

Инж. В. А. СИЛИН

ТЕОРИЯ ТОРФЯНОГО ПРЕССА

ВВЕДЕНИЕ

Торфяная промышленность СССР за последние годы, наряду с развитием всей промышленности Союза, достигла крупных успехов. Эта отрасль, как одна из важных энергетических баз и источник развития химической промышленности, вышла на передовые позиции социалистического хозяйства.

Быстрый рост торфяной промышленности обуславливается все большей и большей механизацией всех рабочих процессов торфодобычи (экскавации, переработки, сушки и транспорта торфа), что требует подведения теоретической базы для наиболее рациональных расчетов и проектирования как отдельных деталей торфяных машин, так и целых инженерных конструкций.

Одним из таких актуальных вопросов является правильное, т. е. целесообразно обоснованное проектирование и эксплуатация шнека, как транспортирующего, размешивающего и раздробляющего элемента торфяных машин, в противоположность приближенным эмпирическим методам расчета.

Предлагаемая теоретическая работа и имеет целью заполнить пробел, существующий в области изучения режима работы шнека, торфяного пресса и режущих элементов торфяных машин.

Учитывая же, что всякий чисто аналитический метод исследования, не подкрепленный экспериментальными данными, не дает возможности правильно учесть влияния всех факторов, а может дать приближение к истине, данная теоретическая работа является лишь предварительным материалом для последующих, более глубоких исследований, на основе соответствующих экспериментов и производственных опытов.

Настоящая работа ставит перед собой цель:

1) дать объяснение тем явлениям, которые возникают при работе сплошного шнека, прерывистого шнека, а также при их совокупной работе, со всеми остальными элементами торфяных машин, в частности пресса;

2) установить функциональную зависимость между шагом, диаметром, видом транспортируемого и перерабатываемого материала, числом оборотов, производительностью и расходом мощности;

3) дать возможность производственнику разбираться в тех процессах переработки торфа, которые происходят в прессе Рогова, а также правильно вести эксплуатацию машин — в смысле расхода мощности, материалов и достижения максимальной производительности;

4) определить оптимальный режим работы торфяного пресса;

5) на основании теоретических выводов и соответствующих поставленных опытов дать возможность конструктору вполне сознательно разбираться в том сложном комплексе вопросов, которые возникают при конструировании такого рода машин, и правильно выбирать прочные размеры их деталей, отвечающие наибольшей эффективности.

§ 1. Основные свойства винтовой поверхности

Винтовая поверхность получается как след движения какой-либо линии, вращающейся около некоторой оси, одновременно имеющей поступательное движение вдоль оси.

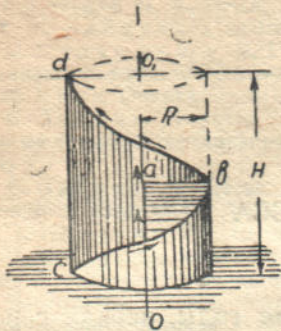


Рис. 1. След винтовой линии, образованной вращением директрисы на поверхности цилиндра.

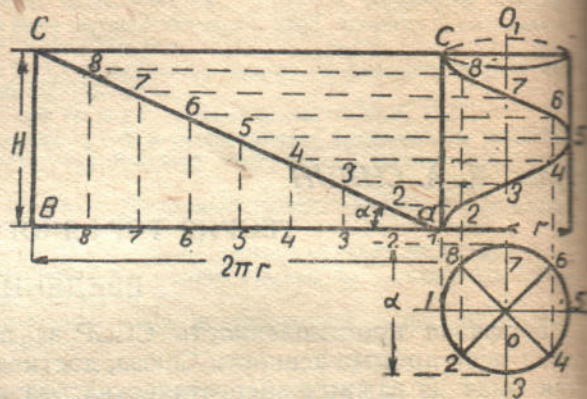


Рис. 2. Развертка винтовой линии.

Ось, относительно которой происходит движение, называется осью винтовой поверхности.

Линия ab , служащая для образования винтовой поверхности, называется образующей винтовой поверхности. Винтовая линия cbd , описываемая вращением каждой точки образующей, называется директрисой или направляющей винтовой поверхности. Радиус R цилиндра (рис. 1), на котором вычерчена винтовая линия, называется радиусом винтовой линии. Осевой размер H , соответствующий подъему производящей точки за один полный оборот, называется шагом винтовой линии.

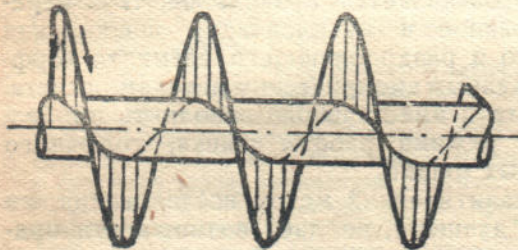


Рис. 3. Правильно прямая винтовая поверхность (шнэк).

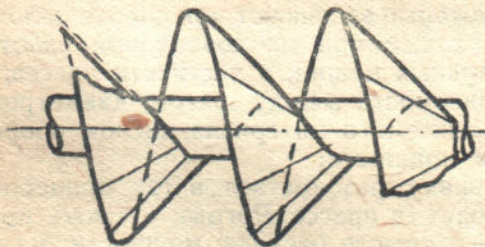


Рис. 4. Правильно косая винтовая поверхность (шнэк).

Если развернуть цилиндр, на котором начерчен один оборот правильной винтовой линии, то получим прямоугольник с основанием, равным длине развернутой окружности $2\pi R$, и с высотой, равной шагу винтовой линии H . Полученный прямоугольный треугольник называется шагом винтовой поверхности.

Угол α , составленный винтовой линией с развернутым основанием цилиндра, называется углом винтовой линии или шагом угла (рис. 2).

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{H}{2\pi R}$$

В зависимости от вида образующей винтовой поверхности, которая может быть в виде прямой линии, перпендикулярной к оси, прямой на-

клонной и кривой, — винтовая поверхность будет соответственно правильно прямая (рис. 3), правильно косая (рис. 4) и кривая (рис. 5 и 5а).

Директрисой может быть как правильная винтовая линия, получающаяся в результате равномерного движения точки, так и неправильная

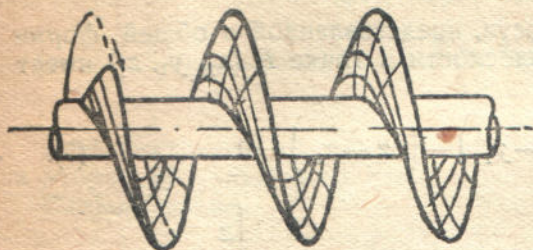


Рис. 5. Кривая винтовая поверхность (шnek).

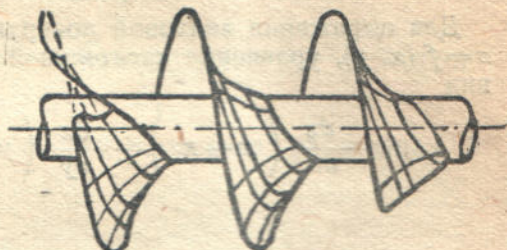


Рис. 5а. Второй вид кривой винтовой поверхности (шnek).

винтовая линия. Движение образующей вокруг оси винтовой линии и вдоль последней может быть как равномерное, так и неравномерное. Соответственно этому получается шаг переменного-радиального и переменного-аксиального, а также переменного-аксиально-радиального (рис. 6, 7 и 8).

Координаты точки P правильно прямой винтовой линии в системе прямоугольных координат x, y, z (рис. 9):



Рис. 6. Шnek с переменным аксиальным шагом.

$$\left. \begin{aligned} x &= r \cdot \cos \varphi \\ y &= r \cdot \sin \varphi \\ z &= \frac{H}{2\pi} \cdot \varphi \end{aligned} \right\} \quad (1),$$

где φ — угол, образуемый двумя вертикальными плоскостями, проходящими одна через ось xz , а другая через точку P и ось z ,

r — радиус винтовой линии,
 H — шаг винтовой линии.

Рассмотрим общий вид винтовой поверхности, получаемой вращением кривой $u = f(r)$, расположенной в z и движущейся в то же время параллельно самой себе, вокруг оси.

Уравнение винтовой поверхности в параметрической системе координат x, y, z будет:

$$\left. \begin{aligned} x &= r \cdot \cos \varphi \\ y &= r \cdot \sin \varphi \\ z &= \frac{H}{2\pi} \varphi + u \end{aligned} \right\} \quad (2),$$

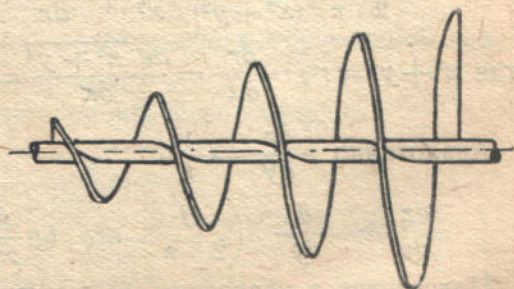


Рис. 7. Шnek с переменным радиальным шагом.

где $u = f(r)$ — образующая кривая в плоскости xz .

Из первых двух выражений следует:

$$\frac{y}{x} = \operatorname{tg} \varphi; \quad \varphi = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{y}{x} \quad (3),$$

откуда, подставляя полученное значение угла φ в третье выражение уравнения (2), получим:

$$z = \frac{H}{2\pi} \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{y}{x} + u \quad (4).$$

Для выражения винтовой поверхности, представленной в общей форме $z = f(x, y)$, уравнение касательной плоскости в точке $P(x_1, y_1, z_1)$ имеет вид

$$\frac{\partial z}{\partial x} (x - x_1) + \frac{\partial z}{\partial y} (y - y_1) - (z - z_1) = 0 \quad (5).$$

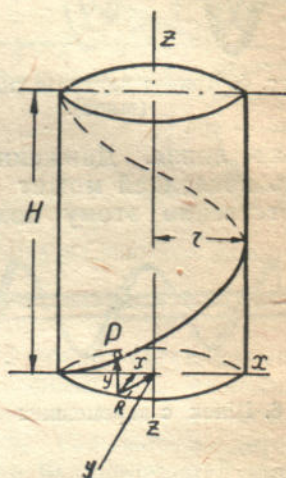


Рис. 8. Шнек с переменным аксиально-радиальным шагом.

Рис. 9. Координаты точек винтовой линии.

Частные производные $\frac{\partial z}{\partial x}$ и $\frac{\partial z}{\partial y}$ в точке $P(x_1; y_1; z_1)$ для винтовой поверхности равны

$$\begin{aligned} \frac{\partial z}{\partial x} &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{H}{2\pi} \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{y}{x} + u \right) = \frac{H}{2\pi} \cdot \frac{1}{1 + \frac{y^2}{x^2}} \cdot \frac{-y}{x^2} + \frac{du}{\partial x} = \\ &= -\frac{H \cdot x^2 \cdot y}{2 \cdot \pi \cdot (x^2 + y^2) \cdot x^2} + \frac{du}{dr} \cdot \frac{\partial r}{\partial x} = -\frac{H \cdot y}{2 \cdot \pi \cdot r^2} + \frac{x}{r} \cdot \frac{du}{dr} \quad (6) \end{aligned}$$

где $x^2 + y^2 = r^2$; $\frac{\partial r}{\partial x} = \frac{\partial \sqrt{x^2 + y^2}}{\partial x} = \frac{x}{r}$.

Аналогично $\frac{\partial r}{\partial y} = \frac{y}{r}$

$$\frac{\partial z}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{H}{2 \cdot \pi} \cdot \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{y}{x} + u \right) = \frac{H \cdot x}{2 \cdot \pi \cdot r^2} + \frac{y}{r} \cdot \frac{du}{dr} \quad (7).$$

Подставляя в уравнение (5) значения частных производных, получаем

$$\left(\frac{x_1}{r} \cdot \frac{du}{dr} - \frac{H \cdot y_1}{2 \cdot \pi \cdot r^2} \right) (x - x_1) + \left(\frac{y_1}{r} \cdot \frac{du}{dr} + \frac{H \cdot x_1}{2 \cdot \pi \cdot r^2} \right) (y - y_1) + (z - z_1) = 0 \quad (8).$$

Для определения угла наклона касательной плоскости к винтовой поверхности в точке $P_1(x_1, y_1, z_1)$, составляющий максимальный наклон с

плоскостью xu , применяем известные уравнения из аналитической геометрии, служащие для определения двугранного угла между двумя плоскостями

$$\left. \begin{aligned} A_1x + B_1y + C_1z + D_1 &= 0 \\ A_2x + B_2y + C_2z + D_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

$$\cos \gamma = \frac{A_1A_2 + B_1B_2 + C_1C_2}{\pm \sqrt{(A_1^2 + B_1^2 + C_1^2)(A_2^2 + B_2^2 + C_2^2)}} \quad (10).$$

В рассматриваемом случае одна плоскость выражена уравнением 8, а вторая xu уравнением $z=0$.

Следовательно:

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= \frac{x_1}{r} \cdot \frac{du}{dr} + \frac{H \cdot y_1}{2\pi \cdot r^2} \\ B_1 &= \frac{y_1}{r} \cdot \frac{du}{dr} + \frac{H \cdot x_1}{2\pi \cdot r^2} \\ C_1 &= -1 \end{aligned} \right\} \text{ Коэффициенты I уравнения.}$$

$$\left. \begin{aligned} A_2 &= 0 \\ B_2 &= 0 \\ C_2 &= 1 \end{aligned} \right\} \text{ Коэффициенты II уравнения.}$$

Подставляя полученные значения в формулу (10), находим:

$$\begin{aligned} \cos \gamma &= \frac{\left(\frac{x_1}{r} \cdot \frac{du}{dr} - \frac{H \cdot y_1}{2\pi \cdot r^2}\right) \cdot 0 + \left(\frac{y_1}{r} \cdot \frac{du}{dr} - \frac{H \cdot x_1}{2\pi \cdot r^2}\right) \cdot 0 + (-1) \cdot 1}{\pm \sqrt{\left[\left(\frac{x_1}{r} \cdot \frac{du}{dr} - \frac{H \cdot y_1}{2\pi \cdot r^2}\right)^2 + \left(\frac{y_1}{r} \cdot \frac{du}{dr} + \frac{H \cdot x_1}{2\pi \cdot r^2}\right)^2 + (-1)^2\right] \left[0^2 + 0^2 + 1^2\right]}} \\ &= \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \alpha}} \quad (11) \end{aligned}$$

где $\begin{cases} x^2 + y^2 = r^2 \\ \frac{H}{2 \cdot \pi \cdot r} = \operatorname{tg} \alpha \\ \frac{du}{dr} = \operatorname{tg} \beta \end{cases}$ тангенс угла наклона касательной к образующей кривой u винтовой линии в рассматриваемой точке P .

Преобразовывая полученное уравнение, окончательно получим

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\sqrt{1 - \cos^2 \gamma}}{\cos \gamma} = \frac{\sqrt{1 - \frac{1}{1 + \operatorname{tg}^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \alpha}}}{1} = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \alpha}$$

При этом для правильной косої винтовой поверхности, т. е. когда u есть прямая наклонная к оси x под углом $\beta = \text{const}$, по мере удаления точки P от оси z — $\operatorname{tg} \gamma$ уменьшается, стремясь к $\operatorname{tg} \beta$ (так как $\operatorname{tg} \alpha = \frac{H}{2\pi r}$

стремится к нулю $\lim_{r \rightarrow \infty} \operatorname{tg} \alpha = \lim_{r \rightarrow \infty} \frac{H}{2\pi r} = 0$). Для прямой же винтовой поверхности $\beta = 0^\circ$,

$$\operatorname{tg} \gamma = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + 0^2} = \operatorname{tg} \alpha$$

т. е.

$$\boxed{\gamma = \alpha}$$

(12).

§ 2. Величина трения при движении материала в жолобе

Простейшим видом винтовой поверхности является подъемный винт домкрата с прямоугольной резьбой, который представляет из себя непрерывную наклонную плоскость с углом наклона α , равным углу подъема нарезки на среднем диаметре.

В качестве самотормозящихся винтов применяют на практике винты с трапециодальной и остроугольной резьбой (болты).

Кроме того, как указано выше, винтовая поверхность может быть и криволинейной, примером чего могут служить различные виды гребных винтов, в частности гребной винт Гирша, образующей которого служит архимедова спираль, воздушные винты (пропеллеры), применяемые в авиопланах, дирижаблях и вентиляторах, а также несколько разновидностей шнеков, как транспортирующих и перемешивающих элементов машин.

Как видно, область применения винтовой поверхности очень обширна, однако теоретически мало изучена. Так, например, в настоящее время существует 79 теорий гребных винтов, однако ни одна из них не вскрывает сущности действия винта, а потому не дает возможности вполне правильно учитывать влияние отдельных элементов на работу последнего. Все перечисленные виды винтовых поверхностей могут быть правые и левые, одноходовые и многоходовые.

Рассмотрим самый простой случай применения винтовой поверхности — винт и гайку.

Если наглухо закрепить гайку и вращать винт, то последний передвигается вдоль оси вправо или влево — в зависимости от направления нарезки.

Если же движение винта ограничить в аксиальном направлении (упором), а гайку в радиальном направлении (направляющими), то при вращении винта вдоль оси последнего будет перемещаться гайка.

Аналогично этому происходит и движение материала в шнеке. В этом случае роль винта играет шнек, а гайкой служит сам торф, который, передвигаясь в аксиальном направлении, удерживается от вращения силами трения о кожу (трение в данном случае является желательным, ибо только при этом условии происходит движение торфа в аксиальном направлении). Отсюда следует, что для получения максимальной производительности шнека при коэффициенте наполнения $\psi = 1$ требуется, чтобы масса в кожухе не проворачивалась, т. е. не вращалась. Для этого необходимо создать в кожухе шнека как можно большее окружное сопротивление. Осуществляется это обычно с помощью ребер на внутренней поверхности кожуха, как напр. ребра в мясорубке.

§ 3. Динамика и кинематика движения материальной точки по винтовой поверхности

Материальная точка, находясь в соприкосновении с движущейся винтовой поверхностью шнека, испытывает со стороны последнего давление, вследствие чего перемещается вдоль действия внешней силы.

Для определения характера движения материальной точки в шнеке развернем винтовую линию последнего на плоскость, которая, как указано выше, представляет из себя прямоугольный треугольник ABC (рис. 10). Вращение винтовой поверхности шнека на плоскости изображается перемещением справа налево развернутого прямоугольного треугольника ABC вдоль оси xx , а именно: движение основания развернутой винтовой

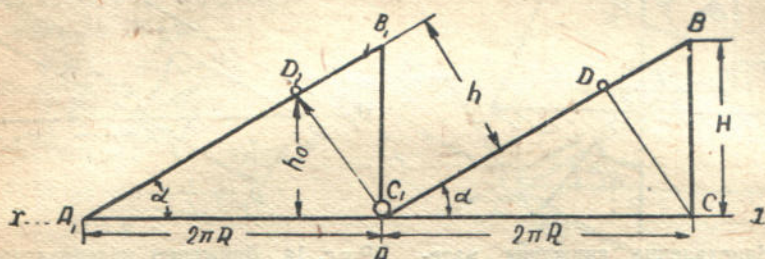


Рис. 10. Изображение движения материальной точки по развернутой винтовой линии при отсутствии трения.

линии ($2\pi R$) изображается перемещением ее вдоль оси xx (исходя из того, что сам шнек не имеет поступательного движения); движение же развернутой винтовой линии шнека AB за один оборот вала изображается на плоскости перемещением ее из положения AB в положение A_1B_1 и т. д.

Если бы отсутствовало трение между материальной точкой и винтовой поверхностью, то, при вращении шнека, последняя, испытывая давления

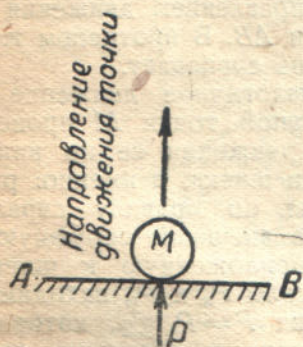


Рис. 11. Движение материальной точки под действием плоскости AB при отсутствии трения.

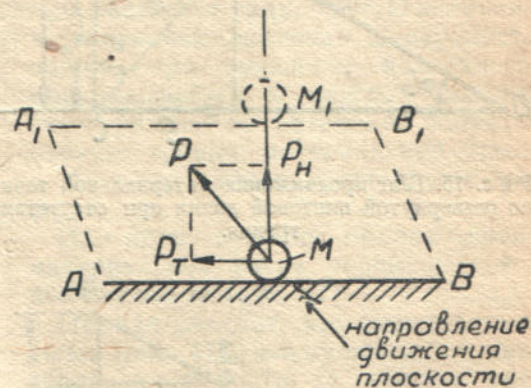


Рис. 12. Направление движения материальной точки при отсутствии трения.

со стороны шнека, перемещалась бы вдоль наклонной плоскости AB , все время с ней соприкасаясь. При этом точка прошла бы за один оборот вала перпендикулярно винтовой линии путь

$$h = CD = H \cdot \cos \alpha.$$

Этот вывод не вызывает сомнения при рассмотрении нижеследующего.

Возьмем материальную точку M и плоскость AB (рис. 11). При отсутствии трения, точка M воспринимает усилия, направленные только лишь перпендикулярно плоскости AB и, следовательно, перемещается вместе с ней только лишь в перпендикулярном направлении, независимо от того, двигается ли при этом плоскость в сторону или нет (рис. 12).

Так, если разложить в этом случае движущую силу P плоскости AB (рис. 12) на составляющие P_H и P_T , то на материальную точку передается лишь сила P_H . Сила же P_T вследствие трения не оказывает никакого влияния и потому точка M перемещается в положение M_1 .

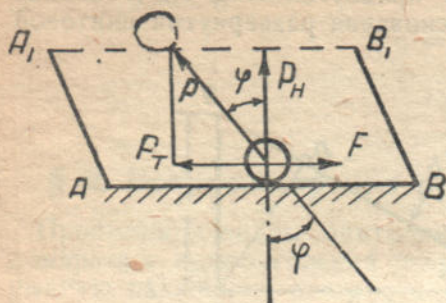


Рис. 13. Направление движения материальной точки при наличии трения.

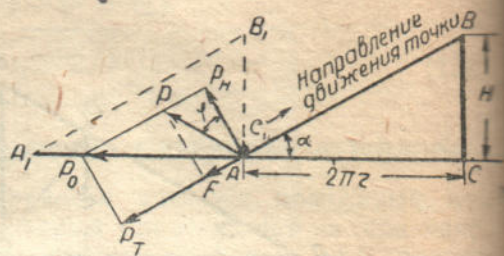


Рис. 14. Движение материальной точки по винтовой поверхности при наличии трения.

При наличии же трения между плоскостью AB и материальной точкой, последняя воспринимает горизонтальное усилие, равное силе трения.

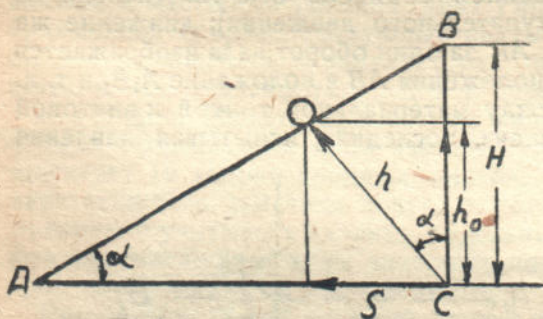


Рис. 15. Шаг продвижения материальной точки по развернутой винтовой линии при отсутствии трения.

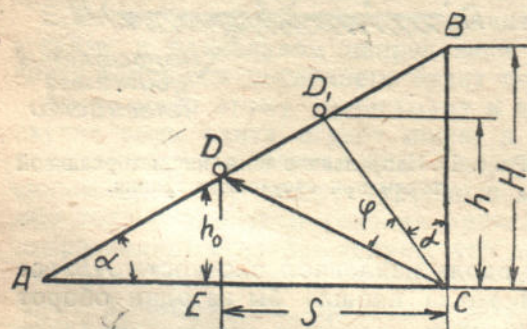


Рис. 16. Шаг продвижения и величина скольжения материальной точки по винтовой линии при наличии трения.

на P и направлена под углом трения φ к перпендикуляру наклонной плоскости.

В этом же направлении движется и материальная точка.

Итак, резюмируя все вышеизложенное, приходим к заключению, что при отсутствии трения материальная точка при вращении шнека дви-

Вследствие этого точка перемещается уже не перпендикулярно плоскости AB , а под углом φ , т. е. под углом конуса трения (если угол $\alpha > \varphi$). При этом, если плоскость AB (рис. 13) движется под углом φ , то направление движения точки совпадает с направлением движения плоскости AB . В противном же случае не совпадает.

Аналогичное движение материальной точки M происходит при движении ее по винтовой линии шнека, а именно: раскладывая по правилу параллелограмма внешнюю окружную силу P_0 , приложенную к шнеку на две силы P_H и P_T , находим силу трения $F = P_H \operatorname{tg} \varphi$, которая направлена в обратную сторону движения материальной точки M по винтовой линии. Такое движение возникает вследствие набегания винтовой поверхности на неподвижную точку (рис. 14).

Таким образом материальная точка находится под действием двух сил: силы P_H и силы $P_H \cdot \operatorname{tg} \varphi$, равнодействующая которых рав-

жется перпендикулярно винтовой поверхности, проходя за один оборот шнека путь $h = H \cdot \cos \alpha$. При этом в аксиальном направлении проходит $h_0 = H \cos^2 \alpha$ всегда меньше шага винтовой линии H . В окружном же (радиальном) направлении проскальзывает в обратную сторону движения шнека путь $S = H \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha$ (рис. 15). При наличии же трения между материальной точкой и винтовой поверхностью, точка продвигается в аксиальном направлении на еще меньшее расстояние, а именно согласно рис. 16 на h_0

$$CD = \frac{CD_1}{\cos \varphi} = \frac{H \cdot \cos \alpha}{\cos \varphi}$$

$$h_0 = DE = CD \sin [90^\circ - (\alpha + \varphi)] = \frac{H \cdot \cos \alpha \cdot \cos (\alpha + \varphi)}{\cos \varphi}$$

Величина скольжения S также увеличивается и равна

$$S = \frac{H \cdot \cos \alpha \cdot \sin (\alpha + \varphi)}{\cos \varphi}$$

Теперь определим усилия на материальную точку. Достаточно сказать, что все двигатели, независимо от их мощности, развивают на валу такую двигательную силу, какая необходима для определения сопротивления рабочих органов машины. Иначе говоря, двигатель развивает силу, равную величине сопротивления. Аналогично этому, к плоскости винтовой поверхности шнека, при вращении последнего, прикладывается в каждый момент сила, равная по величине сопротивлению трения материальной точки о боковую поверхность шнека кожуха.

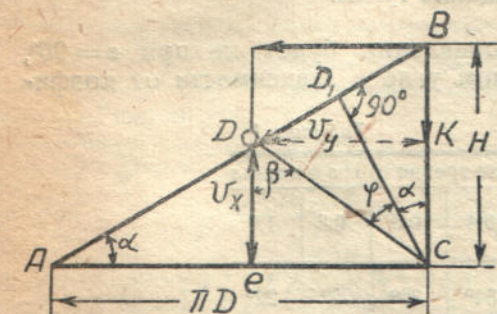


Рис. 18. Величина скорости в аксиальном и радиальном направлении шнека (вывод коэффициента скольжения).

составляет по отношению ко всей длине развернутой окружности шнека величину x , т. е. коэффициент скольжения равный

$$x = \frac{DK}{AC} = \frac{DC \cdot \sin (\alpha + \varphi)}{\frac{H}{\operatorname{tg} \alpha}}$$

или после преобразования получаем

$$x = \frac{\sin \alpha \cdot \sin (\alpha + \varphi)}{\cos \varphi} \quad (13)$$

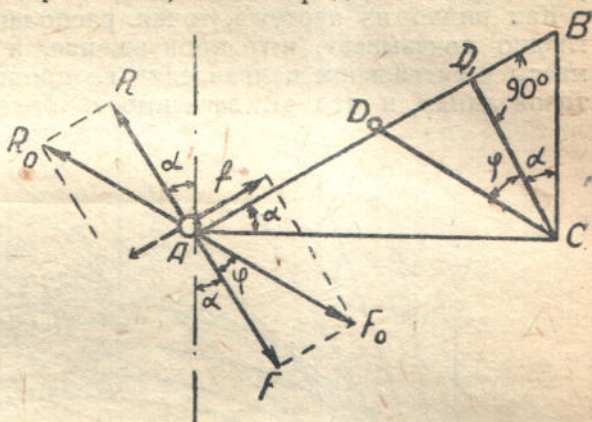


Рис. 17. Направление сил, действующих на материальную точку при ее движении по винтовой поверхности.

При этом за один оборот шнека материальная точка перемещается в положение D (рис. 17). Отсюда следует, что материальная точка (рис. 17), движущаяся по винтовой поверхности (с учетом трения торфа о шнек и кожух), за один оборот шнека проскальзывает по отношению к кожуху, т. е. в сторону вращения, путь DK (рис. 18), что составляет по отношению ко всей длине развернутой окружности шнека величину x , т. е. коэффициент скольжения равный

Подставляя различные значения коэффициентов трения в формулу (13) при разных углах наклона винтовой поверхности, вычисляем коэффициенты скольжения x , с помощью которых строим график кривых аксиальных продвижений материальных точек, путем откладывания значений x на соответствующих углу подъема α винтовых линиях, при одинаковой длине развернутой окружности шнека (рис. 19) $2\pi R$.

Как видно из чертежа, точки располагаются по кривой, которая наглядно показывает, что продвижение, а отсюда и производительность массы в аксиальном направлении не пропорциональна углу подъема винтовой линии, и что эта зависимость более сложная. При этом максимум

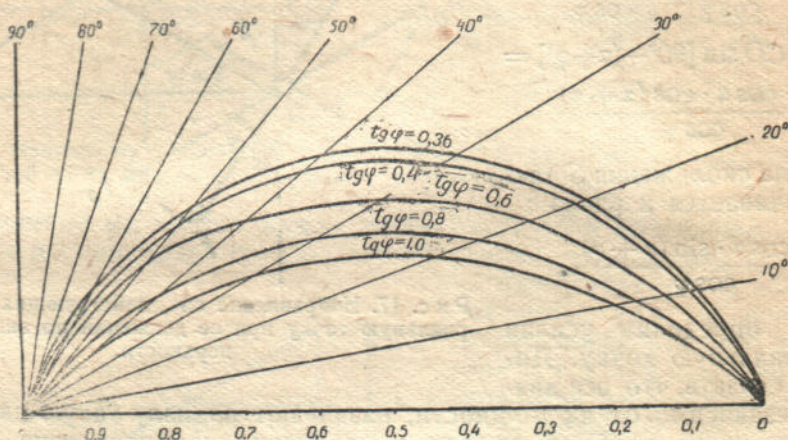


Рис. 19. График кривых аксиальных продвижений материальных точек по винтовой поверхности в зависимости от угла наклона винтовой линии и коэффициента трения.

продвижения точки в аксиальном направлении будет не при $\alpha = 90^\circ$, а при значительно меньшем оптимальном угле в зависимости от коэффициента трения (табл. 1).

Таблица 1

Оптимальный угол подъема винтовой линии	При коэффициенте трения торфа о металл					
	$\text{tg } \varphi$	0,36	0,4	0,6	0,8	1,0
α_{max}		35°	34°	30°	25°	22°

§ 4. Динамика и кинематика движения ряда материальных точек по винтовой поверхности

Рассмотрим теперь движение торфа по винтовой поверхности, представляя его себе вначале, как движение целого ряда не связанных между собой материальных точек. В этом случае каждая такая материальная точка, соприкасающаяся с винтовой поверхностью шнека, будет двигаться по своей винтовой линии. Так как углы подъема винтовых линий, лежащих на винтовой поверхности шнека, в зависимости от расстояния рассматриваемой директрисы от оси, есть величина переменная, изменяющаяся от угла α до 90° , то материальные точки имеют разные коэффициенты скольжения x и потому продвигаются в аксиальном направлении (т. е. вдоль оси) на неодинаковые расстояния (рис. 20), а именно: угол наклона винтовой линии для материальной точки А, лежащей на периферии, равен α_0 ,

для точки A_1 соответственно α_0 , и т. д. (рис. 20). Для точки A , лежащей в центре шнека, т. е. по оси, угол подъема $\alpha = 90^\circ$ и, следовательно, винтовая линия превращается в прямую линию (ось шнека).

В развернутом виде все эти винтовые линии при одном и том же шаге H (рис. 20) есть AB, A_1B, A_2B и т. д.

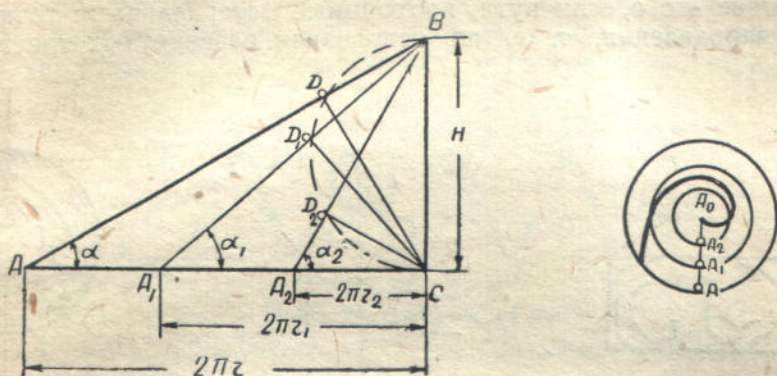


Рис. 20. Эпиора движения материальных точек в аксиальном и в радиальном направлении шнека (при отсутствии трения).

Согласно предыдущим выводам, материальные точки, движущиеся независимо друг от друга по винтовой поверхности (не учитывая массовых сил, ибо последние не влияют на движение при 100% заполнении шнека,

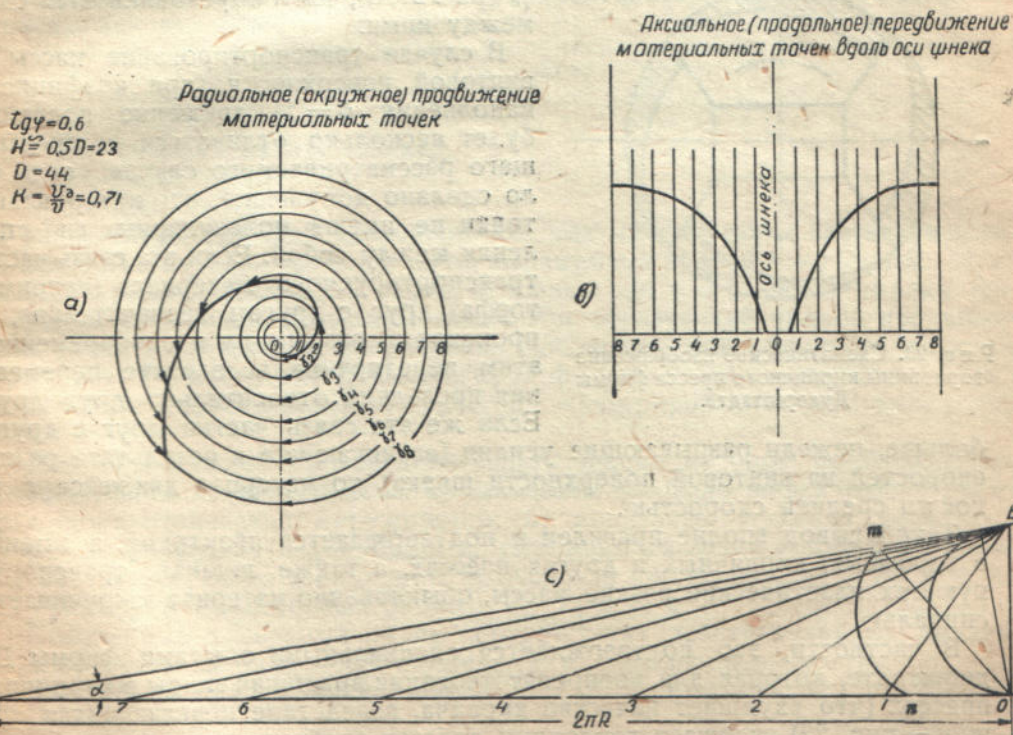


Рис. 21. Эпиора движения материальных точек в аксиальном и радиальном направлении (при наличии трения).

т. е. при $\psi = 1$), за один оборот шнека при отсутствии трения о шнек проходят пути CD , CD_1 , CD_2 и т. д., располагаясь по полукругу.

Учитывая же трение, возникающее при движении материальных точек о винтовую поверхность шнека, последние продвигаются на меньшие расстояния в аксиальном направлении, в результате чего располагаются по кривой mn (рис. 21, *c*).

Вследствие этого, если пути, проходимые материальными точками в окружном направлении, т. е. по основаниям развернутых треугольников

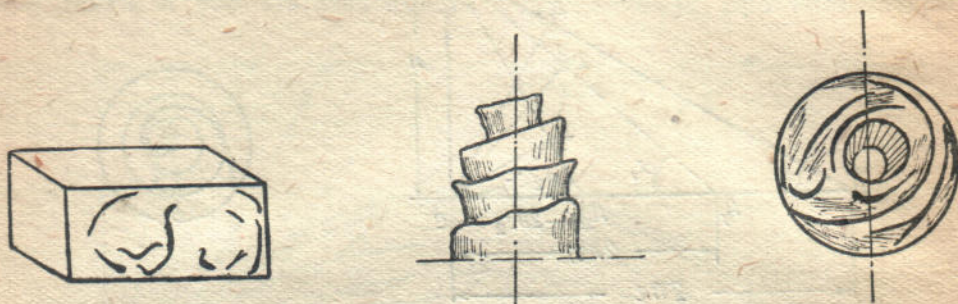


Рис. 22. Образование трещин и вид закрученной глины при выходе из кирпичного пресса.

винтовых линий (рис. 21, *a*), перенести соответственно на план винтовой поверхности, то конечное положение материальных точек, начавших свое движение одновременно от образующей OA (за один оборот шнека), выразится спиралью. Из этого следует, что материальные точки за один оборот проходят разные углы γ , γ_1 и γ_n (рис. 21, *a*), чем и обуславливается сдвиг между ними.

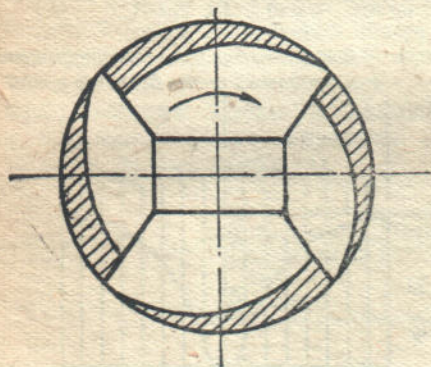


Рис. 23. Схематическое изображение горловины кирпичного пресса фирмы Дудерштадте.

В случае транспортирования массы по винтовой поверхности (при коэффициенте наполнения $\psi = 1$) движение последней будет несколько отличаться от предыдущего рассматриваемого случая, когда было сделано допущение, что материальные точки не имеют молекулярных сил сцепления между собой. Если эта связь частиц транспортируемого материала (например, торфа) друг с другом незначительна, то происходит разрыв их и одновременно с этим перетирание, вследствие перемещения последних относительно друг друга.

Если же эта связь частиц друг с другом больше, нежели разрывающие усилия (возникающие в результате разных скоростей на винтовой поверхности шнека), то материал движется с какой-то средней скоростью.

Такой вывод вполне правилен и подтверждается практикой, а именно: в торфяных, кирпичных и других прессах, а также шнеках, транспортирующих пластические вязкие массы, обыкновенно материал закручивается спиралью.

В частности, это подтверждается специальными опытами фирмы Дудерштадте, которая для воспрепятствования вращения глины в кирпичных прессах (что ухудшает качество кирпича, вследствие появляющихся трещин — рис. 22) снабжает горловину прессов особыми выступами наподобие турбинных лопаток, утолщающихся в противоположную вращению шнека сторону (рис. 23). Этим же объясняется, что низинные торфы вполне

перерабатываются в торфяных прессах, снабженных только шнеками, без наличия режущих элементов (напр., в прессах Дольберга). При этом наибольшая деформация материала достигает около центра вращения шнека.

Вот почему часто для транспортирования материала, в целях предохранения последнего от деформации, применяют специальные типы спиральных шнеков (рис. 24), которые имеют, вместо полнотенного винта, ленточную спираль. Особенно такие спиральные винты применяются на



Рис. 24. Спиральный шпек.

практике для транспорта кусковых и вязких материалов, чем уменьшается возможность заклинивания, крошимость и налипание материала на винтовую поверхность.

§ 5. Производительность шнека

Производительность шнека при коэффициенте наполнения $\psi = 1$ выражается не величиной действующей площади шнека, умноженной на шаг H шнека, как это обычно принимается

$$\pi(R^2 - r^2)H$$

где R — внешний радиус шнека,

r — радиус вала,

H — шаг шнека,

а значительно меньшей величиной, так как материальные частицы в аксиальном направлении проходят пути, выраженные кривой $h = f(r)$ (рис. 21, в). Следовательно, производительность шнека при $\psi = 1$ равна объему фигуры, ограниченной площадью шнека F и образующей кривой продвижения точек в аксиальном направлении ABC вращаемой вокруг оси шнека uu (рис. 27). Объем такой криволинейной фигуры можно определить двумя способами: приближенным графическим интегрированием или аналитическим путем.

Для определения производительности шнека методом приближенного графического интегрирования: а) разбиваем площадь шнека (рис. 21, а) на ряд концентрических окружностей; б) вычисляем площади отдельных колец по формуле $\pi(R_{2n}^2 - R_{2n-1}^2)$; в) умножаем площади полученных колец на соответствующие им средние аксиальные продвижения H_3, H_7 и т. д.; г) суммируем вычисленные объемы V_1, V_2 и т. д.

Полученный суммарный объем соответствует действительному продвижению массы за один оборот шнека, т. е. производительности.

Зная объем одного витка шнека $V = \pi R^2 H$, можем найти коэффициент полезного действия производительности шнека по формуле $\eta = \frac{V_d}{V}$. Пример такого подсчета приводим в табл. 2 для шнека пресса Рогова, при коэффициенте трения торфа о металл $\text{tg}\varphi = 0,6$.

Таблица 2

№ радиуса	Радиус R в см	R^2	$R^2_n - R^2_{n-1}$	Площадь кольца в см ² $\pi(R^2_n - R^2_{n-1})$	Среднее аксиальное продвижение для каждого кольца взято с рис. 21, в	Объем V_d см ³
1а	2,15	4,6	3,0	9	1,5	14,0
1	2,75	7,6	22,7	72	9,0	650
2	5,5	30,3	37,7	118	13,5	1650
3	8,25	68,0	53,0	116	16,0	2660
4	11,00	121,0	68,0	214	17,7	3800
5	13,75	189,0	83,3	250	18,5	4000
6	16,50	272,3	98,3	310	19,3	6000
7	19,25	370,6	113,4	366	20,0	7320
				$F = 1515$	—	$\Sigma V = 26894$

$$\text{Отсюда } \eta = \frac{\Sigma V_d}{V} = \frac{\Sigma V_d}{\pi \cdot R^2 \cdot H} = \frac{26894}{3,14 \cdot 22^2 \cdot 23} = 0,76$$

что несколько больше значения табл. 3, вычисленного по формуле (14), вследствие того, что в табл. 2 взяты средние аксиальные продвижения каждого кольца.

Как показывают вычисления, производительность шнека при $H=D$ и отсутствии трения составляет $\eta=0,75$ от всего объема, т. е. производительность даже в идеальных условиях при коэффициенте заполнения $\psi=1$ составляет за 1 оборот $V_0 = V \cdot \eta = 0,75 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot H$.

Это уменьшение производительности еще сильнее сказывается при учете трения материальной точки о шнек. Так при $H=D$ и $\text{tg } \varphi = 0,6$

$$V_d = 0,53 \pi R^2 H.$$

Следует заметить, что коэффициент полезного действия производительности шнека тем больше, чем меньший угол подъема винтовой поверхности.

Так при $H=0,5D$ и коэффициенте трения $\text{tg } \varphi = 0,6$, производительность равна $V_d = 0,71 \pi R^2 H$, т. е. коэффициент полезного действия $\eta_{H=0,5D} = 0,71$ больший, нежели в предыдущем случае, когда $H=D$, но по абсолютной величине производительность меньше, а именно

$$\begin{aligned} 0,53 \pi R^2 H &> 0,71 \pi R^2 H_1 \\ 0,53 \pi R^2 2R &> 0,71 \pi R^2 R \\ 1,06 \pi R^3 &> 0,71 \pi R^3 \end{aligned}$$

где $H=D=2R$; $H_1=0,5D=R$

Точно также коэффициент полезного действия производительности шнека тем больший, чем меньший коэффициент трения.

Так, вычисляя „ η “ для шнека прессы Рогова, при разных коэффициентах трения движения получаем следующие значения (табл. 3).

Таблица 3

Коэффициент трения	$\text{tg } \varphi = 0,4$	$\text{tg } \varphi = 0,6$	$\text{tg } \varphi = 0,8$	Примечание
Коэффициент полезного действия производительности шнека при $H=0,5D$	0,80	0,71	0,70	В среднем η можем считать (так как колебания незначительные) равным $\frac{0,80+0,71+0,70}{3} = 0,72$

Аналогичную картину (согласно графиков рис. 25) можно наблюдать и при других соотношениях шага и диаметра шнека, при всех прочих других равных условиях, например, $\operatorname{tg} \varphi = 0,6$ (табл. 4).

Таблица 4

Шаг шнека	$H = 0,5D$ (табл. 3)	$H = 0,75D$	$H = D$	$H = 1,25D$
* Коэффициент полезного действия производительности шнека η	0,71	0,64	0,53	0,43

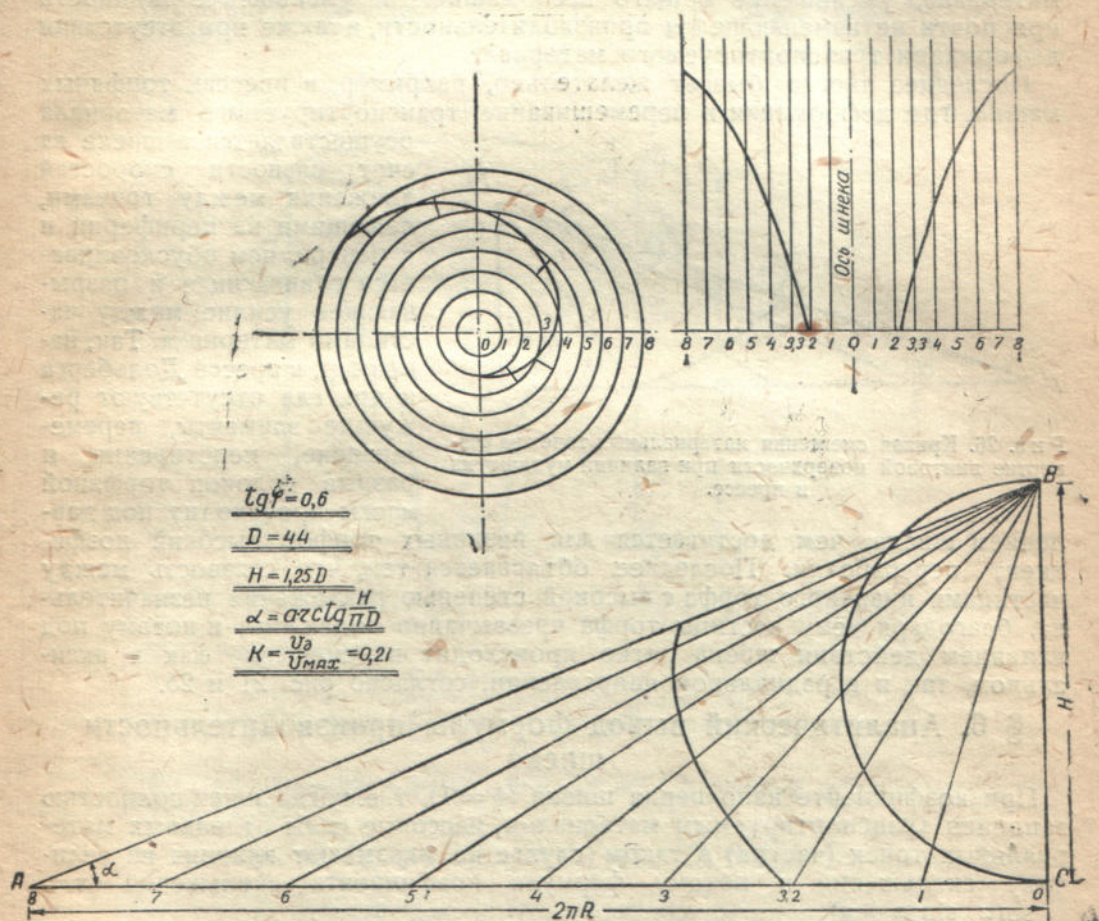


Рис. 25. Эпюры аксиального и радиального продвижения материальных точек по винтовой поверхности при $H = 1,25 D$.

Большое влияние на производительность шнека в прессе Рогова оказывает лобовое сопротивление продвижения массы в мундштуке. Вследствие этого кривая подъема точек по винтовой поверхности смещается в сторону уменьшения продвижения точек в аксиальном направлении, т. е. увеличивается коэффициент скольжения.

Однако за отсутствием данных сопротивления в мундштуке определить при этом положение кривой покамест не удалось. Есть лишь некоторые предпосылки, что эта кривая должна лечь, как указано на рис. 26. Это уменьшит производительность шнека до $0,2 - 0,3 \pi R^2 H n$.

Рассматривая табл. 2, приходим к заключению, что изменение сечения шнека за счет площади вала мало уменьшает производительность, ибо как

наглядно видно на рис. 21 и 25 движение материальных точек в аксиальном и окружном направлении начинается (в зависимости от коэффициента трения) на некотором расстоянии от оси. Это уменьшение производительности достигает в пределах $0,2 - 0,3R$ от оси вращения до 5%. Величина же работы, затрачиваемая на преодоление трения в этом участке, наоборот достигает максимального значения, что вызывает непропорциональное повышение мощности. Отсюда следует, что шнеки, предназначенные для транспорта материала, выгодно изготовлять из тонкостенных труб большого диаметра — чем достигается большая прочность, экономия материала, уменьшение общего веса машины и уменьшение мощности при почти не изменяющейся производительности, а также при отсутствии деформации транспортируемого материала.

Последнее иногда бывает желательно, например, в прессах торфяных машин, где деформация и перемешивание транспортируемого материала

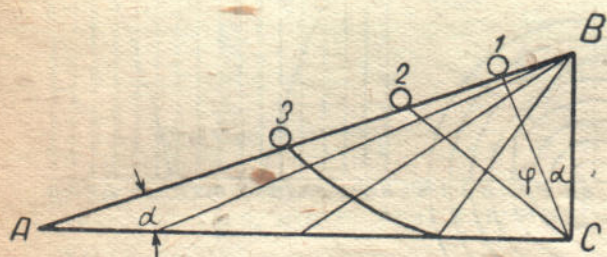


Рис. 26. Кривая смещения материальных точек на развертке винтовой поверхности при наличии мундштука в прессе.

осуществляется в шнеке за счет разности скоростей движения между точками, лежащими на периферии и в центре, чем обуславливается сдвигающее и разрывающее усилие между частицами материала. Так, например, в прессе Дольберга и др., где отсутствуют режущие элементы, перемешивание, перетирание и разрыв волокон торфяной массы происходит под давлени-

ем шнека, чем достигается для низинных торфов высокий коэффициент переработки. Последнее объясняется тем, что связность между частицами низинного торфа с высокой степенью разложения незначительна, благодаря чему частицы торфа чрезвычайно подвижны, и потому под влиянием действия шнека легко происходит их смещение как в аксиальном, так и в радиальном направлении, согласно рис. 21 и 25.

§ 6. Аналитический вывод формулы производительности шнека

При коэффициенте наполнения шнека ($\psi = 1$), т. е. когда шнек полностью заполнен транспортируемым материалом, массовые силы отдельных материальных точек (частиц) в таком случае не оказывают влияния на величину скольжения и потому формула коэффициента скольжения ($x = \frac{\sin \alpha \cdot \sin(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi}$), выведенная для развернутой винтовой поверхности на плоскости, остается верна и для определения коэффициента скольжения торфа в шнеке. Согласно кривым аксиальным продвижениям (рис. 21 и 25) материальных точек в шнеке, все точки продвигаются меньше, чем на шаг винтовой линии. Это отставание от продвижения на полный шаг шнека тем больше, чем ближе к центру находятся материальные точки, что выражается уравнением¹

$$y = H \cdot x = \frac{H \cdot \sin \alpha_x \cdot \sin(\alpha_x + \varphi)}{\cos \varphi}$$

¹ Величина отставания материальных точек от продвижения на полный шаг за один оборот вала, согласно рис. 18, составляет

$$\frac{BK}{BC} = \frac{DK}{AC} = x; BK = BC \cdot x = Hx$$

$$y = H \cdot x$$

где y — величина отставания материальной точки в аксиальном направлении,
 H — шаг шнека,
 x — коэффициент скольжения.

Следовательно, кривая отставания продвижения материальных точек вдоль оси шнека выражается формулой

$$y = \frac{H \cdot \sin \alpha_x \cdot \sin(\alpha_x + \varphi)}{\cos \varphi}$$

Отсюда находим производительность шнека как объем тела вращения ABC (рис. 27) вокруг оси шнека yy (по оси x отложены углы наклона винтовых линий)

$$V_1 = V - V_2 - V_3 \quad (13a),$$

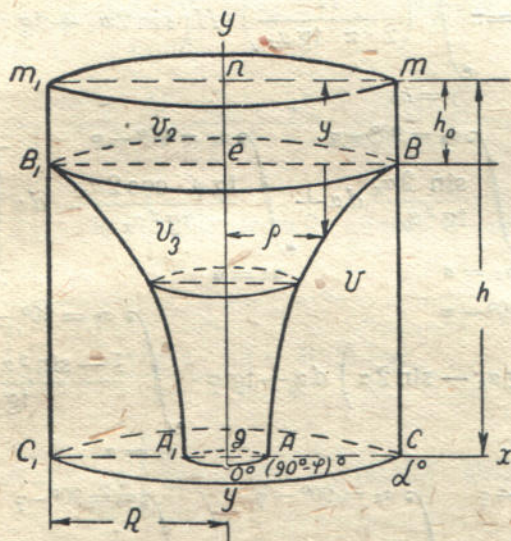


Рис. 27. Чертеж к выводу аналитической формулы производительности шнека как объем тела вращения кривой ABC вокруг оси yy .

где V — объем тела вращения вокруг оси шнека yy , равный произведению площади шнека на шаг.

$$V = \pi \cdot R^2 \cdot H = \pi \left(\frac{H \cdot \operatorname{ctg} \alpha}{2\pi} \right)^2 H = \frac{H^3 \cdot \operatorname{ctg}^2 \alpha}{4\pi}$$

$$\left(\operatorname{tg} \alpha = \frac{H}{\pi D} : \text{откуда } R = \frac{H \cdot \operatorname{ctg} \alpha}{4\pi} \right),$$

V_2 — объем тела вращения $nmBe$ вокруг оси yy равный

$$V_2 = \pi \cdot R^2 \cdot h_0 = \pi \cdot R^2 \cdot H \cdot x = \frac{H^3 \cdot \operatorname{ctg}^2 \alpha}{4\pi} \cdot x = \frac{H^3 \cdot \operatorname{ctg}^2 \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \sin(\alpha + \varphi)}{4\pi \cos \varphi}$$

α — угол наклона винтовой линии шнека на периферии,

V_3 — объем тела вращения $eBAG$ вокруг оси yy равный согласно рис. 27

$$V_3 = \pi \int_{y=h_0}^{y=H} \rho_1^2 dy$$

Для решения этого интеграла все переменные величины, входящие под знак интеграла, выражаем через шаг шнека H .

$$dy = d \left[\frac{H \cdot \sin \alpha_x \cdot \sin (\alpha_x + \varphi)}{\cos \varphi} \right] = H \cdot (d \sin^2 \alpha_x + \operatorname{tg} \varphi \cdot d \sin \alpha_x \cdot \cos \alpha_x) = \\ = H \cdot (\sin 2 \alpha_x + \operatorname{tg} \varphi \cdot \cos 2 \alpha_x) \cdot d \alpha_x$$

В результате наш интеграл принимает вид

$$V_3 = \pi \cdot \int_{y=h_0}^{y=H} \rho^2 \cdot dy = \pi \int_{y=h_0}^{y=H} \left(\frac{H}{2 \cdot \pi \cdot \operatorname{tg} \alpha_x} \right)^2 \cdot H (\sin 2 \alpha_x + \operatorname{tg} \varphi \cdot \cos 2 \alpha_x) \cdot d \alpha_x = \\ = \frac{H^3}{4 \pi} \cdot \left[\int_{\alpha_x = \alpha}^{\alpha_x = 90^\circ - \varphi} \frac{\sin 2 \alpha_x}{\operatorname{tg}^2 \alpha_x} d \alpha_x + \int_{\alpha_x = \alpha}^{\alpha_x = 90^\circ - \varphi} \frac{\operatorname{tg} \varphi \cdot \cos 2 \alpha_x}{\operatorname{tg}^2 \alpha_x} \cdot d \alpha_x \right] = \\ = \frac{H^3}{4 \pi} \cdot \left[\int_{\alpha_x = \alpha}^{\alpha_x = 90^\circ - \varphi} (2 \cdot \operatorname{ctg} \alpha_x - \sin 2 \alpha_x) d \alpha_x + \operatorname{tg} \varphi \cdot \int_{\alpha_x = \alpha}^{\alpha_x = 90^\circ - \varphi} \frac{1 - \sin^2 \alpha_x - \sin^2 \alpha_x}{\operatorname{tg}^2 \alpha_x} \cdot d \alpha_x \right] = \\ = \frac{H^3}{4 \pi} \left[2 \int_{\alpha_x = \alpha}^{\alpha_x = 90^\circ - \varphi} \operatorname{ctg} \alpha_x \cdot d \alpha_x - \int_{\alpha_x = \alpha}^{\alpha_x = 90^\circ - \varphi} \sin 2 \alpha_x \cdot d \alpha_x + \operatorname{tg} \varphi \left(\int_{\alpha_x = \alpha}^{\alpha_x = 90^\circ - \varphi} \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \alpha_x} d \alpha_x - \int_{\alpha_x = \alpha}^{\alpha_x = 90^\circ - \varphi} \frac{2 \sin^2 \alpha_x}{\operatorname{tg}^2 \alpha_x} d \alpha_x \right) \right] = \\ = \frac{H^3}{4 \pi} \left\{ 2 \cdot \ln \sin \alpha_x + \frac{\cos 2 \alpha_x}{2} + \operatorname{tg} \varphi \left[-\operatorname{ctg} \alpha_x - \alpha_x - 2 \left(\frac{1}{4} \sin 2 \alpha_x + \frac{\alpha_x}{2} \right) \right] \right\}_{\alpha_x = \alpha}^{\alpha_x = 90^\circ - \varphi} = \\ = \frac{H^3}{4 \pi} \left\{ 2 \cdot \ln \sin \alpha_x + \frac{\cos 2 \alpha_x}{2} - \operatorname{tg} \varphi \left[\operatorname{ctg} \alpha_x + \frac{1}{2} \sin 2 \alpha_x + 2 \alpha_x \right] \right\}_{\alpha_x = \alpha}^{\alpha_x = 90^\circ - \varphi} = \\ = \frac{H^3}{4 \pi} \left\{ 2 \left[\ln \sin (90^\circ - \varphi) - \ln \sin \alpha \right] + \frac{\cos 2 (90^\circ - \varphi)}{2} - \frac{\cos 2 \alpha}{2} - \right. \\ \left. - \operatorname{tg} \varphi \cdot \left[\operatorname{ctg} (90^\circ - \varphi) - \operatorname{ctg} \alpha + \frac{1}{2} \sin 2 (90^\circ - \varphi) - \frac{1}{2} \sin 2 \alpha + \left[2 (90^\circ - \varphi) - 2 \alpha \right] \frac{\pi}{180} \right] \right\}$$

$$V_3 = \frac{H^3}{4\pi} \left\{ 2(\ln \cos \varphi - \ln \sin \alpha) - \frac{1}{2}(\cos 2\varphi + \cos 2\alpha) - \right. \\ \left. - \operatorname{tg} \varphi \left[\operatorname{tg} \varphi - \operatorname{ctg} \alpha + \frac{1}{2}(\sin 2\varphi - \sin 2\alpha) + (90^\circ - \varphi - \alpha) \frac{\pi}{90^\circ} \right] \right\}$$

Подставляя значения V , V_2 и V_3 в формулу (13а), находим производительность шнека за один оборот вала.

$$V_1 = V - V_2 - V_3 = \frac{H^3 \cdot \operatorname{ctg}^2 \alpha}{4\pi} - \frac{H^3 \cdot \operatorname{ctg}^2 \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \sin(\alpha + \varphi)}{4 \cdot \pi \cdot \cos \varphi} - \frac{H^3}{4\pi} \left\{ 2(\ln \cos \varphi - \ln \sin \alpha) - \right. \\ \left. - \frac{1}{2}(\cos 2\varphi + \cos 2\alpha) - \operatorname{tg} \varphi \left[\operatorname{tg} \varphi - \operatorname{ctg} \alpha + \frac{1}{2}(\sin 2\varphi - \sin 2\alpha) + (90^\circ - \varphi + \alpha) \frac{\pi}{90^\circ} \right] \right\}$$

$$V_{\text{шн}} = \frac{H^3}{4\pi} \left\{ \operatorname{ctg}^2 \alpha - \frac{\operatorname{ctg}^2 \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \sin(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi} - 2(\ln \cos \varphi - \ln \sin \alpha) + \right. \\ \left. + \frac{1}{2}(\cos 2\varphi + \cos 2\alpha) + \operatorname{tg} \varphi \left[\operatorname{tg} \varphi - \operatorname{ctg} \alpha + \frac{1}{2}(\sin 2\varphi - \sin 2\alpha) + (90^\circ - \varphi - \alpha) \frac{\pi}{90^\circ} \right] \right\}$$

(14)

Пример. Вычислить производительность горизонтального шнека за 1 оборот вала при $H=D$ и коэффициенте трения торфа о шнек $\operatorname{tg} \varphi = 0,6$

$$\alpha = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{H}{\pi D} = 17^\circ 45'$$

$$\varphi = \operatorname{arc} \operatorname{tg} 0,6 = 31^\circ$$

Подставив в формуле (14) значение углов α и φ , находим

$$V_{\text{шн}} = \frac{H^3}{4\pi} \left\{ \operatorname{ctg}^2 17^\circ 45' - \frac{\operatorname{ctg}^2 17^\circ 45' \sin 17^\circ 45' \sin(17^\circ 45' + 31^\circ)}{\cos 31^\circ} - \right. \\ - 2(\ln \cos 31^\circ - \ln \sin 17^\circ 45') + \frac{1}{2}(\cos 2 \times 31^\circ + \cos 2 \times 17^\circ 45') + \\ + \operatorname{tg} 31^\circ \left[\operatorname{tg} 31^\circ - \operatorname{ctg} 17^\circ 45' + \frac{1}{2}(\sin 2 \times 31^\circ - \sin 2 \times 17^\circ 45') + \right. \\ \left. + (90^\circ - 31^\circ - 17^\circ 45') \frac{3,14}{90^\circ} \right] \left. \right\} = \frac{H^3}{4\pi} \cdot 5,2$$

откуда можем определить коэффициент полезного действия производительности шнека

$$\eta = \frac{V_{\text{шн}}}{V} = \frac{\frac{H^3}{4\pi} \cdot 5,2}{\frac{H^3}{4\pi} \text{ctg}^2\alpha} = \frac{5,2}{9,75} = 0,53.$$

Аналогичным путем определяются коэффициенты полезного действия производительности шнека и при других соотношениях шага, диаметра шнека и коэффициента трения торфа о шнек (таб. 3 и 4).

§ 7. Динамика и кинематика движения материала в мундштуке

Для определения производительности шнека при наличии мундштука (т. е. уже торфяного пресса) необходимо знать лобовое сопротивление, оказываемое последним проходящей через него массе торфа.

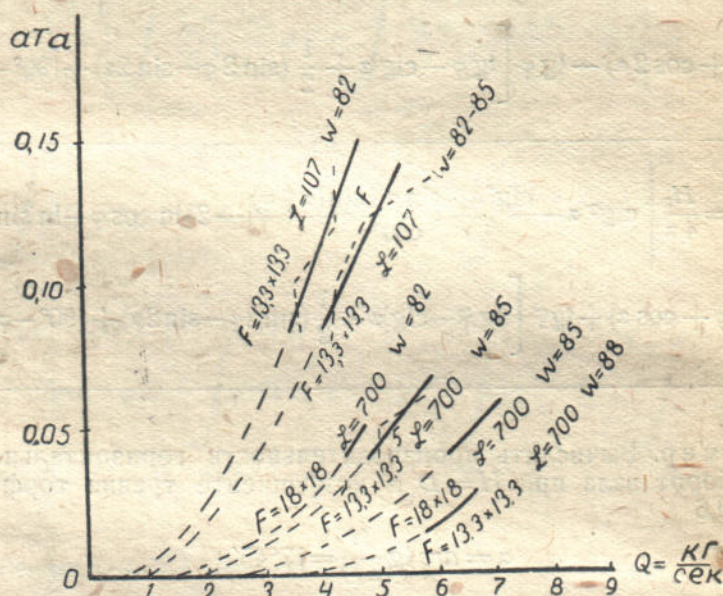


Рис. 28. График давления торфа в мундштуке в зависимости от производительности, влажности торфа (в процентах) и размеров мундштука.

С этой целью воспользуемся графиком (рис. 28), построенным на основании опытных данных инж. Ушкова „Испытание элеваторной машины и ее элементов“, в котором приводятся значения давления по манометру в устье мундштука (сейчас же за шнеком) и соответствующая при этом производительность.

Как видно из графика, чем больше сечение мундштука, меньше его длина и чем больше влажность торфа, тем меньше давление и тем больше производительность.

При этом наибольшее влияние на производительность оказывает влажность торфа, затем сечение и, наконец, — длина мундштука.

Изменение давления в мундштуке при больших абсолютных величинах изменяет производительность в меньшей степени, чем при малых абсолютных давлениях.

§ 8. Форма мундштука

Транспортируемый материал, получив спиральное движение после выхода из последнего витка шнека, попадая в мундштук, задерживается силами трения о стенки последнего и этим самым прекращает свое дальнейшее движение. Поэтому при выходе торфа из мундштука закручивание массы не происходит.

Под влиянием ко-
нечности мундштука
(рис. 29) масса торфа
сдавливается по всему
периметру, причем тем
равномерней, чем пра-
вильнее конусность, а
именно: при круглом
сечении мундштука,
ось которого является
продолжением оси
шнека, масса равном-
ерно сдавливается по всему периметру, вследствие чего кривые давл-
ения по сечению шнека приобретают вид концентрических окружностей.
При таком мундштуке можно достигнуть вполне равномерной прочности
кирпича по всему сечению (рис. 30).

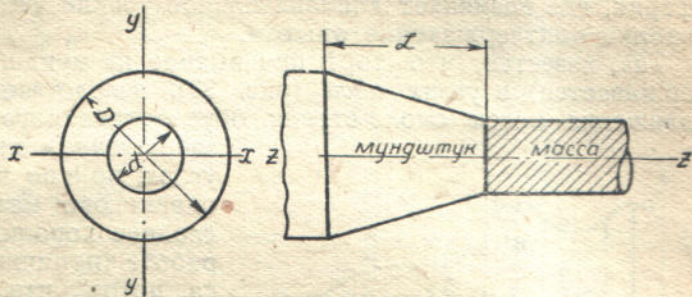


Рис. 29. Схематический вид мундштука.



Рис. 30. Концентрические кривые давления массы при круглом сечении мундштука.

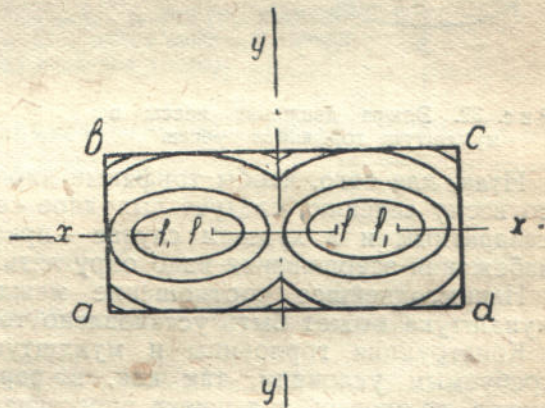


Рис. 31. Кривые давления массы при прямоугольном сечении мундштука.

Так как круглая форма кирпича имеет много недостатков при транспортировке, сушке, укладке в штабели и т. д., то его изготовляют квадратного сечения. В этом случае кирпичи имеют также более или менее равномерную прочность, ибо квадрат как геометрическая фигура при непрерывном удвоении числа сторон имеет своим пределом окружность. При прямоугольном сечении мундштука давление в сечении неравномерное — причем тем в большей степени, чем больше разность между шириной и высотой кирпича, так как сжимающие силы P_y (вследствие большего угла наклона стенки мундштука) больше по величине, нежели P_x . В этом случае линии давления, повидимому, идут по двум концентрическим эллипсам (рис. 31).

Последнее заключение сделано исходя из следующего.

Скорость массы в шнеке распределяется согласно предыдущим выводам по параболоиду (рис. 32), попадая же в мундштук, масса торфа, благодаря наличию конусности, теряет свою скорость на периферии и приобретает ее в центре, что влечет к перераспределению скорости и давления по двум эллипсам. При этом максимальную скорость масса, повидимому, приобретает в фокусах f и f_1 (рис. 31, 32), а не на периферии, где возникает дополнительное трение частиц о стенки мундштука, вполне подтверждаемое опытом.

Так, известно, что торф при выходе из мундштука задерживается (заершивается) в углах $abcd$ (рис. 33), вследствие уменьшения скорости движения массы около стенок, обусловливаемого трением. Этот процесс заершивания происходит не только в углах, но и по плоскостям ab, bc, cd, da , однако оно мало заметно на-глаз. Последнее хорошо можно наблюдать при работе кирпичного глиномяльного прессы, потому что глина более пластична, нежели торф.

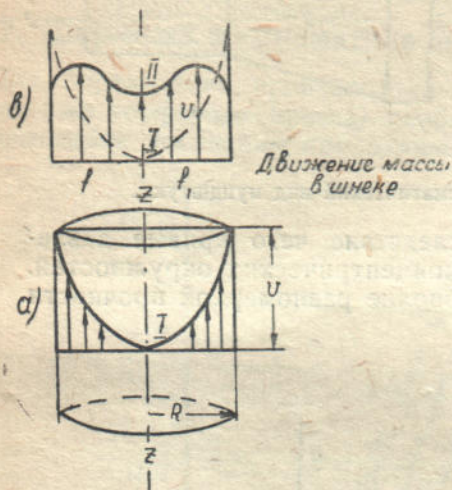


Рис. 32. Эпюра движения массы в мундштуке торфяного прессы.

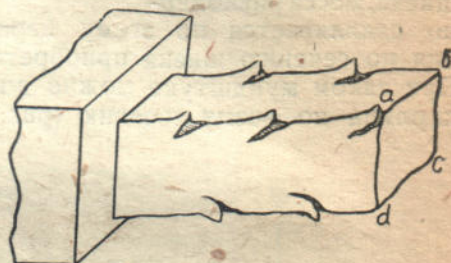


Рис. 33. Заершивание массы при выходе из мундштука.

Итак, для того, чтобы торфяные кирпичи имели одинаковую прочность по всему сечению, следует выходное сечение мундштука делать круглым, квадратным и в худшем случае — прямоугольным, при этом углы для избежания заершивания надо округлять.

Наивыгоднейшее соотношение между сечением шнека и сечением мундштука может быть установлено только опытным путем.

Конструкция горловины и мундштука в прессе Рогова не отвечает требуемым условиям, так как, во-первых: последние наклонены к оси шнека, во-вторых, вал шнека пересекает полость горловины и, в-третьих, мундштук имеет прямоугольное сечение. Правда, последнее при существующих размерах 133×277 мм повидимому большого влияния на прочность кирпича не оказывает.

§ 9. Теория идеального шнека

Базируясь на законах гидромеханики, но вводя ряд предпосылок, упрощающих и идеализирующих физические явления, связанные с работой шнека, транспортирующего идеальную пластическую жидкость, лишенную сил вязкости, ниже дан метод определения осевого упорного давления на шнек при заданных условиях работы.

Так, согласно предыдущим рассуждениям, за один оборот шнека, при отсутствии трения, материальная точка в аксиальном направлении проходит по винтовой поверхности путь, равный $H \cdot \cos^2 \alpha$ (рис. 34).

$$\begin{aligned}
 DC &\perp AB \\
 DC &= BC \cdot \cos \alpha = H \cos \alpha \\
 h &= CE = DC \cdot \cos \alpha = H \cdot \cos \alpha \cdot \cos \alpha = H \cos^2 \alpha
 \end{aligned}$$

За n оборотов шнека в секунду материальная точка в аксиальном направлении пройдет путь

$$S = n \cdot h = n \cdot H \cdot \cos^2 \alpha$$

и, следовательно, ее скорость равна

$$V_A = \frac{S}{t} = \frac{n \cdot H \cdot \cos^2 \alpha}{1} = n \cdot H \cdot \cos^2 \alpha \quad (15)$$

где t — время движения = 1 сек.

Угловая скорость шнека $\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot h_0}{60}$

где h_0 — число оборотов в минуту.

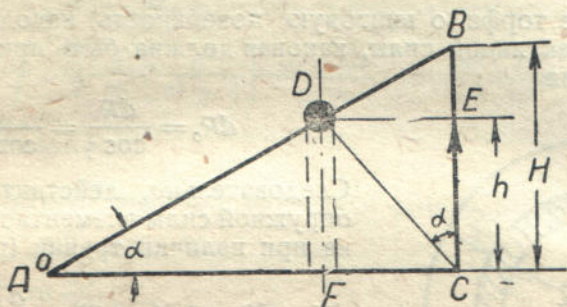


Рис. 34. К теории идеального шнека (продвижение материальной точки по развернутой винтовой поверхности и ее величина упора).

Заменяя $\frac{h_0}{60}$ через n об/сек., формула угловой скорости принимает вид

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$$

откуда

$$n = \frac{\omega}{2 \cdot \pi}$$

Подставляя в формулу (15) значение n , находим, что

$$V_A = \frac{\omega \cdot H}{2 \cdot \pi} \cdot \cos^2 \alpha$$

Для определения упорного давления, оказываемого плоскостью одного витка шнека торфу, аксиальная скорость которого равна в первый момент движения нулю (т. е. для преодоления инерции торфяных частиц), воспользуемся законом количества движения, согласно которому осевое давление на площадь элементарного кольца будет получаться, как произведение из массы торфа, протекающего через это кольцо в 1 сек., и скорости, сообщенной этой массе, в направлении обратном поступательному движению.

Таким образом аксиальный упор шнека равен (16),

$$dT = m \cdot V_A$$

где m — секундная масса торфа, протекающая через элементарное кольцо, равная (рис. 35) при плотности ρ

$$m = \rho \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \quad V_A = \frac{\omega \cdot H}{2 \cdot \pi} \cdot \cos^2 \alpha_x$$

откуда

$$dT = \rho \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \cdot V_A \cdot V_A = \rho \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \cdot \left(\frac{\omega \cdot H}{2 \cdot \pi} \cdot \cos^2 \alpha_x \right)^2 = \\ = \rho \cdot \frac{\omega^2 \cdot H^2}{2 \pi} \cdot \cos^4 \alpha_x \cdot r \cdot dr,$$

а реакция упорного давления dR , перпендикулярная к винтовой плоскости шнека (рис. 36), равняется

$$dR = \frac{dT}{\cos \alpha_x}.$$

Учитывая трение торфа о винтовую поверхность, находим действительное значение реактивной силы, каковая должна быть приложена к шнеку для его вращения

$$dR_0 = \frac{dR}{\cos \varphi} = \frac{dT}{\cos \alpha_x \cdot \cos \varphi}$$

Следовательно, действительное значение окружной силы элементарного кольца шнека при наличии трения (рис. 36)

$$dK_p = dR_0 \cdot \sin(\alpha_x + \varphi) = \frac{dT \cdot \sin(\alpha_x + \varphi)}{\cos \alpha_x \cdot \cos \varphi} \quad (17)$$

а аксиальный упор элементарного кольца

$$dT_A = \frac{dT \cdot \cos(\alpha_x + \varphi)}{\cos \alpha_x \cdot \cos \varphi} = \\ = (1 - \operatorname{tg} \alpha_x \cdot \operatorname{tg} \varphi) \cdot dT \quad (18)$$

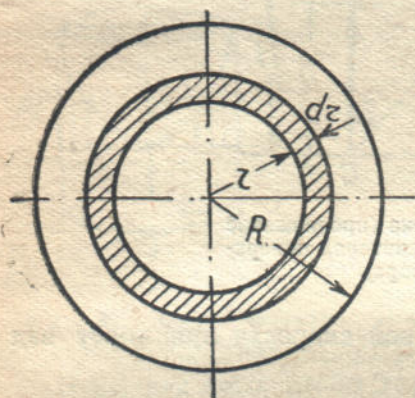


Рис. 35. Элементарное кольцо, через которое протекает масса (к выводу формулы аксиального упора).

откуда полный аксиальный упор шнека, передаваемый на подпятник вала (пренебрегая толщиной ступицы),

$$T_A = \int_0^a (1 - \operatorname{tg} \alpha_x \cdot \operatorname{tg} \varphi) dT = T - \operatorname{tg} \varphi \cdot \int_0^a \operatorname{tg} \alpha_x dT \quad (19)$$

где

$$T = \int_{r=0}^{r=R} \rho \cdot \frac{\omega^2 H^2}{2 \pi} \cdot \cos^4 \alpha_x \cdot r \cdot dr = \rho \cdot \frac{\omega^2 \cdot H^2}{2 \cdot \pi} \int_{r=0}^{r=R} \cos^4 \alpha_x \cdot r \cdot dr \quad (20).$$

Ввиду того, что угол подъема винтовой линии по плоскости шнека при изменении радиуса от 0 до R есть величина переменная (рис. 35), то для решения полученного интеграла производим следующее преобразование.

Заменяем значение $\operatorname{ctg} \alpha_x$ через новое переменное

$$\operatorname{ctg} \alpha_x = \frac{2 \pi \cdot r}{H} = z$$

Тогда находим новое выражение всех переменных величин, входящих под знак интеграла, а именно:

$$r = \frac{H \cdot z}{2 \cdot \pi}$$

$$dr = \frac{H}{2 \cdot \pi} dz$$

$$\cos^2 \alpha = \frac{1}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} = \frac{\operatorname{ctg}^2 \alpha}{1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha} = \frac{z^2}{1 + z^2}.$$

Подставляя полученные значения в формулу (20), находим

$$T = \rho \cdot \frac{\omega^2 \cdot H^2}{2 \cdot \pi} \int_{z=0}^{z=\frac{2\pi \cdot R}{H}} \frac{H \cdot z}{2 \cdot \pi} \left[\frac{z^2}{z^2 + 1} \right]^2 \frac{H \cdot dz}{2 \cdot \pi} = \rho \cdot \frac{\omega^2 \cdot H^4}{8 \cdot \pi^3} \cdot \int_{z=0}^{z=\frac{2\pi \cdot R}{H}} \frac{z^4}{(z^2 + 1)^2} dz$$

Для решения этого сложного интеграла заменяем $(z^2 + 1) = y$.
Тогда $dy = 2 \cdot z \cdot dz$

$$z \cdot dz = \frac{dy}{2}$$

$$z^2 = y - 1$$

$$z^4 = (y - 1)^2$$

В результате такой замены наш интеграл выражается в виде суммы трех интегралов простейшего вида

$$\begin{aligned} \int_{z=0}^{z=\frac{2\pi R}{H}} \frac{z^4 \cdot dz}{z^2 + 1} &= \int_{z=0}^{z=\frac{2\pi R}{H}} \frac{z^4 \cdot z \cdot dz}{(z^2 + 1)^2} = \int \frac{(y - 1)^2 \cdot \frac{dy}{2}}{y^2 \cdot 2} = \int \frac{y^2 - 2y + 1}{2 \cdot y^2} \cdot dy = \\ &= \int \frac{dy}{2} - \int \frac{dy}{y} + \int \frac{dy}{2y^2} = \frac{y}{2} - \ln y + \left(-\frac{1}{2y} \right) = \\ &= \left[\frac{z^2 + 1}{2} - \ln(z^2 + 1) - \frac{1}{2(z^2 + 1)} \right]_{z=0}^{z_0 = \frac{2 \cdot \pi R}{H}}, \end{aligned}$$

откуда

$$T = \rho \cdot \frac{\omega^2 \cdot H^4}{8 \cdot \pi^3} \left[\frac{z_0^2 + 1}{2} - \ln(z_0^2 + 1) - \frac{1}{2(z_0^2 + 1)} \right]$$

заменяя $z_0 = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{H} = \operatorname{ctg} \alpha$; $\omega = 2 \pi n$, $H^2 = \pi^2 D^2 \operatorname{tg}^2 \alpha$,

окончательно находим первую часть уравнения аксиального упора

$$T = \rho \cdot \pi^2 \cdot H^2 \cdot D^2 \cdot 1,57 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \left[\frac{1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha}{2} - \frac{1}{2(1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha)} - \ln(1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha) \right].$$

Вторую часть уравнения (19) аксиального упора

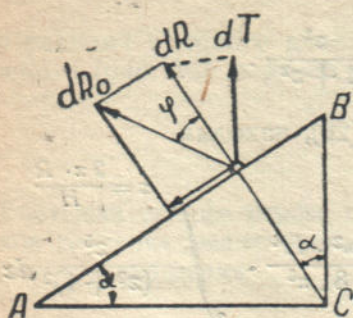


Рис. 36. Направление и величина реактивной силы, приложенной к шнеку.

$$\operatorname{tg} \varphi \int_{\alpha_x = 0}^{\alpha_x = \alpha} \operatorname{tg} \alpha_x \cdot dT$$

определяем с помощью следующих преобразований (стр. 142—143)

$$\operatorname{tg} \alpha_x = \frac{1}{z}$$

$$dT = \rho \cdot \frac{\omega^2 \cdot H^4}{8 \cdot \pi^3} \cdot \frac{z^5}{(z^2 + 1)^2} \cdot dz$$

откуда

$$\operatorname{tg} \varphi \int_{\alpha_x = 0}^{\alpha_x = \alpha} \operatorname{tg} \alpha_x \cdot dT = \operatorname{tg} \varphi \cdot \rho \cdot \frac{\omega^2 \cdot H^4}{8 \cdot \pi^3} \cdot \int_{z=0}^{z = \frac{2 \cdot \pi R}{H}} \frac{1}{z} \cdot \frac{z^5}{(z^2 + 1)^2} \cdot dz$$

Для решения этого интеграла вводим подстановку

$$\frac{z^2}{z^2 + 1} = \cos^2 \alpha_x \text{ или } \cos^2 x \text{ (где } x \text{ — в радианах)}$$

$$dz = d \operatorname{ctg} \alpha_x = -\frac{1}{\sin^2 \alpha_x} d\alpha_x = -\frac{1}{\sin^2 x} dx,$$

находим:

$$\operatorname{tg} \varphi \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2 \cdot H^4}{8 \cdot \pi^3} \int_0^{x = \frac{\alpha \pi}{180}} \frac{(\cos^2 x)^2}{-\sin^2 x} dx = -\operatorname{tg} \varphi \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2 \cdot H^4}{8 \cdot \pi^3} \int_0^{x = \frac{\alpha \pi}{180}} \frac{1 - 2 \sin^2 x + \sin^4 x}{\sin^2 x} dx =$$

$$= -\operatorname{tg} \varphi \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2 \cdot H^4}{8 \cdot \pi^3} \left[-\operatorname{ctg} x - 2x - \frac{1}{4} \sin 2x + \frac{x}{2} \right]_{x=0}^{x = \frac{\alpha \pi}{180}} =$$

$$= \operatorname{tg} \varphi \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2 \cdot H^4}{8 \cdot \pi^3} \cdot \left[\operatorname{ctg} \alpha + \frac{1}{4} \sin 2\alpha + \frac{3 \cdot \alpha \pi}{2 \cdot 180} \right]$$

Следовательно, полный аксиальный упор шнека

$$T_A = \rho \cdot n^2 \cdot H^2 \cdot D^2 \cdot 1,57 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \left[\frac{1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha}{2} - \frac{1}{2(1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha)} - \ln(1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha) - \operatorname{tg} \varphi \left(\operatorname{ctg} \alpha + \frac{1}{4} \sin 2\alpha + \frac{\alpha\pi}{120} \right) \right] = n^2 H^2 D^2 \cdot G \quad (21),$$

где G — постоянный коэффициент для данного шнека, при данных значениях динамического коэффициента трения торфа о винтовую поверхность шнека.

$$G = 1,57 \cdot \rho \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \left[\frac{1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha}{2} - \frac{1}{2(1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha)} - \ln(1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha) - \operatorname{tg} \varphi \left(\operatorname{ctg} \alpha + \frac{1}{4} \sin 2\alpha + \frac{\alpha\pi}{120} \right) \right].$$

Таким образом упор шнека также, как и упор гребного винта, пропорционален квадрату числа оборотов, четвертой степени линейного размера (в виде произведения квадратов диаметра, шага и множителя G). Множитель G есть функция скольжения торфа по винтовой поверхности шнека.

Таким же образом определяется радиальный упор шнека, а именно радиальный упор элементарного кольца согласно формуле (17)

$$dK_R = \frac{dT \sin(\alpha_x + \varphi)}{\cos \alpha_x \cdot \cos \varphi} = (\operatorname{tg} \alpha_x + \operatorname{tg} \varphi) dT.$$

Откуда радиальный упор шнека

$$K_R = \int (\operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} \alpha_x) dT = \operatorname{tg} \varphi \cdot T + \int_{\alpha_x=0}^{\alpha_x=\alpha} \operatorname{tg} \alpha_x dT$$

Решение интеграла $\int \operatorname{tg} \alpha_x dT$ (стр. 144)

$$K_R = \rho \cdot n^2 \cdot H^2 \cdot D^2 \cdot 1,57 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot \left[\frac{1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha}{2} - \frac{1}{2(1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha)} - \ln(1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha) \right] + \rho \cdot n^2 \cdot H^2 \cdot D^2 \cdot 1,57 \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \left(\operatorname{ctg} \alpha + \frac{1}{4} \sin 2\alpha + \frac{\alpha\pi}{120} \right)$$

или, упрощая уравнение, находим:

$$K_R = \rho \cdot n^2 \cdot H^2 \cdot D^2 \cdot 1,57 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \left\{ \operatorname{tg} \varphi \left[\frac{1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha}{2} - \frac{1}{2(1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha)} - \ln(1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha) \right] + \operatorname{ctg} \alpha + \frac{1}{4} \sin 2\alpha + \frac{\alpha \cdot \pi}{120} \right\} \quad (22).$$

При ширине подачи материала из элеватора в шнек $B = pH$, где p — число витков, на которые подается торф из элеватора, сопротивление инерции массы будет соответственно в p раз больше, т. е.

$$T^P = T \cdot p$$

$$K_R^P = K_R \cdot p$$

$$T_A^P = T_A \cdot p$$

Пример. Дан шнек диаметром $D = 44$ см, с шагом $H = 22$ см, делающий 300 об/мин. Определить аксиальный упор, окружную силу в кг (при условии, если ширина подачи торфа из элеватора $B = H$) затрачиваемую мощность на вращения шнека. Предварительно для этого находим значения $\operatorname{tg} \alpha$, $\operatorname{ctg} \alpha$ и число оборотов шнека в секундах.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{H}{\pi \cdot D} = \frac{22}{3,14 \cdot 44} = 0,168; \alpha = \operatorname{arc} \operatorname{tg} 0,168 \cong 9^{\circ} 30'$$

$$\operatorname{ctg} \alpha = \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{1}{0,168} = 6$$

$$n = \frac{300}{60} = 5 \text{ об/сек}$$

при плотности торфа $\rho = \frac{\gamma}{g} = \frac{1}{981}$ (где γ удельный вес торфа $\cong 1$) и коэффициенте трения $\operatorname{tg} \varphi \cong 0,6 = \operatorname{tg} 38^{\circ} 30'$, аксиальный упор шнека T находим по формуле (21). Подставляя в нее числовые значения: ρ , n , H , D , α ,

$$T = \frac{1}{981} \cdot 5^2 \cdot 23^2 \cdot 44^2 \cdot 1,57 \cdot 0,167^2 \cdot \left[\frac{1+6^2}{2} - \frac{1}{2(1+6^2)} - \ln(1+6^2) - 0,6 \left(6 + \frac{1}{4} \sin 2 \cdot 9^{\circ} 30' + \frac{9^{\circ} 30' \cdot 3,14}{120} \right) \right] = 11900 \text{ г} = 11,9 \text{ кг.}$$

Подставляя же значения n , ρ , H , D , α в формулу (22), находим окружную силу шнека

$$K_R = \frac{1}{981} \cdot 5^2 \cdot 23^2 \cdot 44^2 \cdot 0,157 \cdot 0,167^2 \left\{ 0,6 \left[\frac{1+6^2}{2} - \frac{1}{2(1+6^2)} - \ln(1+6^2) \right] + 6 + \frac{1}{4} \sin 2 \cdot 9^{\circ} 30' + \frac{9^{\circ} 30' \cdot 3,14}{120} \right\} \cong 17000 \text{ г} \cong 17 \text{ кг.}$$

§ 10. Критическое число оборотов шнека

Для увеличения производительности шнека данного диаметра и шага, число оборотов шнека следует назначать возможно большим. Однако, это увеличение числа оборотов возможно до определенного предела, свыше которого абсолютные окружные скорости на шнеке достигают таких величин, при которых начинается беспокойный ход материала, его крошение, уменьшение производительности, увеличение расхода мощности, а также износ шнека.

Все это вместе взятое ставит конструктора при выборе числа оборотов шнека в затруднительное положение, ибо экспериментальные данные чрезвычайно разноречивы. К примеру, германские и американские фирмы дают следующие, значительно отличающиеся пределы числа оборотов n шнека:

по германским данным $n = 20 - 120$ об/мин.
по американским данным $n = 40 - 220$ об/мин.

При этом американские фирмы дают значения максимального числа оборотов в зависимости от диаметра и рода материала, а именно ¹:

- 1) для легких материалов $n = 80 - 220$ об/мин.
- 2) " тяжелых неабразивных материалов $n = 50 - 125$ об/мин.
- 3) " тяжелых абразивных материалов $n = 40 - 100$ об/мин.

¹ Проф. А. О. Спиваковский. Конвейерные установки, часть IV. Харьков—Киев. 1935.

Фирма же Link Belt дает следующие максимальные числа оборотов шнека в минуту в зависимости от диаметра и рода материалов.

Таблица 5

Диаметр шнека (мм)	Число оборотов в минуту			Примечание	
	Легкие неабразивные материалы	Тяжелые неабразивные материалы	Тяжелые абразивные материалы		
1	2	3	4	5	
76	175	125	—	К легким неабразивным материалам относятся: зерно, семя и др.	
102	175	125	—		
152	150	100	60		
229	125	100	60		
254	125	100	60		К тяжелым неабразивным материалам относятся уголь и др.
305	110	85	50		
356	110	85	50		К тяжелым абразивным материалам относятся цемент, песок, зола и др.
406	110	85	50		
457	90	75	45		
508	90	75	45		
610	80	60	40		
762	80	60	40		

Германские же фирмы применяют одинаковые числа оборотов для всех материалов и дают значения n только как функцию диаметра.

Из практики известно, что материалы с малым коэффициентом трения, а именно с небольшим углом подъема винтовой поверхности, допускают повышение числа оборотов, что вполне согласуется с табл. 5.

При оборотах, превышающих этот определенный предел, вследствие трения о шнек материала, последний перелбрасывается через вал. Это уменьшает производительность и увеличивает затрачиваемую мощность.

Учитывая сложность этого вопроса, ниже дается теоретический подсчет определения критического числа оборотов шнека, в зависимости от диаметра, шага шнека и коэффициента трения материала о винтовую поверхность и кожуа.

Ввиду того, что масса в шнеке приобретает сложное движение, особенно при больших скоростях, рассмотрим сначала процесс движения материала в гладкой вращающейся трубе (рис. 37).

Допустим, что на внутренней поверхности вращающегося гладкого барабана с горизонтальной осью находится материальная точка M . Под влиянием сил трения точка увлекается барабаном в сторону движения последнего. При этом угол подъема точки зависит от ее массы, коэффициента трения и числа оборотов. При неподвижном барабане максимальное значение угла подъема α , при котором точка остается в равновесии, составляет угол трения φ , тангенс которого равен коэффициенту трения материала (торфа) о барабан.

При вращении же барабана угол подъема материальной точки увеличивается, благодаря наличию центробежной силы. В этом случае угол

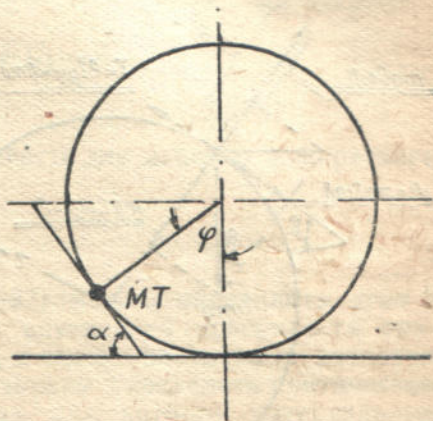


Рис. 37. Положение материальной точки на внутренней поверхности вращающейся трубы.

подъема α можно определить в общей форме, как для вращающейся элементарной наклонной площадки, на которой расположена материальная точка, вращающаяся вместе с площадкой до некоторого предельного угла наклона последней. На точку, согласно рис. 38, будут действовать следующие силы: сила веса Q , сила трения и центробежная сила $m\omega^2 r$.

При этом увлекающая сила по касательной к поверхности барабана равна

$$P_1 = Q \cdot \sin \alpha \geq T$$

где T — задерживающая скользящая сила трения равная

$$T = (m \cdot \omega^2 \cdot r + Q \cdot \cos \alpha) \cdot f$$

Откуда находим (при $Q = mg$)

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha &= \frac{P_1}{P_2} = \\ &= \frac{m \cdot \omega^2 \cdot r + m \cdot g \cdot \cos \alpha}{m \cdot g \cdot \cos \alpha} \cdot f = \\ &= \operatorname{tg} \varphi \cdot \left(\frac{\omega^2 \cdot r}{g \cdot \cos \alpha} + 1 \right) \quad (23) \end{aligned}$$

Рис. 38. Положение материальной точки на внутренней поверхности вращающейся трубы при угле ската меньше 90° .

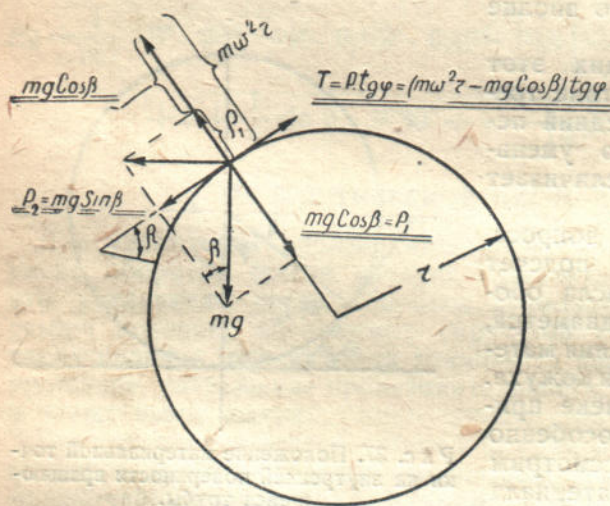


Рис. 39. То же, что и на рис. 38, но при угле ската 90° .

$$\frac{\sqrt{1 - \cos^2 \alpha}}{\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi} = \frac{K}{\cos \alpha} + 1 \quad (25)$$

Возводя обе части уравнения (25) в квадрат и освобождаясь от знаменателя

$1 - \cos^2 \alpha = \operatorname{tg}^2 \varphi (K + \cos \alpha)^2 = K^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi + 2 \cdot K \cdot \cos \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi + \operatorname{tg}^2 \varphi \cdot \cos^2 \alpha$, получаем квадратное уравнение:

$$(1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) \cos^2 \alpha + 2 \cdot K \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi \cdot \cos \alpha + K^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi - 1 = 0 \quad (26)$$

где $f = \operatorname{tg} \varphi$ (φ — угол трения).

Из уравнения (23) видно, что угол ската α при вращении барабана больше, чем при его неподвижном состоянии, так как выражение в скобках всегда больше единицы.

Для определения угла α решаем уравнение (23), заменяя $\frac{\omega^2 \cdot r}{g}$, как величину постоянную для данного случая, — значением K

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\omega^2 \cdot r}{g \cdot \cos \alpha} + 1 = \frac{K}{\cos \alpha} + 1 \quad (24)$$

Заменяя $\operatorname{tg} \alpha$ через значение косинуса, т. е. $\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sqrt{1 - \cos^2 \alpha}}{\cos \alpha}$ и подставляя в формулу (24), получаем

$$\text{вида } A \cdot \cos^2 \alpha + B \cdot \cos \alpha + C = 0$$

$$\text{где } \left. \begin{aligned} A &= 1 + \operatorname{tg}^2 \varphi \\ B &= 2 \cdot K \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi \\ C &= K^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi - 1 \end{aligned} \right\} \text{Постоянные коэффициенты для данного конкретного случая.}$$

Несколько иные значения приобретают постоянные коэффициенты A, B, C при условии, когда угол ската становится более 90° .

В этом случае скольжение материальной точки происходит согласно рис. 39, при

$$T \leq P_2.$$

Заменяя T и P_2 через свои значения, находим

$$\operatorname{tg} \varphi \cdot (m \cdot \omega^2 \cdot r - m \cdot g \cdot \cos \beta) \leq m \cdot g \cdot \sin \beta,$$

откуда

$$\omega^2 \cdot r = \frac{g \cdot \sin \beta}{\operatorname{tg} \varphi} + g \cdot \cos \beta$$

или

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \frac{\omega^2 \cdot r}{g} - \frac{\sin \beta}{\operatorname{tg} \varphi}$$

Возводя обе части уравнения в квадрат после соответствующих алгебраических преобразований, получаем полное квадратное уравнение:

$$1 - \sin^2 \beta = \frac{\omega^4 \cdot r^2}{g^2} - 2 \cdot \frac{\omega^2 \cdot r}{g} \cdot \frac{\sin \beta}{\operatorname{tg} \varphi} + \frac{\sin^2 \beta}{\operatorname{tg}^2 \varphi}$$

или

$$\left(1 + \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \varphi}\right) \sin^2 \beta - 2 \frac{\omega^2 \cdot r}{g \cdot \operatorname{tg} \varphi} \cdot \sin \beta + \frac{\omega^4 \cdot r^2}{g^2} - 1 = 0 \quad (27)$$

вида

$$A_1 \sin^2 \beta + B_1 \sin \beta + C_1 = 0$$

$$\text{где } \left. \begin{aligned} A_1 &= 1 + \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \varphi} \\ B_1 &= \frac{2 \omega^2 \cdot r}{g \cdot \operatorname{tg} \varphi} \\ C_1 &= \frac{\omega^4 \cdot r^2}{g^2} \end{aligned} \right\} \text{Постоянные коэффициенты для данного конкретного случая.}$$

С помощью полученных уравнений (26—27) можно определить угол β подъема материальной точки, лежащей на внутренней поверхности вращающейся трубы и наоборот, зная угол β , а также постоянные значения r и $\operatorname{tg} \varphi$ для данного конкретного случая, можем определить критическое число оборотов, т. е. такое число оборотов, при котором материальные точки отрываются от поверхности барабана, падают вниз, описывая траектории параболы.

Для этого из уравнения (26—27) определяем с помощью соответствующих преобразований угловую скорость, подставляя вместо K его значение $\frac{\omega^2 \cdot r}{g}$. Так, из уравнения (26), когда угол подъема α меньше 90°

$$\cos^2 \alpha (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) + \frac{2 \omega^2 \cdot r}{g} \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi \cdot \cos \alpha + \frac{\omega^4 \cdot r^2}{g^2} \operatorname{tg}^2 \varphi - 1 = 0$$

получаем биквадратное уравнение

$$\frac{r^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi}{g^2} \omega^4 + \frac{2 \cdot r \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi \cdot \cos \alpha}{g} \omega^2 + \cos^2 \alpha (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) - 1 = 0 \quad (28)$$

вида

$$A_2 X^4 + B_2 X^2 + C_2 = 0$$

где $A_2 = \frac{r^2}{g^2} \operatorname{tg}^2 \varphi$;

$$B_2 = \frac{2 \cdot r \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi \cdot \cos \alpha}{g}; \quad C_2 = \cos^2 \alpha (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) - 1$$

Постоянные коэффициенты для данного случая.

Решив уравнение (28) относительно угловой скорости, находим критическое число оборотов $n_{\text{кр}} = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}$.

Из уравнения (27) т. е., когда угол подъема β точки больше 90°

$$\left(1 + \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \varphi}\right) \sin^2 \beta - 2 \frac{\omega^2 \cdot r}{g \cdot \operatorname{tg} \varphi} \cdot \sin \beta + \frac{\omega^4 \cdot r^2}{g^2} - 1 = 0.$$

Получим биквадратное уравнение:

$$\frac{r^2}{g^2} \cdot \omega^4 - \frac{2 \cdot r \cdot \sin \beta}{g \cdot \operatorname{tg} \varphi} \cdot \omega^2 + \left(1 + \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \varphi}\right) \sin^2 \beta - 1 = 0 \quad (29)$$

вида

$$A_3 X^4 + B_3 X^2 + C_3 = 0$$

где $A_3 = \frac{r^2}{g^2}$

$$B_3 = -\frac{2 \cdot r \cdot \sin \beta}{g \cdot \operatorname{tg} \varphi}$$

$$C_3 = \left(1 + \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \varphi}\right) \sin^2 \beta - 1$$

Постоянные коэффициенты для данного случая.

Решив уравнение (29) относительно угловой скорости ω , находим критическое число оборотов

$$n_{\text{кр}} = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}.$$

В частном случае, когда угол подъема материальной точки достигает 180° , т. е. когда материальная точка, находящаяся на внутренней поверхности барабана вращается вместе с барабаном, не отрываясь от его стенок, уравнение (29) принимает более простой вид

$$\frac{r^2}{g^2} \cdot \omega^4 - \frac{2 \cdot r \cdot \sin 180^\circ}{g \cdot \operatorname{tg} \varphi} \cdot \omega^2 + \left(1 + \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \varphi}\right) \cdot \sin^2 180^\circ - 1 = 0.$$

$$\frac{r^2}{g^2} \omega^4 = 1.$$

Откуда критическое число оборотов при $\beta = 180^\circ$ равно

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{r}} = \frac{2 \cdot \pi n}{60}; \quad n = \frac{30}{\sqrt{r}} \cdot \frac{\sqrt{g}}{\pi} \approx \frac{30}{\sqrt{r}} \quad (30).$$

Формулы (26, 27, 28, 29) остаются в силе как для случая, когда материальная точка находится на внутренней поверхности барабана, так и для случая расположения ее на поверхности слоя такого материала, как и сама точка. Поэтому, как и подтверждается практикой, в барабане с горизонтальной осью, сыпучий материал располагается в зависимости от наполнения, согласно рис. 40 слоем M различной толщины.

При этом при отсутствии вращения слой M располагается в виде сегмента A . При медленном вращении барабана слой M занимает положение b , при котором его свободная поверхность наклонена к горизонту под углом $\alpha = \varphi$ (где φ — угол трения). При рабочих скоростях, под влиянием центробежной силы, слой занимает положение c , у которого свободная поверхность уже наклонена к горизонту под углом β .

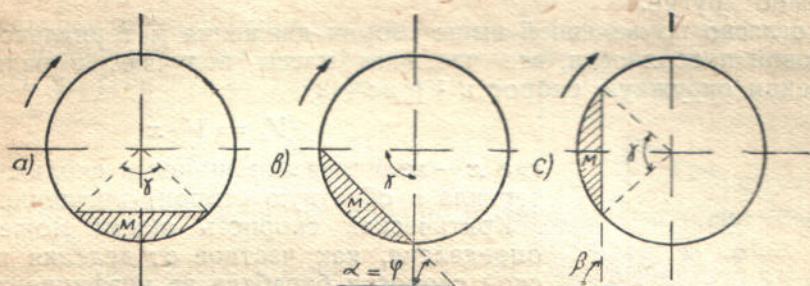


Рис. 40. Положение слоя материала внутри вращающейся трубы.

При этом углы ската для различных точек поверхности слоя C различны, так как величина центробежной силы $m \cdot \omega^2 \cdot r$ имеет разное значение как по величине, так и по направлению. Вследствие этого поверхность слоя в барабане располагается не по прямой линии, а по некоторой кривой (рис. 41), определяемой проф. Рерином уравнением

$$r = \text{ctg } \psi = \frac{\alpha \rho}{\alpha \varphi}$$

где ρ — расстояние от точки свободной поверхности до центра цилиндра,
 φ — угол между ρ и вертикалью,
 ψ — " " " ρ и касательной.

Для того, чтобы иметь возможность сравнивать критические числа оборотов барабана и шнека, определим число оборотов, при котором вращалась бы масса торфа вокруг оси вместе с кожухом пресса Рогова. Допустим на время, что этот пресс имеет вращательное движение.

Подставляя в формулу (30) величину радиуса пресса Рогова $r = 22 \text{ м}$, находим

$$n = \frac{30}{\sqrt{r}} = \frac{30}{\sqrt{0,22}} = 62 \text{ об/мин.}$$

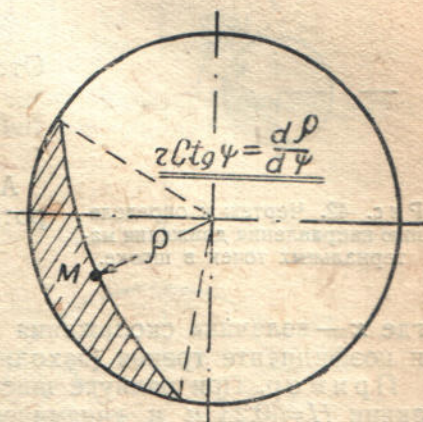


Рис. 41. Форма кривой поверхности слоя материала, расположенного внутри вращающейся трубы.

Определим для этих же условий критическое число оборотов барабана, при котором начинается отрыв частиц материала от внутренней поверхности кожуха, наполненного торфом.

Так как нет никаких экспериментальных данных относительно величины угла β , принимаем последний равным несколько больше угла трения φ , а именно: при $\text{tg } \varphi = 0,8$ угол трения $\varphi = 39^\circ$; принимаем же угол β , учитывая наличие центробежной силы, несколько большим $\beta = 45^\circ$. Подставляя в формулу (29) значение угла $\beta = 45^\circ$, радиуса $r = 0,22 \text{ м}$ и $\text{tg } \varphi = 0,8$, находим критическую угловую скорость

$$\frac{0,22^2}{9,81^2} \omega^4 - \frac{2 \cdot 0,22 \cdot 0,707}{9,81 \cdot 0,8} \omega^2 + \left(1 + \frac{1}{0,8^2}\right) 0,707^2 - 1 = 0$$

$$\omega^2 = 8; \quad \omega = 2,82$$

Откуда условное критическое число оборотов кожуха пресса Рогова

$$n = \frac{30 \cdot 2,82}{3,14} = 27 \text{ об/мин.}$$

Критическое число оборотов шнека, при одинаковых величинах r , $\text{tg } \varphi$ и β , больше, чем для барабана, так как условия движения массы в шнеке совершенно другие.

Так, согласно приведенной выше теории движения материальной точки по винтовой поверхности, все частички массы получают в радиальном направлении окружную скорость ¹ (рис. 42).

$$V_x = V \cdot x$$

где x — величина коэффициента скольжения материала в обратную сторону вращения шнека.

Критическая скорость шнека может быть определена, как частное от деления критической скорости барабана на коэффициент скольжения x вращающейся массы в шнеке.

В этом случае центробежные силы массы в шнеке и в барабане равны, что является необходимым условием для сохранения вышеприведенных доказательств равновесия массы при критическом и максимальном числе оборотов.

$$V_{\text{кр}}^{\text{шнек}} = \frac{V_{\text{кр}}^{\text{бар}}}{x}$$

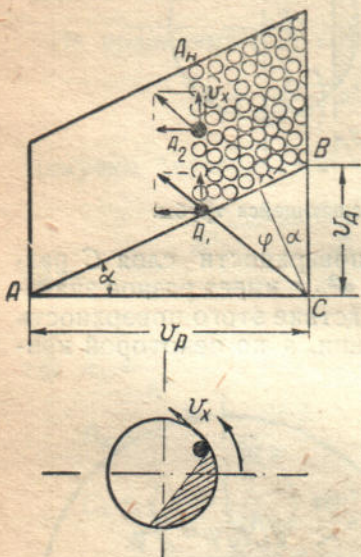
Отсюда критическое число оборотов шнека

$$n_{\text{кр}}^{\text{шнек}} = \frac{n_{\text{кр}}^{\text{бар}}}{x}$$

Аналогично этому, максимальное число оборотов шнека

$$n_{\text{мах}}^{\text{шнек}} = \frac{n_{\text{мах}}^{\text{бар}}}{x}$$

Рис. 42. Чертеж к определению направления движения материальных точек в шнеке.



где x — величина скольжения массы в шнеке при данном диаметре, шаге и коэффициенте трения (находится по формуле 13).

Пример. При радиусе шнека пресса Рогова $r = 0,22$ м, шаге винтовой линии $H = 0,23$ м и динамическом коэффициенте трения торфа о шнек и кожух $\text{tg } \varphi = 0,8$, величина скольжения

$$x = \frac{\sin \alpha \cdot \sin(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi} = \frac{\sin 9^\circ 30' \cdot \sin(9^\circ 30' + 38^\circ 40')}{\cos 38^\circ 40'} = 0,124$$

где

$$\alpha = \text{arc tg } \frac{H}{2 \cdot \pi \cdot R} = \text{arc tg } \frac{23}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,22} = 9^\circ 30'$$

$$\varphi = \text{arc tg } \varphi = \text{arc tg } 0,8 = 38^\circ 40'$$

¹ Составляющие скорости (рис. 42) материальной точки $V \cdot \sin(\alpha + \varphi)$ на центробежную силу не оказывают влияния, поэтому их не учитываем. Материальные точки A , A_1 , A_2 и т. д., расположенные на поверхности слоя в верхнем крайнем положении (при коэффициенте заполнения кожуха $\varphi < 1$), где и начинается отрыв их от массы, получают окружную скорость от предыдущих материальных точек, движущихся согласно теоретическим выводам со скоростью V_x . Практически, повидимому, эти переданные скорости несколько меньше V_x , что однако аналитическому учету не поддается.

Зная критическое число оборотов барабана, можем определить критическое число оборотов шнека, при котором частицы торфа будут вращаться вместе с винтовой поверхностью шнека, не отделяясь от кожуха, по формуле

$$n_{кр}^{шн} = \frac{n_{кр}^{бар}}{x} = \frac{62}{0,124} = 500 \text{ об/мин.}$$

Максимальное же число оборотов, при котором частицы торфа расположены по периферии шнека, начинают отделяться от его поверхности, поднимаясь на угол $\beta = 45^\circ$ (при $\text{tg } \varphi = 0,8$)

$$n_{мах}^{шн} = \frac{n_{мах}^{бар}}{x} = \frac{27,0}{0,124} = 218 \text{ об/мин.}$$

С таким же числом оборотов вполне нормально работают торфяные прессы Рогова.

Аналогично предыдущему вычислены в табл. 6 критические и максимальные числа оборотов при $\text{tg } \varphi = 0,6$, $\text{tg } \varphi = 0,8$ для разных соотношений между шагом и диаметром шнека.

Таблица 6

Критическое и максимальное число оборотов шнека в минуту	При $H = 0,5 D$		$H = D$	
	$n_{мах}$	$n_{кр}$	$n_{мах}$	$n_{кр}$
$\text{tg } \varphi = 0,8$	218	500	83	202
$\text{tg } \varphi = 0,6$	215	495	106	245

Вычисленные теоретически максимальные числа оборотов близко подходят к эмпирическим данным фирмы Link Belt (см. табл. 5).

Так, по данным фирмы Link Belt для шнека $D = 440$ мм, максимальное число оборотов (для торфа) приблизительно около 100 об/мин., по данным же табл. 6 (при $H = D$) $n = 95$ об/мин.

При этом большое влияние оказывает угол подъема винтовой линии шнека, т. е. соотношение между шагом и диаметром, что до сего времени не учитывалось практикой.

Итак, согласно теоретическим исследованиям, критическое и максимальное число оборотов зависит от диаметра шнека, шага, коэффициента трения, а также размера кусков транспортируемой массы.

Последнее необходимо принимать во внимание, так как центробежная сила будет тем меньше, чем больше диаметр частицы, лежащей на внутренней поверхности барабана, ибо расстояние центра вращения частицы уменьшается с увеличением ее диаметра (рис. 43).

К тому же в этом случае возникает крутящий момент ($M = QR$) частицы, под действием силы тяжести относительно точки упора A . Это обстоятельство в некоторой степени уменьшает, повидимому, угол подъема β .

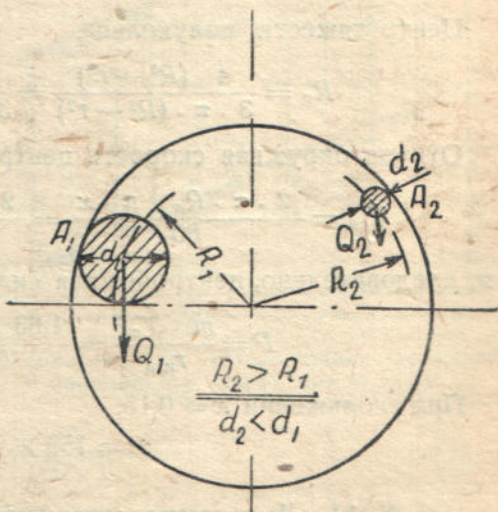


Рис. 43. Расстояние центра тяжести материальных точек от оси шнека в зависимости от диаметра частиц.

А потому чем больше диаметр кусков торфа, транспортируемого шнеком, тем большим следует выбирать максимальное число оборотов.

Итак, критическое число оборотов шнека тем больше, чем меньше диаметр и шаг винтовой поверхности, чем меньше коэффициент трения о шнек и кожух, чем больше диаметр частиц транспортируемого материала и, наконец, чем меньше коэффициент наполнения.

При 100% наполнении шнека перебрасывание массы отсутствует, так как нет свободного пространства между витками. Однако, в этом случае вследствие наличия скольжения x (формула 13) транспортируемая масса приобретает под действием шнека окружную скорость V_x , а, следовательно, и центробежную силу, которая обуславливает частичное уменьшение производительности за счет увеличения сопротивления продвижения массы в аксиальном направлении.

Величину этой центробежной силы можем определить по формуле

$$P = \frac{m \cdot V^2}{R_{\text{цн}}}$$

где m — масса торфа в шнеке,

V — окружная скорость центра тяжести,

$R_{\text{цн}}$ — центр тяжести вращающейся массы.

Пример. Определить центробежную силу в шнеке при $D=44$ см; $d=13$ см; $H=23$ см; $\psi=0,5$; $\gamma=1$; $n=300$ об/мин.

Вращающаяся масса, заключенная в одном витке шнека

$$m = \frac{Q}{q} = \pi \cdot \left(\frac{D^2 - d^2}{4} \right) \cdot \frac{\gamma \cdot \varphi \cdot L}{g} = 3,14 \cdot \left(\frac{44^2 - 13^2}{4} \right) \cdot \frac{1 \cdot 0,5 \cdot 23}{981 \cdot 1000} = 1,63 \text{ кг/сек}^2/\text{м}$$

Центр тяжести полукольца

$$R_{\text{ц}} = \frac{4 \cdot (R^3 - r^3)}{3 \cdot \pi \cdot (R^2 - r^2)} = \frac{4(22^3 - 6,5^3)}{3 \cdot 3,14(22^2 - 6,5^2)} = 9,85 \text{ см.}$$

Откуда окружная скорость центра тяжести вращаемой массы

$$V_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{\text{ц}} \cdot n \cdot x}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 9,85 \cdot 300 \cdot x}{60 \cdot 100} = 3,1x \text{ м/сек}$$

и, следовательно, центробежная сила P

$$P = \frac{m \cdot V_{\text{ср}}^2}{r_{\text{цн}}} = \frac{1,63 \cdot (3,1 \cdot x)^2}{0,0985} = 159 \cdot x^2 \text{ кг.}$$

При скольжении $x=0,15$,

$$P = 159 \times 0,15^2 = 3,58 \text{ кг.}$$

§ 11. Движение материалов в прерывистом шнеке

Движение массы в прерывистом шнеке значительно сложнее, нежели в шнеке непрерывном. Поэтому изучение кинематики и динамики массы торфа в этом случае в сильной степени осложняется. Однако, вводя некоторые условности, можем, до известной степени, установить законы движения торфа и для прерывистого шнека.

С этой целью воспользуемся геометрической интерпретацией движения массы, для чего развернем на плоскость винтовую прерывистую повер-

хность (рис. 44) и будем перемещать по ней тело AB . Из этого чертежа наглядно видно, что последнее движется неравномерно. Действительно, тело AB движется в аксиальном направлении, т. е. вдоль оси шнека все время, пока находится в соприкосновении с винтовой поверхностью топора BB , и следовательно за часть оборота вала продвигается на высоту топора h , занимая положение A_1B_1 . Далее оно движется горизонтально до положения A_1CB_1 , так как попадает в промежуток между ножами. Здесь тело AB подвергается разрезу лезвием второго топора на две части A_1C и CB_1 . При этом отрезок CB_1 остается без движения, а отрезок A_1C скользит по второму ножу до положения A_1C (т. е. оставшаяся масса от начала движения продвигается на $2h$).

Потом тело перемещается горизонтально до положения A_1DC_1 , где опять часть остается без движения, а часть A_1D скользит по плоскости третьего топора и т. д. Рассматривая движение торфа аналогично предыдущему, наглядно видно, что продвижение массы пропорционально числу ножей в одном условном шаге набора топоров. Так, при $\alpha = 90^\circ$ согласно рис. 46 число ножей в одном условном шаге составляет $N = \frac{360}{90} = 4$.

При шаге топора h линейное продвижение тела в аксиальном направлении равно

$$H = \frac{360}{\alpha_r} = \frac{360}{90} h = 4;$$

$$\text{при } \alpha_r = 60^\circ; H = \frac{360}{60_r} h = 6h$$

т. д.

Подобное продвижение будет, если топоры очень тонкие и обратная сторона лезвия их параллельна передней винтовой плоскости шнека.

Ввиду того, что топоры в прессе Рогова заднюю плоскость имеют горизонтальную, т. е. перпендикулярную оси вращения, то тело, длиной $AB = H$, уже не может двигаться по плоскости топора, ибо происходит заклинивание последнего (рис. 45) между топорами. Чтобы указанное явление не произошло, следует предположить, что тело движется длиной, равной не условному шагу винтовой линии набора топоров, а меньше на

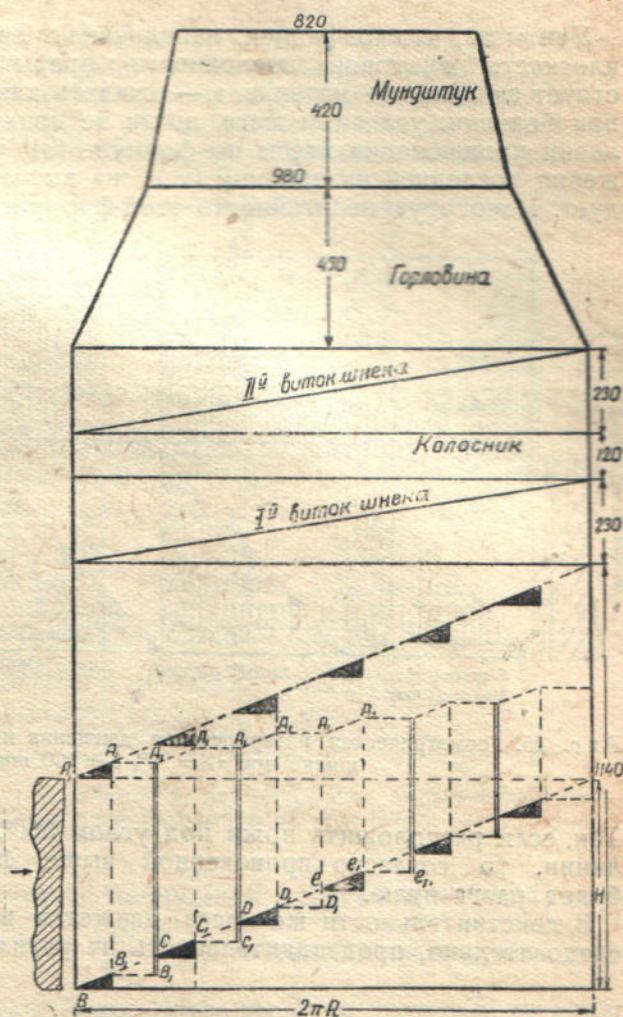


Рис. 44. Геометрическая интерпретация движения массы в прерывистом шнеке при $\alpha_r = 60^\circ$.

вала, которым заполняется частично освободившееся пространство за топорами, а частично промежутки между ними. При таком условии к началу второго оборота на первом топоре первого витка будет расположена масса длиной H , разделенная на слои (рис. 45). К концу второго оборота вала эта масса дополнительно разрезается на еще более мелкие слои (рис. 45, IV).

На втором же витке после второго оборота вала масса CD , будучи разрезана на слои (рис. 45, IIIa), вследствие поступления торфа с первого витка сдвигается и занимает положение, показанное на рис. 45, III.

При последующих оборотах масса движется аналогично разобранному случаю, подвергаясь при том еще большему измельчению. Из рис. 45

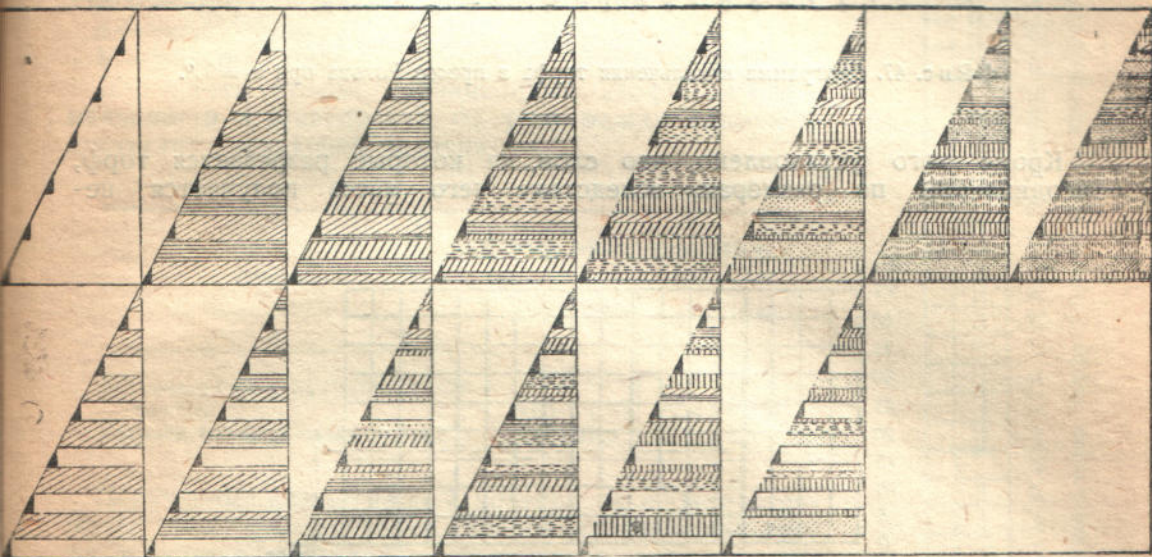


Рис. 46. Геометрическая интерпретация движения, перемешивания и измельчения торфяной массы в прессе Рогова при угле между топорами $\alpha_T = 60^\circ$.

видно, что когда расстояние между топорами B делится без остатка на толщину топора (например, $B = \frac{120}{40} = 3$), то торф разрезается на ча-

сти, равные толщине топора $h = 40$ мм. Когда же B не кратно h , то слои торфа получаются тем мельче, чем больше условных витков набора топоров в прессе.

Эта диаграмма наглядно показывает, что торф в прессе перемешивается, так как при каждом обороте вала лишь часть торфа, попадающая в пресс, продвигается вперед, а часть его остается в промежутках между топорами. Этим перемешиванием достигается однородность состава торфяных кирпичей в смысле измельчения, однородности массы торфа и влажности.

Таким же методом составлены диаграммы движения, перемешивания и перерезывания торфа в прессе Рогова в зависимости от режима работы, т. е. в зависимости от угла постановки топоров, для $\alpha_T = 60^\circ$ (рис. 46); $\alpha_T = 90^\circ$; 120° ; 180° — при условии отсутствия скольжения, коэффициенте наполнения $\phi = 1$, $b = 55$ мм и $h = 40$ мм.

На основании полученных диаграмм установлено, что независимо от угла между топорами число разрезов и толщина слоев, образующихся

при этом, повторяется через определенное число оборотов вала как на первом, так и на последующих витках.

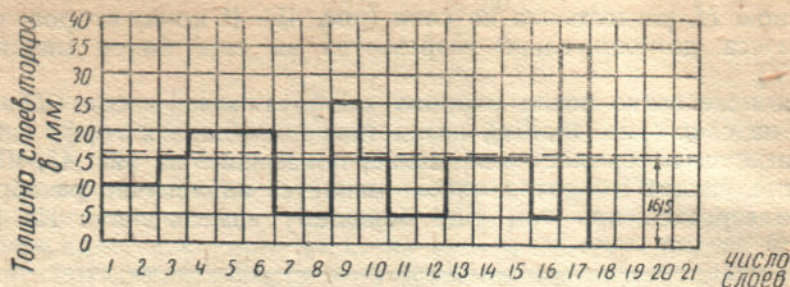


Рис. 47. Диаграмма измельчения торфа в прессе Рогова при $\alpha_T = 60^\circ$.

Кроме того установлено, что слои, на которые разрезается торф, неодинаковы по размерам, вследствие чего масса получается не-

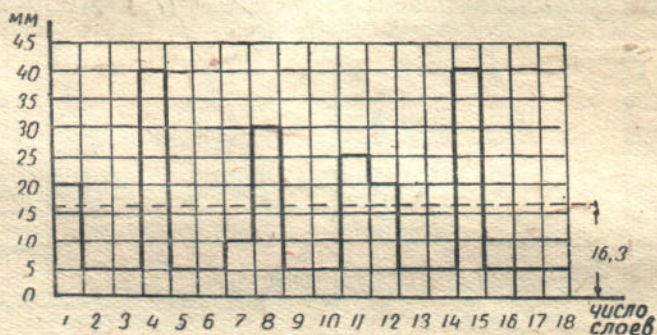


Рис. 48. Диаграмма измельчения торфа в прессе Рогова при $\alpha_T = 90^\circ$.

однородной, что и обуславливает до известной степени недостаточную крепость торфяных кирпичей, влекущую впоследствии к большой крошке.

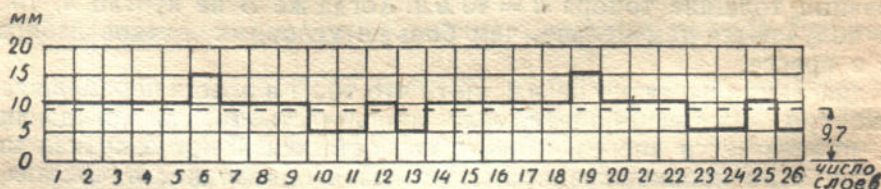


Рис. 49. Диаграмма измельчения торфа в прессе Рогова при $\alpha_T = 120^\circ$.

Эта неравномерность толщины слоев тем больше, чем меньше угол между ножами (рис. 47, 48, 49, 50). Отсюда следует, что о качестве измельчения торфяной массы топорами в прессе следует судить по двум признакам: по средней величине толщины слоев и по степени неравномерности измельчения.

Величина неравномерности измельчения толщины слоев торфа вычислена путем определения вариационного коэффициента изменчивости, т. е. путем определения среднего квадратического отклонения толщины слоев

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum x^2}{n-1}} \text{ от среднего значения } M = \frac{\sum V}{n}$$

$$C = \frac{\sigma}{M}$$

где C — вариационный коэффициент изменчивости,
 x — величина отклонения отдельных значений толщины слоев от среднего арифметического значения
 $x = V - M$,

n — число слоев,

V — толщина слоя.

Для пресса Рогова вариационный коэффициент изменчивости в зависимости от угла между топорами достигает следующей величины.

Таблица 7

Показатель	Угол между топорами α_T			
	60°	90°	120°	180°
Вариационный коэффициент изменчивости C	0,60	0,95	0,274	0,355
Средняя толщина слоев в мм	16,1	16,3	9,7	6,5

Полученные данные табл. 7 конечно не вполне отражают численные значения, поскольку движение торфа в прессе происходит значительно сложнее, нежели это рассматривается при идеальных условиях движения, вследствие: 1) скольжения массы, 2) неодинаковой скорости частиц торфа по периферии и в центре сечения пресса, 3) наличия центробежной силы, ударов и коэффициента заполнения $\psi < 1$, 4) наличия мундштука, а также характера перерабатываемой массы, являющегося функцией степени разложения, влажности и зольности торфа.

Однако полученные данные дают относительные показатели, дающие возможность судить о качестве переработки торфа. Так, с помощью этих данных установлено, что наиболее невыгодным углом между топорами в смысле качества переработки массы, а именно степени неравномерности и величины измельчения массы, является общепринятый угол $\alpha_T = 90^\circ$, а самым благоприятным $\alpha_T = 180^\circ, 120^\circ$ и 60° .

Принимая во внимание, что наряду с требуемым качеством переработки массы следует еще учитывать и производительность пресса, а также расход мощности, следует признать наиболее выгодным углом в производственных условиях $\alpha_T = 60^\circ$, поскольку в этом случае производительность пресса наибольшая. Если же потребуются лучшая переработка для получения более плотных торфяных кирпичей, особенно при мало разложившихся волокнистых верховых торфах, то последний необходимо подвергнуть более тщательной переработке путем

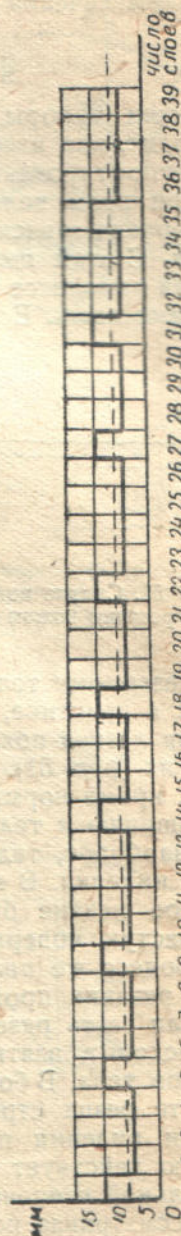


Рис. 50. Диаграмма измельчения торфа в прессе Рогова при $\alpha_T = 180^\circ$.

измельчения, перетирания и перемешивания, что может быть достигнуто либо путем увеличения угла между топорами, увеличением расстояния между ними (т. е. зазоров *b*), либо увеличением числа топоров, уменьшением сечения мунштука и увеличением его длины.

§ 13. Теория режущей кромки ножа

Ножи - топоры, насаженные на вал пресса, при своем вращении производят, как известно, резание торфа, разрыв волокон, перемешивание и транспортирование.

При этом величина сопротивления резанию и качество получаемого материала зависит от формы режущей кромки и скорости движения топора. С этой целью рассмотрим вид деформации и величину сопротивления в процессе резания, в зависимости от способа передвижения режущей кромки ножа. Если резание осуществляется путем передвижения лезвия

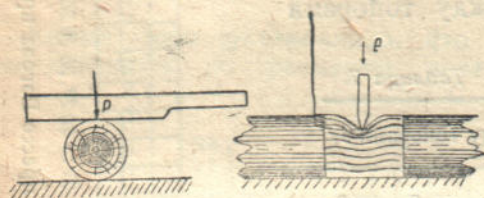


Рис. 51. Смятие волокон древесины при резании ножом без „протяжки“.

ножа перпендикулярно разрежаемому телу, то даже при самых острых лезвиях (например, лезвие бритвы) придется приложить большое усилие. Значительно меньшую по величине следует приложить силу для перерезания того же тела, при условии, если нож кроме перпендикулярного движения имеет еще движение вдоль лезвия.

Это объясняется следующим: при передвижении ножа перпендикулярно разрежаемому телу происходит не процесс резания, как это обычно считают в практике, а процесс местного сжатия волокон под действием давления лезвия ножа, что обуславливает сминание волокон, а затем и разрыв их (рис. 51). Совсем другой вид деформации тела происходит, если нож, кроме нормального перемещения, имеет относительное движение по отношению к телу (т. е. когда нож движется по телу вдоль лезвия, или же наоборот, тело движется по ножу). В этом случае происходит процесс пиления. В этом легко убедиться, посмотрев в микроскоп на самое острое лезвие бритвы; оно представляет собой чрезвычайно неровную бугристую поверхность, напоминающую собой до известной степени пилу.

Процесс же пиления — это процесс взятия стружки, т. е. резания тела. При резании происходит следующая деформация.

Если взять резец и им царапать тело, то под давлением острия резца происходит взятие стружки, т. е. процесс скалывания отдельных элементов тела. В большем масштабе такой вид деформации происходит при работе резца строгального станка. Подобная же деформация тела будет и при пилении пилой — только в этом случае по одному и тому же сечению действует не одно острое резца, а целого ряда зубьев, что в значительной степени ускоряет процесс пропила.

Рассматривая нож, как пилу с чрезвычайно мелкими зубьями, процесс резания ножом нужно считать процессом пилки (взятия стружки пилой). Отсюда следует, что для разрезания тела ножом с наименьшей силой необходимо создать как можно большее относительное движение ножа вдоль лезвия, по телу. Это подтверждается опытными данными проф. Горячкина, установившего следующую функциональную зависимость усилия резания, т. е. нормального давления на лезвие стеблей растений от величины „протяжки“ (т. е. длины продвижения лезвия ножа вдоль разреза)

$$P^3S = \text{const}$$

(32)

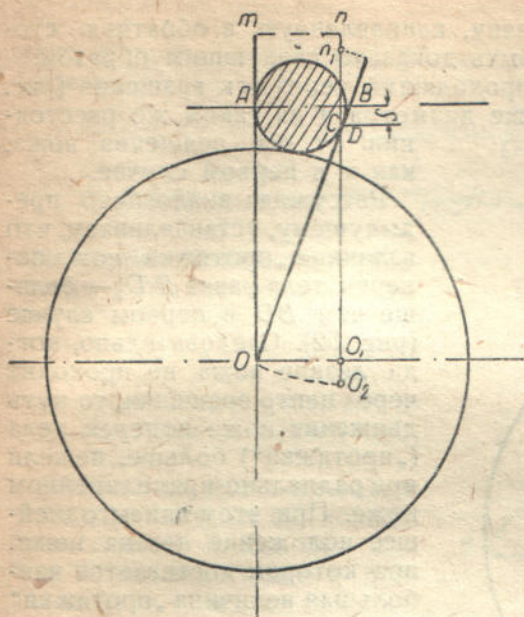


Рис. 52. Графическое изображение величины „протяжки“ при радиально-прямолинейной кромке ножа.

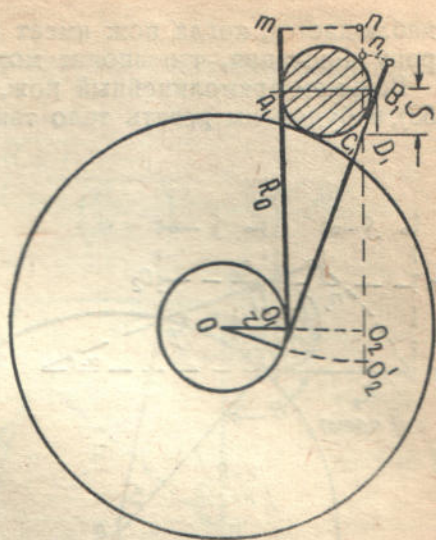


Рис. 53. Графическое изображение величины „протяжки“ при лезвии ножа, не проходящего через центр вращения.

где P — нормальное давление,

S — длина продвижения ножа вдоль лезвия.

Как видно из формулы, давление на лезвие P , т. е. усилие резания обратно пропорционально корню кубическому из „протяжки“, т. е. корню кубическому из пути движения ножа вдоль лезвия. Указанное условие и определяет невыгоднейшую форму лезвия ножа. С этой целью рассмотрим процесс резания неподвижного тела радиально прямолинейным ножом (рис. 52). В первый момент резания вращающийся нож соприкасается с разрезаемым телом в точке A . При этом, если бы нож с этого момента двигался прямолинейно, то тело подверглось бы деформации местного сжатия, а не резанию (пилению). Однако нож имеет вращательное движение, и потому точка A перемещается по кругу, занимая при выходе лезвия ножа после разрезания тела положение C . Заменяя данное вращательное движение ножа движением ножа перпендикулярно телу из положения om в положение o_1n , затем перемещением ножа вдоль тела на расстояние S из положения o_1n в положение o_2n_1 и наконец поворотом вокруг точки C , наглядно видим, что при вращательном движении происходит частичное поперечное перемещение лезвия относительно разрезаемого тела, т. е. происходит процесс пилки. Еще в большей степени этот процесс пилки при вращательном движении

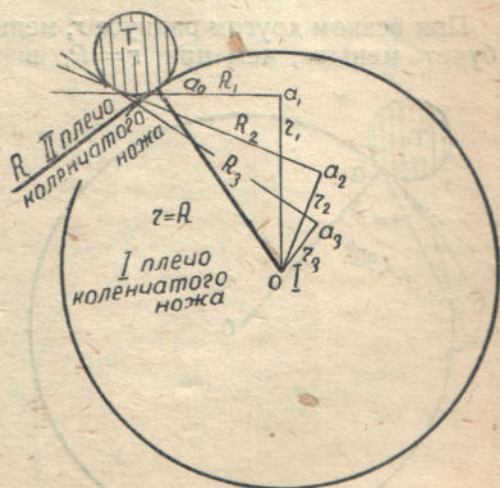


Рис. 54. Графическое изображение невыгоднейшего коленчатого ножа.

ноже с углом $\alpha = 90^\circ$ (рис. 57) можно определить, составляя следующие уравнения

$$\cos \alpha = \frac{OC}{OO_1} = \frac{R-r}{R+r}$$

$$S = R \sin \alpha = R \sqrt{1 - \cos^2 \alpha} = R \sqrt{1 - \left(\frac{R-r}{R+r}\right)^2} = \frac{2R\sqrt{Rr}}{R+r};$$

где S — путь поперечного движения ножа по телу — „протяжка“,

r — радиус разрезаемого тела T

R — расстояние разрезаемого тела T от оси вращения.

Длина 2-го плеча AK коленчатого ножа (рис. 57) должна быть такова, чтобы при любом положении ножа в пределах угла α лезвие соприкасалось по всему сечению тела. Иначе говоря, расстояние конца лезвия ножа должно находиться от центра вращения на расстоянии $OK = R+r$. Отсюда, решая треугольник OKA , находим длину лезвия ножа AK .

$$AK = \sqrt{OK^2 + OA^2} = \sqrt{(R+2r)^2 - R^2} = 2\sqrt{r^2 + Rr}.$$

Для определения формы лезвия ножа, которое отвечало бы выведенному выше условию при различных расстояниях тела T от оси вращения, полагаем последнее на разных расстояниях от центра вращения R_1, R_2, R_3 (рис. 58), откуда находим соответственно следующие длины лезвий коленчатых ножей OK, OK_1, OK_2 .

Аналогично этому построены различные кривые лезвий ножа (рис. 59) для разных по диаметру тел. Как видно из чертежа, наиболее плавная кривая лезвия ножа получается для тела диаметром $d=0,5$ см, переходящая в прямую для тела $d=8$ см. Согласно рис. 56, кривая лезвия ножа, проходящая между касательной и окружностью, выгодней, чем лезвие прямое, касательное к окружности разрезаемого тела, так как в первом случае путь „протяжки“ больше.

Исходя из этого, следовало бы придать кромке ножа та-

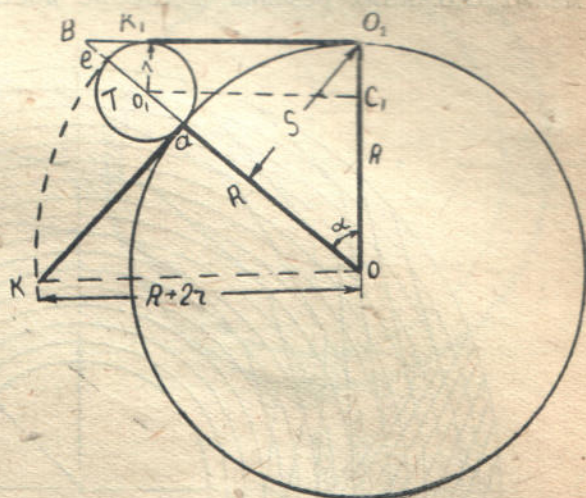


Рис. 57. Графическое изображение величины „протяжки“ при коленчатом ноже, когда угол $\alpha = 90^\circ$.

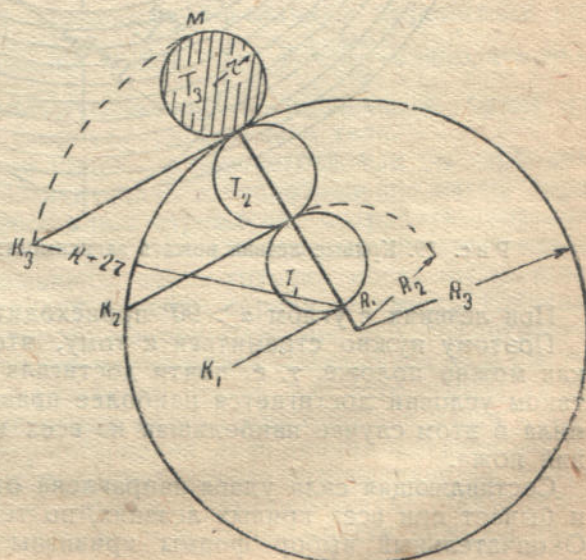


Рис. 58. Графическое изображение расстояния второго коленчатого ножа от оси вращения в зависимости от расположения перерезаемого материала T (от оси O).

кую форму, как указано на рис. 60. Однако, так как тело может быть расположено на различных расстояниях от центра вращения, а не на постоянном расстоянии, то подобная форма ножа не всегда осуществима.

Следует заметить, что при прямолинейном ноже (рис. 57) лезвие в первый момент соприкосновения с телом касательно к последнему, вследствие этого никакого удара не происходит, что особенно желательно при малых скоростях резания, когда не достигается динамическая скорость.

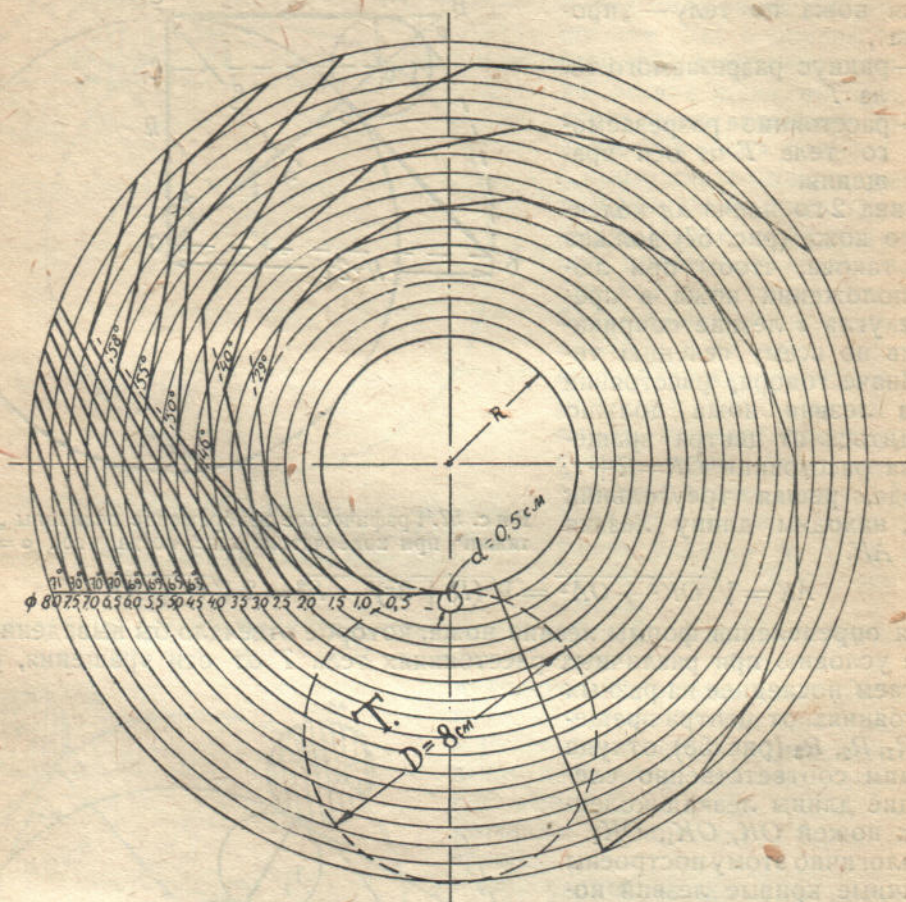


Рис. 59. Кривые лезвия ножа в зависимости от диаметра разрезаемых тел.

При лезвиях с углом $\alpha > 90^\circ$ происходит удар.

Поэтому нужно стремиться к тому, чтобы кривая лезвия ножа была как можно положе, т. е. почти достигала полного оборота. Только при таком условии достигается наиболее правильное резание, ибо линия пропила в этом случае наибольшая из всех возможных других кривых лезвий ножа.

Составляющая сила удара направлена от центра к периферии, что хотя и бывает при всех кривых лезвиях, но тем меньше, чем кривая положе. Окончательный выбор формы кривизны ножа должен быть проверен опытным путем, так как возможно, что для пропила данного диаметра тела и не нужна при принятом заостренном ноже запроецированная длина „протяжки“ S . Иначе говоря, теоретические подсчеты должны быть проверены в каждом отдельном случае опытом.

Вышеприведенное доказательство преимущества резания тел кривыми лезвиями ножа целиком оправдывается на практике. Так, с давних времен лезвия холодного оружия и домашних орудий (сабли, косы, серпы, садовые ножницы и т. д.) изготовлялись с кривыми режущими кромками.

Такую форму лезвий делают и теперь, напр., в торфяных прессах и других режущих машинах.

§ 14. Влияние числа оборотов вала на качество переработки торфа (динамическая скорость резания)

Для переработки твердых мало разложившихся остатков древесины, находящихся в мягкой массе торфа, необходимо иметь либо режущие пары в виде ножей и контрножей, т. е. резание осуществлять по принципу ножниц, либо резать по принципу ножа, создав соответствующие условия для возникновения динамического среза.

Последнее обычно всегда применяется в практике при резании дерева по принципу ножа.

При таком резании разделение древесины на части производится не непрерывно действующей силой, а наоборот силой удара. Ветки, деревья никогда не рубятся ножом, а всегда перерубываются топором быстрым сильным ударом. В этом случае мы используем живую силу ударяющего тела (топора) для достижения определенной величины деформации смятия волокон дерева. Из выражения живой силы $T = \frac{mv^2}{2}$ видно, что ее величина, а значит и работа, которую можно воспроизвести, будет тем больше, чем больше масса и скорость ударяющего тела.

Итак, для среза волокна или корня, находящегося как бы свободным в пространстве, вследствие незначительного сопротивления массы торфа, нужно каким-то образом вызвать в нем стремление сохранить свое положение в пространстве. Последнее осуществляется острым, быстрым ударом, данным от такой массы ударяющего тела, которая могла бы заставить корень передвигаться. Тогда силой инерции корень стремится сохранить свое состояние покоя и, по второму закону Ньютона, это сопротивление против перемещения корня данной массы будет тем больше, чем быстрее выводится ударяющее тело из состояния покоя. Для того, чтобы ударяемое тело смогло быстро перемещаться, необходима большая масса ударяющего тела — топора, а для осуществления деформации ударяемого тела (т. е. его среза), свободного и не закрепленного в пространстве, необходимо наличие большой скорости движения ударяющего тела. Иначе говоря, ударяющее тело — топор — должно не только произвести нужную дефор-

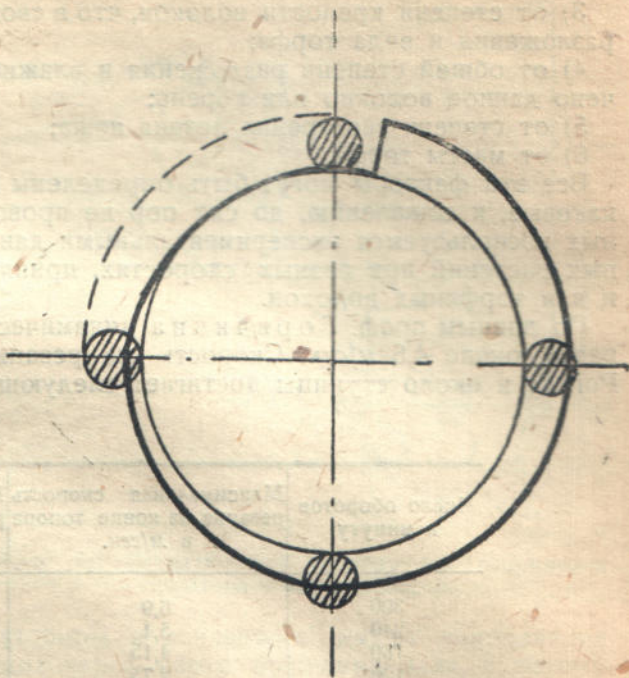


Рис. 60. Форма кромки ножа, когда разрезаемое тело находится на постоянном расстоянии от оси вращения.

мацию среза ударяемого тела, но также должно создать условия для этой деформации.

Таким образом динамическая скорость резания торфа зависит:

- 1) от массы перерезаемых волокон;
- 2) от диаметра и длины волокон;
- 3) от степени крепости волокон, что в свою очередь зависит от степени разложения и вида торфа;
- 4) от общей степени разложения и влажности торфа, в котором включено данное волокно или корень;
- 5) от степени заострения лезвия ножа;
- 6) от массы торфа.

Все эти факторы могут быть определены только путем экспериментов, каковые, к сожалению, до сих пор не проводились. За отсутствием таковых воспользуемся экспериментальными данными резания стеблей различных растений при разных скоростях, приняв их (с поправками) равными и для торфяных волокон.

По данным проф. Горячкина динамическая скорость резания стеблей равна около 4,6 м/сек. Скорость же резания на конце топора в прессе Рогова и около ступицы достигает следующей величины (табл. 8).

Таблица 8

Число оборотов в минуту	Максимальная скорость резания на конце топора в м/сек.	Максимальная скорость резания около ступицы в м/сек.
300	6,9	2,04
240	5,4	1,63
180	4,15	1,22
120	2,75	0,81

Как видно из таблицы, динамическая скорость резания в торфяном прессе достигает около 240—300 об/сек. и то не на всем сечении пресса. Исходя из этого, следует всегда стремиться поддерживать как можно большее число оборотов прессового вала (не меньше 300 об/мин.), что к тому же увеличивает производительность машины.

§ 15. Резание торфяной массы в прессе Рогова по принципу ножиц (топорами и контрножами)

Режущие пары топоров и контрножей в прессе Рогова на переработку массы почти никакого влияния не оказывают. Последние только лишь разрезают (по принципу ножиц) твердые включения торфяной массы, мало разложившиеся остатки древесины, пней, корней и волокон.

Режущие пары лежат в IV четверти сечения и перерезыванию подвергается очень незначительное количество твердых включений, большая же часть их при ударе топора, если скорость последнего не достигает динамической скорости резания, отклоняется и продвигается к нижней части пресса, т. е. во II и III четверти (рис. 61).

Вот почему твердые предметы, случайно попадающие в пресс, а также пни и корни выходят иногда из мундштука почти неразрубленными, или же обволакивают топоры, — причем либо в процессе движения разрываются последними на части, вследствие бокового трения и заклинивания в массе торфа, либо продвигаются в таком состоянии до контрножей и уже на последних перерезываются по принципу ножиц.

Процесс разрезания ножницами сопровождается обыкновенно скользящим движением — „протяжкой“ лезвия, за исключением того случая, когда лезвия обеих ножей проходят через центр вращения (рис. 62).

Этим и объясняются отрицательные стороны топов и контрножей старых прессов, имеющих ровные кромки лезвий, проходящих через центр вращения, ибо при этом условии, согласно с формулой (32), усилие резания сильно возрастает.

К тому же вследствие того, что резание в этом случае происходит сразу на всем протяжении лезвия топора (рис. 62), то возникают пиковые нагрузки машины, что требует установки двигателя повышенной мощности, а также увеличения прочных размеров режущих элементов.

В этом отношении пресс Рогова находится в более благоприятных условиях, так как его режущие пары (топоры и контрножи) имеют направление режущих кромок, не проходящих через центр

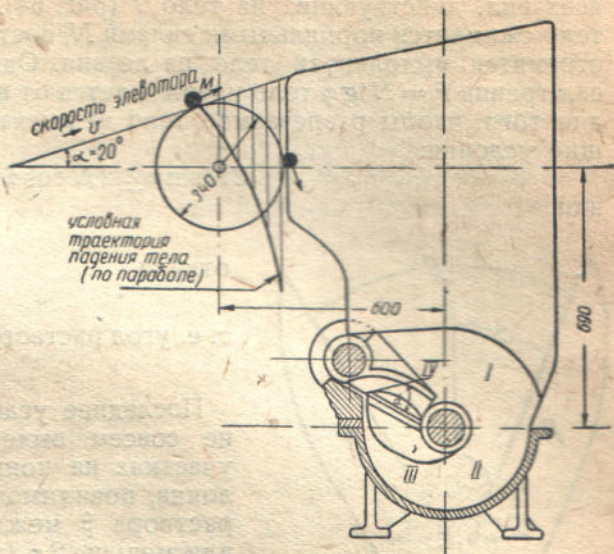


Рис. 61. Схематическое изображение сопряжения элеватора с прессом Рогова.



Рис. 62. Ножницы с лезвиями, проходящими через центр вращения.

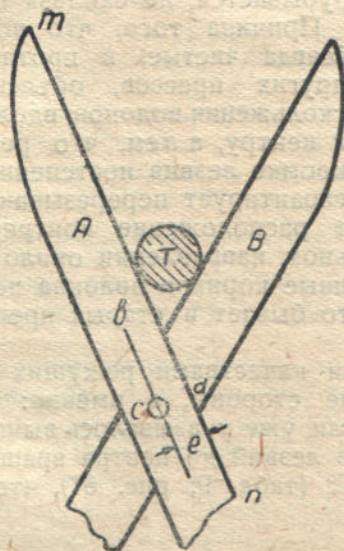


Рис. 63. Ножницы с лезвиями, не проходящими через центр вращения.

существляется по принципу, рассмотренному в параграфе „теория режущей кромки ножа“. Следует заметить, что для осуществления резания тел по принципу ножниц необходимо, чтобы режущие кромки лезвий составляли между собой угол равный 2φ (где φ — угол трения). В про-

цессе резания сопровождается „протяжкой“, что в значительной степени, видимо, уменьшает усилие резания.

Рассматривая процесс резания обыкновенными ножницами, у которых лезвия прямые, не проходящие через ось вращения (рис. 63), ясно видим, что в этом случае происходит скольжение лезвий вдоль разрезаемого тела T , в чем можно убедиться следующим образом: если на лезвие ножниц B надвигать лезвие A , то тело T будет разрезаться кромкой mn , которая перпендикулярна радиусу (экцентриситету лезвия $cd = e$), т. е. резание осу-

тивном случае тело будет выскользывать из лезвий, ибо не будет происходить заклинивания.

Последнее утверждение становится вполне понятным при рассмотрении всех сил, действующих на тело T (рис. 64). При сближении лезвий ножниц тело сжимается нормальными силами N , составляющие каких-то $P = N \cdot \sin \alpha$ стремятся вытолкнуть тело из лезвия. Однако вследствие возникающих сил трения $F = N \operatorname{tg} \varphi$ тело удерживается от выскользывания. Следовательно для того, чтобы разрезаемое тело не выскользывало, необходимы следующие условия:

$$2 N \sin \alpha \leq 2 N \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

или

$$\operatorname{tg} \alpha \leq \operatorname{tg} \varphi$$

откуда

$$\alpha \leq \varphi$$

т. е. угол раствора между ножами β должен быть $\beta = 2\alpha \leq 2\varphi$.

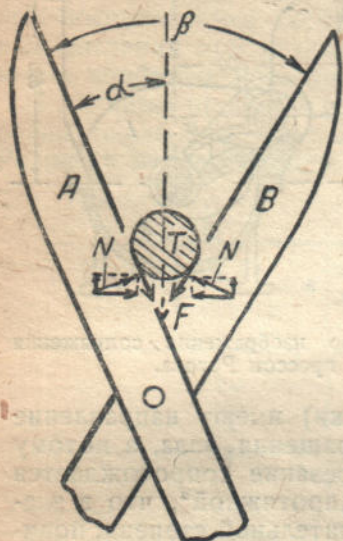


Рис. 64. Направление и величина выталкивающих и удерживающих сил при резании тела ножницами.

Последнее условие как раз в прессе Рогова не совсем выдержано, от чего в некоторых участках на концах топоров разрезаемые волокна, по видимому, проскальзывают, пока угол раствора β между лезвиями не станет равным или меньше 2φ (табл. 9). Однако трудно предположить, что такое скольжение может быть, учитывая большую скорость движения топоров — 4—5 м/сек., и потому попавший корень (на конец топора) вследствие инерции своей массы и окружающей его среды торфа перерубается, не скользя по лезвию.

Причина того, что ножи в прессе Рогова всегда чистые, в противоположность ножам других прессов, объясняется не процессом скольжения волокон вдоль ножа от периферии к центру, а тем, что резание происходит по кромке лезвия постепенно с „протяжкой“, что гарантирует перерезывание.

Этому еще способствует расположение контрножей в IV четверти прессы, где масса в аксиальном направлении около ножей почти не движется, благодаря чему длинные корни и волокна не могут закручиваться вокруг контрножей, как это бывает в старых прессах, с вертикальными стойками.

Наряду с положительными качествами режущих элементов прессы Рогова, есть и отрицательные стороны, а именно: угол резания между контрножами и топорами, как уже указывалось выше, в зависимости от их расстояния соприкосновения лезвий до центра вращения, меняется в больших пределах от 0° до 52° (табл. 9; рис. 61), что влечет к изменению величины усилия резания.

Таблица 9

Расстояние резания от оси вращения в см	$\angle \beta$	Примечание
9,5	0°	В этих пределах происходит полное заклинивание тела, что обеспечивает перерезание тела
10,0	12°	
12,5	20°	
17,5	35°	

линии. При такой траектории падения торф встречает наклонную плоскость бункера, чем уменьшается скорость свободного падения и этим самым создаются условия для завала прессы.

Вот почему существующее в настоящее время сопряжение элеватора с прессом Рогова не удовлетворяет производственным требованиям. Для устранения указанного недостатка следует верхнюю ось звездочки элеватора приблизить к оси прессы (в горизонтальном положении).

Возможность завала прессы Рогова при различных углах между топорами можно определить следующим образом.

Зная время падения торфа на топоры прессы, при высоте падения $h = 0,7$ м (если не учитывать торможения массы о стенки бункера)

$$t_0 = \sqrt{\frac{2h}{g}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,7}{9,81}} = 0,38 \text{ сек}$$

а также период времени, при котором один из топоров принимает положение предыдущего, находим

$$T = t_0 + t_{60^\circ} = 0,38 + 0,042^1 = 0,422 \text{ сек.}$$

Отсюда длина пути свободного падения торфа

$$H = \frac{gT^2}{2} = \frac{9,81 \times 0,422^2}{2} = 0,87 \text{ м}$$

а путь свободного продвижения массы между топорами

$$h_0 = H - h = 0,87 - 0,7 = 0,17 \text{ м} = 17 \text{ см}$$

т. е. масса торфа достигает вала прессы и, следовательно, в этом случае завал при нормальной подаче торфа из карьера исключается.

Другое дело, если масса при своем падении из элеватора упадет на вертикально стоящий нож. Масса в этом случае, повидимому, потеряет почти всю свою скорость и свободное падение снова начнется лишь после того, как топор займет другое положение, отличное от вертикального. Однако через определенный промежуток времени следующий, рядом лежащий топор настигает свободно падающую массу и, перерезав ее, опять становится в вертикальное положение, чем снова прекращается свободное падение массы.

При этом чем чаще масса будет встречать на своем пути вертикально расположенные ножи, тем менее продвижение массы во внутрь прессы и, следовательно, тем возможней завал последнего.

С этой целью вычислим пути продвижения массы в прессе за один оборот вала, делающего 240 об/мин при различных углах между топорами,

¹ Пример. При угле между топорами в 60° и числе оборотов прессового вала 240 об/мин время одного оборота составляет

$$t_{360^\circ} = \frac{60}{240} = \frac{1}{4} \text{ сек}$$

а время поворота топора на угол 60° : $t_{60^\circ} = \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{6} = \frac{1}{24} = 0,042 \text{ сек.}$

находим возможное время свободного падения торфа от элеватора до встречи с одним из вращающихся топоров.

считая, что средний по величине кусок торфа по длине составляет 300—400 мм, т. е. перекрывает 4 топора.

$$l = 4(b + h) = 4(55 + 40) = 380 \text{ мм.}$$

Так как при угле между топорами $\alpha_T = 180^\circ$, период времени, при котором один из ножей принимает вертикальное положение (рис. 65), составляет

$$t_{180} = \frac{1}{4} \cdot \frac{180^\circ}{360} = \frac{1}{8} \text{ сек.}$$

Следовательно, за это время масса, падая под действием силы тяжести, опустится на величину H (рис. 65), равную

$$H = \frac{gt^2}{2} = \frac{9,81 \left(\frac{1}{8}\right)^2}{2 \cdot 100} = 7,7 \text{ см.}$$

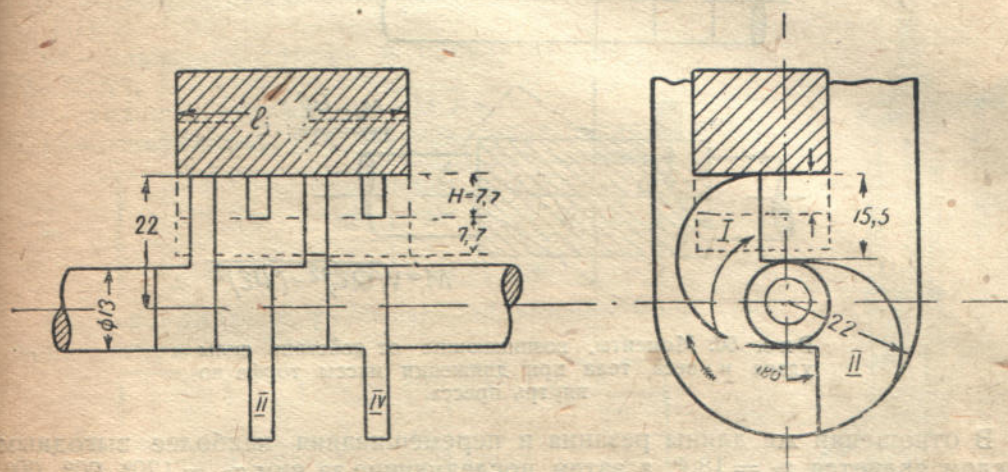


Рис. 65. Продвижение падающей массы торфа из бункера во внутрь пресса Рогова при угле между топорами $\alpha_T = 180^\circ$.

За один оборот вала масса имеет два таких промежутка продвижения и, следовательно, продвигается во внутрь пресса на глубину $H_0 = 2H = 2 \times 7,7 = 15,4 \text{ см}$, т. е. доходит до вала. Поэтому завала пресса по этой причине в данном случае не происходит.

К тому же масса торфа принятой длины $l = 380 \text{ мм}$ при угле $\alpha_T = 180^\circ$, будучи подвержена одновременно удару двумя топорами, в этом случае испытывает меньшее переворачивающее действие под влиянием момента: а) образованного ударом ножа, проходящего не через центр тяжести и б) эксцентриситета веса по отношению к точке опоры (рис. 65 и 66), чем при других углах между топорами. Этим создаются меньшие условия для турбулентного движения и, следовательно, для завала пресса.

Общая длина разреза падающей массы за 1 оборот вала составляет при угле между топорами $\alpha_T = 180^\circ$

$$L = 7,7(2 + 1 + 2 + 1) = 46,2 \text{ см.}$$

Аналогично этому вычисляем время падения, общую длину продвижения массы H за 1 оборот вала и общую длину разрезов при углах между топорами $\alpha_T = 120^\circ$, $\alpha_T = 90^\circ$, $\alpha_T = 60^\circ$.

Полученные данные сводим в табл. 10 и, сопоставляя их между собой, приходим к выводу, что наимыгоднейшим углом постановки топоров в прессе Рогова, в смысле наименьшей возможности завала, является угол 30° . Учитывая же, что в производственных условиях принято ставить ножи под углом $\alpha_T = 60^\circ$ или $\alpha_T = 90^\circ$, более выгодным углом в этом отношении является $\alpha_T = 60^\circ$.

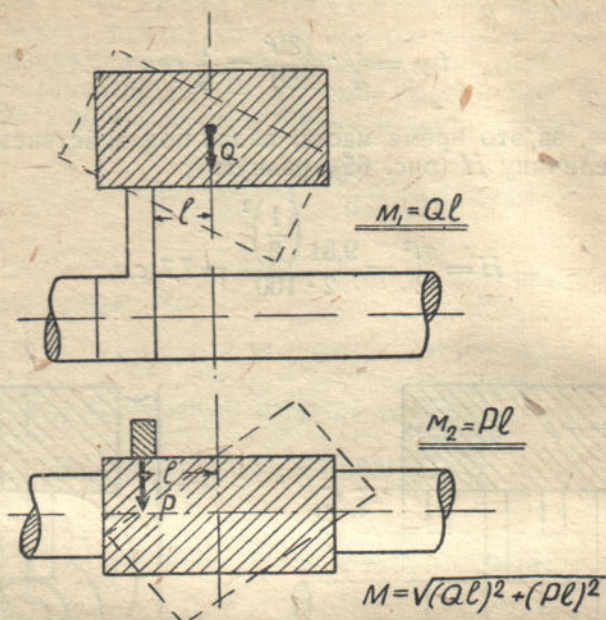


Рис. 66. Моменты, возникающие от действия силы удара и веса тела при движении массы торфа во внутрь прессы.

В отношении же длины резания и перемешивания наиболее выгодным углом является $\alpha_T = 180^\circ$, а затем последующие за ним $\alpha_T = 120^\circ, 90^\circ, 60^\circ, 30^\circ$ (см. табл. 10).

Таблица 10

Угол между ножами	30°	60°	90°	120°	180°
Величина продвижения H в см	17,8	10,3	7,7	10,2	15,4
Общая длина прорезов L в см	18,4	15,4	19,0	30,6	46,2
Возможность завала прессы (чем больше цифра в данной графе)	I	III	V	IV	II
Степень перемешивания (тем больше, чем больше цифра в этой графе)	I	II	III	IV	V

§ 17. Сопротивление торфа резанию

На основании опытов, проведенных специальным прибором (рис. 67 и 68), установлено, что сопротивление торфа резанию зависит от условий резания (толщины стружки, угла наклона ножа, длины ножа), а также от вида торфа (влажности, степени разложения, зольности и ботанического состава).

Путем обработки экспериментальных данных¹ выведена формула сопро-

¹ Инж. Силин В. А.— Опытное определение коэффициентов сопротивления торфа резанию. Укринсторф, рукопись 1936 г.

тивления резанию торфа на 1 см длины ножа в кг, в зависимости от условий резания и вида торфа

$$P = 1,2 \left\{ L \left[\left(\frac{1,58}{e^{0,0487 C_p}} + 2,25 - 0,022W \right) \left(1 + 0,83 e^{0,25 \cdot C_p} \cdot \frac{\delta - 10}{90} \right) + \left(K_\alpha - 1 \right) \left(0,012\delta - 0,22 \right) \right] + K_{отр} \cdot \frac{3,9(100 - C_p)}{100} \right\} \dots \text{кг} \quad (33).$$

где 1,2 — величина возможного отклонения сопротивления резания от среднего значения,

L — длина режущей кромки ножа в см,

e — основание натуральных логарифмов (Неперово число 2,71826),

C_p — степень разложения торфа (в пределах от 3 до 60%),

W — влажность торфа в процентах (в пределах 75—92%),

δ — толщина стружки до 100 мм,

K_α — коэффициент, учитывающий угол наклона ножа.

	Угол наклона ножа α°			
	0°	10°	13°	17°
K_α	0	0,87	0,8	1,00

$K_{отр}$ — коэффициент, учитывающий влияния сопротивления стружки с боков.

	Толщина стружки δ^* в мм			
	10	25	50	100
$K_{отр}$	1,0	1,8	2,7	3,0

Кроме того установлено, что:

1) сопротивление резанию приблизительно обратно пропорционально степени разложения торфа, причем в пределах $C_p = 15 - 80\%$ оно уменьшается обратно пропорционально, а в пределах $C_p = 3 - 15\%$ уменьшается по кривой значительно интенсивнее;

2) сопротивление резанию обратно пропорционально влажности в пределах $W = 75 - 92\%$;

3) зольность в пределах до 20% на абсолютно сухое вещество заметного влияния не оказывает;

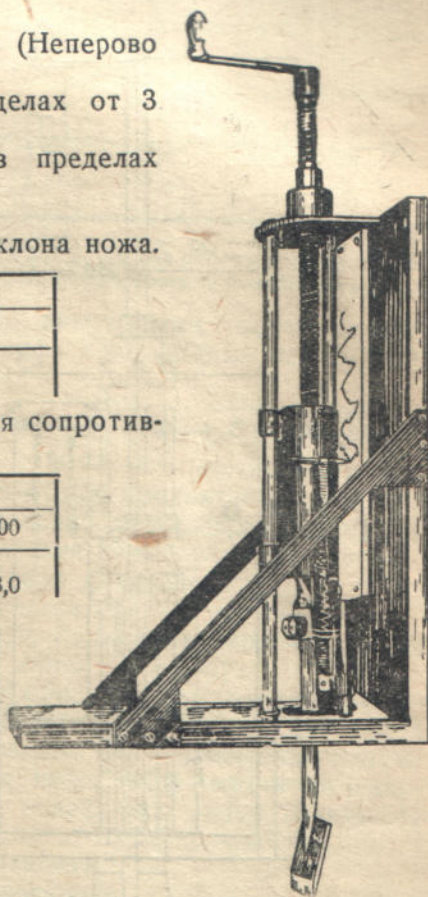
4) сопротивление резанию растет, приблизительно, прямо пропорционально толщине стружки в пределах $\delta = 10 - 100$ мм, причем тем в большей степени, чем меньше степень разложения и влажность;

5) с увеличением угла наклона ножа сопротивление резанию растет.

При этом для стружки $\delta = 10$ мм при прямом ноже (т. е. при $\alpha = 0^\circ$) оно больше, нежели при наклонном ноже $\alpha = 10^\circ, 13^\circ, 17^\circ$; для стружки же $\delta = 25 - 50 - 100$ мм наоборот сопротивление резанию при наклонном ноже больше, нежели при $\alpha = 0^\circ$;

6) оптимальный угол резания приблизительно равен 13° ;

7) сопротивление стружки боковому отрыву не является функцией



Р и с. 67. Прибор, предназначенный для определения усилий резания торфа.

сопротивления резанию, а потому учитывается отдельно (вторая половина формулы 33).

Абсолютная величина сопротивления боковому отрыву стружки тем больше, чем больше толщина стружки и чем меньше степень разложения. Относительная же величина сопротивления (на единицу площади сечения стружки) уменьшается;

8) суммарное сопротивление резанию вследствие неравномерной структуры торфа колеблется в пределах от 0,8—1,2 от среднего сопротивления (учитывается формулой 33).

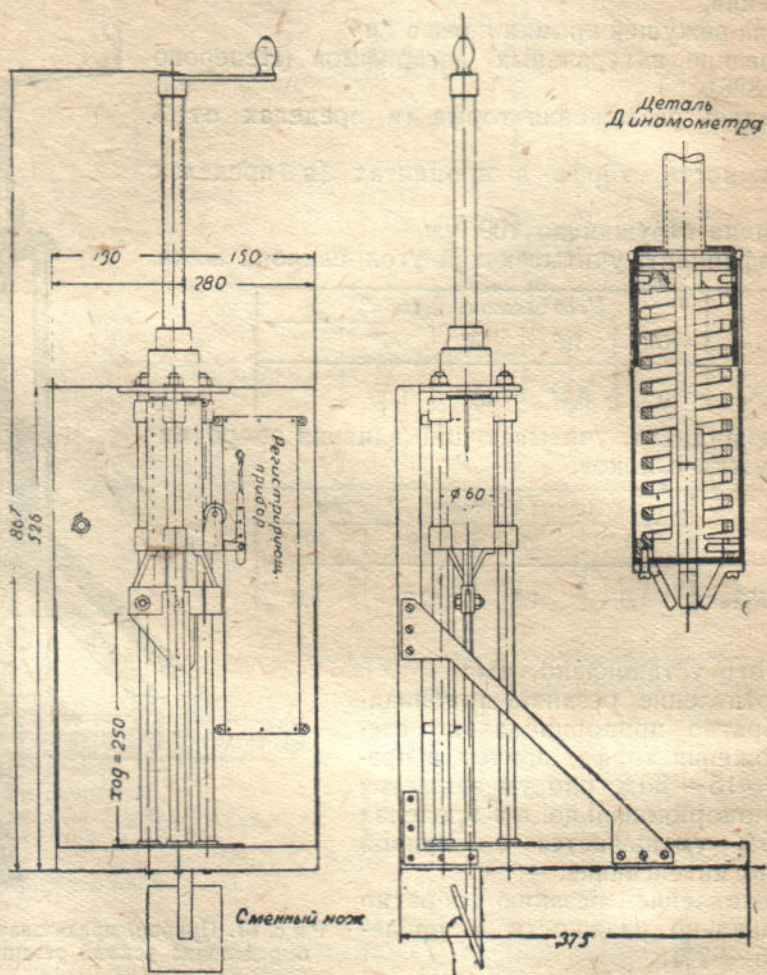


Рис. 68. Прибор для определения усилий резания торфа.

§ 18. Аналитическое исследование работы резания торфа резаком

Всякий чисто аналитический метод исследования, не подкрепленный экспериментальными данными, не может правильно учесть влияния всех факторов и потому может дать лишь только приближение к истине.

С другой стороны, чисто экспериментальный метод, не подкрепленный и не проверенный аналитическим исследованием, тоже может привести к грубым ошибкам.

Таким образом явилась необходимость подведения аналитической базы под выводы экспериментального сопротивления торфа резанию.

В особенности это важно для исследования такого неоднородного материала, как торф, для которого процесс резания оказывается очень сложным вследствие наличия в мягкой торфяной массе более прочных материалов, как корни и мало разложившиеся остатки древесины, нарушающие правильную работу резака, препятствующие равномерному и спокойному резанию.

Это вполне наглядно видно из индикаторных диаграмм работы резания многочерпаковых элеваторов, работающих на болотных грунтах (рис. 69), имеющих резко выраженный пиковый характер нагрузки.

Естественно, что подобные обстоятельства не могут быть уложены в математические формулы, а потому учитываются только лишь введением в расчеты практических коэффициентов.

Несмотря на все вышеуказанные трудности при изучении резания торфа, все же можно процесс резания последнего обосновать теоретически, пользуясь некоторыми допущениями.

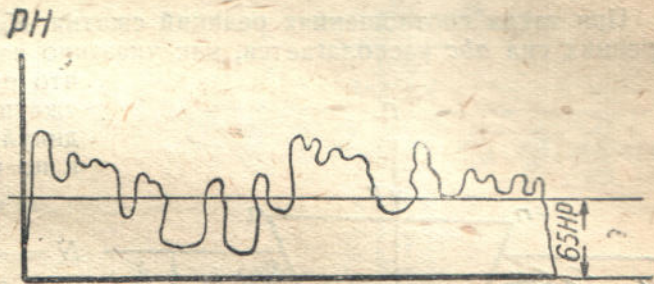


Рис. 69. Индикаторная диаграмма работы резания многочерпаковых элеваторов, работающих на болотных грунтах.

Для этого сначала рассмотрим резание торфа клиновидным ножом, как общий случай резания.

А. Исследование резания торфа клиновидным ножом с углом заострения β°

Под действием внешней силы клиновидный нож продвигается в направлении АА (рис. 70), преодолевая сопротивление деформируемой массы, а именно: в первый момент при врезании лезвия ножа сила преодолевает сопротивления чистого резания торфа („лобовое давление“).

При дальнейшем погружении ножа начинается смятие торфа.

При этом сила P разлагается на 2 силы N , перпендикулярные к щекам клина, и две силы $f \cdot N$ — силы трения щек клина по торфу.

Обе группы сил N и $f \cdot N$ (правая и левая) образуют две равнодействующих R , которые и вызывают раздвигание частиц торфа (в твердых телах это сила сопротивления раскалыванию). Указанные силы возникают следующим образом: при погружении клиновидного ножа торф сжимается в вертикальной и горизонтальной плоскости, вследствие чего возникают соответствующие реакции:

K_v — реакция сжатия в вертикальной плоскости,

K_r — реакция сжатия в горизонтальной плоскости
равные

$$K_v = \sigma_v \cdot S \cdot \sin \frac{\beta}{2}$$

$$K_r = \sigma_r \cdot S \cdot \cos \frac{\beta}{2}$$

где σ_r , σ_v — допускаемые временные сопротивления торфа соответственно в горизонтальной и вертикальной плоскости. Откуда

$$\sigma_r = \frac{K_r \cdot S}{\cos \frac{\beta}{2}}$$

$$\sigma_v = \frac{K_v \cdot S}{\sin \frac{\beta}{2}}$$

Считая, что временное сопротивление сжатия торфа вдоль пластов σ_r (годовые отложения торфа) и перпендикулярно к ним σ_n равны, а также принимая во внимание, что нож в каждый данный момент времени погружается на незначительную глубину, находим соотношения между K_n и K_r .

$$\sigma_n = \sigma_r = \sigma_{сж} = \frac{K_r \cdot S}{\cos \frac{\beta}{2}} = \frac{K_n \cdot S}{\sin \frac{\beta}{2}}$$

При таких соотношениях реакций сжатия K_n и K_r треугольник внутренних сил abc располагается, как указано на рис. 70. Отсюда следует, что равнодействующая реакций сжатия торфа K_n и K_r перпендикулярна плоскости клина mn и по величине равна

$$N = \frac{K_r}{\cos \frac{\beta}{2}} = \frac{\sigma_r \cdot S \cdot \cos \frac{\beta}{2}}{\cos \frac{\beta}{2}} = \sigma_r \cdot S$$

где S — боковая площадь щеки клина.

Заменяя S через высоту ножа H и длину L , находим

$$N = \sigma_{сж} \cdot S \cdot L = \frac{\sigma_{сж} \cdot h \cdot L}{\cos \frac{\beta}{2}}$$

где h — глубина погружения ножа.

Под действием нормальных сил N возникают силы трения fN (где f коэффициент трения торфа по клину).

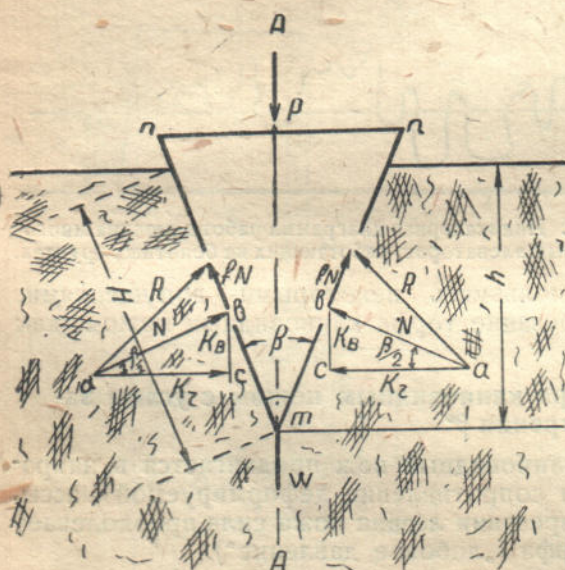


Рис. 70. Погружение щека в торфяную массу.

Равнодействующие же реакций сжатия торфа N и сил трения fN образуют общую реакцию R сопротивления погружения ножа в массу.

Кроме сил N и fN , нож встречает на своем пути лобовое сопротивление W , т. е. сопротивление чистого резания.

Процесс „чистого резания“ торфа, повидимому, происходит следующим образом.

Если к ножу с тупым концом лезвия ab (рис. 71) приложена внешняя сила P , то вследствие сжатия торфа нож перемещается из положения ab в положение cd .

При этом, когда площадь сжатия под ножом значительна по величине, т. е. когда ширина ножа b велика, то усадка торфа (абсолютное перемещение ΔH) незначительна и потому волокна торфа около точек a и b только лишь изгибаются, но не перерезаются, т. е.

$$P_0 < \sigma_{сж} S = \sigma_{сж} \cdot B \cdot L < 2 \sigma_{ср} \cdot s \cdot L$$

откуда на единицу длины ножа (т. е. при $L = 1$)

$$P < \sigma_{сж} B < 2 \sigma_{ср} \cdot s$$

где s — площадь среза шириной $b = 1$.

Если ширину ножа B бесконечно уменьшать, то величина

$$\sigma_{сж} B = \sigma_{сж} \cdot 0 = 0$$

т. е. внешнее усилие превышает реакцию сжатия торфа

$$P = 2 \sigma_{ср} s > \sigma_{сж} B$$

что ведет уже не к изгибу волокон около граней лезвия ножа (точек *a* и *b*), а к срезу их (рис. 72). При малой толщине лезвия ножа, плоскости среза *mn* и *kl* сходятся очень близко друг с другом и в конечном результате сливаются вместе. Вследствие этого срез происходит по одной плоскости

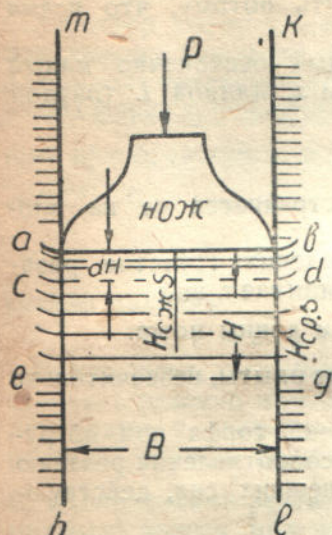


Рис. 71. Сжатие слоев торфа под лезвием ножа.

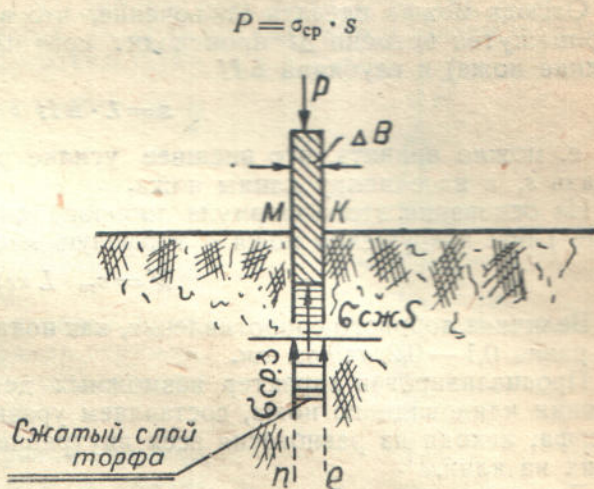


Рис. 72. Срез волокон торфа при тонком лезвии ножа.

Отсюда можем сделать заключение, что лобовое давление ножа, принимая толщину заострения последнего практически незначительной, равно:

$$P = W = \sigma_{cp} \cdot s.$$

Если же учесть незначительную толщину лезвия ножа, то процесс резания несколько отличается от вышеуказанного, а именно: под влиянием внешней силы верхние слои (под ножом) будут всегда несколько сильнее сжаты и вследствие этого плотнее нижележащих слоев. Особенно это относится к пластическим и пористым материалам, как торф, тесто, солома и т. д. Это не требует особых доказательств и достаточно только лишь заметить, что для деформации нижележащего слоя торфа необходимо, чтобы верхнележащий слой был плотнее, в противном случае деформироваться будет верхний слой.

Такой процесс сжатия происходит и при малой толщине тела *B*, после чего сжатый слой, испытывая как бы продольный изгиб, выпучивается и вдавливаются в боковые стенки разрезаемого материала (торфа), каковые менее сжаты (см. рис. 73).

Теперь снова вернемся к вопросу определения лобового сопротивления торфа резанию.

В этом случае срезывание происходит не сразу по всему сечению, а постепенно, сначала у верхних слоев, а затем постепенно распространяется на нижележащие слои до тех пор, пока весь слой по отдель-

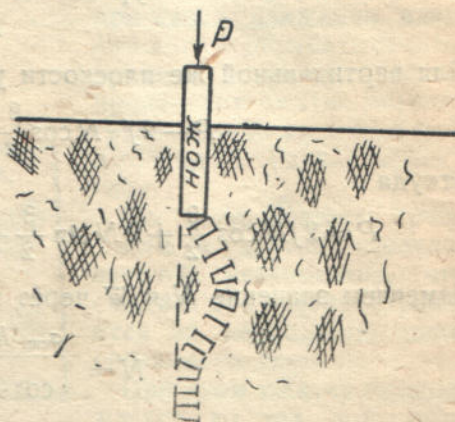


Рис. 73. Выпучивание сжатых слоев торфа под действием давления лезвия ножа.

ным таким элементам не срежется. Тогда наступает отвал срезаемого слоя торфа.

В практике же считают, что срез происходит мгновенно, что не совсем правильно, и такое допущение можно принять потому, что время скальвания выражается долями секунды.

Отсюда можно сделать заключение, что в каждый бесконечно малый промежуток времени Δt происходит срез площади s , длиной L (равной длине ножа) и глубиной ΔH

$$s = L \cdot \Delta H$$

т. е. можно принять, что внешнее усилие распространяется не на площадь s , а на единицу длины ножа.

На основании этого формула лобового сопротивления („чистое резание“) при погружении ножа в торфяную массу принимает вид

$$W = \sigma_{\text{ср}} \cdot L \text{ кг/пог. см длины ножа.}$$

Величина лобового сопротивления, как показывают опыты, незначительна и равна 0,1 — 0,2 кг/пог. см.

Проанализировав характер возможных деформаций торфа при погружении клиновидного ножа, составляем уравнение сопротивления резанию торфа, исходя из равновесия всех внутренних и внешних сил, действующих на клин.

Для этого составляем два уравнения статики

$$\Sigma x = 0; \quad \Sigma y = 0.$$

В горизонтальной плоскости внешних сил, действующих на клин, нет, есть лишь внутренние силы реакции сжатия торфа, которые согласно рис. 70 равны и противоположно направлены друг другу; поэтому нет надобности составлять уравнение

$$\Sigma x = 0.$$

Для вертикальной же плоскости уравнение $\Sigma y = 0$ приобретает вид

$$P - 2f \cdot N \cos \frac{\beta}{2} - 2N \cdot \sin \frac{\beta}{2} - W = 0$$

откуда

$$P = 2fN \cos \frac{\beta}{2} + 2N \sin \frac{\beta}{2} + W = 2N \left(f \cdot \cos \frac{\beta}{2} + \sin \frac{\beta}{2} \right) + W$$

Заменяем значение N и W через их величины

$$N = \frac{\sigma_{\text{сж.}} \cdot h \cdot L}{\cos \frac{\beta}{2}}; \quad W = \sigma_{\text{ср.}} \cdot L,$$

находим

$$P_0 = \frac{2\sigma_{\text{сж.}} \cdot h \cdot L}{\cos \frac{\beta}{2}} \left(f \cdot \cos \frac{\beta}{2} + \sin \frac{\beta}{2} \right) + \sigma_{\text{ср.}} \cdot L,$$

откуда сопротивление резанию на единицу длины ножа равно

$$P = \frac{P_0}{L} = 2\sigma_{\text{сж.}} \cdot h \cdot \left(f + \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \right) + \sigma_{\text{ср.}} \quad (34).$$

Итак, приходим к выводу, что сопротивление резанию торфа клиновидным ножом тем больше, чем больше величина погружения ножа h и угол заострения β . В меньшей степени влияет величина коэффициента трения f .

Б. Исследование резания торфа прямым ножом, т. е. с углом заострения $\beta = 0^\circ$

Характер деформации торфа при погружении прямого ножа в массу по видимому такой же, как и для клиновидного ножа (рис. 74), поэтому для вывода уравнения сопротивления резания прямым ножом можем использовать формулу (34), сделав в ней соответствующие преобразования, подставив вместо $\operatorname{tg} \frac{\beta}{2}$ $= \operatorname{tg} 0^\circ = 0$, а именно

$$P = 2 \sigma_{\text{сж}} h \left(f + \operatorname{tg} \frac{0^\circ}{2} \right) + \sigma_{\text{ср}}$$

откуда находим

$$P = 2 \sigma_{\text{сж}} h \cdot f + \sigma_{\text{ср}}. \quad (35).$$

Ввиду того, что большой интерес представляет резание ножом торфяной стружки, переходим к аналитическому исследованию резания стружки прямым ножом.

В. Исследование резания торфяной стружки прямым ножом под углом $\alpha = 0^\circ$ к вертикальной плоскости

Процесс резания торфяной стружки прямым ножом есть частный случай резания наклонным ножом.

Работу резания торфяного грунта нельзя рассматривать, как работу резца строгального станка, так как при резании металла (рис. 75) резец при своем движении вдавливается в обрабатываемый предмет и своим носком производит сжатие металла сравнительно на небольшой площадке сдавливаемого слоя.

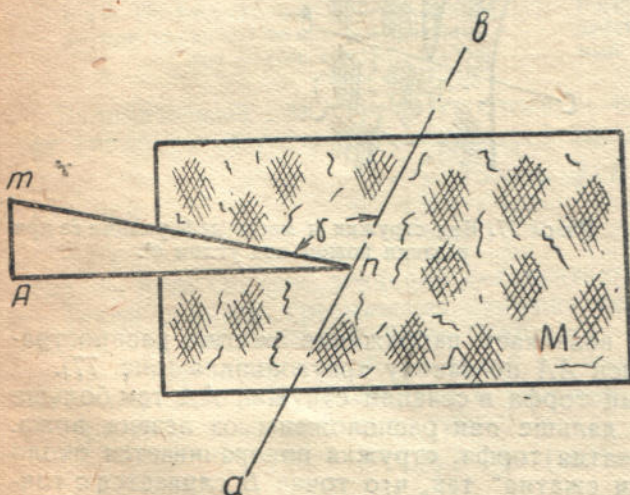


Рис. 75. Угол скалывания при резании резцом металла.

После этого резец начинает сдавливать следующую площадку.

Что же касается работы резака в торфе, то нет никаких данных о том, как ведет себя резак при погружении в торфяной грунт: сжимает ли нож небольшой участок торфа, или же сжатие распространяется далеко.

Следует отметить, что по данным проф. Петрусова „Аналитическое исследование работы лемеха“, полученным опытным путем (к которым пока следует относиться осторожно), сжатие почвы при поступательном перемещении плуга передается на расстояние 2 см от начала лемеха.

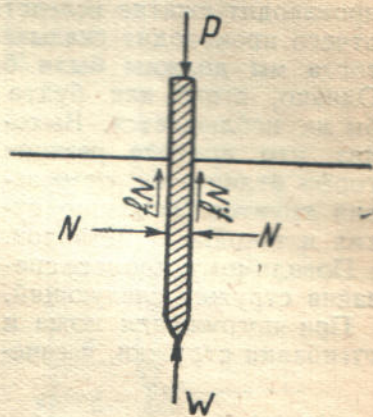


Рис. 74. Силы, действующие на прямой нож при вертикальном погружении последнего в массу торфа.

По наблюдениям проф. Тиле и других исследователей установлено, что сжатие это распространяется на небольшую часть срезаемого слоя.

При этом сжатие продолжается до тех пор, пока давление резца на площадку не превзойдет сопротивления срезу сдавливаемой площадки и не изменит положения последней.

При этом сжатие продолжается до тех пор, пока давление резца на площадку не превзойдет сопротивления срезу сдавливаемой площадки и не изменит положения последней.

Это, до некоторой степени, можно отнести и к работе резака в торфе. Сжатие, повидимому, передается на небольшое расстояние вследствие того, что торфяная масса менее плотная, нежели минеральный грунт.

Все вышеуказанное говорит о том, что работы резания металла, грунта и торфа имеют существенные отличия друг от друга.

Если предположить, что нож, врезаясь в торф, на известном участке производит сжатие вследствие распора массы при вклинивании последнего, отчего происходит скалывание элементов торфяной стружки (рис. 76), то тогда мы должны были бы получить стружку с рваной поверхностью. Однако, этого как будто бы не наблюдается. Выходит, что процесс резания торфа отличается от резания грунтов (особенно сухих и твердых) и металлов.

Повидимому, процесс срезания стружки следующий.

При погружении ножа и отгибании стружки, в сече-

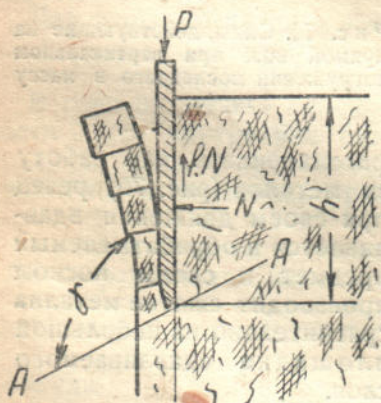


Рис. 76. Вид стружки при резании торфа прямым ножом при угле наклона последнего α° .

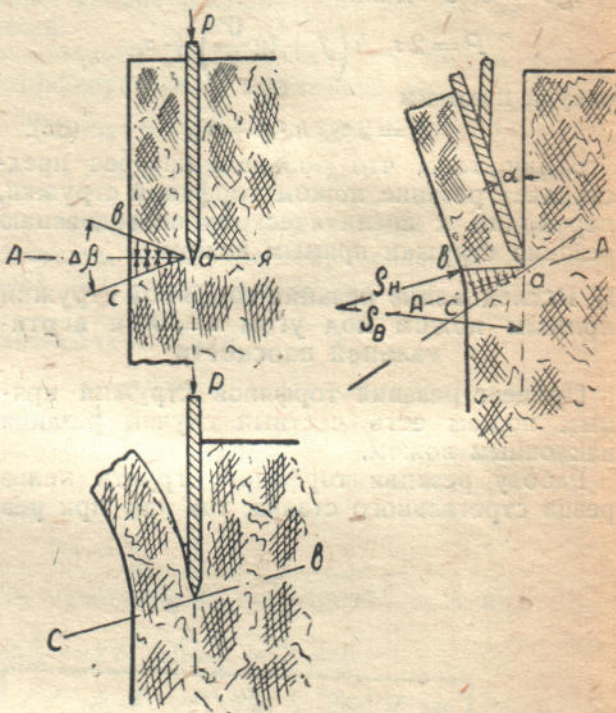


Рис. 77. Вид стружки и место деформации ее при резании ножом под углом α° .

нии последней около лезвия возникает напряжение сжатия, распространяющееся в обе стороны от оси AA по закону треугольника (рис. 77).

Иначе говоря, сжатие частиц торфа в сечении стружки AA тем больше (до известного предела), чем дальше они расположены от лезвия ножа.

Вследствие такой эпюры сжатия торфа, стружка поворачивается около точки A на угол „деформации сжатия“ так, что точка B сливается с точкой C. При этом, так как точка C остается на месте, то поворачивается сама стружка.

Таким образом в каждый момент времени погружения ножа плоскость AA—„начало сжатия“—повернута от горизонтального положения на угол $\frac{\beta}{2}$.

Предположение о таком виде деформации отчасти оправдывается тем видом стружки, которая получается при резании торфа. Последняя всегда загибается наружу (рис. 78).

Итак, приняв деформацию отгиба стружки, как результат сжатия последней в сечении AA, а не как результат скалывания, как это имеет

место для твердых и хрупких тел, попытаемся сопротивление резанию торфа выразить математической формулой.

При погружении ножа (рис. 79) прежде всего возникает лобовое сопротивление — «сопротивление чистого резания» W , затем боковое трение ножа о торф.

Величина трения со стороны массива равна fN , где N — нормальное давление на нож сжатых слоев торфа, равное, согласно предыдущим рассуждениям,

$$N = \sigma_{сж} S = \sigma_{сж} H \cdot L$$

при $L = 1$; $N = \sigma_{сж} H$.

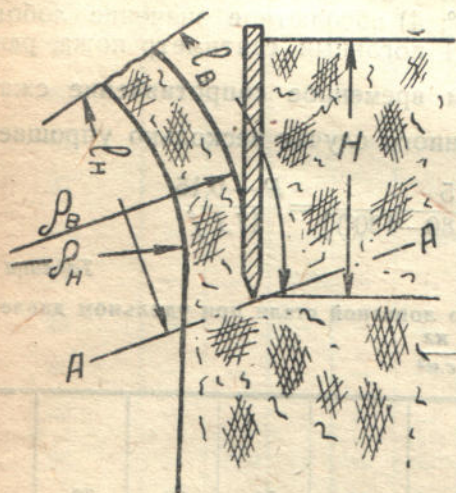


Рис. 78. Вид стружки и величина радиусов кривизны ее при резании ножом под углом $\alpha = 0^\circ$.

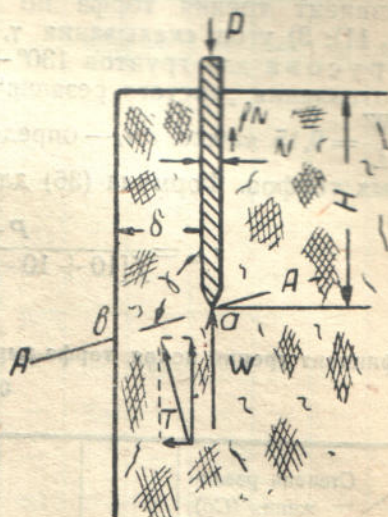


Рис. 79. Величина и направление сил, действующих на прямой нож, погружаемый в массу торфа при угле $\alpha = 0^\circ$.

Вклиниваемый нож стремится отогнуть стружку в бок, т. е. повернуть ее около точки лезвия a , сжимая сечение стружки силой T , равной

$$T = \sigma_{сж} \cdot \delta \cdot L$$

или при

$$L = 1; T = \sigma_{сж} \cdot \delta,$$

где $\sigma_{сж}$ есть среднее значение действительной эпюры сжатия.

Таким образом, срезаемая стружка сопротивляется повороту около точки a с силой равной $T \cdot \sin(180^\circ - \gamma)$.

Приблизительно с этой же силой стружка прижимается к ножу (считая угол передачи внутренних сил в торфе $\approx 45^\circ$).

При этом возникает сила трения между стружкой и ножом равная

$$f \cdot T \cdot \sin(180^\circ - \gamma).$$

На основании полученных внутренних и внешних сил, действующих на нож, составляем одно уравнение статики $\Sigma y = 0$

$$P - W - f \cdot N - f \cdot T \cdot \sin(180^\circ - \gamma) = 0$$

или

$$P = f [N + T \cdot \sin(180^\circ - \gamma)] + W.$$

Заменяя N , T , W через их значения на один погонный сантиметр длины ножа, получаем

$$P = f [\sigma_{сж} \cdot h + \sigma_{сж} \cdot \delta \cdot \sin(180^\circ - \gamma)] + \sigma_{ср}$$

или

$$P = f \cdot \sigma_{сж} \cdot [h + \delta \cdot \sin (180^\circ - \gamma)] + \sigma_{ср}^1, \quad (35)$$

откуда находим, что:

$$\sigma_{сж} = \frac{P - \sigma_{ср}}{f [h + \delta \cdot \sin (180^\circ - \gamma)]} \left[\frac{кг}{см^2} \right] \quad (36)$$

Подставляя в формулу (36): 1) величины сопротивления резания торфа P в $кг/пог. см$ (пользуясь экспериментальными данными сопротивления резанию торфа для $\alpha = 0^\circ$; $\delta = 100$ мм для различных видов торфа); 2) коэффициент трения торфа по лопатной стали (данные Укринсторфа, табл. 11); 3) угол скалывания γ , равный по данным исследования проф. Петрусова для грунтов $130^\circ - 135^\circ$; 4) абсолютное значение лобового сопротивления „чистого резания“ на 1 погонный сантиметр ножа, равное $\sigma = \frac{W}{L} = 0,15$ $кг/пог. см$, — определяем временное сопротивление сжатию разных торфов. Формула (36) для данного случая несколько упрощается.

$$\sigma_{сж} = \frac{P - 0,15}{f [10 + 10 \cdot \sin (180 - 130^\circ)]} = \frac{P - 0,15}{17,7 f}$$

Таблица 11

Коэффициент трения покоя торфа-сырца по лопатной стали при удельном давлении $0,0083 \frac{кг}{см^2}$

Степень разложения (Ср)								
	10	20	30	40	50	60	70	80
Влажность торфа в процентах (W)								
82	0,680	0,690	0,710	0,740	0,770	0,810	0,860	0,880
83	0,690	0,700	0,720	0,750	0,780	0,820	0,860	0,940
84	0,705	0,715	0,735	0,765	0,795	0,835	0,885	0,955
85	0,720	0,730	0,750	0,780	0,810	0,850	0,900	0,970
86	0,730	0,740	0,760	0,790	0,820	0,860	0,910	0,980
87	0,740	0,750	0,770	0,800	0,830	0,870	0,920	0,990
88	0,755	0,765	0,785	0,815	0,845	0,885	0,935	1,005
89	0,770	0,780	0,800	0,830	0,860	0,900	0,950	1,020

Расположив найденные значения временного сопротивления торфа (табл. 12) в зависимости от влажности и степени разложения и проанализировав их изменение, можно утверждать, что временное сопротивление сжатию торфа есть величина не постоянная и тем большая, чем меньше влажность и степень разложения.

На основании вычисленных значений можем определить по формуле (35) величины сопротивления резанию торфа для $\alpha = 0^\circ$; при $\delta = 10 - 25 - 50$ мм, каковые вполне соответствуют экспериментальным данным.

¹ Из выведенного уравнения следует, что при $h = \delta \sin (180^\circ - \gamma)$, т. е. при известной толщине стружки, формула приобретает такой же вид, как и для случая погружения прямого ножа в торфяную массу (стр. 179).

Временное сопротивление сжатию торфа в кг/см^2 , вычисленных по аналитической формуле

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P - \sigma_{\text{ср}}}{f(H + \delta \cdot \sin(180^\circ - \gamma))}$$

Влажность торфа в %/о (W)	Степень разложения торфа (Cp)													
	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
78	—	—	—	—	—	—	—	0,26	—	—	—	—	0,15	—
79	—	—	—	—	—	—	0,23	—	—	—	—	—	—	—
80	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,11
81	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
82	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
83	—	—	—	—	0,23	—	—	—	—	—	—	—	—	—
84	—	—	0,24	—	—	—	0,18	—	—	—	—	—	—	—
85	—	—	—	—	—	—	—	—	0,15	—	—	—	—	—
86	—	—	—	—	—	0,14	—	0,11	—	—	—	—	—	—
87	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,10	—	—	—	—
88	—	0,21	—	—	—	0,12	0,1	—	—	—	—	—	—	—
89	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
90	—	—	—	—	—	—	—	0,1	—	—	—	—	—	—
91	—	0,20	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
92	0,25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Г. Исследование работы резания торфа наклонным ножом под углом α к вертикальной плоскости

При резании стружки наклонным ножом стружка подвергается различным видам деформации: сжатию, изгибу и частично скалыванию, причем в разной степени, в зависимости от толщины стружки. Поэтому дать математическое определение сопротивления резанию торфа почти не представляется возможным; можно лишь указать возможные виды деформаций в зависимости от толщины стружки и геометрических размеров ножа, на основании чего вывести приближенные уравнения.

Так, например, процесс резания стружки толщиной $\delta = 100$ мм наклонным ножом длиной $L = 80$ мм под углом $\alpha = 17^\circ$ можно рассматривать (считая, как и в предыдущем случае, что нож при погружении в массу, при таких соотношениях толщины, длины ножа и угла α , почти стружки не отгибает), как процесс вклинивания половины клина.

Тогда, выписав уравнение сопротивления резанию клиновидным ножом на 1 пог. см

$$P = 2N \left[f + \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \right] + \sigma_{\text{ср}}$$

можно составить уравнение сопротивления погружению (резанию) половины клина, которое, очевидно, согласно рис. 80 будет равно

$$P = N \left[f + \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \right] + \sigma_{\text{ср.}}$$

Подставляя вместо N , f , β и $\sigma_{\text{ср}}$ их значения

$$N = \sigma_{\text{сж}} \cdot H;$$

где

$$H = \frac{l}{\cos \frac{\beta}{2}} = \frac{8}{\cos 17^\circ} = 7,5 \text{ см}$$

$$\operatorname{tg} \frac{\beta}{2} = \operatorname{tg} 17^\circ = 0,304; \quad f \approx 0,8;$$

$$\sigma_{\text{ср}} = 0,15 \text{ кг/пог. см}$$

находим, что сопротивление резанию при $\delta = 100 \text{ мм}$, $\alpha = 17^\circ$, без отрыва стружки равно

$$P = \sigma_{\text{сж}} \cdot H \left(f + \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \right) + \sigma_{\text{ср}} = \sigma_{\text{сж}} 7,5 (0,8 + 0,304) + 0,15 = \sigma_{\text{сж}} 8,3 + 0,15 \text{ кг.}$$

Согласно с предыдущими вычислениями для торфа со степенью разложения $C_p = 3\%$ и влажностью $W = 92\%$ временное сопротивление сжатию

$$\sigma_{\text{сж}} = 0,25 \text{ кг/см}^2.$$

Следовательно, сопротивление резанию должно быть равно

$$P = 0,25 \cdot 8,3 + 0,15 \approx 2,2 \text{ кг/пог. см.}$$

В действительности же (если посмотреть на интерполированный график записи прибора рис. 67—68 при $\alpha = 17^\circ$, $\delta = 100 \text{ мм}$ без отрыва стружки) сопротивление резанию на глубине погружения ножа $H = 7,5 \text{ см}$, равно около 3 кг/пог. см .

Это объясняется тем, что принятая при вычислении величина временного сопротивления сжатию $\sigma_{\text{сж}} = 0,25 \text{ кг/см}^2$ соответствует только в момент начала врезания ножа, т. е. когда торф еще не уплотнен.

По мере же погружения ножа в залежь прилегающие к плоскости ножа слои торфа несколько уплотняются, а потому величина $\sigma_{\text{сж}}$, естественно, увеличивается и после погружения ножа на полную его длину достигает такой величины, при которой значение P (в данной формуле) достигает 3 кг/см^2 .

К тому же и это значение не является максимальным: сопротивление резанию, оказывается, продолжает увеличиваться и при дальнейшем погружении ножа, хотя следовало бы ожидать, что раз нож погрузился на свою полную длину, то сопротивление не должно уже расти.

Подобное противоречие можно объяснить тем, что при дальнейшем погружении нож встречает более уплотненные слои торфа (вследствие веса вышележащих слоев) по сравнению с верхним слоем.

Вместе с тем, очевидно, оказывает еще некоторое влияние так называемый угол обрушения, а именно с увеличением глубины погружения

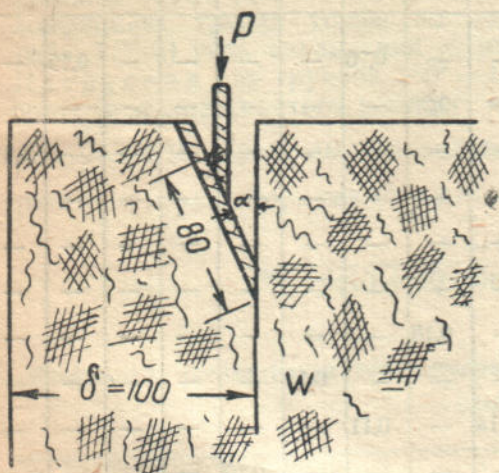


Рис. 80. Резание стружки торфа толщиной 100 мм.

ножа боковые плоскости последнего испытывают все более увеличивающееся боковое давление от как бы пытающихся „обрушиться“ треугольных призм залежи, объем и вес которых увеличивается с увеличением глубины погружения ножа. Примером этому служит забивка свай, при которой сопротивление грунта возрастает до тех пор, пока величина сопротивления не станет равной усилиям, получаемым свайей от копра, после чего сваи в грунт уже не углубляются.

Таким образом, следует предположить, что временное сопротивление сжатию торфа зависит от степени уплотнения последнего (которое в нашем случае растет при погружении ножа).

$$\sigma_{сж} = K \cdot \sigma_{сж(0)}$$

где $\sigma_{сж}$ — временное сопротивление сжатию торфа, уплотненного под клином,

$\sigma_{сж(0)}$ — временное сопротивление сжатию неуплотненного торфа,

K — поправочный коэффициент, зависящий от степени уплотнения торфа, которое, в свою очередь, зависит от глубины погружения ножа h , в пределах которого $\sigma_{сж}$ растет от $\sigma_{сж(0)}$ до $\sigma_{сж(max)}$, т. е. $K = f(h) > 1$.

При резании наклонным ножом тонких стружек торфа деформация последних будет иметь иной характер, чем при $\delta = 100$ мм. В этом случае трудно себе представить, чтобы торфяная стружка скалывалась как металл по плоскости AA (рис. 81). Вероятнее, при погружении ножа на ΔH , последний преодолевает лобовое сопротивление резанию торфа (которое по своей величине незначительно и равно $0,15$ кг/см) и, главным образом, сжатие и трение ножа о торф.

Считая, что для стружки $\delta = 10$ мм момент сопротивления изгибаемой стружки в сечении AA $W = \frac{L\delta^2}{6}$ (при $L = 1$; $W = \frac{\delta^2}{6}$) относительно большой, так что стружка не переламывается, все сопротивление резанию за вычетом трения идет за сжатие стружки в сечении AA и вдоль ножа на глубину $\Delta\delta$.

Этим самым мы приходим к заключению, что стружки вследствие сжатия (при наличии остаточной деформации) становятся тоньше, нежели отрезаемый слой, на $\Delta\delta$, а временное сопротивление сжатию при этом увеличивается тем в большей степени, чем толще стружка, что влечет к увеличению силы трения.

Исходя из этого, можно дать лишь ориентировочную формулу сопротивления резанию торфа, аналогичную формуле (35).

При погружении ножа (рис. 82) торфяная стружка в сечении AA сжимается силой (при $L = 1$)

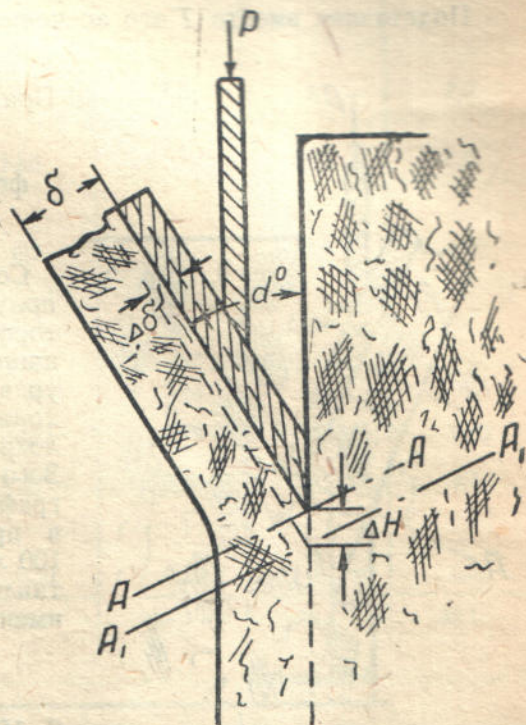


Рис. 81. Деформация сжатия торфяной стружки при резании наклонным ножом.

$$T = \sigma_{сж} \cdot \delta$$

составляющая которой непосредственно, путем сжатия части торфа, оказывает сопротивление погружению ножа.

При этом сила T , действующая приблизительно вдоль стружки, прижимает последнюю к ножу с той же силой T , приняв направление передачи внутренних усилий для торфа $\cong 45^\circ$.

Спроектировав все силы на ось y , составляем уравнение равновесия всех внутренних и внешних сил.

$$P - T \cos \alpha - f T \cos \alpha - \sigma_{\text{ср}} = 0.$$

Подставляя вместо T его значение, находим:

$$P = \sigma_{\text{сж}} \cdot \delta \cos \alpha (1 + f) + \sigma_{\text{ср}}$$

При

$$f \cong 0,8 \text{ и } \cos \alpha = \cos 17^\circ = 0,94$$

формула упрощается

$$P = 1,7 \sigma_{\text{сж}} \cdot \delta + 0,15 \text{ кг/пог. см.}$$

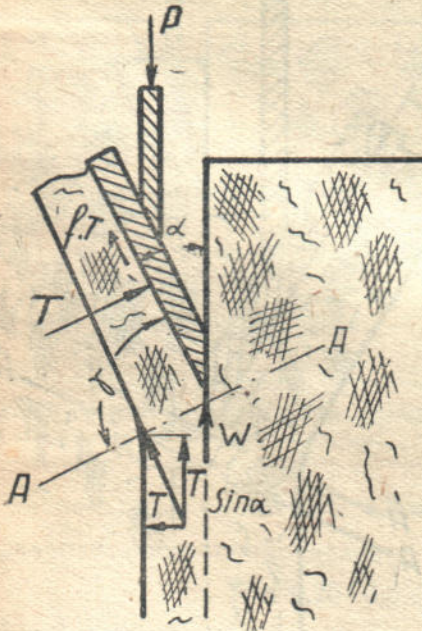


Рис. 82. Величина и направление сил, действующих на прямой нож, погружаемый в массу торфа под углом α° .

Согласно этой ориентировочной формуле получается, что сопротивление резанию торфа растет прямо пропорционально толщине стружки. В системе координат это уравнение выражает прямую, почти проходящую через начало координат, аналогично формуле для металлов проф. Зворыкина. Последнее подтверждается графиком сопротивления резанию торфа в пределах стружки толщиной $\delta = 10 - 100$ мм. В пределах же δ до 10 мм сопротивление растет по другому закону, а именно

$$P \propto a \cdot \delta^{x < 1}$$

§ 19. Расход мощности торфяного пресса сист. инж. Рогова

Для определения расхода мощности торфяного пресса в зависимости от угла между топорами α , коэффициента напол-

нения ψ , числа оборотов прессового вала n и вида перерабатываемого торфа (т. е. от влажности, степени разложения и ботанического состава) приводим расход мощности на преодоление сопротивления работы в различных участках пресса.

В качестве примера ниже дана таблица 13 баланса расхода мощности пресса Рогова, вычисленного по формулам, выведенным на основании вышеприведенных теоретических выводов и таблицы 14 — опытных данных, полученных на Моствянской торфоразработке, при числе оборотов прессового вала $n = 225$ об/мин. при различных углах между топорами и соответствующих при этом коэффициентах наполнения. Торф Моствянской торфоразработки при этих опытах характеризовался следующими показателями:

ботанический состав — осоково-гипновый,
степень разложения — 5—18% (низшая),
зольность на сухой торф 4,2—10,5%.

Показатели	Угол между топорами α			
	60°	90°	120°	180°
	коэффициент наполнения пресса			
	$\psi = 0,265$	$\psi = 0,335$	$\psi = 0,384$	$\psi = 0,475$
1. Расход мощности в НР при $n = 225$ об/мин. на преодоление сил инерции движущейся массы в шнеке и на топорах; на трение движущегося торфа о жолоб шнека и топоры; на сопротивление проталкивания через горловину и мундштук	8,5	8,3	8,1	8,0
2. Расход мощности в НР при $n = 225$ об/мин. на резание и мятие массы топорами в открытой части пресса . . .	14,0	16,5	18,5	21,0
3. Расход мощности на добавочное трение массы, возникающее вследствие центробежной силы в шнеке и в открытой части пресса Рогова	0,7	0,8	0,9	1,0
4. Расход мощности на преодоление сопротивления живой силы падающей массы из элеватора в пресс 0,5 НР . .	0,5	0,5	0,5	0,5
5. Потери мощности на торможение вращательного движения массы, поступающей из шнека в мундштук	0,65	0,65	0,65	0,65
6. Мощность поглощения трением в упорном подшипнике прессового вала .	0,75	0,75	0,75	0,75
7. Расход мощности на холостой ход машины	2,8	3,3	3,7	4,7
8. Потери мощности вследствие добавочного трения между топорами и контрножами, возникающие вследствие аксиального упора массы	0,50	0,50	0,50	0,50
Суммарный расход мощности в НР .	28,4	31,3	33,5	37,1

Таблица 14

Угол между топорами в градусах	Расход силы в НР	Производительность м ³ /мин	Производительность м ³ /час	Коэффициент переработки в процентах
30	27,7	0,55	33,0	78
45	25,1	0,61	31,6	78,1
60	26,7	0,56	33,6	81,1
75	28,7	0,52	31,2	83,8
90	30,4	0,48	28,8	86,0
105	31,8	0,44	26,4	87,7
120	33,0	0,41	24,6	89,1
135	33,0	0,39	23,4	90,3
150	34,8	0,37	22,2	91,3
165	35,5	0,35	21,0	92,1
180	36,1	0,34	20,4	92,8

Полученные теоретически вычисленные значения расхода мощности пресса Рогова, в зависимости от угла между ножами, весьма близко подходят к опытным данным инж. Головина¹ (рис. 83).

¹ Инж. Курдюмов. Некоторые данные о работе пресса системы Рогова. Журнал „Торфяное дело“ № 11—12, 1931 г.

Как видно из этого графика, расход мощности увеличивается с увеличением угла между топорами, а производительность прессы, наоборот, падает. Это, на первый взгляд, парадоксальное явление, не нашедшее себе объяснения до сих пор, объясняется следующим.

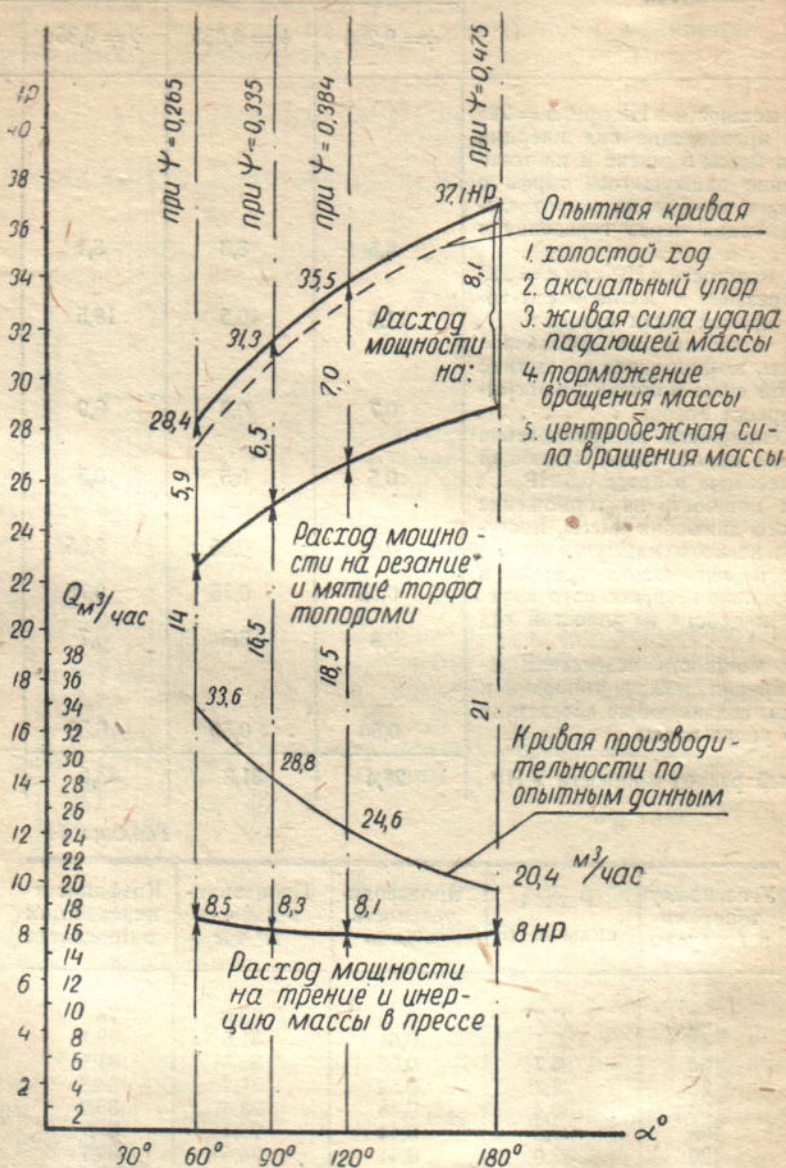


Рис. 83. График расхода мощности прессы Рогова (по эмпирическим и теоретическим данным).

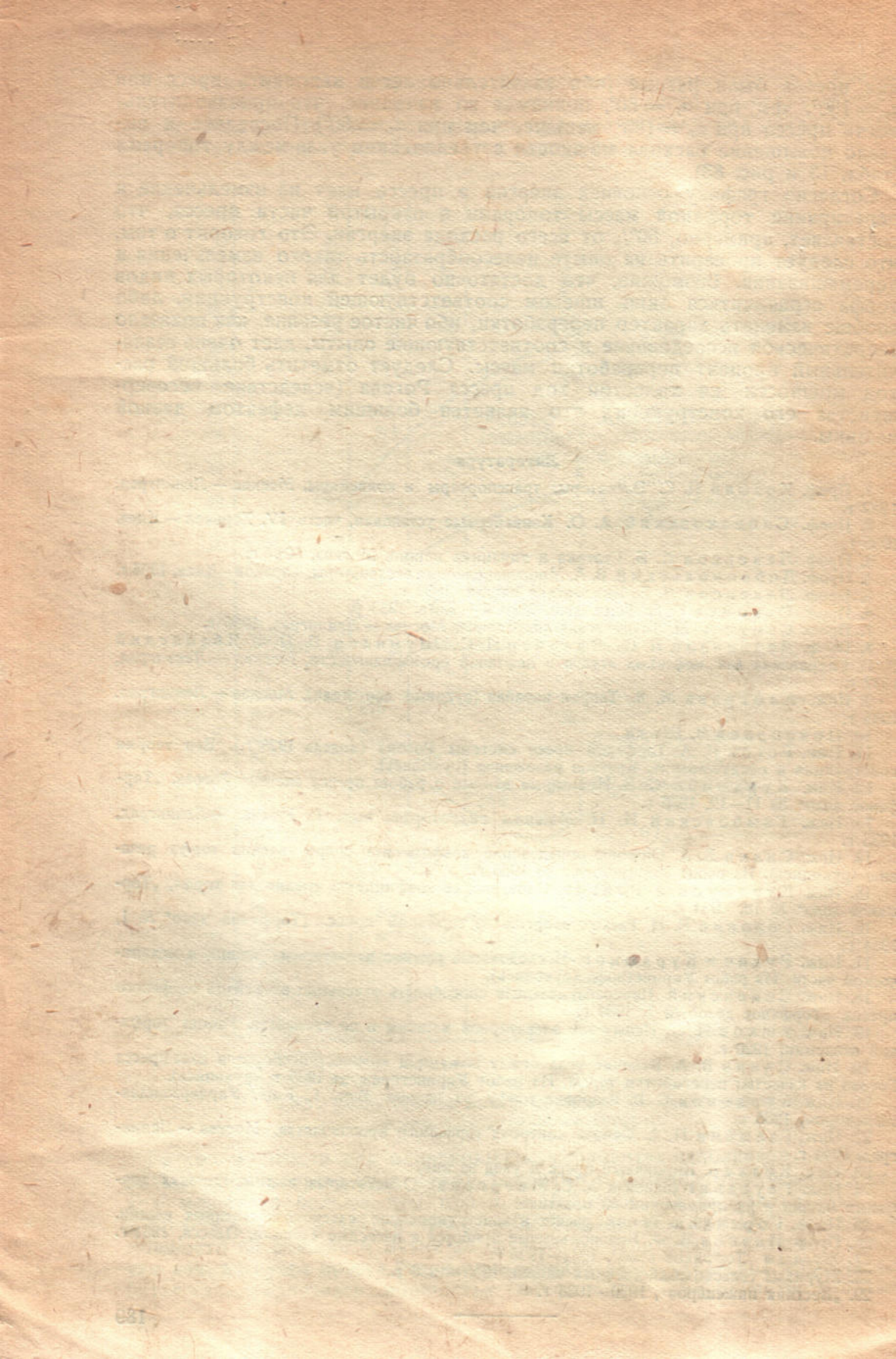
Расход мощности при одинаковых коэффициентах наполнения прессы тем больше, чем меньше угол между топорами (например при $\alpha_T = 60^\circ$, расход мощности больше, чем при $\alpha_T = 180^\circ$, так как производительность, а отсюда и упор в прессе при $\alpha_T = 60^\circ$ больше, чем при 180°). Расход же мощности на резание и мятие не зависит от угла между ножами. Отсюда, так как нагрузка прессы Рогова при опытах на Моствянской торфоразработке лимитировалась мощностью локомотива, коэффициенты наполне-

ния пресса были разные (ибо значительно легче наполнить пресс при $\alpha_T = 180^\circ$, чем при $\alpha_T = 60^\circ$, принимая во внимание, что производительность пресса при $\alpha_T = 180^\circ$ меньше, чем при $\alpha_T = 60^\circ$). Последнее и вызвало повышение расхода мощности с увеличением угла между топорами (табл. 13 и рис. 83).

Согласно графику основная энергия в прессе идет на измельчение и перетираание торфяной массы топорами в открытой части пресса, что составляет, примерно, 50% от всего расхода энергии. Это говорит о том, что следует проверить на опыте целесообразность такого измельчения и перемешивания. Возможно, что достаточно будет для некоторых видов торфа ограничиться лишь шнеком соответствующей конструкции, либо вообще изменить характер переработки, ибо чистое резание, как показало теоретическое исследование и соответствующие опыты, дает очень незначительный процент переработки массы. Следует отметить большой расход мощности на холостой ход пресса Рогова (вследствие несовершенства его конструкции), что является большим дефектом данной машины.

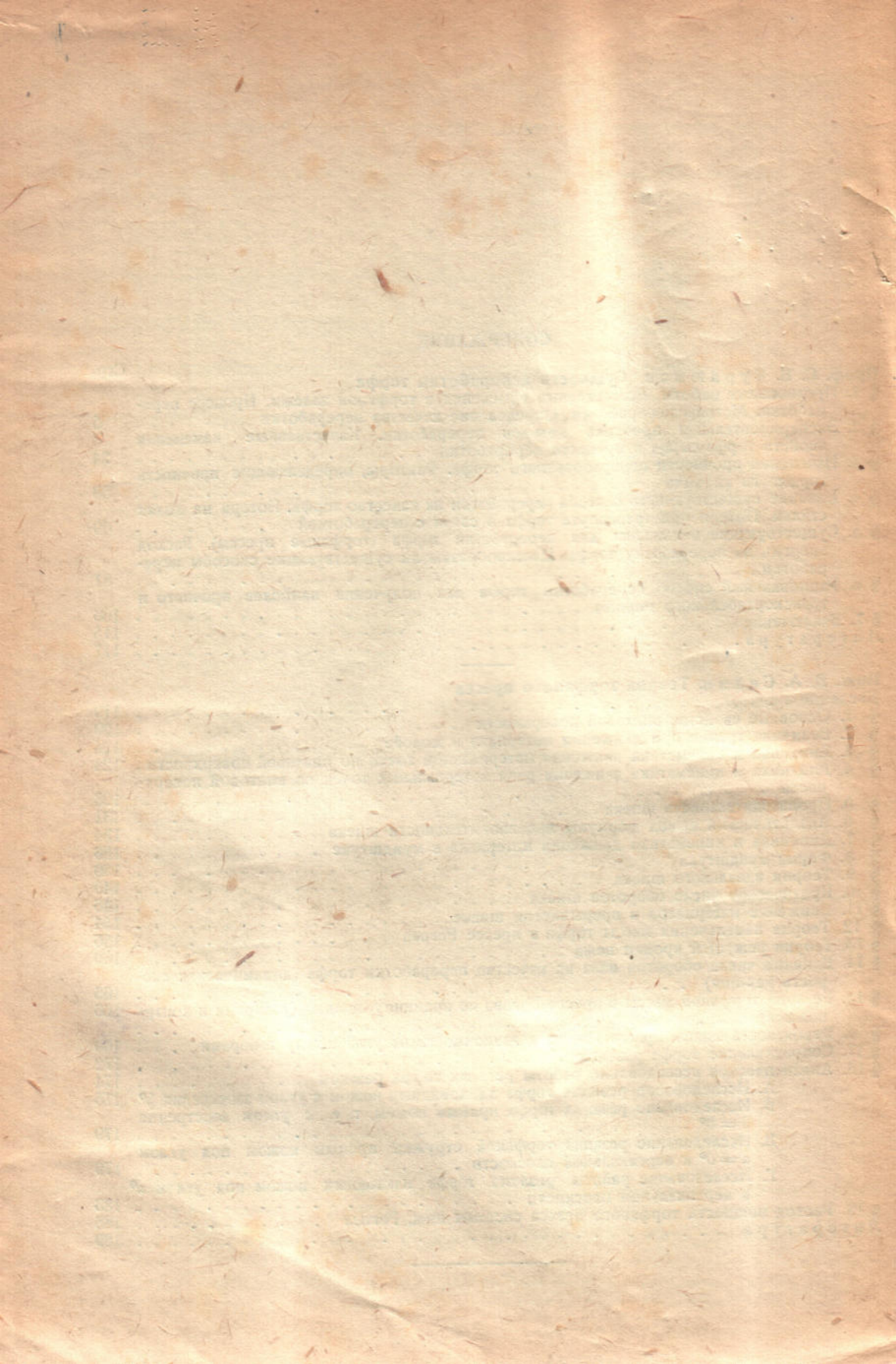
Литература

1. Проф. Козмин П. С. Элеваторы, транспортеры и конвейеры, Москва — Ленинград, 1932 г.
2. Проф. Спиваковский А. О. Конвейерные установки, часть IV, Харьков — Киев, 1935 г.
3. Проф. Левенсон Л. Б. Статика и динамика машин, Москва, 1932 г.
4. Проф. Добровольский В. А. Многочерпаковые экскаваторы, Харьков — Киев, 1934 г.
5. Проф. Левенсон Л. Б. Кинематика машин, 1934 г.
6. Проф. Сухомел Г. И. Гидравлика, Харьков — Київ, 1933 г.
7. Проф. Самус А. М. Техническая гидравлика, Москва — Ленинград, 1926 г.
8. Проф. Лейбензон Л. С., Вильнер Д. С., Шумилов П. П. и Яблонский В. С. Гидравлика для нефтяных втузов в нефтяной промышленности, Москва — Ленинград, 1932 г.
9. Инж. Алферьев М. Я. Теория корабля (судовые двигатели), Москва — Ленинград, 1935 г.
10. Пономарев В. Шнеки.
11. Инж. Рогов И. А. Торфяной пресс системы Рогова (модель 1928 г.). Его теория конструкция и обслуживание. Краткое изложение (рукопись).
12. Инж. Курдюмов С. В. Некоторые данные о работе пресса системы Рогова. „Торфяное дело“ № 11—12, 1936 г.
13. Инж. Глыбовский И. Н. Машины гидроторфа, вып. 1, Москва — Ленинград, 1933 г.
14. Инж. Силин В. А. Опытное определение коэффициента сопротивления торфа резанию (рукопись). Из работ Украинсторфа за 1936 г.
15. Инж. Курдюмов и Роберт. Определение коэффициента трения для торфа, „Торфяное дело“ № 10, 1934 г.
16. Инж. Головин В. Н. Расход энергии на торфяной пресс. „Торфяное дело“ № 1, 1934 г.
17. Инж. Рудич и Курдюмов. Исследование режима элеваторных машин и механической части. Из работ Украинсторфа (рукопись).
18. Инж. Семенский И. Перерабатывающая способность отдельных элементов торфяного пресса. „Торфяное дело“ № 1, 1934 г.
19. Инж. Ушков И. Л. Испытание элеваторной машины и ее элементов. Работа торфяной академии, 1920 г.
20. Инж. Силин В. А. Влияние угла между ножами и количество оборотов вала пресса Рогова на качество переработки торфа. Из работ Украинсторфа за 1936 г. (рукопись).
21. Инж. Курдюмов С. В. Розробка торфу на паливо. Вип. 1, Київ, Укрдержвидавмісцевпром, 1935 г.
22. Инж. Галыбин Н. А. Основа контроля торфяного производства, Москва — Ленинград, 1934 г.
23. Инж. Келлер. Кирпичный пресс и уход за ним.
24. Инж. Гауслинг (перевод А. С. Меерсона). О некоторых важных деталях торфяных машин и их применении на практике.
25. Проф. Горячкин. Теория, расчет и конструирование сельскохозяйственных машин.
26. Проф. Иванов В. Ф. Водоподъемные приборы и насосные станции, Одесса, 1931 г.
27. Журналы „Торфяное дело“, 1934—1935 г.
28. Журналы сельскохозяйственных машин, 1935—1936 г.
29. „Вестник инженеров“, 1930—1936 г.



СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Проф. С. В. Курдюмов. Сущность переработки торфа	
§ 1. Предпосылки работы. Естественные изменения в торфяной залежи. Процесс переработки. Методы переработки. Определение качества переработки	5
§ 2. Экспериментальная проверка методов переработки. Качественные изменения свойств торфа-сырца в процессе переработки	24
§ 3. Изменения прочности переработанного торфа. Факторы, определяющие прочность торфяного кирпича	53
§ 4. Влияние существующего способа переработки на качество торфа. Потери на полях стилки. Потери при транспорте торфа в связи с переработкой	69
§ 5. Существующие механизмы для переработки торфа (торфяные прессы). Расход энергии на переработку торфа. Целесообразны ли существующие способы переработки	81
§ 6. Рациональный способ переработки торфа для получения наиболее прочного и транспортабельного топлива	106
§ 7. Заключение	115
Литература	117
—	
Инж. В. А. Силин. Теория торфяного пресса	
Введение	119
§ 1. Основные свойства винтовой поверхности	120
§ 2. Величина трения при движении материала в желобе	124
§ 3. Динамика и кинематика движения материальной точки по винтовой поверхности	124
§ 4. Динамика и кинематика движения ряда материальных точек по винтовой поверхности	128
§ 5. Производительность шнека	131
§ 6. Аналитический вывод формулы производительности шнека	134
§ 7. Динамика и кинематика движения материала в мундштуке	138
§ 8. Форма мундштука	139
§ 9. Теория идеального шнека	140
§ 10. Критическое число оборотов шнека	146
§ 11. Движение материалов в прерывистом шнеке	154
§ 12. Теория измельчения массы торфа в прессе Рогова	156
§ 13. Теория режущей кромки ножа	160
§ 14. Влияние числа оборотов вала на качество переработки торфа (динамическая скорость резания)	165
§ 15. Резание торфяной массы в прессе Рогова по принципу ножниц (топорами и контроножами)	166
§ 16. Вероятность завала пресса Рогова в зависимости от угла между топорами	169
§ 17. Сопротивление торфа резанию	172
§ 18. Аналитическое исследование работы резания торфа резакром	174
А. Исследование резания торфа клиновидным ножом с углом заострения β°	175
Б. Исследование резания торфа прямым ножом, т. е. с углом заострения $\beta = 0^\circ$	179
В. Исследование резания торфяной стружки прямым ножом под углом $\alpha = 0^\circ$ к вертикальной плоскости	179
Г. Исследование работы резания торфа наклонным ножом под углом α° к вертикальной плоскости	183
§ 19. Расход мощности торфяного пресса системы инж. Рогова	186
Литература	189



9

1000

1000

1000

Цена 5 руб.

0
2
2
133

Б
К
Н

2
11101