

БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ

ЛЕОНОВ Е. А.

**ЗАГРУЗОЧНО-ФОРМИРОВОЧНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ  
ЛЕСОПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

Минск 2014

## ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

В настоящем курсе рассматриваются два типа рабочих машин: загрузочные и пакетоформировочные. Первые предназначены для приема определенного объема круглых лесоматериалов и последующей штучной выдачи их в обрабатывающие или перерабатывающие технологические машины: сортировочные, окорочные, лесопильные и др. Вторые используют для формирования транспортных или технологических пакетов круглых лесоматериалов.

Напомним, что к рабочим машинам относятся любые устройства, установки, оборудование, которые выполняют требуемую полезную работу, связанную с процессом производства.

Загрузочные устройства (машины) для круглых лесоматериалов имеют свою специфику, обусловленную изменчивостью диаметров, формы, массы и других параметров предметов труда. Они должны отвечать следующему комплексу критериев-требований: высокая производительность; большая вместимость; компактность; малые удельные металлоемкость, энергоемкость и трудоемкость; минимум операций и целевых органов за счет совмещения функций; универсальность исполнительных органов; технологическая гибкость; возможность работы в автоматическом режиме и в составе роботизированных участков и линий; совершенство конструктивного исполнения; надежность в работе.

Рассматриваемое в курсе формировочное оборудование должно отвечать в основном тем же требованиям, что и загрузочные устройства.

Формировочное оборудование для круглых лесоматериалов имеет свои принципиальные отличия, обусловленные непостоянством, изменчивостью геометрических и физических параметров предметов труда – круглых лесоматериалов и их совокупностей.

# **1. ПРОГРАММА**

## **1.1. Цели и задачи дисциплины**

Дисциплина «Загрузочно-формировочное оборудование лесопромышленных предприятий» является одной из профилирующих при подготовке инженеров-механиков по специализации 1-36 05 01 01 «Машины и механизмы лесной промышленности».

Цель дисциплины – дать будущим специалистам инженерам-механикам лесной отрасли необходимый объем знаний о современных и перспективных машинах и оборудовании для механизации и автоматизации загрузочных и формировочных процессов на лесопромышленных предприятиях, об основах расчета машин, обоснования их параметров, о правилах эксплуатации.

Успешному изучению указанной дисциплины способствуют знания, полученные студентами при изучении высшей математики, теоретической механики, теории машин и механизмов, сопротивления материалов, основ конструирования и ПТМ отрасли, деталей машин, лесотранспортных машин и др.

## **1.2. Содержание дисциплины**

### **Введение**

Цель и задачи курса. Содержание курса. Значение курса в подготовке инженеров по специализации «Машины и механизмы лесной промышленности». Связь курса со специальными дисциплинами. Значение механизации загрузочно-формировочных процессов лесопромышленных предприятий. Достижения отечественных и зарубежных ученых и машиностроителей в деле создания загрузочно-формировочных машин и робототехники.

### **Назначение и конструкции загрузочных машин для круглых лесоматериалов**

Определения и классификация загрузочных машин. Основные характеристики машин, их механизмы. Условия эксплуатации и специфические особенности загрузочных машин.

### **Основы теории и расчета загрузочных машин**

Разработка принципиальных конструктивных схем загрузочных машин. Теоретические основы расчета механизмов загрузочных машин, учитывающие параметры предметов труда. Геометрический, статический (силовой), кинематический и динамический расчеты рычажных, кулисных и других загрузочных машин. Проектирование загрузочных машин. Производительность, выбор при-

вода, удельные материалоемкости и энергоемкости загрузочных машин.

### **Назначение и конструкции пакетоформировочных машин для круглых лесоматериалов**

Определения и классификация пакетоформировочных машин. Структура и параметры машин. Влияние параметров предметов труда и условий эксплуатации на конструктивное исполнение машин.

### **Основы теории и расчета пакетоформировочных машин (ПФМ)**

Разработка принципиальных конструктивных схем ПФМ. Теоретические основы расчета ПФМ с учетом их структуры и характеристик предметов труда – совокупностей круглых лесоматериалов. Геометрический, статический (силовой), кинематический и динамический расчеты ПФМ. Проектирование пакетоформировочных машин. Определение производительности, удельных энерго- и материалоемкостей, выбор привода.

### **1.3. Практические занятия**

1. Определение параметров загрузочных машин.
2. Определение параметров пакетоформировочных машин.

### **1.4. Лабораторные занятия**

1. Изучение конструкции, принципа действия и технологии работы загрузочных устройств на действующих моделях.
2. Изучение конструкции, принципа действия и технологии работы пакетоформировочных машин на действующих моделях.

## **2. КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ**

При выполнении контрольных заданий студент должен определить геометрические, силовые и другие параметры основных типов загрузочно-формировочного оборудования.

### **Задание № 1**

Определить геометрические параметры кривошипно-кулисного захватного механизма загрузочного устройства для круглых лесоматериалов. Данные для расчёта берутся из табл.1 приложения в соответствии со своим вариантом. Вариант задания выдаётся студенту преподавателем на установочной лекции.

### **Задание № 2**

Определить силу тяги цепей, необходимую для перемещения захватных механизмов с бревном максимального диаметра.

### **Задание № 3**

Определить величину силы сопротивления продольному формированию пакета бревен.

### **Задание № 4**

Определить оптимальную массу груза-аккумулятора для формирования пакетов круглых лесоматериалов.

## **3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНЫХ ЗАДАНИЙ**

Бункерные загрузочные устройства с захватными механизмами кривошипно-кулисного типа отвечают всем выше указанным критериям-требованиям. Это достигается за счет установки захватных механизмов (ЗМ) в самом бункере. ЗМ посажены на втулочно-роликовые цепи, образующие два вертикальных контура. Выходя с цепями на верхние направляющие, ЗМ про-скальзывают в утопленном состоянии под штабелем бревен, находящихся в бункере, и только при выходе из-под штабеля раскрываются, захватывают крайнее бревно и выдают его в последующее технологическое оборудование. Если впереди находится произвольно откатившееся бревно, то ЗМ оставляют транспортируемое и захватывают впереди лежащее. При этом обеспечивается штучная выдача бревен в широком диапазоне диаметров и при наличии различных пороков формы.

Конструктивное исполнение, принцип действия и работу загрузочного устройства (ЗУ) студенты изучают на действующих моделях ЗУ и по плакатам во время установочной сессии.

### 3.1. Методические указания к выполнению задания № 1

#### Определение геометрических параметров кривошипно-кулисного захватного механизма грузочного устройства для круглых лесоматериалов

В рассматриваемом ЗУ основным, определяющим элементом является захватный механизм кривошипно-кулисного типа. Рассмотрим методику определения геометрических параметров ЗМ и его элементов с учётом обеспечения предъявляемых к нему и к грузочному устройству выше указанных критериев-требований, обеспечивающих надёжную, высокоэффективную их работу.

База захватного механизма  $L$  (см. рис. 1), равная расстоянию между осями разворота кулисы и кривошипа, определяется по зависимости

$$L = \sqrt{R_{\text{кл}}^2 - H^2} + \sqrt{R_{\text{кр}}^2 - H^2} + \ell_0, \quad (1)$$

где  $R_{\text{кл}}$  – радиус кулисы;  $R_{\text{кр}}$  – радиус кривошипа;  $\ell_0$  – расстояние между рабочими поверхностями кулисы и кривошипа по месту пересечения или рабочей поверхности направляющих слег НС;  $H$  – расстояние между рабочей поверхностью НС и линией тяговой цепи.

Исходя из требований обеспечить отделение из совокупности заготовок минимального диаметра только одну, видно, что

$$\ell_0 = d_{\text{min}}. \quad (2)$$

Тогда зависимость (1) примет вид

$$L = \sqrt{R_{\text{кл}}^2 - H^2} + \sqrt{R_{\text{кр}}^2 - H^2} + d_{\text{min}}. \quad (3)$$

Величина  $H$  зависит от максимального диаметра бревна  $d_{\text{max}}$  и конструктивного исполнения кулисы. Для студентов значения  $H$  в зависимости от  $d_{\text{max}}$  приводятся в исходных данных.

Исходя из условий захвата и транспортирования заготовки максимального диаметра, следует (см. рис. 2):

$$L = \sqrt{(R_{\text{кл}} + r_{\text{max}})^2 - (H + r_{\text{max}})^2} + \sqrt{r_{\text{max}}^2 - (r_{\text{max}} - h)^2} + \sqrt{R_{\text{кр}}^2 - (H + h)^2}, \quad (4)$$

где  $h$  – превышение точки касания кулисы с заготовкой над НС;  $r_{\text{max}}$  – радиус бревна максимального диаметра, т. е.  $d_{\text{max}} = 2 \cdot r_{\text{max}}$ .

$$h = r_{\text{max}} \frac{R_{\text{кл}} - H}{r_{\text{max}} + R_{\text{кл}}}. \quad (5)$$

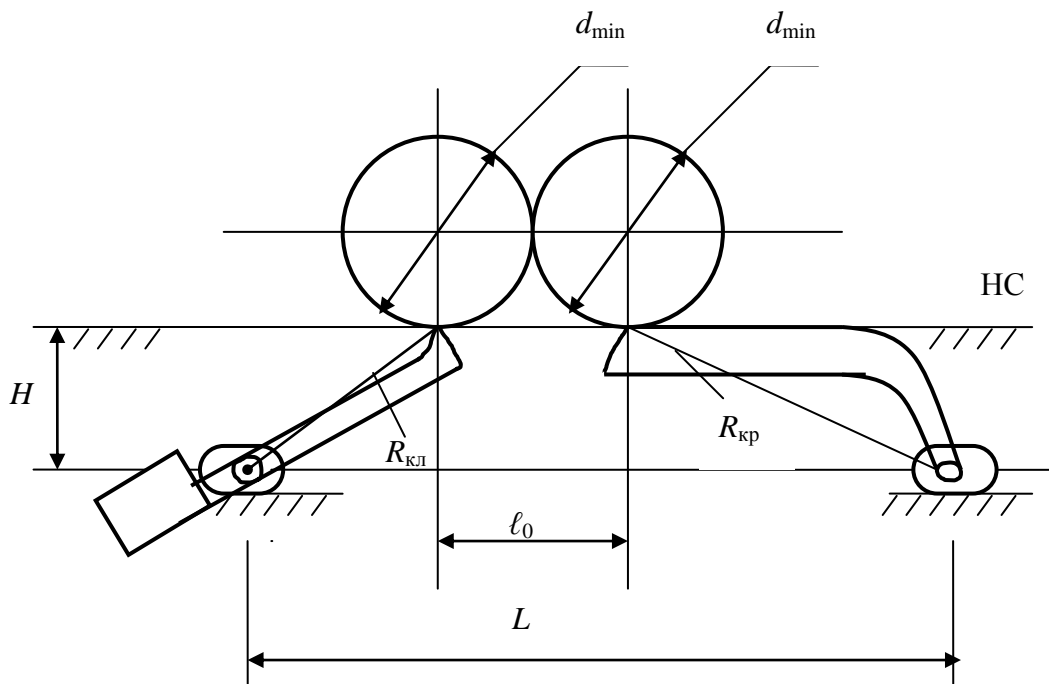


Рис. 1. Условия поштучной подачи бревен с минимальным диаметром

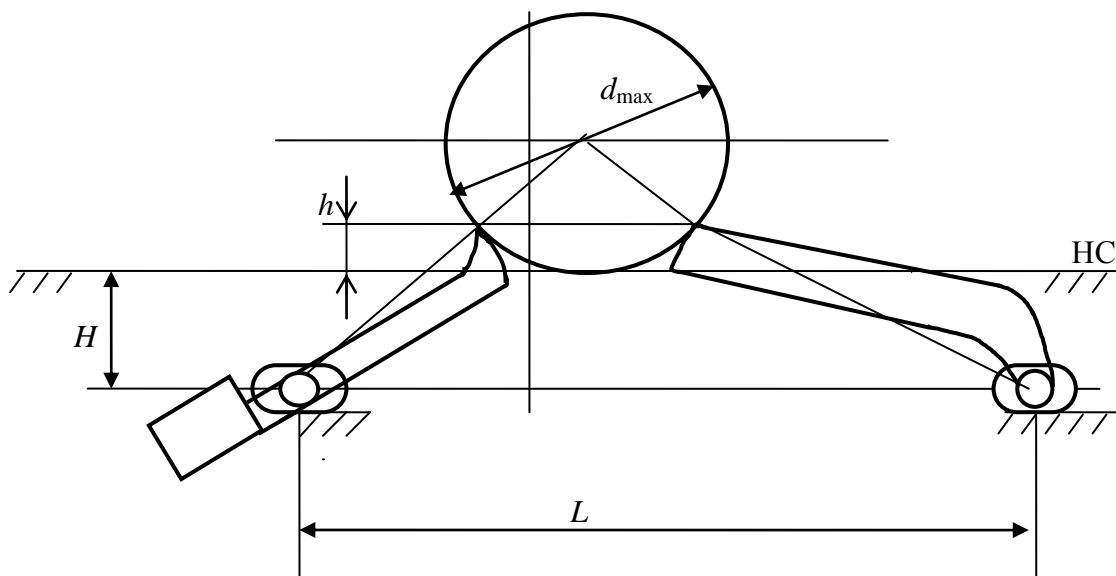


Рис. 2. Условия поштучной подачи бревен с максимальным диаметром

Подставив выражение (5) в (4) получим

$$L = \sqrt{(R_{\text{кл}} + r_{\text{max}})^2 - (H + r_{\text{max}})^2} + \sqrt{r_{\text{max}}^2 - \left(r_{\text{max}} - r_{\text{max}} \frac{R_{\text{кл}} - H}{r_{\text{max}} + R_{\text{кл}}}\right)^2} + \sqrt{R_{\text{кр}}^2 - \left(H + r_{\text{max}} \frac{R_{\text{кл}} - H}{r_{\text{max}} + R_{\text{кл}}}\right)^2}. \quad (6)$$

Так как левые части зависимостей (3) и (6) равны, то из равенства их правых частей после некоторых преобразований получим

$$d_{\text{min}} = \frac{2r_{\text{max}} + R_{\text{кл}}}{r_{\text{max}} + R_{\text{кл}}} \sqrt{(r_{\text{max}} + R_{\text{кл}})^2 - (r_{\text{max}} + H)^2} + \sqrt{R_{\text{кр}}^2 - R_{\text{кл}}^2 \frac{(r_{\text{max}} + H)^2}{(r_{\text{max}} + R_{\text{кл}})^2}} - \sqrt{R_{\text{кл}}^2 - H^2} - \sqrt{R_{\text{кр}}^2 - H^2}. \quad (7)$$

Отношение  $d_{\text{max}}$  к  $d_{\text{min}}$ , при которых обеспечивается надежная штучная выдача бревен, обозначаемое буквой  $n$ , называется разрешающей способностью ЗМ, т. е.

$$n = \frac{d_{\text{max}}}{d_{\text{min}}}. \quad (8)$$

С учетом (7) получим

$$n = 2r_{\text{max}} / \left( \frac{2r_{\text{max}} + R_{\text{кл}}}{r_{\text{max}} + R_{\text{кл}}} \sqrt{(r_{\text{max}} + R_{\text{кл}})^2 - (r_{\text{max}} + H)^2} + \sqrt{R_{\text{кр}}^2 - R_{\text{кл}}^2 \frac{(r_{\text{max}} + H)^2}{(r_{\text{max}} + R_{\text{кл}})^2}} - \sqrt{R_{\text{кл}}^2 - H^2} - \sqrt{R_{\text{кр}}^2 - H^2} \right). \quad (9)$$

Выражение (9) является основным аналитическим описанием процесса работы захватного механизма кривошипно-кулисного типа. Однако одной зависимости (9) недостаточно для определения геометрических параметров ЗМ и его элементов.

Обычно значения  $d_{\text{max}}$  и  $d_{\text{min}}$  диктуются условиями работы (спецификой) производства и известны, а поэтому они приведены в таблице исходных данных (см. приложение). Величина радиуса заготовки максимального диаметра определяется по зависимости

$$r_{\text{max}} = \frac{d_{\text{max}}}{2}. \quad (10)$$

Радиус кривошипа определяется из условия предотвращения преждевременного раскрытия захватного механизма (рис. 3) и рассчитывается по формуле



$$R_{кр} = \sqrt{(\ell_p + \Delta H)^2 + H^2}, \quad (11)$$

в которой длина рабочей поверхности кривошипа  $\ell_p$ , упреждающая преждевременное раскрытие ЗМ, определяется по зависимости

$$\ell_p = 2d_{max} \cos \alpha, \quad (12)$$

где  $\alpha$  – угол структуры штабеля бревен, расположенного на ЗУ, и зависящий от коэффициента трения при относительном поперечном смещении. Значение  $\alpha$ , как и  $H$ , приведено в таблице исходных данных (см. приложение).

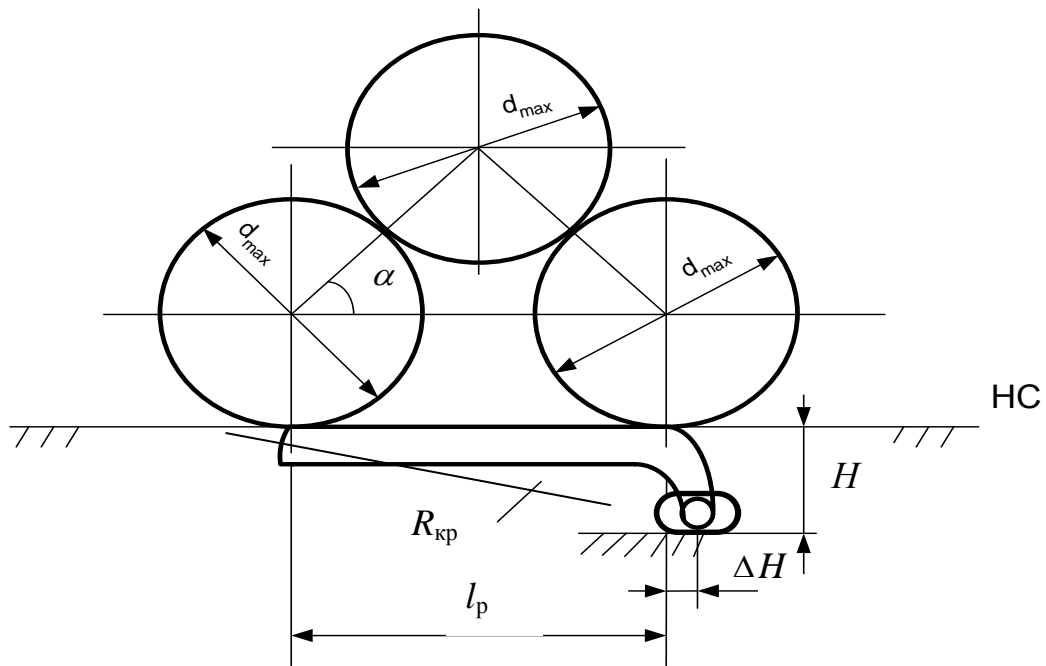


Рис. 3. Условие предотвращения преждевременного раскрытия захватного механизма

Значение  $\Delta H$ , необходимое для утапливания кривошипа и кулисы захватного механизма впереди лежащим бревном, принимается равным

$$\Delta H = 0,1 \cdot H. \quad (13)$$

Для определения радиуса кулисы  $R_{кл}$  необходимо задаться пятью значениями  $R_{кл}$ , принимая каждое из них больше заданного в таблице значения  $H$  и по зависимости (9) построить график связи  $n = f(R_{кл})$ . Далее на этом графике отложить значение  $n$ , полученное по зависимости (8) для заданных в таблице  $d_{max}$  и  $d_{min}$ , и найти соответствующее ему искомое значение  $R_{кл}$ .

По зависимости (3) определить базу  $L$  захватного механизма кривошипно-кулисного типа.

### 3.2. Методические указания к выполнению задания № 2

#### Определение силы тяги цепей, необходимой для перемещения захватных механизмов с бревном максимального диаметра

1) Важным параметром загрузочного устройства является суммарная сила тяги  $F_m$  цепей отсекателя при транспортировании бревна максимальной массы. С учетом этого показателя и необходимой производительности определяется мощность привода.

Сила тяги вычисляется по зависимости:

$$F_T = G_{3M} (\sin \omega + f_{3M} \cos \omega) + G \frac{(\sin \omega + f_{HC} \cos \omega) ((f_{3M} + f_K) \cos \gamma + (1 - f_K \cdot f_{3M}) \sin \gamma)}{(f_{HC} + f_K) \cos \gamma + (1 - f_K \cdot f_{HC}) \sin \gamma}, \quad (1)$$

где  $G_{3M}$  – сила тяжести пары захватных механизмов;  $\omega$  – угол наклона базовой линии ЗМ к горизонту (см. рис. 4);  $G$  – сила тяжести бревна максимального диаметра;  $f_K$  – коэффициент трения бревна о рабочую поверхность кулисы;  $f_{HC}$  – коэффициент трения бревна о направляющие следи (НС);  $f_{3M}$  – коэффициент трения ползушек захватного механизма о его направляющие. Значения указанных выше величин приведены в табл.1 приложения. При этом (см. рис. 1)

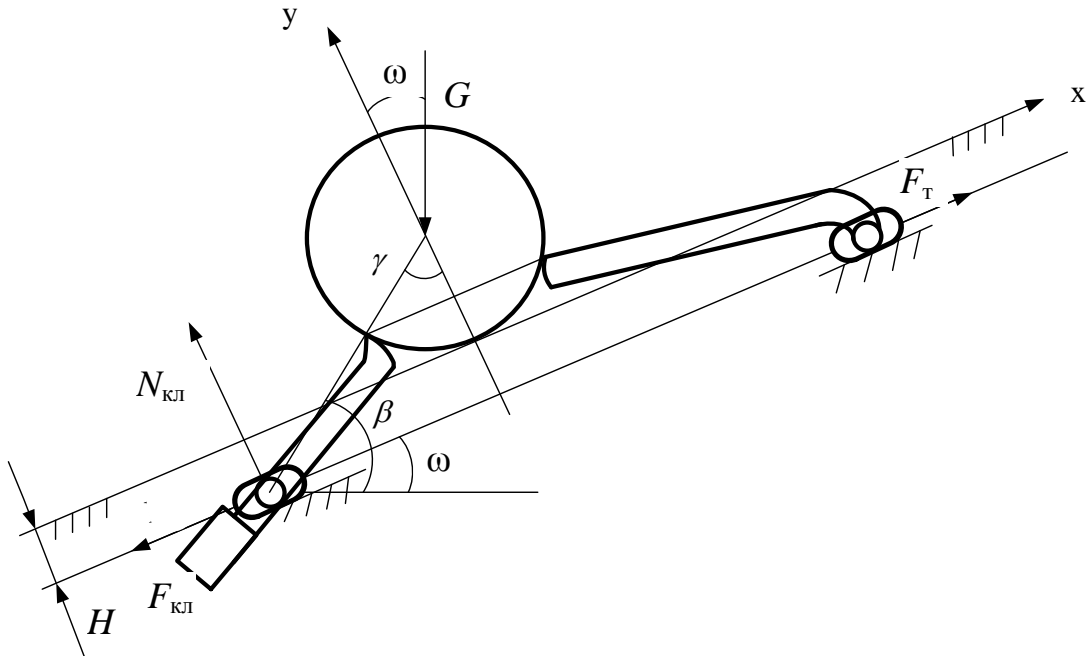


Рис. 1. Определение тяговой силы, необходимой для приведения в движение захватного механизма

$$\cos \gamma = \frac{r_{\max} + H}{r_{\max} + R_{\text{кл}}}, \quad \sin \gamma = \sqrt{1 - \left( \frac{r_{\max} + H}{r_{\max} + R_{\text{кл}}} \right)^2}. \quad (2)$$

Сила тяжести бревна максимального диаметра находится по формуле

$$G = \pi \cdot \frac{d_{\max}^2}{4} \cdot \ell_{\text{б}} \cdot \rho \cdot g \quad (3)$$

где  $\pi = 3,14$ ;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;  $d_{\max}$ ,  $\ell_{\text{б}}$  и плотность древесины  $\rho$  приведены в табл. 1 приложения.

К расчетному значению тяговой силы  $F_T$  необходимо добавить величину монтажного натяжения  $F_M = 200 \text{ Н}$ .

**2) Определим допустимую мах скорость движения захватного механизма**

$$v_{\text{зм}} = \frac{S_p^l}{t_p}, \quad (4)$$

где  $S_p^l$  – длина раскрытия захватного механизма, м;  $t_p$  – время раскрытия захватного механизма, с. (см. рис. 2).

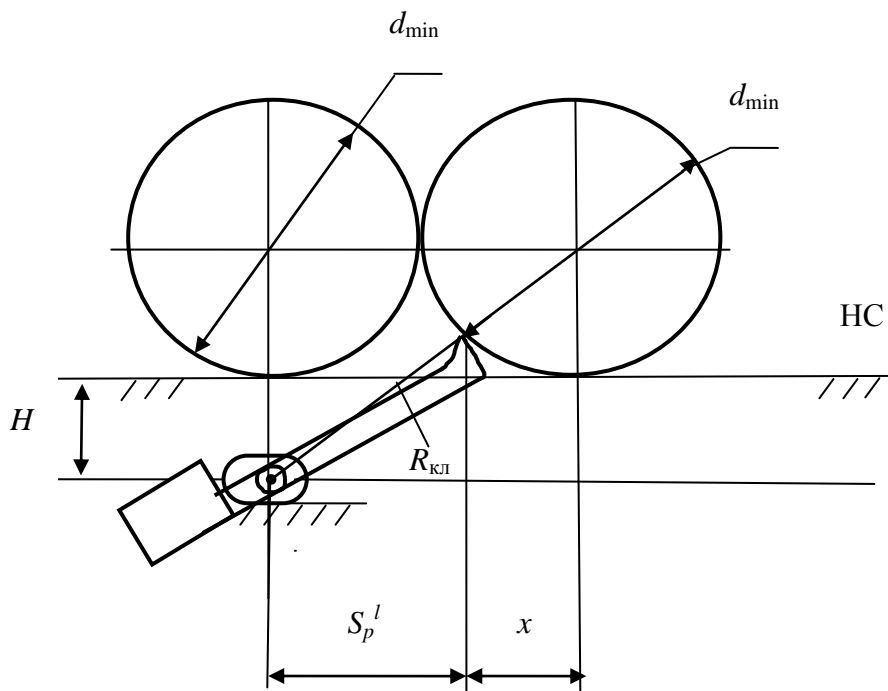


Рис. 2. Определение допустимой мах скорости движения захватного механизма

Длина раскрытия захватного механизма определяется из выражения (5).

$$s_p^l = d_{\min} - x \quad (5)$$

$$x = \sqrt{(R_{\text{кл}} + r_{\text{max}})^2 - (r_{\text{max}} + H)^2} - \sqrt{(R_{\text{кл}} - H)^2} \quad (6)$$

С учетом выражения (6) получим

$$s_p^l = d_{\min} - \sqrt{(R_{\text{кл}} + r_{\text{max}})^2 - (r_{\text{max}} + H)^2} - \sqrt{(R_{\text{кл}} - H)^2}, \quad (7)$$

Время раскрытия захватного механизма принимается равным  $t_p = 0,3$  с.

### 3) Определим мощность приводного механизма

$$N = v_{\text{зм}} (F_{\text{T}} + F_{\text{M}}) \quad (8)$$

### 4) Определим количество захватных механизмов

$$k = \frac{t_{\text{ц}}}{t_{\text{выд}}}, \quad (9)$$

Время выдачи 1 бревна определяется из выражения (10)

$$t_{\text{выд}} = \frac{l_{\text{б}} + 0,5}{v_{\text{тр}}} \quad (10)$$

где  $l_{\text{б}}$  – длина бревна, м;  $v_{\text{тр}}$  – скорость движения подающего транспортера (0,4–1,2) м/с.

Зададимся длиной цепи  $l_{\text{ц}} = 12$  м.

Время цикла 1 захватного механизма определяется из выражения (11)

$$t_{\text{ц}} = \frac{l_{\text{ц}}}{v_{\text{зм}}} \quad (11)$$

### 5) Определяем производительность загрузочного устройства

$$\Pi = \frac{T_{\text{см}} - t_{\text{нз}}}{t_{\text{выд}}} \cdot \pi \cdot \frac{d_{\text{ср}}^2}{4} \cdot l_{\text{б}} \quad (12)$$

### Задание № 3

#### Основы расчета пакетформирующих устройств

Принципиальная схема пакетформирующего устройства с грузом-аккумулятором приведена на рис. 1, где приняты следующие обозначения: 1 – груз-аккумулятор с силой тяжести  $G_{гр}$ , 2 – подвижный торцующий щит, 3 – гибкая нить (трос), 4 – люлька для приема пачки бревен, 5 – задняя жесткая стенка-щит люльки, 6 – пачка бревен,  $l_б$  – длина пачки бревен до формирования из нее пакета,  $l_б$  – длина бревна,  $S_т$  – величина смещения торцов бревен в пачке,  $S_р$  – путь разбега подвижного щита,  $R$  – сила сопротивления продольному формированию пакета бревен.

На рис. 1 не показан привод отведения подвижного щита в исходное положение. Он может быть расположен как в правой части схемы, так и в левой.

Груз-аккумулятор 1 посредством гибкой нити 3 соединен с подвижным торцующим щитом 2. За счет привода (на рисунке не показан) щит 2 отводится вправо на расстояние  $l_б + S_т + S_р$  от неподвижного щита 5 и фиксируется посредством тормоза. При подаче краном в люльку 4 пачки бревен 6 срабатывает концевой выключатель, встроенный в днище люльки, который снимает систему с тормоза. При этом груз 1 опускается, увлекая щит 2, который воздействует на торцы бревен пачки 6 и формирует пакет. В щит 2 встроен концевой выключатель с индикатором времени, который при взаимодействии с торцом формируемого пакета бревен включает привод на отведение щита в исходное положение.

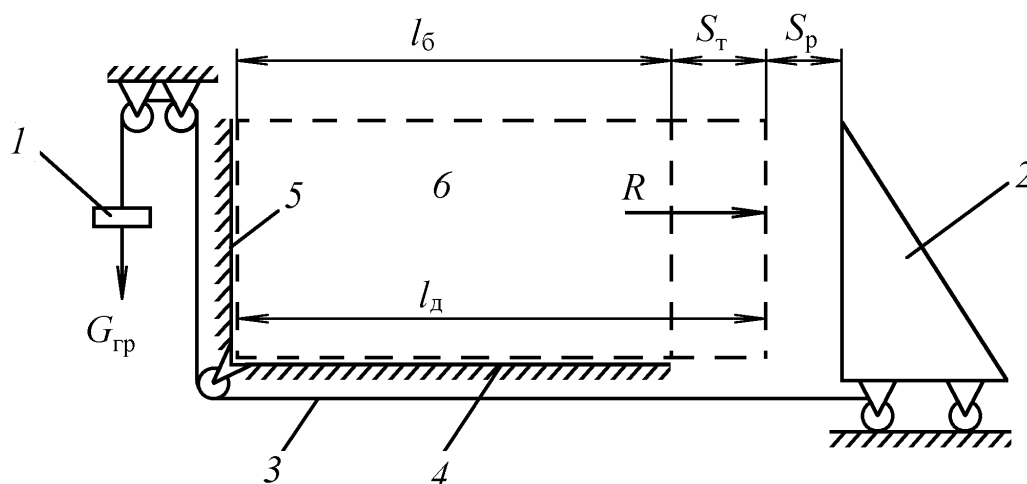


Рис. 1. Принципиальная схема пакетформирующего устройства

Уравнение связи величин, характеризующих процесс формирования пакета бревен, имеет вид

$$G_{\text{гр}}(S_{\text{п}} + S_{\text{т}}) = RS_{\text{т}}. \quad (1)$$

Учитывая, что  $G_{\text{гр}} = m_{\text{гр}}g$ , из (2) получим

$$m_{\text{гр}} = \frac{RS_{\text{т}}}{(S_{\text{п}} + S_{\text{т}})g}, \quad (3)$$

где  $m_{\text{гр}}$  – искомая масса груза-аккумулятора;  $g$  – ускорение силы тяжести;  $R$  – сила сопротивления продольному формированию пакета, определяемая по зависимости. Значения  $S_{\text{т}}$  и  $S_{\text{п}}$  приведены в табл. 2 приложения.

Сила  $R$  сопротивления продольному формированию пакетов бревен является важной исходной характеристикой различных типов пакетформирующих устройств. Она зависит от ряда факторов и определяется по формуле

$$R = \frac{f \cdot K}{(\sin \alpha + \mu \cos \alpha) \sin \alpha} \left( \frac{H}{d} - 1 \right) G_{\text{п}}, \quad (4)$$

где  $f$  – коэффициент трения при продольном смещении бревен друг относительно друга;  $K$  – доля бревен, смещенных в одну сторону;  $\mu$  – коэффициент трения при поперечном смещении бревен друг относительно друга;  $\alpha$  – угол структуры пачки бревен, зависящий от коэффициента трения  $\mu$  и степени бокового сжатия;  $H$  – высота формируемой пачки бревен;  $d$  – средний диаметр бревен в пачке;  $G_{\text{п}}$  – сила тяжести формируемой пачки бревен.

$$G_{\text{п}} = m_{\text{п}}g, \quad (5)$$

где  $m_{\text{п}}$  – масса формируемой пачки бревен (см. табл. 2),  $g$  – ускорение свободного падения.

$$H = \frac{m_{\text{п}}}{\rho \cdot K_{\text{п}} \cdot \ell \cdot b}, \quad (6)$$

где  $\rho$  – плотность древесины;  $K_{\text{п}}$  – коэффициент плотности пачки;  $\ell$  – длина бревна,  $b$  – ширина пакета бревен, равная внутренней ширине пакетформирующего устройства (значения приведенных выше величин см. в таблице).

Определим массу торцовочного щита

$$m_{\text{щ}} = \frac{0,5 \cdot m_{\text{п}}}{2S_{\text{п}} - S_{\text{т}}} - m_{\text{гр}}, \quad (7)$$

Определим время свободного разбега щита:

$$t_p = \sqrt{\frac{2(m_{\text{тщ}} + m_{\text{гр}})S_p}{G_{\text{п}}}}, \quad (8)$$

Определим скорость щита в момент касания пакета лесоматериалов

$$v_p = \sqrt{\frac{2G_{\text{п}}S_p}{m_{\text{тщ}} + m_{\text{гр}}}}, \quad (9)$$

После соприкосновения торцовочного щита с пакетом лесоматериалов произойдет уменьшение скорости

$$v_c = \frac{m_{\text{тщ}} + m_{\text{гр}}}{m_{\text{тщ}} + m_{\text{гр}} + 0,5m_{\text{п}}} \cdot v_p, \quad (10)$$

Определим время цикла

$$t_{\text{ц}} = t_p + \frac{m_{\text{тщ}} + m_{\text{гр}} + 0,5m_{\text{п}}}{G_p - R} \cdot \left( \sqrt{v_c^2 + \frac{2(G_p - R)S_{\text{т}}}{m_{\text{тщ}} + m_{\text{гр}} + 0,5m_{\text{п}}}} - v_c \right), \quad (11)$$

Определим скорость движения щита и связанных с ним тел в конце торцевывравнивания

$$v_{\kappa} = \frac{G_{\text{п}} - R}{m_{\text{тщ}} + m_{\text{гр}} + 0,5m_{\text{п}}} \cdot (t_{\text{ц}} - t_p) + v_c, \quad (12)$$