорение, a , м/с ²	0,016	0,05	0,1	0,04	0,07
Радиус барабана лебедки, R_6 , м	0,29	0,26	0,17	0,26	0,18
Внутренний радиус барабана, r_6 , м	0,24	0,22	0,14	0,22	0,14
Длина барабана, B , м	1,5	1,2	1	1,2	1
Момент инерции муфты с тормозным шкивом, J_M , кг·м ²	0,4	0,35	0,2	0,35	0,2
Передаточное число редуктора, i	44	44	14	43	24
Кратность полиспаста, j	8	6	4	6	4
Масса крюка, m_K , кг	350	200	100	210	120
Общий КПД передачи, η	0,8	0,82	0,85	0,82	0,83
Угловая скорость вала двигателя, $\omega_{дв}$, рад/с	97	145	99	149	149

Последняя цифра шифра

Наименование показателей	5	6	7	8	9
Грузоподъемность крана, m_r , кг	35000	17000	10000	50000	5000
Номинальная скорость подъема (спуска), V , м/с	0,08	0,1	0,2	0,05	0,32
Допустимое ускорение, a , м/с ²	0,01	0,02	0,04	0,005	0,064
Радиус барабана лебедки, R_b , м	0,29	0,25	0,24	0,29	0,147
Внутренний радиус барабана, r_b , м	0,25	0,2	0,2	0,24	0,125
Длина барабана, B , м	1,5	1,1	1,2	1,5	1
Момент инерции муфты с тормозным шкивом, J_m , кг·м ²	0,4	0,22	0,2	0,4	0,15
Передаточное число редуктора, i	60	47	20	72	17
Кратность полиспаста, j	6	8	6	8	4
Масса крюка, m_k , кг	340	200	150	400	100
Общий КПД передачи, η	0,8	0,82	0,84	0,8	0,85
Угловая скорость вала двигателя, $\omega_{дв}$, рад/с	99	150	100	99	148

Повторность включения, ПВ, 40 %.

Предпоследняя цифра шифра 1 или 8

Данные для расчёта мощности двигателя механизма бугельного подъёмника приведены в табл. ПЗ и П4.

Таблица ПЗ

Последняя цифра шифра

Наименование	0	1	2	3	4
Длина канатной дороги, L, м	310	350	400	370	300
Скорость движения буксировочных устройств, V, м/с	2,1	2	2,1	2,2	2,1
Перепад высот, h, м	56	60	65	63	60
Общий коэффициент полезного действия механической передачи, $\eta_{\text{общ}}$	0,78	0,82	0,8	0,79	0,8
Радиус приводного шкива, R_1 , м	0,51	0,55	0,6	0,51	0,5
Радиус поворотных шкивов, $R_{2,3}$, м	0,9	0,92	0,98	0,92	0,9
Толщина шкива b, м	0,8	0,82	0,88	0,83	0,8
Количество бугелей, перемещающихся прямолинейно, Б, шт,	40	46	52	48	40
Время разгона, t_p , с	10	11	12	11	9

Последняя цифра шифра

Наименование	5	6	7	8	9
Длина канатной дороги, L, м	300	290	350	400	360
Скорость движения буксировочных устройств, V, м/с	2	2,1	2,2	2,2	2,1
Перепад высот, h, м	54	52	60	60	55
Общий коэффициент полезного действия механической передачи, $\eta_{\text{общ}}$	0,81	0,81	0,79	0,78	0,79
Радиус приводного шкива, R_1 , м	0,5	0,49	0,51	0,55	0,51
Радиус поворотных шкивов, $R_{2,3}$, м	0,9	0,85	0,91	0,95	0,92
Толщина шкива, b, м	0,8	0,78	0,82	0,9	0,82
Количество бугелей, перемещающихся прямолинейно, Б, шт,	40	38	46	52	48
Время разгона, t_p , с	10	9	11	12	11

Масса пассажира $m_n = 80$ кг.

Коэффициент трения лыж о снег $K_{\text{тс}} = 0,1$.

Масса 1м каната $m_k = 0,6$ кг/м.

Масса буксировочного устройства $m_{\bar{\sigma}} = 8,5$ кг.

Предпоследняя цифра шифра 2 или 7

Данные для расчета мощности двигателя лифта представлены в табл. П5 и П6.

Таблица П5

Последняя цифра шифра

Наименование	0	1	2	3	4
Скорость движения кабины, V , м/с	1,9	1,5	1,6	1,8	1,5
Грузоподъемность, $m_{п}$, кг	630	450	450	630	720
Ширина КВШ, b , мм	66	66	66	66	86
Радиус канатоведущего шкива (КВШ), $R_{квш}$, м	0,58	0,5	0,5	0,58	0,65
Коэффициент полезного действия механической передачи ($KПД_{мех}$), η	0,85	0,83	0,82	0,8	0,8
Масса кабины, $m_{каб}$, кг	440	360	380	440	500
Ускорение разгона- торможения, a , м/с ²	2	1,9	2	2,1	1,9
Количество канатов, шт.	4	4	4	4	6

Последняя цифра шифра

Наименование	5	6	7	8	9
Скорость движения кабины, V , м/с	1,65	1,8	1,5	1,8	2
Грузоподъемность, $m_{п}$, кг	630	400	800	400	630
Радиус канатопроводящего шкива (КВШ), $R_{квш}$, м	0,58	0,55	0,65	0,55	0,58
Ширина КВШ, b , мм	65	65	90	65	65
Коэффициент полезного действия механической передачи ($KПД_{мех}$), η	0,85	0,86	0,84	0,86	0,85
Масса кабины, $m_{каб}$, кг	440	400	500	400	440
Ускорение разгона- торможения, a , м/с ²	2	2,1	1,9	2	1,9
Количество канатов, шт.	4	4	6	4	4

Относительная продолжительность включений, ПВ, 40 %.

Высота этажа, h , 2.8 м.

Диаметр канатов, $R_{кан}$, 10 мм.

Предпоследняя цифра шифра 3 или 6

Данные для расчёта мощности двигателя механизма передвижения порталного крана представлены в табл. П7 и П8.

Таблица П7

Последняя цифра шифра

Наименование	0	1	2	3	4
Грузоподъёмность, m_r , кг	30000	50000	45000	40000	35000
Масса крана, $m_{кр}$, кг	190000	250000	210000	200000	195000
Скорость передвижения, V , м/с	0,42	0,38	0,4	0,41	0,42
КПД механизма, η	0,84	0,86	0,84	0,85	0,86
Диаметр колеса, D_k , м	0,50	0,6	0,55	0,55	0,5
Количество опор крана, $Z_{п}$, шт.	4	8	8	4	4
Диаметр цапфы, $d_{ц}$, м	0,1	0,15	0,14	0,12	0,1
Наветренная площадь крана и груза, S , м ²	170	200	190	180	172

Таблица П8

Последняя цифра шифра

Наименование	5	6	7	8	9
Грузоподъёмность, m_{Γ} , кг	35000	40000	45000	50000	55000
Масса крана, $m_{кр}$, кг	195000	200000	210000	220000	230000
Скорость передвижения, V , м/с	0,41	0,4	0,4	0,39	0,38
КПД механизма, η	0,85	0,85	0,84	0,84	0,83
Диаметр колеса, D_k , м	0,50	0,5	0,52	0,54	0,6
Количество опор крана, $Z_{п}$, шт.	4	4	4	8	8
Диаметр цапфы, $d_{ц}$, м	0,1	0,1	0,12	0,12	0,14
Наветренная площадь крана и груза, S , м ²	170	180	190	190	200

Нагрузка на колесо 240 кН.

Предпоследняя цифра шифра 4 или 5.

Данные для расчета аппроксимированных нагрузочных диаграмм осевого раската представлены в табл. П9 и П10.

Таблица П9

Последняя цифра шифра

Наименование величины	Обо- значе- ние	Ед. изме- рения	0	1	2	3	4
Линейная скорость движения бумажного полотна (установившаяся)	$V_{уст}$	м/мин	1000	1000	900	1000	800
Удельное натяжение бумажного полотна	f	Н/м	400	450	400	500	400
Плотность бумаги	ρ	кг/м ³	700	850	800	900	400
Обрезная ширина бумажного полотна	B_b	м	4	6	8	6	4
Ширина тамбурного вала	$B_{ТВ}$	м	4,2	6,2	8,3	6,2	4,2
Толщина бумаги	b	м ⁻⁴	1,8	1,9	1,8	1,9	1,7
Внешний радиус тамбурного вала	$R_{ТВ}$	м	0,3	0,35	0,3	0,32	0,3
Внутренний радиус тамбурного вала	$r_{ТВ}$	м	0,25	0,3	0,25	0,27	0,2 5
Максимальный радиус рулона на раскате	$R_{ТВ}$	м	1,0	1,1	0,7	0,9	1,0
Время разгона	T_p	с	65	65	60	55	50
Время торможения	T_t	с	40	40	45	45	40

Таблица 10

Последняя цифра шифра

Наименование величины	Обозначение	Ед. измерения	5	6	7	8	9
Линейная скорость движения бумажного полотна (установившаяся)	$V_{уст}$	м/мин	1000	1000	900	1000	800
Удельное натяжение бумажного полотна	f	Н/м	410	450	400	500	400
Плотность бумаги	ρ	кг/м ³	810	850	800	900	400
Обрезная ширина бумажного полотна	B_b	м	6	6	6	8	6
Ширина тамбурного вала	$B_{ТВ}$	м	6,2	6,2	6,3	8,2	6,2
Толщина бумаги	b	м ⁻⁴	1,8	1,9	1,8	1,9	1,7
Внешний радиус тамбурного вала	$R_{ТВ}$	м	0,3	0,35	0,3	0,32	0,3
Внутренний радиус тамбурного вала	$r_{ТВ}$	м	0,25	0,3	0,25	0,27	0,25
Максимальный радиус рулона на раскате	$R_{ТВ}$	м	1,0	1,4	0,9	0,8	1,0
Время разгона	T_p	с	65	65	60	55	50
Время торможения	T_t	с	40	40	45	45	40

Плотность стали, $\rho_{ст}$,7800 кг/м³

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
Расчёт и построение нагрузочных диаграмм, выбор двигателя	7
1. Расчёт мощности и выбор электродвигателя механизма вертикального перемещения груза мостового крана	9
2. Расчет мощности и выбор электродвигателя бугельного подъёмника	19
3. Расчёт мощности двигателя лифта	27
4. Расчет мощности и выбор электродвигателя передвижения порталного крана	32
5. Расчёт и построение нагрузочных диаграмм осевого раската ...	40
6. Расчёт и построение линейно аппроксимированных нагрузочных диаграмм осевого раската	55
7. Расчёт и построение нагрузочных диаграмм осевого наката ...	64
8. Расчёт и построение нагрузочных диаграмм периферического наката	73
ПРИЛОЖЕНИЕ	82

Владимир Иванович Королев
Виктор Петрович Николаев
Алёна Владимировна Файзуллаева

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ПРИВОД

Методические указания по выполнению
курсового проектирования

Редактор и корректор Н.П. Новикова

Техн. редактор Л.Я. Титова

Темплан 2020 г., поз. 32

Подп. к печати 12.05.2020. Формат 60x84/16. Бумага тип № 1.

Печать офсетная. 5,75 печ.л.; 5,75 уч.– изд.л. Тираж 60 экз.

Изд.№ 32. Цена «С». Заказ №

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД, 198095,
Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.