

674  
и. 25

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО  
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ БССР**

**Белорусский технологический институт им. С. М. Кирова**

На правах рукописи

**Инженер В. ИГНАТОВ**

**ИССЛЕДОВАНИЯ СОСТОЯНИЯ  
ПРЕДЕЛЬНОГО РАВНОВЕСИЯ  
ШТАБЕЛЯ КРУГЛЫХ ЛЕСОМАТЕРИАЛОВ**

(Специальность 05.420. Машины, оборудование и технология  
лесопильных и деревообрабатывающих производств)

**Автореферат**  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

**Москва  
1969**

674.05  
и-26

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО  
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ БССР  
Белорусский технологический институт им. С. М. Кирова

ИХН

На правах рукописи

Пров. 1969 г.

Инженер В. ИГНАТОВ

# ИССЛЕДОВАНИЯ СОСТОЯНИЯ ПРЕДЕЛЬНОГО РАВНОВЕСИЯ ШТАБЕЛЯ КРУГЛЫХ ЛЕСОМАТЕРИАЛОВ

(Специальность 05.420. Машины, оборудование и технология  
лесопильных и деревообрабатывающих производств)

2182ap

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Москва  
1969

БИБЛИОТЕКА  
имени С. М. КИРОВА

Работа выполнена в Центральном научно-исследовательском и проектно-конструкторском институте механизации и энергетики лесной промышленности (ЦНИИМЭ).

Научный руководитель — кандидат технических наук М. М. Померанцев.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Е. Ф. Винокуров;  
кандидат технических наук, доцент Н. Ф. Ковалев.

Ведущее предприятие — **Карельский научно-исследовательский институт лесной промышленности.**

Автореферат разослан „ 18 “ сентября 1969 г.

Защита диссертации состоится „ 6 “ ноября 1969 г.  
на заседании совета Белорусского технологического института им. С. М. Кирова, г. Минск, Свердлова, 13а, 4-й корпус, аудитория 220.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Ученый секретарь совета \_\_\_\_\_

## ВВЕДЕНИЕ

Технический прогресс в любой отрасли производства связан с систематическим совершенствованием техники и технологии. Особое значение имеет совершенствование рабочих органов машин, т. к. именно эта часть машины взаимодействует с предметом труда и в значительной мере предопределяет эффективность производственного процесса. Объем информации о предмете труда определяет ту границу, в пределах которой возможно проведение поисковых работ по совершенствованию рабочих органов машин, поэтому исследование предмета труда является необходимой предпосылкой успешного развития любой технологии.

При производстве погрузочно-разгрузочных, сплотовочных, штабелевочных работ предметом труда является штабель. От изученности его свойств зависит уровень технических решений при разработке машин, работающих на погрузке и штабелевке древесины. Особый интерес представляет динамическое взаимодействие рабочих органов со штабелем в процессе их совместного перемещения. Однако объем информации о таких процессах чрезвычайно мал. Пока еще нет возможности приступить к теоретическому описанию динамических процессов в штабеле.

Поэтому, несмотря на исключительную актуальность изучения динамических процессов, поиски математической формы основных закономерностей механики штабеля целесообразно начать с исследования статических явлений ввиду их относительной простоты.

Большой опытный материал, полученный исследователями в последние годы, создает для этого благоприятные условия.

Установление основных статических явлений в штабеле и математической формы их взаимной связи имеет большое практическое значение, в частности для разработки рациональных конструкций штабелей. Кроме того, введение соответствующих коэффициентов динамичности позволяет использовать статическое решение задачи для приближенной оценки характеристик динамического процесса. Примером могут служить задачи о зачерпывающей способности грейфера и перемещении накопителя для круглых лесоматериалов.

## 1. АНАЛИЗ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ РАБОТ ПО ИССЛЕДОВАНИЮ СВОЙСТВ ШТАБЕЛЯ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Целью настоящего исследования является изучение статических явлений в штабеле и установление математической формы их взаимной связи.

Изучение свойств штабеля велось преимущественно в связи с исследованием давления штабеля на стойки подвижного состава и стойки сплочных машин. В настоящее время используется две схемы штабеля при теоретическом определении давления штабеля на стойки.

В работах Хованского Т. В., Труфанова А. А., Гончаренко Н. Т., Лешкевича А. И. штабель рассматривается состоящим из отдельных цилиндров или усеченных конусов с объемным весом, равным объемному весу древесины. Весьма сложное сопротивление сдвигу бревна по бревну заменяется трением скольжения. Давление на стойку определяется как сумма отдельных усилий, передаваемых на стойку прилегающими к ней бревнами. В этом случае объектом моделирования является отдельное бревно штабеля.

Недостатком этой схемы является использование угла трения скольжения, который по определению является предельным и реализуется лишь в зоне предельного равновесия штабеля, т. е. в той его части, которая удерживается стойками от сползания. Контуры этой зоны задаются произвольно, вследствие чего численные значения давления штабеля на вертикальные стойки, определенное различными авторами отличаются в несколько раз.

В работах И. П. Донского, Г. Э. Арнштейна, Н. И. Калихевича, В. Н. Коробова используется аналогия штабеля и сыпучего тела. Расчет давления штабеля на стойки ведется на основе теории Кулона. Такой подход позволяет отвлечься от воздействия отдельного бревна на стойки и рассматривать давление штабеля как давление сыпучего тела. Объемный вес этого сыпучего тела принимается равным объемному весу штабеля, а сопротивление сдвигу характеризуется углом внутреннего трения. Объектом моделирования в данном случае является штабель в целом. При решении задачи о давлении допускается, что поверхности сползания имеют плоскую, призматическую или круглоцилиндрическую форму.

Эти допущения, свойственные теории Кулона, не имеют достаточного обоснования и в случае определения пассивного давления, а также активного давления на наклонные и криволинейные поверхности приводят к значительному расхождению с результатами, полученными на основе строгого решения.

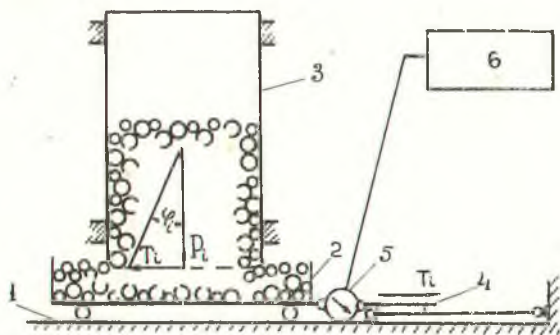
Изучение применяемых различными исследователями методик экспериментального определения давления штабеля на стойки позволило установить, что в процессе испытаний допускались динамические нагрузки на мерные стойки или значительные смещения их.

Отмеченные недостатки теоретических и экспериментальных работ делают необходимым постановку и решение следующих задач:

1. Разработать метод определения основных параметров, характеризующих сопротивление штабеля сдвигу.
2. Разработать механическую схему штабеля в состоянии предельного равновесия и установить ее математическую модель.
3. Установить и исследовать основные статические явления в штабеле.

## II. РАЗРАБОТКА СХЕМЫ ШТАБЕЛЯ И УСТАНОВЛЕНИЕ ЕЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Для испытания штабеля на сдвиг спроектирована и изготовлена односрезная установка (рис. 1). Установка со-



1 — рельсовый путь; 2 — тележка; 3 — кассета; 4 — тяговый винт; 5 — электродинамометр; 6 — электроизмерительная аппаратура.

стоит из рельсового пути 1, тележки 2, кассеты 3, тягового винта с балкой 4, электродинамометра 5 и электроизмерительной аппаратуры 6.

Сопротивление сдвигу определяется путем приложения к тележке сдвигающего усилия  $T$ , которое регистрируется с помощью электродинамометра на пленке осциллографа. Пренебрегая трением качения тележки по направляющим рельсам, можно считать, что сопротивление штабеля сдвигу равно значению сдвигающего усилия.

Конструкция установки позволяет измерить величину сдвигающего усилия  $T$  в зависимости от величины сдвига тележки  $\Delta l$  при различных значениях веса  $P$  древесины, загруженной в кассету.

Зависимость  $T_i = f(\Delta l)$  определяется при постоянной в период одного испытания нагрузке  $P_i$  при скорости смещения тележки  $0,5$  мм/сек, позволяющей получить удобные для обработки осциллограммы.

Расшифровка осциллограмм испытаний позволила установить вид кривых  $T_i = f(\Delta l)$ . Характерным является то, что с увеличением сдвига  $\Delta l$  сопротивление штабеля сдвигу возрастает до некоторого значения  $T_i^{\text{макс}}$ . Дальнейшее увеличение сдвига вызывает резкое падение сопротивления штабеля сдвигу. Кривая  $T = f(\Delta l)$  в безразмерных координатах показана на рис. 2 в. Опытные зависимости  $T = f(\Delta l)$  позволяют построить механическую модель штабеля (рис. 2 б).

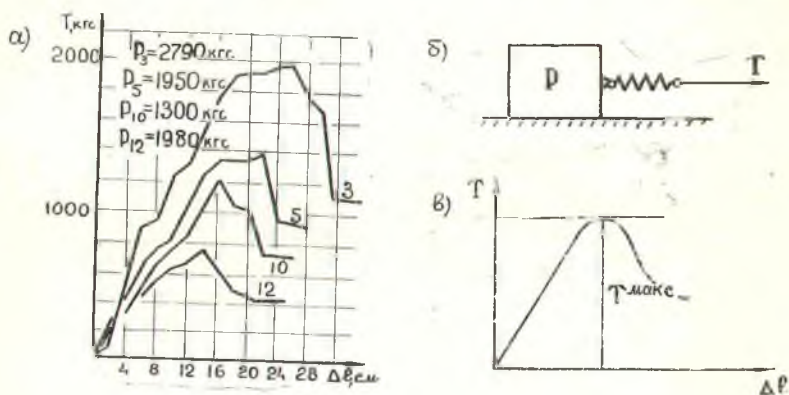


Рис. 2. Сдвиг в штабеле:

а) опытные зависимости сдвигающего усилия от величины сдвига; б) механическая модель штабеля; в) зависимость сдвигающего усилия от величины сдвига в безразмерных величинах.

На шероховатой поверхности покоится прямоугольный параллелепипед весом  $P$ . К нему приложено сдвигающее усилие  $T$ , действующее через пружину. Вес  $P$  имитирует вес штабеля, а пружина—упругость штабеля. Вначале усилие  $T$  растягивает пружину и возрастает пропорционально ее растяжению  $\Delta l$ . При достижении усилием  $T$  некоторого значения  $T^{\text{макс}} = \kappa P$  ( $\kappa$  — коэф. трения) происходит сдвиг параллелепипеда и сдвигающее усилие принимает постоянное значение  $T^{\text{макс}} = \text{const}$ , если коэффициент трения скольжения равен коэффициенту трения покоя или сдвигающее усилие  $T$

становится меньше  $T^{max}$ , если коэффициент трения покоя больше коэффициента трения скольжения (рис. 2 в). Зависимость  $T = f(\Delta l)$  для модели совпадает с опытными зависимостями  $T = f(\Delta l)$ , полученными при испытании штабеля на сдвиг.

Модель, изображенная на рис. 2 б, является моделью идеально упруго-пластического тела, что позволяет отнести штабель к упруго-пластическим телам. Основными параметрами, характеризующими сопротивление тела сдвигу, являются угол внутреннего трения  $\rho$  и коэффициент сцепления  $c$ .

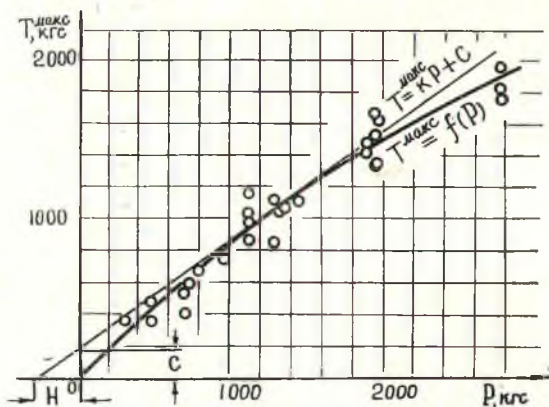


Рис. 3. Опытная зависимость  $T^{max} = f(P)$ .

По данным испытания штабеля на сдвиг построена предельная кривая  $T^{max} = f(P)$  (рис. 3). По виду этой кривой можно сделать вывод, что предельное условие для штабеля имеет вид:

$$|\tau_n| = k \sigma_n + c. \quad (1)$$

Здесь  $k$  — коэффициент внутреннего трения.

Вычисления  $k$ ,  $c$  и  $\rho$  выполнены по формулам:

$$k_i = \frac{T_{i+1}^{max} - T_i^{max}}{P_{i+1} - P_i}; \quad c_i = \frac{T_i^{max} - k_i P_i}{S};$$

$$\rho_i = \arctg k_i. \quad (2)$$

Здесь  $S$  — площадь сдвига.

Из рис. 3 видно, что значения  $\rho$  и  $c$  изменяются по высоте штабеля. В целях упрощения вычислений за расчетные значения  $\rho$  и  $c$  приняты их постоянные значения, соответствующие уровню центра тяжести эпюры давлений.



Для штабеля еловой древесины высотой 1,5—2 м получены путем статистической обработки рядов  $k_i$  и  $c_i$  следующие значения  $\rho$  и  $c$ :  $\rho = 36^\circ \pm 8^\circ$ ;  $c = 2 \cdot 10 \text{ кгс/м}^2$ .

Коэффициент сцепления получен путем вычислений по опытным данным по формуле (2) с точностью до второго знака.

Объемный вес штабеля принят по экспериментальным данным  $\gamma = 495 \pm 23 \text{ кгс/м}^3$ .

Установление вида предельного условия для штабеля позволяет записать основную систему уравнений предельного равновесия:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} &= \gamma \sin \alpha; \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} &= \gamma \cos \alpha; \end{aligned} \quad (3)$$

$$\frac{1}{4}(\sigma_x - \sigma_y)^2 + \tau_{xy}^2 = \frac{\sin^2 \rho}{4}(\sigma_x + \sigma_y + 2H)^2.$$

Здесь  $\alpha$  — угол наклона оси  $ox$  к горизонту;

$H = c \operatorname{ctg} \rho$  — временное сопротивление всестороннему растяжению.

Все константы имеют значения, установленные выше.

Основная система уравнений исследована В. В. Соколовским.

Совместное решение уравнений характеристик и уравнений дифференциальных соотношений вдоль характеристик основной системы уравнений методом сеток позволяет получить безразмерные величины  $x, y, \rho$  и  $\phi$  в узлах сетки и, следовательно, построить на плоскости  $xoy$  характеристики и линию разрыва, а также эпюры нормальных и касательных напряжений.

### III. ИССЛЕДОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ЯВЛЕНИЙ ПРЕДЕЛЬНОГО РАВНОВЕСИЯ ШТАБЕЛЯ

#### 1. Метод исследования

Основным методом теоретического исследования явлений предельного равновесия штабеля принят метод моделирования. В качестве физических моделей штабеля выбраны металлы и грунты, обладающие упруго-пластическими свойствами, а в качестве знаковой модели рассматривается основная система уравнений теории предельного равновесия. Отношения модели и оригинала будут установлены, если на всех этих объектах удастся выделить гомоморфные им абстрактные объекты изоморфные друг другу.

Метод применяется в следующей последовательности:

1. На основе решения основной системы уравнений, выделенного в безразмерных величинах, строятся характери-

стики, линии разрыва, эпюры безразмерных величин  $\sigma$  и вычисляется их объем.

2. Выясняется физический смысл этих объектов на основе теории обработки металлов давлением и механики грунтов.

3. По аналогии с грунтами на штабеле отыскиваются сходные явления и высказывается предположение о том, какому реальному явлению должен соответствовать тот или иной абстрактный объект, построенный на основе решения основной системы уравнений.

4. Опытным путем устанавливается численное значение физической величины, характеризующей реальное явление.

5. На основе закона механического подобия и условий эксперимента вычисляются коэффициенты подобия и выполняется переход от безразмерных величин к физическим величинам.

6. Полученные теоретические значения физических величин сравниваются с опытными.

На основе этого сравнения делается вывод о соответствии абстрактного объекта реальному явлению.

Установление соответствия между теоретическим и опытным значениями исследуемой физической величины рассматривается как подтверждение закона механического подобия, что позволяет распространить результаты отдельных экспериментов на всю группу подобных явлений.

## 2. Интерпретация характеристик основной системы уравнений

Характеристики основной системы уравнений, построенные на плоскости *хоу*, совпадают с линиями скольжения на металлах (кривые Чернова—Людерса), возникающих в результате относительного смещения частей кристаллов в процессе деформации.

В механике грунтов направление характеристик совпадает с направлением смещения части грунта за подпорной стенкой при ее сдвиге.

Общая деформация штабеля складывается из смещения отдельных бревен, поэтому естественно предположить, что их направление будет также совпадать с направлением характеристик.

Построена сетка линий скольжения на основе численного решения основной системы уравнений при следующих значениях:

Угол наклона стоек  $\beta = 90^\circ$ ;

Угол трения скольжения штабеля по металлическим стойкам  $\omega = 18^\circ$ ;

Угол наклона поверхности штабеля к горизонту  $\alpha = 0^\circ$ ;

Теоретическое направление линий скольжения к оси, определяемое углом  $\psi$ , получено:  $26^{\circ}48' \leq \psi \leq 33^{\circ}42'$ .

Для экспериментальной проверки высказанного предположения использована установка, изготовленная для испытания штабеля на сдвиг. Кассета удалялась, а по концам тележки устанавливались стойки. Одна пара стоек (2) связана с тележкой, а вторая (1)—со сваями эстакады транспортера (3). Установка загружалась еловыми бревнами длиной 2 м, диаметром 10—25 см до высоты 2—3 м (рис. 4).

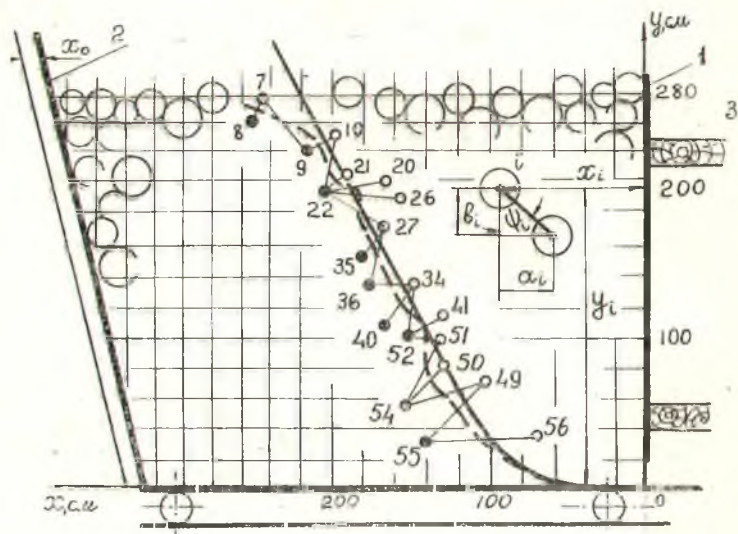


Рис. 4. Схема установки для определения деформаций штабеля, линии сползания и направления смещения бревен в штабеле.

Испытание заключалось в следующем. В штабеле намечалось 50—70 штук бревен так, чтобы они были расположены по возможности равномерно по всему штабелю. Ориентировочно определялись центры тяжести торцов намеченных бревен и отмечались металлическими «точками». Измерялись координаты  $x_i$  и  $y_i$  «точек» в системе координат связанной с тележкой. Ось  $x$  направлена горизонтально вдоль основания штабеля, а ось  $y$ —вертикально вверх. Затем производилось смещение тележки со скоростью 0,5 мм/сек на величину  $\Delta x_0 = 5$  см и снова измерялись координаты тех же «точек».

В результате «осыпания» штабеля бревна, расположенные в зоне прилегающей к подвижным относительно штабеля стойкам, смещались, а координаты «точек» получали приращения

$$a_i = x_i - x'_i \text{ и } b_i = y_i - y'_i.$$

Здесь  $x_i'$  и  $y_i'$  — координаты «точек» после смещения. Направление смещения конкретного бревна к оси  $ou$  определяется углом  $\psi_i = \operatorname{arctg} \frac{a_i}{b_i}$ .

Значение  $\psi_i$  предопределяется целой совокупностью случайных факторов, в том числе диаметром бревен, неправильностью формы поверхности, сучками, наплывами, сбежистостью и т. д. Однако математическое ожидание  $\psi$  должно быть близко к теоретическому значению  $\psi$ , т. к. именно из смещения отдельных бревен складывается общее изменение формы части штабеля, прилегающей к стойкам (1). В результате 161 измерения получено опытное значение  $\psi = 33^\circ \pm 2^\circ$ , что близко к теоретическому значению. Это подтверждает высказанное ранее предположение о том, что направление смещения бревен в штабеле при нарушении равновесия совпадает с направлением характеристик основной системы уравнений теории предельного равновесия.

### 3. Интерпретация линии разрыва

Линии разрыва основной системы уравнений совпадают с характеристиками или огибающими характеристик этой системы. На линии разрыва  $\sigma$  и  $\varphi$  получают конечные приращения. Следовательно, можно предположить, что линия разрыва на модели будет соответствовать линии сползания на штабеле.

В таблице 1 приводятся безразмерные координаты  $x$  и  $y$  линии разрыва, полученные на основе решения основной системы уравнений, а на рис. 4 построена линия разрыва на плоскости  $xou$ .

Таблица 1

$x$	0	0,29	0,57	0,81	1,00	1,20	1,40	1,60	1,80	2,00
$y$	2,38	2,38	2,31	2,17	1,98	1,53	1,19	0,79	0,40	0,00

Таблица 1 позволяет строить линию разрыва при различной высоте штабеля.

Поверхность сползания отделяет сползающую часть штабеля от неподвижной. След этой поверхности на торцевой стороне штабеля (линия сползания) лежит между крайними «точками», изменившими координаты при нарушении равновесия штабеля и крайними неподвижными «точками». На рис. 4 линия сползания нанесена пунктиром путем интерполяции координат крайних подвижных и неподвижных «точек», полученных в испытании № 1. Сплошной линией нанесена линия разрыва основной системы уравнений, построенная по

данным таблицы 1. Переход к размерным координатам сделан по формулам:

$$\begin{aligned}\bar{x} &= x \frac{H}{2,38}, \text{ см}; \\ \bar{y} &= y \frac{H}{2,38}, \text{ см}.\end{aligned}\tag{4}$$

Здесь  $H$  — высота штабеля в см, принята за характерную длину.

Всего выполнено 8 испытаний. Сравнение опытных и теоретических линий сползания показывает их хорошее соответствие, что подтверждает сделанное ранее предположение: при нарушении равновесия в штабеле линия сползания совпадает с линией разрыва на модели и описывается дифференциальными уравнениями характеристик основной системы уравнений.

#### 4. Интерпретация объемов эпюры напряжений

По аналогии с грунтом предполагается, что равнодействующая давления штабеля равна объему эпюры напряжений, построенной на контактной поверхности и приложена к ее центру тяжести.

В таблице 2 записаны значения безразмерных величин  $y$  и  $\sigma$  вдоль оси  $oy$ , совпадающей с положением вертикальной стойки и значения безразмерной величины  $q$ , вычисленные по формуле

$$q = \sigma \frac{\sin(\Omega - \omega)}{\sin \Omega}.\tag{5}$$

Здесь

$$\sin \Omega = \frac{\sin \omega}{\sin \rho}.$$

Таблица 2

$y$	0,00	0,36	0,72	1,08	1,45	1,81	2,17	2,54	2,91	3,28	3,65
$\sigma$	0,52	0,72	0,90	1,09	1,29	1,48	1,67	1,86	2,05	2,25	2,44
$q$	0,23	0,32	0,40	0,49	0,58	0,66	0,75	0,83	0,91	1,00	1,09

Переход к физическим величинам выполнен по формулам:

$$\begin{aligned}\bar{y} &= \frac{H}{3,65} y, \text{ м}; \\ \bar{q} &= q \frac{H}{3,65} \gamma, \text{ кгс/м}^2.\end{aligned}\tag{6}$$

В таблице 3 приведены значения компонент приведенного давления вдоль стоек  $\sigma_n$  и  $\tau_n$ , вычисленные по формулам:

$$\sigma_n = q \cos \omega - H; \quad \tau_n = q \sin \omega. \quad (7)$$

По данным таблицы 3, нормальная и касательная составляющие равнодействующей давления штабеля  $E_n$  и  $E_\tau$  вычислены как объемы соответствующих эпюр.

Равнодействующая давления штабеля на стойки приложена к центру тяжести эпюры  $\sigma_n$  и отклоняется от нормали к стойке на угол трения штабеля о стойки  $\omega$ . Для практических расчетов можно считать, что точка приложения  $E_n$  находится на высоте  $1/3 H$  от основания штабеля, т. е.  $h_c = 1/3 H$ .

Проверка теоретических значений  $E_n$ ,  $E_\tau$  и  $h_c$  выполнена экспериментально. Для этого выкладывались штабели различной высоты, давление от которых воспринималось двумя стойками специальной конструкции (рис. 5а).

По опорным реакциям стоек  $a, b, c$ , которые регистрировались на пленке осциллографа Н-102, представляется возможным вычислить компоненты равнодействующей давления штабеля  $E_n$  и  $E_\tau$ , точку приложения равнодействующей  $h_c$  и угол ее отклонения  $\omega$ :

$$E_n = b_1 + b_2 + c_1 + c_2; \quad (8)$$

$$E_\tau = a_1 + a_2;$$

$$\operatorname{tg} \omega = \frac{E_\tau}{E_n} = \frac{a_1 + a_2}{b_1 + b_2 + c_1 + c_2};$$

$$h_c = \frac{2(b_1 + b_2)}{E_n}.$$

Индексы обозначают номер стойки.

На рис. 5 б, в, г нанесены опытные значения ( $E_n H$ ), ( $E_\tau H$ ) и ( $h_c H$ ), полученные по формулам (8), на основе расшифровки осциллограмм испытаний и вычисленные по ним эмпирические кривые вида  $y = ax^e$ , т. е.

$$E_n' = 67 \cdot 10^{-3} H^{1,7}; \quad (9)$$

$$E_\tau' = 79 \cdot 10^{-4} H^{1,9}.$$

Коэффициент изменчивости давления штабеля в период испытаний составил  $V = \pm 15\%$  при показателе точности эксперимента  $P = \pm 5,37\%$ .

Пунктирной линией показаны теоретические кривые  $E_n$ ,  $E_\tau$  и  $h_c$ , построенные по данным таблицы 4.

Таблица 3

$h$ , м	0,00	0,20	0,40	0,70	0,80	1,00	1,20	1,40	1,60	1,80	2,00
$\sigma_n$ , кгс/м <sup>2</sup>	33	56	76	99	122	143	166	187	208	230	253
$\tau_n$ , кгс/м <sup>2</sup>	19	27	34	42	49	56	64	71	78	85	93

Таблица 4

$h$ , м	0,00	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00	1,20	1,40	1,60	1,80	2,00
$E_n$ , кгс	0	18	44	80	124	178	240	311	391	480	578
$E_{\tau}$ , кгс	0	9	21	36	54	75	99	126	156	188	224

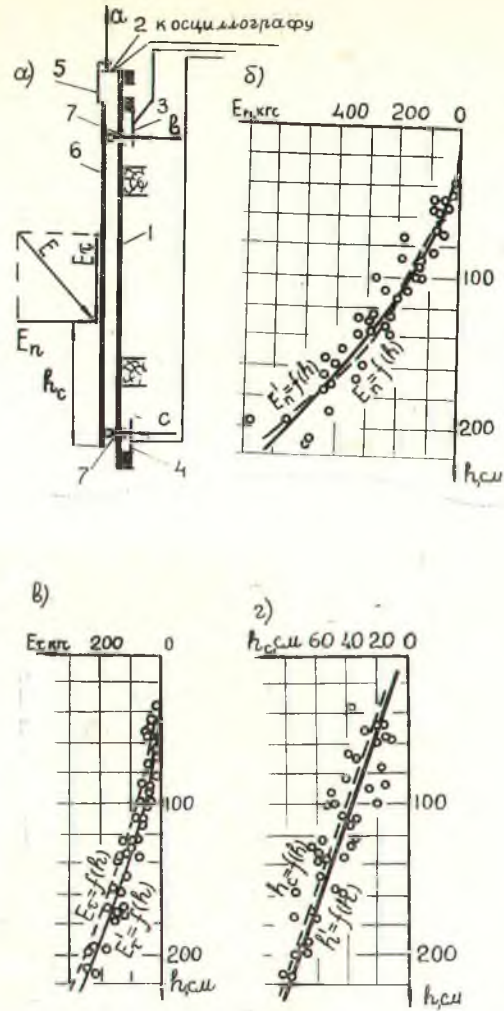


Рис. 5. Схема измерительной стойки и результаты измерений:

- а) схема измерительной стойки:  
 1 — основание; 2, 3, 4 — балочки с тензодатчиками; 5 — серьга, 6 — стойка; 7 — стержни;
- б) опытная и теоретические зависимости нормальной компоненты равнодействующей давления штабеля на стойки от высоты штабеля;  
 в) опытная и теоретическая зависимости касательной компоненты равнодействующей давления штабеля на стойки от высоты штабеля;  
 г) опытная и теоретическая зависимости положения точки приложения равнодействующей давления штабеля на стойки от высоты штабеля.

В таблице 5 произведено сравнение теоретических значений  $E_n$  и  $E_\tau$  по таблице 4 и опытных значений этих величин, вычисленных по эмпирическим зависимостям (9).

Таблица 5

$H$	$E_n$	$E_n'$	$\Delta E_n$	$\delta E_n$	$E_\tau$	$E_\tau'$	$\Delta E_\tau$	$\delta E_\tau$
100	178	—	—	—	75	55	+20	+27
120	240	242	-2	-0,8	99	—	—	—
140	311	—	—	—	126	103	+23	+18
160	391	395	-4	-1,0	156	—	—	—
180	480	—	—	—	188	168	+20	+11
200	578	577	+1	+0,2	224	205	+19	+8

Таблица 5 показывает хорошее соответствие опытных и теоретических значений компонент равнодействующей давления штабеля на вертикальные стойки.

Установленное соответствие безразмерных величин численному значению физических величин, найденных экспериментально, подтверждает закон механического подобия, выраженный формулами (6). Это позволяет рассматривать выполненный эксперимент как индивидуальный обобщенный случай, т. е. распространить его результаты на всю группу подобных явлений.

С точки зрения механики различие штабелей определяется их геометрическими, физическими и механическими параметрами. Угол внутреннего трения  $\rho$ , коэффициент сцепления  $c$ , объемный вес штабеля  $\gamma$ , угол наклона стоек  $\beta$ , высота штабеля  $H$ , наклон поверхности штабеля к горизонту  $\alpha$ , ширина штабеля  $l$  образуют состав условий однозначности системы (3) и устанавливаются независимо от нее. Следовательно, давления любых штабелей на поверхности любой формы образуют группу подобных явлений и могут быть найдены на основе решения системы (3) изложенным способом.

Для проверки сделанного вывода опытным путем определялось давление штабеля на стойки при изменении некоторых величин, входящих в состав условий однозначности, в частности изменялась высота штабеля, наклон стоек и длина бревен (ширина штабеля). Изменение высоты штабеля отражено в таблице 5.

Для наклонных стоек ( $\beta = 104^\circ$ ) также выполнено численное интегрирование системы (3) и произведено экспериментальное определение компонент равнодействующей давления. Сравнение теоретических эпюр компонент равнодействующей давления и опытных значений их показывает, что опытные значения укладываются в доверительный интервал  $\pm 2\sigma$ , построенный на теоретической кривой.

238415



Система (3) определяет напряжения  $\sigma$  как функцию координат  $x$  и  $y$ . Соответственно компоненты равнодействующей давления штабеля на стойки пропорциональны длине бревен  $l$ . Для проверки этого вывода использованы опытные данные И. А. Гайдара и Н. Т. Гончаренко. В таблице 6 произведено сравнение опытных данных и теоретических при соответствующих значениях  $l, H$  и  $\gamma$ .

Таблица 6

Источник получения данных	$l$ м	$H$ м	$\gamma$ кгс/м <sup>3</sup>	Опытные значения $E'_n$ (кг)	Теоретические значения $E_n$ (кг)
КарНИИЛП—	1	1,5	495—600	—	180—212
ЦНИИМЭ	1	2,0	495—600	—	289—351
	1	2,5	495—600	—	480—582
КарНИИЛП—	2	1,5	495	350	360
ЦНИИМЭ	2	2,0	495	577	578
Н. Т. Гончаренко	4	1,5	600	1560	850
	4	2,0	600	1800	1404
	4	2,0	600	2314	2328
	6	2	600	2288	2110
	6			3098	3480
И. А. Гайдар	6,5	1,5	495	1060	1170
	9,5	1,5	495	1560	1710

Таблица показывает хорошее соответствие опытных и теоретических данных, т. е. подтверждает вывод, о том, что давление штабеля на стойки прямо пропорционально длине бревен при прочих одинаковых условиях.

Анализ опытных результатов показывает, что коэффициент изменчивости давления штабеля увеличивается с уменьшением высоты штабеля. Например, при  $H = 2$  м  $V = 15\%$ , а при  $H = 1$  м  $V = 25\%$ . Это объясняется тем, что при уменьшении высоты штабеля существенным становится влияние не учитываемых при постановке эксперимента факторов, таких как взаимное расположение бревен, гребне штабеля об основание и т. д. Целесообразно установить нижний предел высоты штабеля  $H = 1$  м, для которого теория предельного равновесия дает практически приемлемый результат.

Необходимости в ограничении других, учитываемых теорией факторов, замечено не было.

2182ap

## ВЫВОДЫ

Результаты проведенного исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Экспериментально доказана применимость теории предельного равновесия для математического описания предельного равновесия штабеля круглых лесоматериалов.

2. Разработанный метод определения основных механических параметров штабеля позволил установить, что сопротивление штабеля сдвигу характеризуется двумя параметрами: углом внутреннего трения и коэффициентом сцепления.

Для штабеля еловой древесины экспериментально определено:

Угол внутреннего трения  $\varrho = 36^\circ \pm 8^\circ$ .

Коэффициент сцепления  $c = 2 \times 10 \text{ кг/см}^2$ .

3. Построенная на основе экспериментальных данных механическая модель штабеля тождественна модели идеально-упруго-пластического материала.

Соответственно, математической моделью предельного состояния штабеля является основная система уравнений теории предельного равновесия.

4. Установлено, что в состоянии предельного равновесия в штабеле возникают следующие явления:

- а) поверхности скольжения;
- б) поверхность сползания;
- в) давление штабеля на контурную поверхность.

5. Доказано, что решение основной системы уравнений теории предельного равновесия интерпретируется в терминах механики штабеля, а именно:

- а) характеристики совпадают с линиями скольжения бревен;
- б) линия разрыва совпадает с линией сползания;
- в) объемы эпюр касательных и нормальных напряжений, построенных на контурной поверхности совпадают с компонентами равнодействующей давления штабеля на эту поверхность.

6. Выполненные эксперименты показывают, что основная система уравнений теории предельного равновесия применима для описания статических явлений в штабелях высотой более 8—10 рядов бревен. Коэффициент изменчивости давления штабеля в этом случае не превышает 25%. Для штабелей меньшей высоты существенным становится влияние факторов, не учитываемых теорией предельного равновесия.

7. Установлено, что теоретические значения давления, координат линий сползания и направления линий скольжения отличаются от математического ожидания эти величин не более чем на 10%.

8. Метод определения давления штабеля, поверхности сползания и направления смещения бревен, разработанный в настоящем исследовании, может быть рекомендован для разработки рациональных конструкций штабелей и рабочих органов пакетирующих, погрузо-разгрузочных и штабелевочных машин.

1. Игнатов В. И. О расчетной модели штабеля. Тезисы докладов научно-технической конференции КарНИИЛП. Петрозаводск, 1967.

2. Игнатов В. И. К вопросу о механических параметрах штабеля. В кн.: Труды ЦНИИМЭ, сб. 88, М., 1968.

3. Игнатов В. И. Определение давления штабеля на поверхности заданной формы. В кн.: Труды ЦНИИМЭ, сб. 91, М., 1968.

По материалам диссертации сделаны доклады на следующих научно-технических конференциях:

1. Научно-техническая конференция КарНИИЛП, Петрозаводск, 1967.

2. Научно-техническая конференция аспирантов и молодых специалистов ЦНИИМЭ. Химки, 1968.

---

---

Бумага 60×90<sup>1</sup>/<sub>16</sub>  
Тираж 120

Подписано к печати 9/IX-69 г.  
Печ. л. 1,25

Л-48130  
Заказ 171

---

Типография ЦНИИМЭ