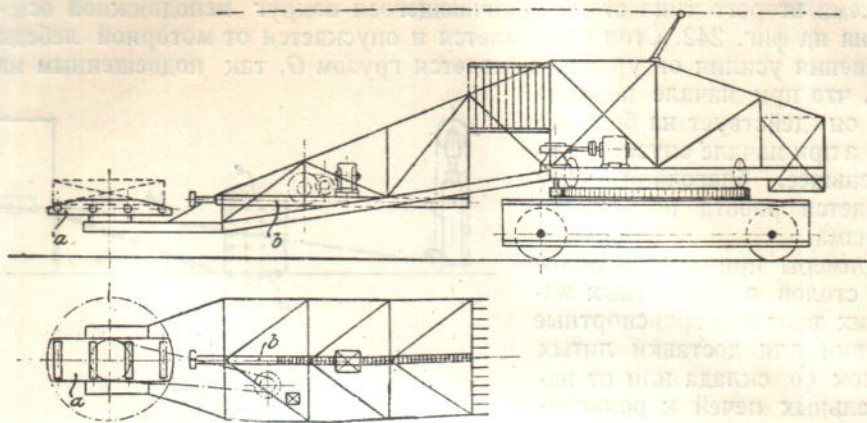


Для облегчения передвижения болванок роликовые столы устанавливаются и на машинах для переноса и выталкивания болванок (фиг. 246). Стационарным гидравлическим цилиндром болванка вытягивается на монтированный на



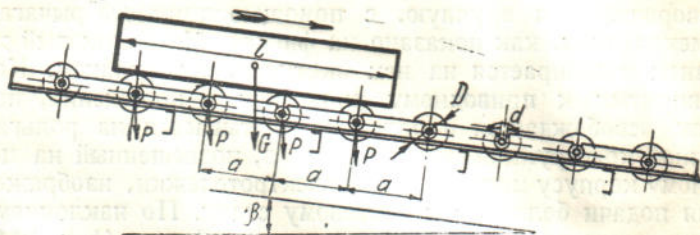
Фиг. 246. Роликовый стол на машине для посадки болванок (Demag).

вылете машины поворотный роликовый стол *a*, а затем реечной штангой *b* сталкивается на рольганг.

§ 3. ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ ГРАВИТАЦИОННОГО РОЛИКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА

Примем дополнительно следующие обозначения:

- G кг — вес отдельного перемещаемого груза,
- i — количество отдельных грузов в час,
- l м — длина груза, измеренная вдоль рольганга,
- β — угол наклона рамы рольганга в градусах,
- J кгм·сек² — момент инерции ролика относительно его оси,
- m — число роликов, на которые одновременно опирается груз,
- ω сек⁻¹ — угловая скорость ролика,
- μ — коэффициент трения скольжения груза по роликам.



Фиг. 247. Схема роликового гравитационного транспортера.

При перемещении по роликам (фиг. 247) груз в общем случае преодолевает отдельные сопротивления от:

- 1) трения в цапфах роликов,
- 2) трения катания груза по роликам,
- 3) сил инерции роликов,
- 4) сил инерции самого груза,
- 5) трения скольжения груза по роликам.¹

Первая из этих величин равна

$$W_1 = (P + mp) \frac{df}{D}, \quad (148)$$

¹ Вспомогательная сила сопротивления движению воздуха практически столь ничтожна, что в расчет не принимается.

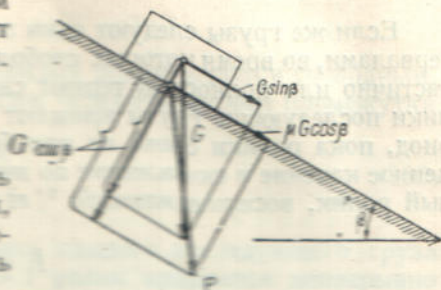
где P сила давления груза на шипы ролика. Значение P не остается постоянным для данного груза и зависит от соотношения величин угла наклона и «угла сопротивления» на ролянге.

Угол сопротивления, по аналогии с углом трения, равен $\arcs \operatorname{tg} w'$, где w' — коэффициент сопротивления движению груза по роликам. При угле наклона транспортера

$$\beta_0 = \arcs \operatorname{tg} w' \text{ или } w' = \operatorname{tg} \beta_0$$

составляющая силы веса, направленная вдоль пути перемещения, равна силе сопротивления, и груз движется с постоянной скоростью, поэтому такой угол наклона можно назвать «углом равновесия».

Для уяснения обстоятельств перемещения давления на цапфах ролика рассмотрим сначала, каким получается давление груза при скольжении его по наклонной плоскости с коэффициентом скольжения μ . В этом случае сила P находится как геометрическая сумма нормального давления $G \cos \beta$ и касательной к плоскости силы трения $\mu G \cos \beta$ (фиг. 248).



Фиг. 248. Действующие силы при скольжении тела по наклонной плоскости.

$$P = \sqrt{(G \cos \beta)^2 + (\mu G \cos \beta)^2} = G \cos \beta \sqrt{1 + \mu^2} = G \cos \beta \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi} = G \frac{\cos \beta}{\cos \varphi}, \quad (149)$$

где φ — угол трения, $\operatorname{tg} \varphi = \mu$.

Из этого выражения следует, что при

$\beta > \varphi$ (движение ускоренное)	$P < G$
$\beta = \varphi$ (движение равномерное)	$P = G$
$\beta < \varphi$ (движение замедленное)	$P > G$,

то-есть что давление на плоскость скользящего по ней тела изменяется в зависимости от соотношения угла наклона плоскости и угла трения, или, что то же, в зависимости от закона движения тела.

Несколько более сложного вида, чем в случае простого скольжения, получается эта зависимость при перекатывании тела по роликовому столу, так как величина сопротивления на отдельных роликах в общем случае не сохраняет своего постоянного значения при проходе по ним груза даже тогда, когда закон движения груза остается неизменным. Исключение составляет только один частный случай, а именно—если угол наклона роликового стола равен углу сопротивления (движение равномерное) и если перемещающиеся грузы следуют один за другим без перерыва, так что все ролики тоже сохраняют неизменную скорость вращения, равную на окружности скорости поступательного движения груза. В этом случае сила сопротивления движению груза складывается из трения скольжения на шипах роликов и из трения качения груза по роликам. Полное сопротивление равно составляющей силы веса $G \sin \beta$.

$$W = (P + \mu p) \frac{H}{D} + G \cos \beta \frac{2x}{D} = G \sin \beta. \quad (150)$$

Отсюда следует, что давление на шипах от веса груза и силы сопротивления его движению

$$P = \sqrt{(G \cos \beta)^2 + W^2} = \sqrt{G^2 \cos^2 \beta + (G \sin \beta)^2} = G, \quad (151)$$

то-есть, по предыдущему, сохраняет постоянную величину, направлено вертикально и равно весу груза.

Поэтому полное давление на шипы каждого ролика

$$P' = \frac{G}{m} + p. \quad (152)$$

Если же грузы следуют один за другим не непрерывно, а с некоторыми интервалами, во время которых свободные от груза ролики, вращаясь по инерции, частично или полностью теряют свою скорость, то накатывающиеся на эти ролики последующие грузы вращают их в начальный период с ускорением. В период, пока ролики снова не приобретут полной скорости, имеет место одновременное качение и скольжение по ним груза. Сила трения груза о каждый отдельный ролик, воспринимающий $1/m$ -ую часть веса груза, равна

$$F = \frac{G}{m} \cos \beta \cdot \mu. \quad (153)$$

Следовательно, давление на шипах ролика в период разгона его (без учета веса самого ролика)

$$P_1 = \sqrt{\left(\frac{G}{m} \cos \beta\right)^2 + F^2} = \frac{G}{m} \cos \beta \sqrt{1 + \mu^2}, \quad (154)$$

тогда как в период установившегося движения ролика оно, согласно уравнению (151), равно $\frac{G}{m}$. Таким образом давление на шипах ролика, а следовательно и сила

сопротивления трения на шипах, имеет неодинаковые значения в оба эти периода. Так как, однако, численно разница получается незначительной, например для $\mu = 0,2$ и $0,3$ — соответственно 2 и 4%, то в практических подсчетах можно принимать силу P постоянной и равной G .

Определим теперь, какой наклон должна иметь рама рольганга в направлении движения, чтобы грузы заданного веса и количества перемещались на рольганге по любому заданному закону скорости — равномерно, ускоренно или замедленно.

Для случая равномерного движения и условия непрерывного поступления грузов на рольганг были выведены уже уравнения (150) и (151). Полагая в них, по малости угла β , $\cos \beta = 1$ или умножая первый член двучлена уравнения (150) на $\cos \beta$, находим:

$$\sin \beta \cong \operatorname{tg} \beta = \left(1 + \frac{mp}{G}\right) \frac{fd}{D} + \frac{2\kappa}{D}. \quad (155)$$

Более часто встречается на практике случай поступления грузов с интервалами, во время которых, как упоминалось, скорость вращения ненагруженных роликов уменьшается. При этом возможно, что окружная скорость v_0 на ролике, которую он имеет в момент накатывания на него следующего очередного груза, либо остается больше нуля (но меньше v), либо обращается в нуль.

Интервал времени t' , в течение которого ролик, имевший на окружности скорость v , останавливается, находится из

$$\frac{J\omega^2}{2} = \frac{2Jv^2}{D^2} = M_{mp}\alpha, \quad (156)$$

где M_{mp} — момент сил трения на цапфах ненагруженного ролика, равный, в случае подшипников скользящего трения,

$$M_{mp} = p \frac{fd}{2} \quad (157)$$

и α — полный угол поворота ролика до остановки.

$$\alpha = \frac{\omega t'}{2} = \frac{vt'}{D} \quad (158)$$

(вращение под действием постоянного момента сил — равнозамедленное).

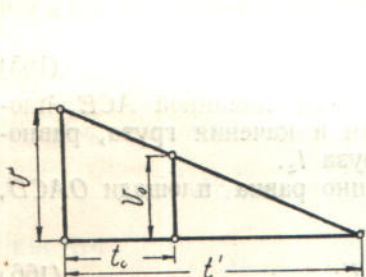
Подставляя эти значения в уравнение (156), находим

$$t' = \frac{4Jv}{pdDf} \quad (159)$$

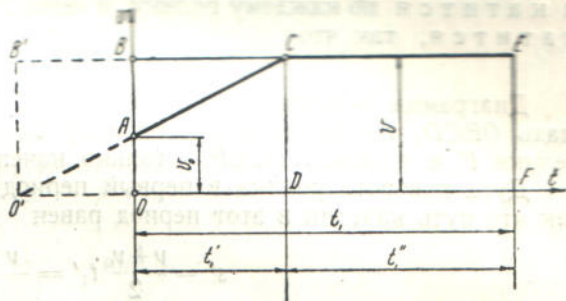
Интервал времени t_0 , в течение которого каждый ролик остается свободным, в предположении поступления грузов на ролик через одинаковые промежутки времени,

$$t_0 = \frac{3600}{i} - \frac{l}{v} \quad (160)$$

При $t' < t_0$ ролик перед набеганием на него каждого последующего груза останавливается полностью ($v_0 = 0$), при $t' > t_0$ ролик вращается непрерывно ($v_0 > 0$), уменьшая лишь частично во время периода свободного вращения свою окружную скорость.



Фиг. 249. Диаграмма окружной скорости свободного ролика.



Фиг. 250. Диаграмма окружной скорости ролика при прохождении по ролику груза.

Величина скорости v_0 в последнем случае находится из уравнения (фиг. 249):

$$\frac{v_0}{v} = \frac{t' - t_0}{t'} \quad (161)$$

откуда

$$v_0 = v \left(1 - \frac{t_0}{t'} \right) = v - \frac{pdDft_0}{4J} \quad (162)$$

Определяя начальную окружную скорость v_0 ролика в момент набегания на него груза, мы считали, что окружная скорость ролика, v_1 , которую он приобретает при сбегаии груза, равна скорости поступательного движения груза v . Однако возможен случай, когда скорость на окружности v_1 не достигает своего максимума за время прохождения груза по ролику, так что v_1 всегда остается меньше v . Действительно, если груз длиной l проходит по ролику с постоянной скоростью v в течение времени t_1 , так что $l = vt_1$ и скорость на окружности ролика возрастает за этот период от нуля до v_1 , то каждая точка на окружности ролика, имеющего равноускоренное движение (сила трения $F = \text{const}$, см. уравнение 153), описывает дугу длиной $\frac{vt_1}{2} = \frac{l}{2}$ и длина относительного пути груза, точнее — длина пути скольжения по роликам, равна

$$l - \frac{l}{2} = \frac{l}{2}$$

а значит работа силы трения

$$A_1 = F \frac{l}{2} = \frac{G}{m} \cos \beta \cdot \mu \cdot \frac{l}{2} \quad (163)$$

Эта наибольшая работа, которая может быть передана от груза ролику, расходуется на приращение живой силы ролика и преодоление сопротивлений от трения скольжения на цапфах и трения катания. Сумма обоих этих сопротивлений равна

$$A_2 = \frac{2Jv^2}{D^2} + \left(\frac{G}{m} + p\right) \frac{fd}{D} \cdot \frac{l}{2} + \frac{G}{m} \cos \beta \frac{2\kappa}{D} \cdot \frac{l}{2}. \quad (164)$$

Понятно, что при $A_2 \leq A_1$ $v_1 = v$
и при $A_2 > A_1$ $v_1 < v$.

Рассмотрим оба эти случая отдельно.

С л у ч а й 1. Конечная окружная скорость ролика $v_1 = v$, начальная скорость ролика $v_0 > 0$. Если груз движется по ролику с постоянной скоростью v и время прохождения его по ролику равно t_1 , то длина груза l на диаграмме скорости (фиг. 250) изобразится численно площадью $OBEF$.

Обозначим через l' участок длины груза, на котором он скользит и катится по каждому ролику, и через l'' участок, на котором он только катится, так что

$$l' + l'' = l. \quad (165)$$

Диаграмма окружной скорости ролика изобразится ломанной ACE , площадь $OBCD$, соответствующая периоду скольжения и качения груза, равновелика l' и площадь $DCEF$ — только качению груза l_2 .

Дуга поворота ролика в первый период численно равна площади $OACD$, так что путь качения в этот период равен

$$s' = \frac{v+v_0}{2} t_1' = \frac{v+v_0}{2v} l' \quad (166)$$

и путь скольжения груза по ролику равновелик площади треугольника ABC , то-есть

$$s'' = \frac{v-v_0}{2} t_1' = \frac{v-v_0}{2v} l'. \quad (167)$$

Работа при опускании по наклону движущегося равномерно или точнее — с постоянной средней скоростью груза расходуется только на преодоление сопротивлений скольжения груза по роликам, скольжения в цапфах роликов и катания груза по роликам.

Соответственный «угол равновесия» β_0 найдется из уравнения работы для движения груза по роликовому столу длиной L , которое, на основании предыдущего, напишется так:

$$GL \sin \beta_0 = z \left\{ \frac{G}{m} \cos \beta_0 \mu l' \frac{v-v_0}{2v} + \left[\left(\frac{G}{m} + p\right) \frac{fd}{D} + \frac{G}{m} \cos \beta_0 \frac{2\kappa}{D} \right] \times \left(\frac{v+v_0}{2v} l' + l'' \right) \right\}. \quad (168)$$

Для того чтобы определить входящие в эти выражения величины l' и l'' , напишем уравнение работ для одного ролика в период одновременного скольжения и качения груза на участке s'' , определенном по уравнению (167). Работа силы трения скольжения расходуется на приращение живой силы ролика, скорость которого возрастает с v_0 до v , и преодоления сопротивления скольжения на цапфе ролика и трения на окружности при повороте ролика на центральный угол, соответствующий дуге s_1 (уравнение 166). Поэтому

$$\frac{G}{m} \cos \beta_0 \mu l' \frac{v-v_0}{2v} = \frac{2J(v^2 - v_0^2)}{D^2} + \left[\left(\frac{G}{m} + p\right) \frac{fd}{D} + \frac{G}{m} \cos \beta_0 \frac{2\kappa}{D} \right] l' \frac{v+v_0}{2v}, \quad (169)$$

откуда

$$l' = \frac{2J(v^2 - v_0^2)m}{GD^2} :$$

$$: \left\{ \frac{v - v_0}{2v} p \cos \beta_0 - \left[\left(1 + \frac{pm}{G} \right) \frac{fd}{D} + \frac{2\kappa}{D} \cos \beta_0 \right] \frac{v + v_0}{2v} \right\} \quad (169')$$

и l'' находится по уравнению (165).

Пользуясь тем же уравнением (169) и принимая во внимание, что

$$\frac{L}{z} = \frac{l}{m} = a,^1 \quad (170)$$

находим из уравнения (168) другое выражение для угла равновесия:

$$aG \sin \beta_0 = \frac{2J(v^2 - v_0^2)}{D^2} + \left[\left(\frac{G}{m} + p \right) \frac{fd}{D} + \frac{G}{m} \cos \beta_0 \frac{2\kappa}{D} \right] \left(2l' \frac{v + v_0}{2v} + l' \right). \quad (171)$$

При $v_0 = 0$, уравнение (171) переписывается так:

$$aG \sin \beta_0 = \frac{2Jv^2}{D^2} + \left[\left(\frac{G}{m} + p \right) \frac{fd}{D} + \frac{G}{m} \cos \beta_0 \frac{2\kappa}{D} \right] l, \quad (172)$$

так что

$$\sin \beta_0 = \frac{2Jv^2}{aGD^2} + \left(1 + \frac{pm}{G} \right) \frac{fd}{D} + \cos \beta_0 \cdot \frac{2\kappa}{D}. \quad (172')$$

Из уравнений (171) и (172) следует, что чем меньше вес и момент инерции роликов, меньше диаметр шипов, коэффициент трения на них и коэффициент трения катания и больше диаметр роликов, расстояние между ними и вес груза, тем меньше может быть принят наклон рольганга для сохранения на нем постоянной скорости груза. Кроме того, чем чаще, при прочих равных условиях, следуют один за другим грузы, тем меньше получается угол наклона при равных скоростях.

Для того чтобы найти теперь наименьший угол наклона β' , при котором груз под действием силы тяжести приходит на рольганге в движение, приравняем в уравнении (172) нулю величину приращения живой силы ролика $\frac{2Jv^2}{D^2}$ и заменим в нем коэффициент трения движения f на коэффициент трения покоя f_0 :

$$\sin \beta' = \frac{f_0 d}{D} \left(1 + \frac{pm}{G} \right) + \frac{2\kappa}{D} \cos \beta' \quad (173)$$

или, положив в о предыдущему в этом уравнении $\cos \beta' = 1$, находим выведенное выше уравнение (155) для равномерного движения груза, в котором только вместо f_0 значится f . Уравнение (155) для непрерывной подачи грузов может быть получено и непосредственно из уравнений (169') и (171), если положить в них $v_0 = v$. Тогда l' обращается в нуль, l' следовательно равно l и уравнение (171) переписывается как (155).

Если угол наклона рольганга β больше или меньше угла равновесия β_0 , то груз движется соответственно с ускорением или с замедлением. Пользуясь уравнением (171) или (172), нетрудно составить дифференциальное уравнение движения груза в этом случае. Так, для $v_0 = 0$, при $\cos \beta = 1$, дифференциальное

¹ Здесь предполагается, что задаются L , l и a , а g и m определяются из уравнения (170), причем условно g и m могут выражаться и не целыми числами.

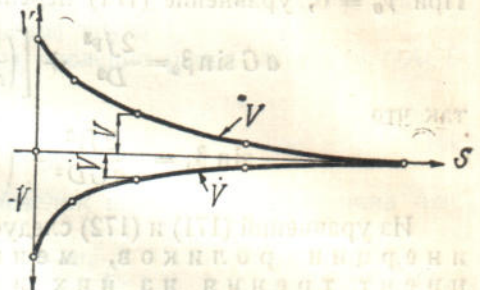
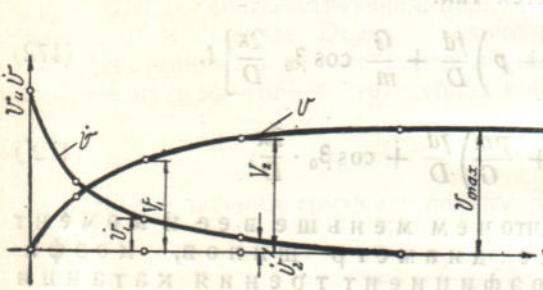
уравнение имеет вид:

$$G \sin \beta = \frac{2Jv^2}{aD^2} + (G + pm) \frac{fd}{D} + G \frac{2\kappa}{D} + \frac{G}{g} \frac{dv}{dt} \quad (174)$$

Из этого выражения следует, что при $\beta > \beta_0$ груз имеет ускоренное движение, причем для определенного β величина ускорения падает по мере возрастания v . Положив, при этом значении β , в последнем уравнении $\frac{dv}{dt} = 0$, находим

предельную величину скорости, достигнув которой груз начинает двигаться дальше равномерно. Таким образом каждому углу наклона $\beta > \beta_0$ соответствует своя предельная скорость груза. Понятно, что величина наклона рольганга не должна при этом достигать угла скольжения груза по роликам. Закон изменения скорости и ускорения выражен графически кривыми на фиг. 251.

При $\beta < \beta_0$ $\frac{dv}{dt} < 0$, груз движется замедленно и, при достаточной длине рольганга, останавливается. Кривая скорости груза в этом случае показана на фиг. 252.



Фиг. 251. Диаграмма скорости и ускорения груза при ускоренном движении ($\beta > \beta_0$).

Фиг. 252. Диаграмма скорости и ускорения груза при замедленном движении.

Заменив в уравнении (174) $\frac{dv}{dt}$ равным ему значению

$$\frac{dv}{dt} = \frac{v dv}{ds} \quad (175)$$

и проинтегрировав это уравнение, находим зависимость между начальной и конечной скоростью груза на рольганге (соответственно v_1 и v_2), длиной и углом наклона рольганга:

$$g \sin \beta - \frac{2Jgv^2}{aD^2G} - \frac{fdg}{D} \left(1 + \frac{p}{G} \frac{l}{a} \right) - \frac{2\kappa g}{D} = \frac{v dv}{ds} \quad (176)$$

Полагая

$$\left. \begin{aligned} -\frac{2Jg}{aD^2G} &= A, \\ g \sin \beta - \frac{fdg}{D} \left(1 + \frac{p}{G} \frac{l}{a} \right) - \frac{2\kappa g}{D} &= B, \end{aligned} \right\} \quad (177)$$

находим:

$$\frac{v dv}{Av^2 + B} = ds, \quad (178)$$

откуда

$$\frac{1}{2A} \lg (Av^2 + B) = s + C. \quad (178')$$

Принимая во внимание, что при

$$v = v_1 \quad s = 0$$

и при

$$v = v_2 \quad s = L,$$

имеем окончательно

$$\frac{1}{2A} \lg (Av_2^2 + B) = L + \frac{1}{2A} \lg (Av_1^2 + B) \quad (179)$$

или

$$B = \frac{A(v_1^2 - v_2^2 e^{-2AL})}{e^{-2AL} - 1} \quad (179')$$

Остается в это уравнение подставить значения (177) величин A и B .

Случай 2. $v_1 < v$. Этот случай характеризуется, как указывалось, тем, что окружная скорость ролика не достигает к моменту схода с него груза величины скорости поступательного движения груза. Поэтому груз все время скользит и катится по роликам, однако, по предыдущему, путь скольжения и работа трения меньше, чем при скольжении по неподвижной плоскости с таким же коэффициентом трения (или по неподвижному ролику), так как ролики, хоть и с меньшей скоростью, но вращаются в сторону движения груза.

Длина дуги на окружности ролика, соответствующая углу поворота его при прохождении груза, по аналогии с уравнением (166),

$$s_1 = \frac{v + v_0}{2v} l \quad (180)$$

и работа трения качения и трения скольжения в цапфах

$$A_1 = \left[\left(\frac{G}{m} + p \right) \frac{fd}{D} + \frac{G}{m} \cos \beta \frac{2k}{D} \right] \frac{v + v_0}{2v} l \quad (181)$$

Путь трения на каждом ролике равен

$$s_2 = l - s_1 = l \left(1 - \frac{v_1 + v_0}{2v} \right) \quad (182)$$

и работа сил трения, которая производится грузом при проходе по каждому ролику

$$A_2 = \frac{G}{m} \cos \beta \cdot \mu l \left(1 - \frac{v_1 + v_0}{2v} \right) \quad (183)$$

Средняя скорость движения груза постоянна, поэтому уравнение его имеет вид

$$GL \sin \beta = z \left\{ \frac{G}{m} \cos \beta \cdot \mu l \left(1 - \frac{v_1 + v_0}{2v} \right) + \left[\left(\frac{G}{m} + p \right) \frac{fd}{D} + \frac{G}{m} \cos \beta \frac{2k}{D} \right] \frac{v_1 + v_0}{2v} l \right\} \quad (184)$$

откуда, полагая $\cos \beta = 1$,

$$\operatorname{tg} \beta \cong \mu \left(1 - \frac{v_0 + v_1}{2v} \right) + \left[\left(1 + \frac{pm}{G} \right) \frac{fd}{D} + \frac{2k}{D} \right] \frac{v_1 + v_0}{2v} \quad (185)$$

В этом выражении v_1 и v_0 находятся, по аналогии с уравнением (162), из

$$v_0 = v_1 - \frac{pdDft_0}{4J} \quad (186)$$

и из уравнения, выражающего закон моментов количества движения ролика

$$J \frac{2(v_1 - v_0)}{D} = \left[\frac{FD}{2} - \left(\frac{jd}{2} + k \right) \right] t_1, \quad (187)$$

где F — сила трения между грузом и роликом находится по уравнению (153).

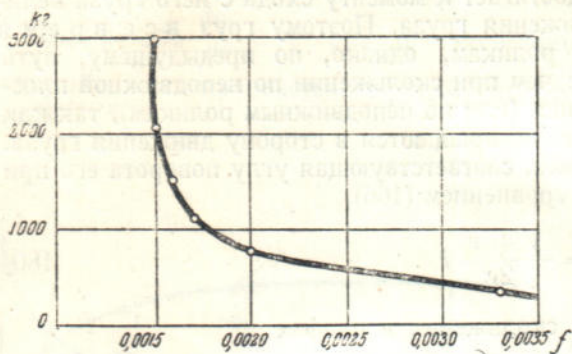
Подставляя в уравнение (185) $v_0 = v_1 = v$, получаем, как частный случай, уравнение (155).

При $v_0 = 0$ и $v_1 = v$ уравнение (185) имеет вид:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{1}{2} \left[\mu + \left(1 + \frac{pm}{G} \right) \frac{jd}{D} + \frac{2k}{D} \right]. \quad (188)$$

Сумма второго и третьего членов в квадратных скобках определяет угол наклона рольганга при непрерывном движении грузов (уравнение 155), следовательно

угол наклона β в уравнении (188) равен среднему арифметическому между углом наклона при непрерывном равномерном движении грузов и углом наклона при равномерном скольжении груза по неподвижным роликам. Это и понятно, так как при таком движении груз половину своего пути скользит и половину катится по роликам. Действительно, окружная скорость ролика изображается на фиг. 250 прямой $O'S$ и площади треугольников, равновеликих пути скольжения и качения, соответственно треугольники $O'V'S$ и $O'DC$ равны между собой.



Фиг. 253. Коэффициент трения в шарикоподшипнике в зависимости от его нагрузки.

Выведенные выражения действительны как для случая подшипников скользящего трения, так и для шариковых или роликовых подшипников, применяемых преимущественно на безмоторных рольгангах.

При этом, в соответствии с общими свойствами шариковых и роликовых подшипников, коэффициент трения f в уравнениях (150), (155), (157) и последующих можно принимать одинаковым для трения покоя и движения, но переменным для разной нагрузки на подшипники. Как показывает кривая на фиг. 253, построенная по опытам Штрибека над определением коэффициента сопротивления в шариковых подшипниках для скорости вращения вала $n = 65$ об/мин.¹ с уменьшением нагрузки от нормальной для испытуемого подшипника в 3000 кг, до 380 кг, то-есть примерно в 8 раз, коэффициент сопротивления, отнесенный к радиусу вала, возрастает с 0,0015 до 0,0033, то-есть в 2,2 раза.

Численная величина коэффициента сопротивления зависит от ряда факторов, в основном от материала шариков и колец, точности их обработки, очертания жолобков, точности сборки и состояния подшипника. В обычных случаях практики ее следует принимать выше указанной на диаграмме фиг. 253.

Численный пример. По гравитационному рольгангу проходит $i = 60$ стальных заготовок в час, весом каждая $G = 2500$ кг. Длина заготовки $l = 2,5$ м, расстояние между роликами $a = 0,8$ м, диаметр ролика $D = 500$ мм и диаметр цапфы $d = 100$ мм. Размеры ролика изображены на фиг. 254. Исчисленный по этим размерам вес ролика с валом $p = 280$ кг и момент инерции ролика $J = 0,95$ кгм · сек². Подшипники для роликов — обыкновенные, с коэффициентом трения $f = 0,1$ и $f_0 = 0,15$. Определить:

¹ См. например Г. Беер и М. Гольке, Шариковые и роликовые подшипники, 1929.

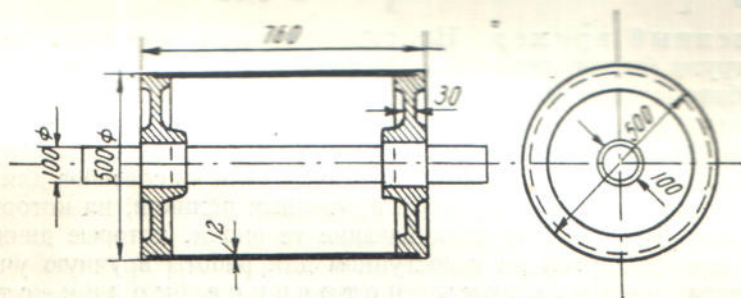
1) угол наклона станины β_0 для равномерной скорости груза $v = 1,0$ м/сек,
 2) наименьший угол наклона рольганга, при котором заготовка приходит на нем в движение,

3) угол наклона станины для условий начальной скорости $v_1 = 1,0$ м/сек и конечной скорости $v_2 = 2,0$ м/сек, при длине роликового стола $L = 15$ м,
 4) предельную возможную скорость заготовки при этом угле наклона.

1. Определим предварительно значение скорости на окружности ролика v_0 в момент набегания на него груза. Для этого по уравнениям (159) и (160) находим

$$t' = \frac{4 \cdot 0,95 \cdot 1,0}{280 \cdot 0,1 \cdot 0,5 \cdot 0,1} = 2,7 \text{ сек.}$$

$$t_0 = \frac{3600}{60} \cdot \frac{2,5}{1,0} = 57,5 \text{ сек.}$$



Фиг. 254. Ролик гравитационного рольганга тяжелого типа (к численному примеру).

Так как $t_0 > t'$, то $v_0 = 0$. Из уравнения (172') находим:

$$\begin{aligned} \sin \beta_0 &= \frac{2 \cdot 0,95 \cdot 1,0^2}{2500 \cdot 0,8 \cdot 0,5^2} + \left(1 + \frac{280 \cdot 2,5}{2500 \cdot 0,8}\right) \frac{0,1 \cdot 0,1}{0,5} + \frac{2 \cdot 0,0005}{0,5} = \\ &= 0,0038 + 0,027 + 0,002 = 0,0328, \\ \beta_0 &= 1^\circ 53', \end{aligned}$$

то-есть уклон равен 0,033.

2. Определяем наименьший угол, при котором начинается движение неподвижно лежащего на рольганге груза (уравнение 173):

$$\begin{aligned} \sin \beta' &= \frac{0,15 \cdot 0,1}{0,5} \left(1 + \frac{280 \cdot 2,5}{2500 \cdot 0,8}\right) + \frac{2 \cdot 0,0005}{0,5} = 0,0405 + 0,002 = 0,0425, \\ \beta' &= 2^\circ 26', \end{aligned}$$

то-есть уклон равен 0,042.

Результаты вычислений показывают, что членом, определяющим сопротивление от трения качения, возможно в данном случае пренебречь.

3. Для определения потребного угла наклона находим предварительно по уравнению (177) значения A и B .

$$A = - \frac{2 \cdot 0,95 \cdot 9,81}{0,8 \cdot 0,5^2 \cdot 2500} = - 0,03725,$$

$$\begin{aligned} B &= 9,81 \sin \beta - \frac{0,1 \cdot 0,1 \cdot 9,81}{0,5} \left(1 + \frac{280 \cdot 2,5}{2500 \cdot 0,8}\right) - \\ &= \frac{2 \cdot 0,0005 \cdot 9,81}{0,5} = 9,81 \sin \beta - 0,2856, \end{aligned}$$

далее

$$e^{-2,4L} = e^{-(-0,03725 \cdot 15)} = 3,06.$$

По уравнению (179')

$$9,81 \sin \beta - 0,2856 = \frac{-0,03725(1,0^2 - 2,0^2 \cdot 3,06)}{3,06 - 1},$$

$$\beta = 2^{\circ}52',$$

то-есть уклон равен 0,05.

4. Наибольшую скорость при угле наклона $\beta = 2^{\circ}52'$ находим, полагая $\frac{dy}{dt} = 0$ в уравнении (174):

$$v_{max} = \sqrt{\left[\sin \beta - \frac{fd}{D} \left(1 + \frac{pl}{Ga} \right) - \frac{2k}{D} \right] \frac{aD^2G}{2J}} =$$

$$= \sqrt{\left[0,05 - 0,027 - 0,002 \right] \frac{0,8 \cdot 0,5^2 \cdot 2500}{2 \cdot 0,95}} = 2,36 \text{ м/сек.}$$

Численный пример. На горизонтальном рольганге передвигаются вручную грузы (опоки) весом $G = 750$ кг и длиной $l = 0,9$ м.

Потребная ширина (длина) ролика для них $B = 500$ мм. На одном из участков рольганга длиной $L_0 = 10$ м, при проходе опок через сушильный канал, доступ к ним для продвижения вручную отсутствует, так что требуется применить какую-либо механическую толкающую силу. Одним из способов для этого может быть устройство перед этим пунктом приводных роликов, на которых накапливаются вплотную опоки, проталкивающие те опоки, которые движутся также вплотную одна к другой на недоступном для работы вручную участке.

Требуется определить потребное количество приводных роликов.

Первоначально, пользуясь данными таблицы 27, выберем по нагрузке ролики.

В предположении рольганга среднего типа с расстоянием между осями роликов $a = 150$ мм, определяем среднее давление груза на один ролик:

$$P' = \frac{G}{l} = \frac{G}{m} = \frac{750}{900} = \frac{750}{6} = 125 \text{ кг.}$$

и наибольшее давление

$$P_{max}' = \frac{G}{l - 1} = \frac{750}{150 - 1} = 150 \text{ кг.}$$

Выбираем ролик среднего типа, на предельную нагрузку 310 кг, диаметром $D = 62$ мм, диаметром оси $d = 15$ мм, из трубы толщиной $\delta = 4$ мм, общим весом $p' = 4,06$ кг. Подсчитанный по объему вес подвижной части ролика равен $p \cong 3,2$ кг. Считая его вес сосредоточенным по трубе, находим момент инерции ролика

$$J_p = \frac{p}{g} \left(\frac{D - \delta}{2} \right)^2 = \frac{3,2}{9,81} \cdot \left(\frac{0,062 - 0,004}{2} \right)^2 = 0,000274 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

Коэффициент сопротивления в шарикоподшипнике считаем, в запас, $f_1 = 0,01$, коэффициент трения катания $k = 0,8$ мм.

Тогда коэффициент сопротивления при перемещении груза

$$w = \left(1 + \frac{mp}{G} \right) \frac{fd}{D} + \frac{2k}{D} = \left(1 + \frac{6 \cdot 3,2}{750} \right) \frac{0,01 \cdot 15}{62} + \frac{2 \cdot 0,8}{62} =$$

$$= (1 + 0,0256) \cdot 0,00242 + 0,0259 = 0,0284.$$

Следовательно, согласно уравнению (150), необходимый уклон на рольганге для равномерного движения непрерывно поступающих грузов следовало бы принять равным

$$\text{arc tg } w = \text{arc tg } 0,0284 = 1^{\circ}37'.$$

Как видно из предыдущего выражения, первый член в нем мал по сравнению со вторым, так что, принимая во внимание возможную погрешность в назначении величины коэффициента f , значение его можно в некоторых случаях не учитывать.

Значение дроблена в скобках близко к единице и мало меняется с изменением G в известных пределах.

Отсюда следует, что при легких по сравнению с весом груза роликах, монтированных на шарикоподшипниках, сопротивление движению, а следовательно и потребный наклон на гравитационном рольганге незначительно меняется при некоторых колебаниях веса перемещаемого груза.

Вес груза, приходящийся на 1 пог. м рольганга, обозначим через q .

Длина участка L_1 , на котором необходимо установить приводные ролики, определяется из

$$q L_0 w = q L_1 \mu, \quad (189)$$

откуда

$$L_1 = L_0 \frac{w}{\mu} = 10 \cdot \frac{0,0284}{0,1} = 2,84 \text{ м.}$$

где $\mu = 0,1$ — принятый коэффициент трения скольжения груза по роликам.

Отсюда количество приводных роликов

$$z = \frac{L_1}{a} = \frac{2,84}{0,15} = 19.$$

Как видно из предыдущих выражений, величина L_1 и z изменяется обратно пропорционально μ . Поэтому для увеличения μ рационально применять ролики с рифленой поверхностью.

Следует заметить, что в отдельных конкретных случаях численные величины коэффициентов трения могут значительно отличаться от принятых здесь.

Усилие, которое нужно приложить к каждой опоре при передвижении ее по рольгангу при непрерывном движении опок

$$W' = Gw = 750 \cdot 0,0284 = 21,3 \text{ кг.}$$

Определим, чему равно добавочное усилие при передвижке опоки по роликам, начальная скорость которых равна нулю.

Предварительно найдем численное значение длины груза, на которой происходит одновременно скольжение и качение груза по роликам, то-есть путь перемещения груза по ролику, на котором ролик приобретает окружную скорость, равную скорости груза. Для этого, по предыдущему, приравниваем правые части уравнений (163) и (164), полагая в них $\beta = 0$.

$$\frac{G}{m} \mu \frac{l'}{2} = \frac{2Jv^2}{D^2} + \left[\left(\frac{G}{m} + p \right) \frac{fd}{D} + \frac{G}{m} \cdot \frac{2k}{D} \right] \frac{l'}{2}.$$

Отсюда, считая $v = 0,5$ м/сек и $\mu = 0,15$, находим $l' = 0,0045$ м = 4,5 мм. Если, как указывалось выше, мы ищем только добавочное усилие, а следовательно и добавочную работу, то второй член правой части предыдущего уравнения, выражающий работу сопротивления при непрерывном движении грузов по роликам, надо приравнять нулю. В таком случае $l' = 0,0038$ м = 3,8 мм и добавочная работа, затрачиваемая на каждом ролике,

$$A = \frac{G}{m} \mu l' = \frac{750}{6} \cdot 0,15 \cdot 0,0038 = 0,071 \text{ кгм.}$$

Величина A может быть также найдена без определения l' , как удвоенное приращение кинетической энергии ролика, ибо весь добавочный расход мощности

¹ Ср. с уравнением (139).

слагается из двух равных величин — приращения кинетической энергии ролика и работы сил трения скольжения груза по ролику. Отсюда

$$A = 2 \frac{2Jv^2}{D^2} = 2 \frac{2 \cdot 0,000274 \cdot 0,5^2}{0,062^2} = 0,071 \text{ кгм.}$$

Расстояние между роликами $a = 0,15$ м и поэтому среднее добавочное усилие равно

$$W_0 = \frac{A}{a} = \frac{0,071}{0,15} = 0,475 \text{ кг,}$$

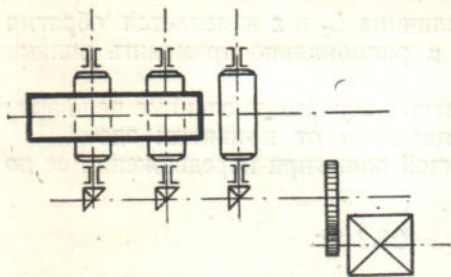
то-есть составляет всего 2,2% от исчисленной раньше величины усилия W' , а следовательно практически может не определяться.

§ 4. КОНСТРУКЦИЯ ПРИВОДНОГО РОЛЬГАНГА

1. ТИПЫ ПРИВОДНЫХ РОЛЬГАНГОВ

Наибольшее применение, как упоминалось, приводные рольганги (фиг. 255) имеют в прокатных мастерских. По своему назначению и характеру работы в прокатных мастерских они разделяются на две группы — рабочие и транспортные.

Первые устанавливаются по обе стороны от стана, в непосредственной близости от него, и принимают от стана и подают к нему прокатываемый слиток, лист или полосу. Увлекая прокатываемое изделие силой трения, они помогают прохождению его между валками.



Фиг. 255. Схема приводного рольганга.

Вторые представляют собою транспортное средство, с помощью которого полуготовое или готовое изделие перемещается между линиями прокатных станов, подается к пилам, ножницам, правильным валкам, стелюгам и на склад.

В соответствии с назначением и родом работы, рабочие рольганги имеют реверсивное движение и включаются каждый раз при пропуске изделия в ту сторону, в какую оно проходит между валками. Поэтому и скорость на окружности роликов принимается на них примерно равной скорости на валках. Длина таких рольгангов принимается немного больше наибольшего размера в длину прокатываемого изделия. При прокатывании очень длинных полос длина рольганга, напротив, берется меньше (примерно на одну треть) длины полосы, но на продолжении рабочего рольганга устанавливаются вспомогательные, так называемые «раскатные», рольганги.

В целях экономии энергии на сообщении живой силы часто переключаемым на прямой и обратный ход роликам и деталям передаточного механизма рабочего рольганга, он иногда разделяется по длине на два или несколько участков, включаемых по мере удлинения изделия при прокатке.

Для экономии времени на реверсирование хода, что имеет при прокатке всегда существенное значение, тип и мощность двигателя рабочего рольганга выбирается, в зависимости от динамического режима его работы, повышенной по сравнению с мощностью, потребной при прочих равных условиях на рольганге непрерывного действия.

В противоположность рабочему рольгангу, для транспортного рольганга характерно длительное движение с постоянной скоростью в одну и ту же сторону. Длина транспортных рольгангов зависит от расстояния между соединяемыми ими агрегатами, которое в свою очередь находится часто в зависимости от длины прокатываемых изделий.

При очень большой длине, из условия облегчения передаточного механизма, транспортные рольганги тоже подразделяются на несколько последовательных секций, приводимых в движение каждая своим двигателем. В качестве двигателя, как правило, служит электромотор постоянного или трехфазного тока. Если от одного двигателя приводится в действие несколько роликов, то такой привод называется групповым, в отличие от индивидуального, при котором каждый ролик вращается отдельным электродвигателем.

Рольганги последнего типа, снабженные «электророликами», получили за последнее время, благодаря ряду присущих им достоинств, значительное распространение.

Приводной рольганг, помимо роликов и рамы, как на неприводном рольганге, состоит еще из настила между роликами и привода, заключающего двигатель и передаточный механизм.

Помимо стационарных, находят применение специальные типы приводных роликовых столов — подъемные, поворотные, а также катучие передвижные, имеющие рабочее движение всей рамы поперек линии рольганга.

2. РОЛИК

Длина (ширина) роликов на транспортном рольганге определяется поперечными размерами прокатываемого изделия. Для листов она принимается в соответствии с их шириной, для проката, имеющего вид полосы (рельсы, балки, полосовое, квадратное и пр. железо), обычная длина роликов составляет 400—800 мм. Ролики рабочего рольганга, на которых прокат передвигается в поперечном направлении, от ручья к ручью, делаются длиннее валков, сообразуясь с ходом манипуляторов (вспомогательных, передвигающих и кантующих аппаратов) по обе стороны от крайних ручьев. При листовых станах длина роликов делается на 230—300 мм больше длины валака.

Диаметр приводных роликов выбирается сообразуясь:

- 1) с потребной прочностью,
- 2) с конструктивными требованиями расположения приводных шестерен под боковым настилом, высота которого принимается нередко заподлицо с верхней гранью роликов,
- 3) с необходимостью возможного понижения момента инерции ролика на реверсивном рольганге.

Обычные значения диаметра ролика и диаметра цапф приведены в таблице 32.

Диаметр ролика и цапф¹

Таблица 32

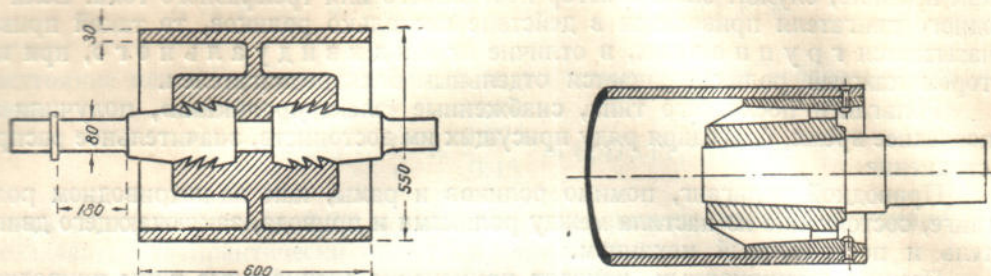
Род рольганга	Диаметр ролика (мм)	Диаметр цапф (мм)
Рабочие рольганги броневых станов	600—700 *	250—300
Рабочие рольганги блюмингов	650—750	180—220
	450—500 *	180—220
Рабочие рольганги тяжелых листовых станов	400—500	150—200
	400—500	(180—250)
Рабочие рольганги со шлеперами	550—600 *	
Транспортные рольганги для тяжелых сортовых станов	500—600	100—150
Транспортные рольганги для среднесортных станов	500—600	80—100
Легкие транспортные рольганги	300—400	(70—90)

Расстояние между роликами выбирается с таким расчетом, чтобы самое короткое прокатываемое изделие лежало не меньше чем на двух роликах. Практические нормы дают

$$a \geq \frac{L_{\text{изд}}}{2} + 100 \text{ мм.} \quad (190)$$

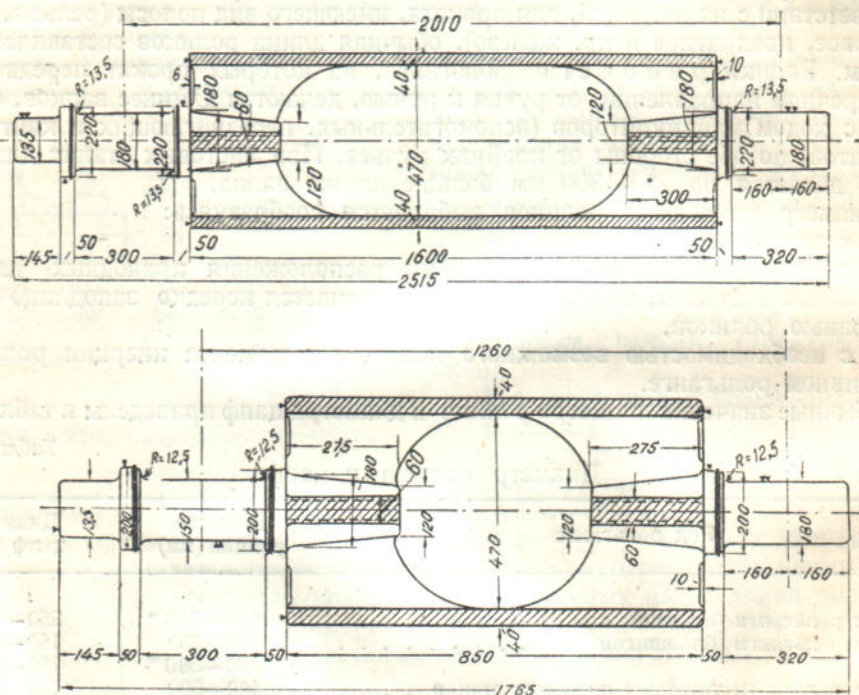
¹ По курсу В. Г. Щировского и из данных практики. В скобках—несовпадающие данные из Hütte, Справочник прокатчика (1934), отмеченные звездочкой—оттуда же.

Иногда на одном и том же рабочем рольганге расстояние делается переменным; меньше у самого стана и больше на дальних участках, на которые изделие попадает в раскатанном, следовательно в удлиненном виде.



Фиг. 256. Чугунный ролик с залитыми цапфами и ролик из стальной трубы с приклепанными фланцами.

Кроме того, при выборе расстояния между роликами надо сообразоваться с величиной прогиба изделия, который не должен превосходить некоторого предела. Поэтому на тяжелых станах a принимается больше, чем на средних и мелких.



Фиг. 257. Стальные цельнолитые ролики.

Предельные расстояния между роликами, взятые из условия ограничения прогиба, приведены в таблице 33.

Таблица 33

Предельные расстояния между роликами

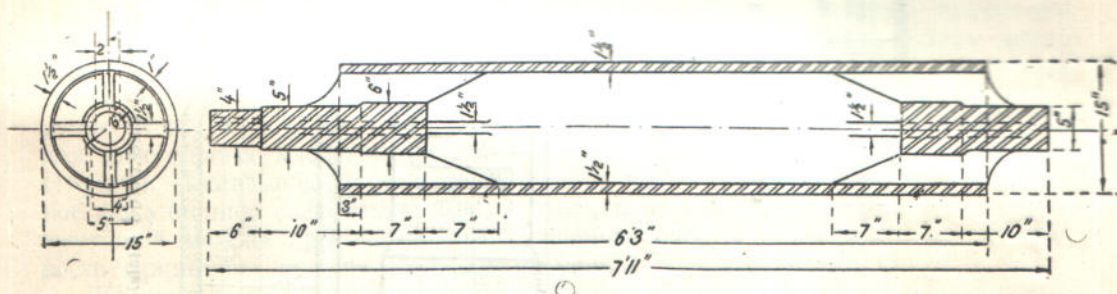
Род стана	a_{max} (мм)
Тяжелые станы с ручьевыми валками	2500 — 3000
Средние станы с ручьевыми валками	1500 — 2000
Легкие станы с ручьевыми валками	750 — 1250
Тяжелые листовые и универсальные станы	1500 — 2000
Средние листовые и универсальные станы	1000 — 1500

К конструкции роликов, помимо прочности, предъявляются требования возможно малого веса, особенно на реверсивных рольгангах, на качающихся и подъемных столах, а также стойкости против действия высоких температур.

По материалу ролики изготавливаются с ободом из сварных или цельнотянутых труб, со сварным ободом из стального листа, чугунные литые, стального литья и стальные цельнокованные, по конструкции — со вставными цапфами, со сквозными осями и цельные.

При выборе типа ролика необходимо каждый раз сообразоваться с условиями и требованиями каждого конкретного случая.

На нетяжелых рольгангах, на подъемных и качающихся столах часто с успехом может быть применен ролик с ободом из сварной или цельнотянутой трубы, с приклепанными фланцами и вставными цапфами (фиг. 256, справа). Достоинства роликов из стальных труб или стальных листов — их относительно небольшая стоимость, малый вес и высокая прочность, благодаря чему применение их расширяется.



Фиг. 258. Стальной цельнолитой ролик.

Если ролик подвергается длительному действию высоких температур, например перед ножницами, предпочтение нередко отдают чугунным роликам, так как они в меньшей мере, чем предыдущий тип, подвергаются короблению и оплавлению острых контуров. Чугунный ролик с залитым заершенным валом виден на фиг. 256, слева.

На фиг. 257¹ показаны два ролика стального литья, американского типа, предназначенные для приемного (вверху) и раскатного (внизу) рольгангов блюминга. Цапфы ролика отлиты заодно с его корпусом (бочкой). Такого же типа ролик, общей длиной около 2400 мм, виден на фиг. 258.

Для аналогичных целей составные ролики из литой полой стальной бочки и впрессованных цапф из ковальной стали видны на фиг. 259.² К достоинствам таких роликов относят: меньший вес, большую стойкость в отношении ударной нагрузки, так как литейные напряжения в месте перехода бочки в цапфу отсутствуют, меньший брак литья благодаря более простой форме отливки, лучший более рафинированный металл для цапф, возможность замены отдельно бочки или цапф в случае поломки или износа.

Если ролик имеет сквозную ось, на которую насаживается бочка, то, для избежания добавочных напряжений вследствие температурных деформаций, фланец бочки с одной стороны закрепляется на оси наглухо, а с другой допускает продольное скольжение (фиг. 260). Для той же цели, если валок ролика фиксируется с одной стороны в подшипнике запяточной цапфы, то с другой — взаимное положение подшипника и цапфы должно допускать некоторую игру в осевом направлении.

Особый интерес представляет конструкция первых от станины приводных роликов наиболее тяжелых обжимных станов — блюмингов. На фиг. 261 представлен такой так называемый «ступенчатый» ролик для блюминга с валками диаметром 1150 мм, прокатывающих биванки весом до 7 т. Ролик имеет общую

¹ Альбом, Первый советский блюминг.

² Рольганги блюмингов, типизация, проект ОСТ.

длину 5710 мм, диаметр бочки 500 и 560 мм, диаметр цапф 250 мм, вес 4,7 т. Подшипники ролика установлены по обе стороны от станины и концы ролика пропущены сквозь корпус станины (см. фиг. 282), вследствие чего вся ось получается удлиненной.

Первый ролик у станины находится в наиболее тяжелых условиях работы, так как воспринимает весьма значительные удары от выходящей из валков болванки. Такие удары имеют место вследствие того, что скорость вращения роликов рабочего рольганга выбирается по средней скорости прокатываемой болванки, следовательно скорость части проходив больше, чем окружная скорость роликов. Усилению ударов способствуют происходящие нередко в валках загибы прокатываемой болванки.

Сила удара, передающаяся на ролик, имеет две составляющих, одну нормальную, пересекающую ось и другую касательную к ролику. Нормальный удар воспринимается подшипником ролика, касательный — передаточным механизмом к нему.

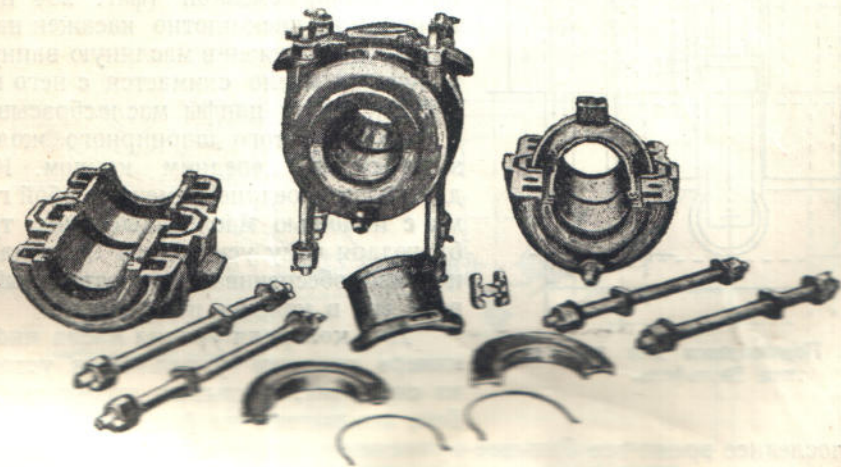
Для смягчения этих касательных ударов, в передаточный механизм к первому ролику иногда включается фрикцион или храповое устройство, допускающее опережение роликом принудительной скорости вращения. Вместо этого в рассматриваемом ролике на ось его надета гильза с впрессованными в нее двумя бронзовыми втулками, так что гильза образует с осью фрикционное соединение. К втулкам через осевую канавку подводится от установленных на торцах штауферных масленок смазка. Относительно рациональности такой конструкции высказываются впрочем сомнения, так как считается, что примененное фрикционное соединение гильзы и оси вряд ли обеспечивает достаточный крутящий момент при нормальных условиях работы и одновременно надежность фрикциона при перегрузках от ударов.

Как видно из всех приведенных конструкций, одна цапфа ролика делается удлиненной и на нее насаживается приводная шестерня.

Особенное внимание при изготовлении роликов должно быть обращено на их уравновешенность. Невыбалансированные ролики при вращении создают биение, вызывающее неравномерный и ускоренный износ подшипников.

3. подшипники

К подшипникам рольгангов, помимо обычных требований, предъявляются еще некоторые специальные требования, вытекающие из условий их работы:



Фиг. 262. Подшипник для рольганга типа Вольфель.

- 1) хорошая защищенность от загрязнения, в частности попадания весьма вредно действующей на них окаты,;
- 2) возможная нечувствительность к высоким температурам,

3) стойкость в восприятии ударных нагрузок, что имеет большое значение для роликов рабочих рольгангов,

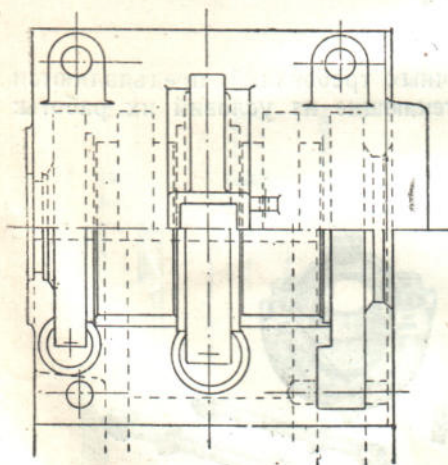
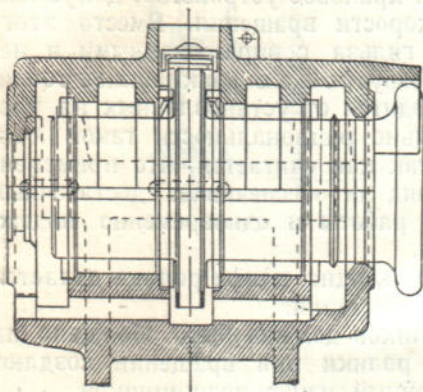
4) максимальная надежность действия, простой и несложный уход, быстрый контроль состояния.

В подшипниках скользящего трения, в зависимости от величины и характера нагрузки и скорости вращения, вкладыши делаются чугунные, чугунные—залитые белым металлом и бронзовые; первые только для небольшой нагрузки.

Из двух видов смазки — густой и жидкой — первая применяется только при сравнительно небольших скоростях и невысокой температуре, так как при высокой температуре она плавится и меняет свои свойства, а следовательно требует и других методов подвода.

В подшипниках с жидкой смазкой особое внимание обращается на непрерывность и обильность подвода смазки к трущимся поверхностям.

В случае кольцевой смазки со свободно висящими кольцами, в американских конструкциях нередко устанавливается по два кольца. Более надежной считается система подшипников с плотно насаженными кольцами. Такой удобно разбираемый и сменяемый подшипник типа Вюльфель на фиг. 262.



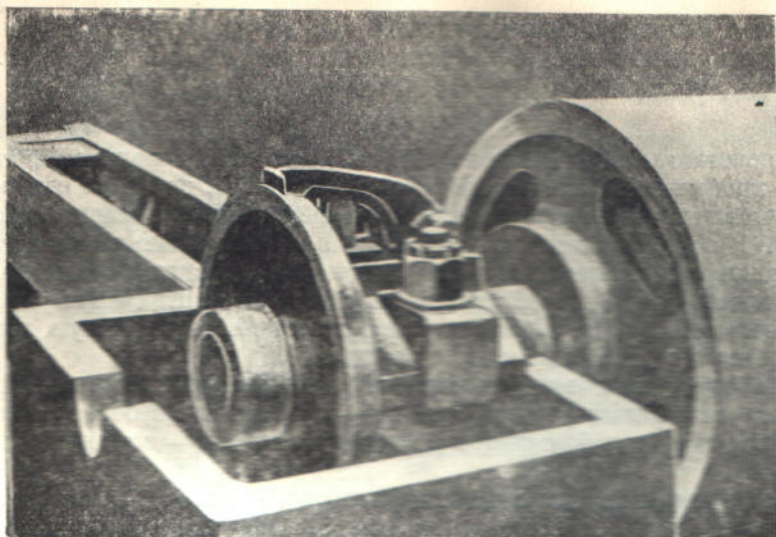
Фиг. 263. Подшипники для рольганга типа Вюльфель.

Чертеж такого подшипника представлен на фиг. 263. Из него видно, какие специальные меры, — в виде козырька на крышке, буртика на шейке ролика и добавочного уплотнения со стороны ролика, — приняты, чтобы помешать окалине попадать в подшипник. Особое значение в ответственных случаях, как например на роликах блюминга, придается способу снятия смазки сверху с кольца. Обычно применяемый маслосбрасыватель в виде «пера» признается недостаточно надежным и вместо него применяется литая дужка с перепонкой, устанавливаемая свободно на кольцо через квадратное отверстие в крышке подшипника.

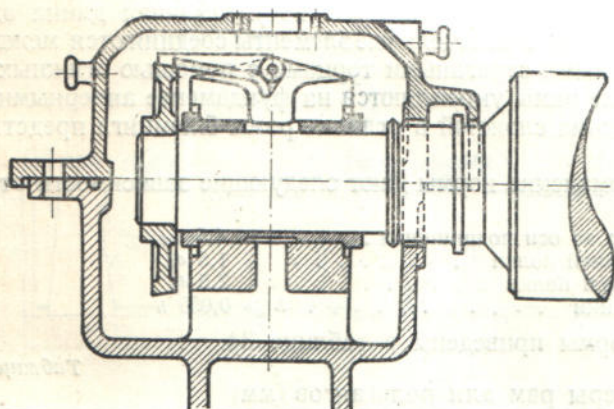
Фирма Schloemann дает работающую по аналогичному принципу конструкцию подшипника с самодействующей наружно-дисконной смазкой (фиг. 264 и 265). Конический диск плотно насажен на конец цапфы и погружен в масляную ванну. При вращении масло снимается с него и отводится кверху цапфы маслосбрасывателем в виде изогнутого шарнирного жолобка с заостренным передним концом. Камеры для смазки соединены между собой группами с помощью маслоподводящих трубок, благодаря чему ускоряется заливка масла и лучше обеспечивается постоянный уровень его в каждом подшипнике.

Для контроля уровня масла иногда на камере снаружи укрепляется устройство из спускных, закрытых краниками, трубок, показанное на фиг. 266.

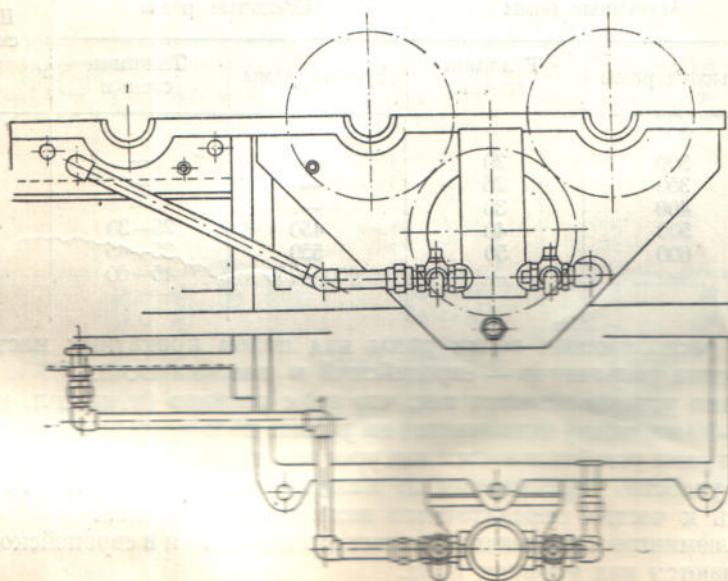
За последнее время все большее применение, как и в других областях, находят подшипники трения катания, шариковые и роликовые. Использование их на рабочих рольгангах, с действующей на них ударной нагрузкой — вопрос только достаточной прочности роликов подшипников, в смысле же наблюдения, достижения герметичности, смазки и пр. они вполне удовлетворяют всем предъявляемым к подшипникам рольгангов требованиям.



Фиг. 264. Подшипник с самодействующей наружно-дисковой смазкой (Schloemann).



Фиг. 265. Подшипник с самодействующей наружно-дисковой смазкой.



Фиг. 266. Устройство для наблюдения за уровнем смазки в масляной ванне.

Ролики с индивидуальным приводом уже теперь строятся почти исключительно на шариковых или роликовых подшипниках (см. ниже фиг. 299—301 и др.).

4: РАМА

Рама рольганга, служащая опорой для подшипников роликов, а также подшипников продольного вала передаточного механизма, является наиболее сложной в изготовлении и вместе с тем весьма ответственной составной частью всей установки. На раму передаются от роликов и частей механизма статические и ударные нагрузки. При этом рама должна быть достаточно жестка, так как вибрации и деформации на ней весьма неблагоприятно отразились бы на работе передаточного механизма. Поломка рамы представляет серьезную аварию, вызывающую нередко длительные простои стана.

Обычно рамы изготовляются литыми, для легких и средних рольгангов, а также для нетяжелых условий работы — чугунными, в более ответственных случаях, например для блюмингов и броневых станков — исключительно стального литья.

По конструкции рамы делаются двутаврового сечения, с широкой опорной полкой внизу (фиг. 267 и 268), а для более тяжелых рольгангов — П-образного сечения (фиг. 269).

Рамы соединяются между собой распорными болтами (фиг. 269) или плитами крестовой или прямоугольной формы (фиг. 267). Обычная длина одного элемента рамы составляет около 4 м, отдельные элементы соединяются между собой впритык точно пригнанными строгаными торцами с помощью стяжных болтов. С обеих сторон по длине рамы укрепляются на фундаменте анкерными болтами (фиг. 267). Пример весьма сложной в отливке рамы блюминга представлен на фиг. 270.

Для размеров рамы германские нормы дают следующие зависимости от диаметра цапфы d_u :

Высота рамы до оси подшипника	$h = 4,5 d_u$
Ширина верхней полки	$1,5 d_u^1$
Ширина нижней полки	$2,5 d_u$
Толщина стенки	$s \geq 0,055 h$

Примерно такие же нормы приведены в таблице 34.

Таблица 34

Размеры рам для рольгангов (мм)

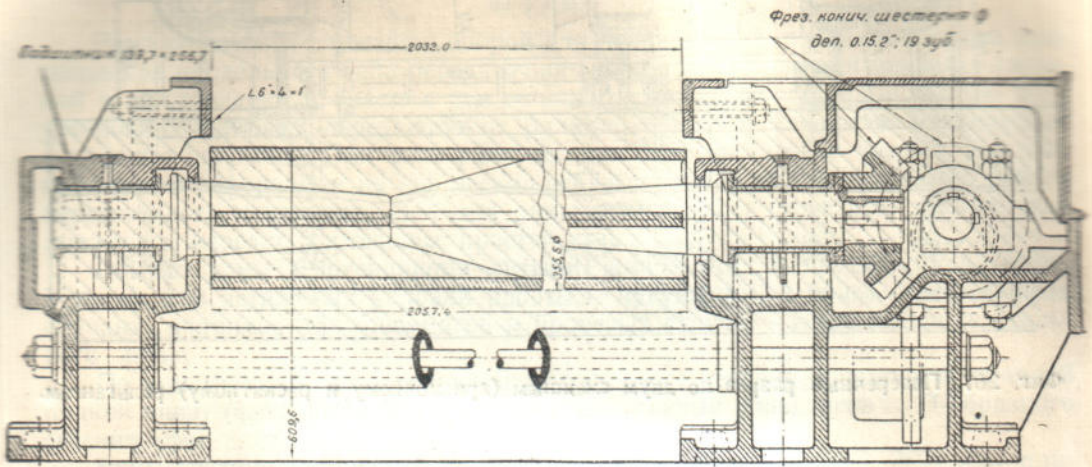
Диаметр цапфы ролика	Чугунные рамы		Стальные рамы		Ширина основания рамы
	Высота рамы	Толщина стенки	Высота рамы	Толщина стенки	
60 — 70	300	20	—	—	200
80 — 90	350	25	—	—	250
100 — 120	400	30	—	—	320
130 — 140	500	40	450	25—30	360
150 — 180	600	50	550	35—45	400
больше 200	—	—	600—750	45—60	500

По уровню расположения верха рамы над полом прокатных мастерских различают два типа рольгангов — европейский и американский.

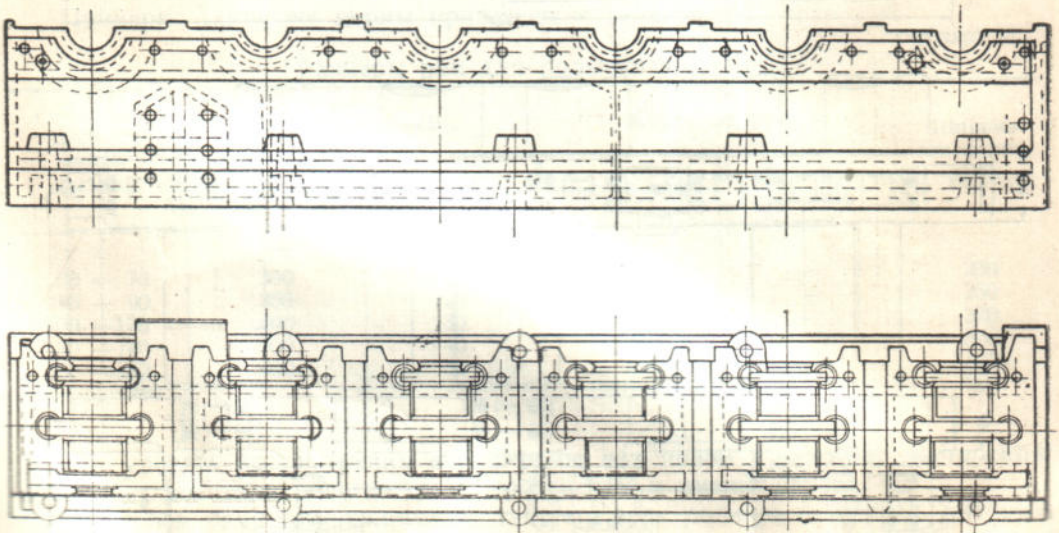
В первом рама устанавливается так, что верх роликов (и настил, который крепится на 25—30 мм ниже) оказывается на уровне пола мастерских (фиг. 271). Во втором — вся рама устанавливается над уровнем пола (фиг. 272). Достоинство первого типа — удобство перемещения по площади мастерских, второго — лучшая доступность к частям передаточного механизма рольганга.

Рольганги блюмингов и крупных листовых станков часто и в европейской практике устанавливаются над уровнем пола.

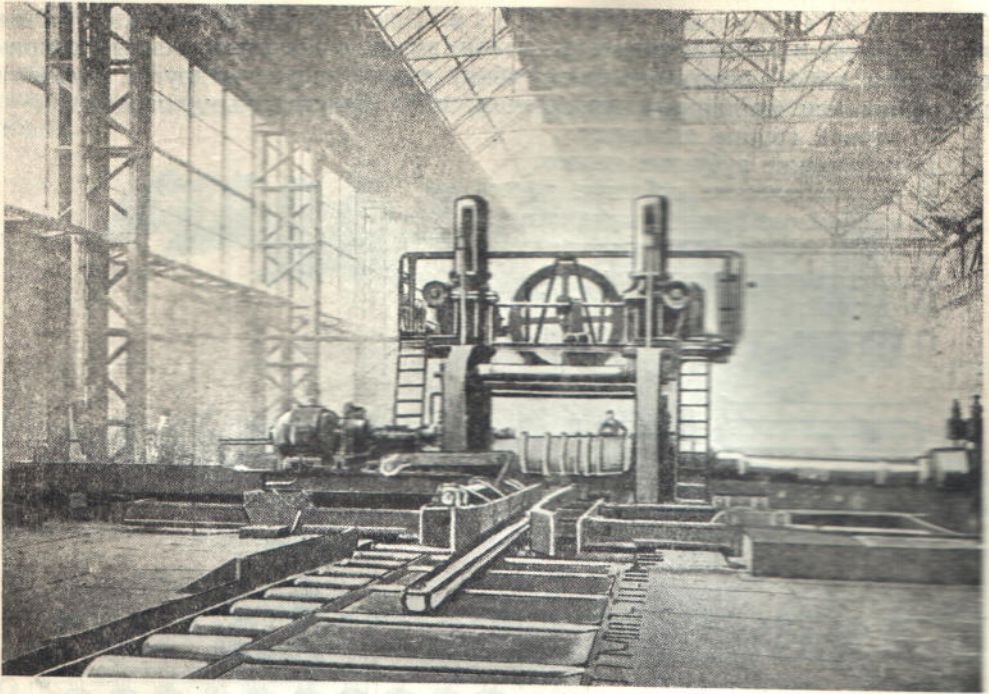
¹ Зависит от длины подшипников.



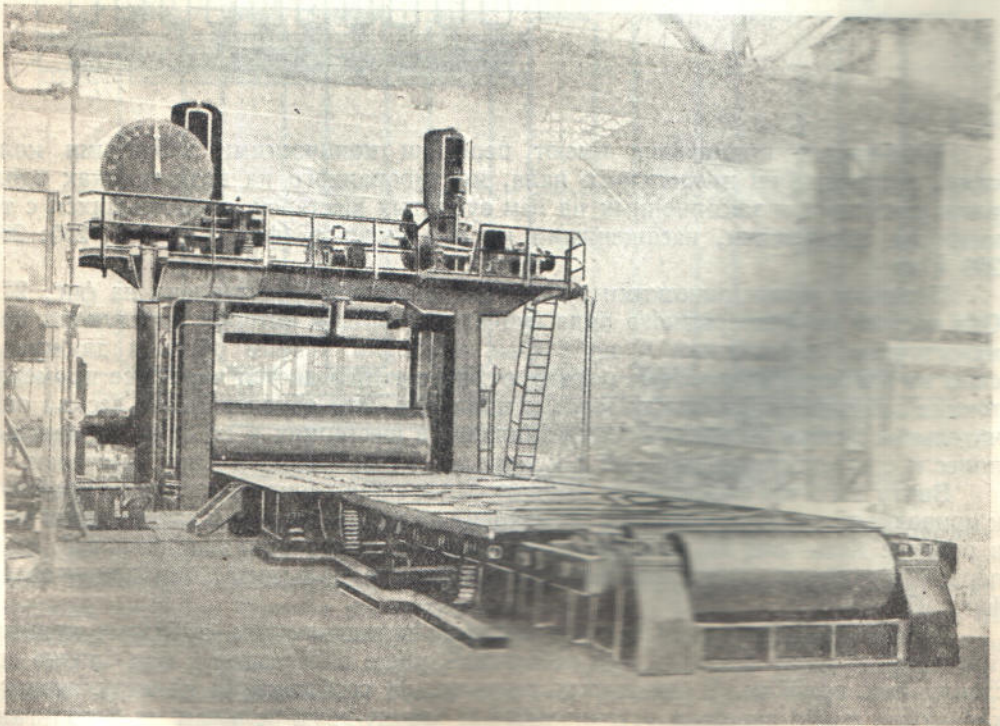
Фиг. 269. Сечение по станине подающего рольганга блюминга.



Фиг. 270. Элемент рамы рабочего рольганга блюминга.



Фиг. 271. Блюминг с валками диаметром 1150 мм (Demag).



Фиг. 272. Дво-реверсивный листовой стан с валками диаметром 1250 мм (Demag).

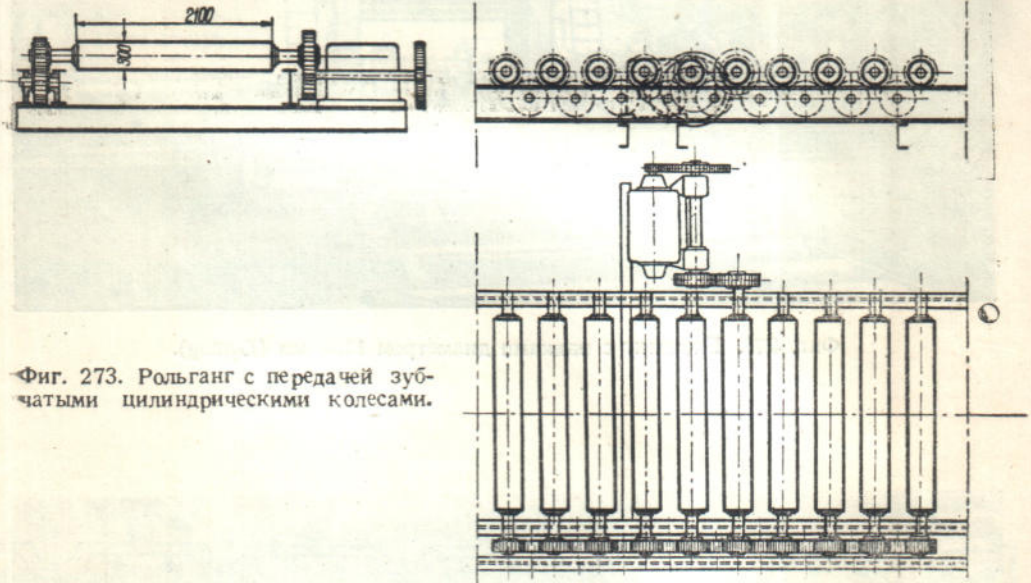
Передаточный механизм. При групповом приводе передача вращения на ролики выполняется механизмами с непосредственным контактом, либо, значительно реже, гибкой связью; и в том и другом случае — зацеплением или шарнирным механизмом, либо фрикционными парами.

К первой группе относятся:

- 1) конические зубчатые колеса,
- 2) цилиндрические зубчатые колеса,
- 3) конические фрикционные катки,
- 4) цилиндрические фрикционные катки,
- 5) кривошипный механизм.

Ко второй:

- 1) передача тяговым канатом или цепью.



Фиг. 273. Рольганг с передачей зубчатыми цилиндрическими колесами.

Наибольшее применение имеют передачи коническими зубчатыми колесами, состоящие из продольного вала, монтированного на подшипниках вдоль рамы рольганга и заклиненных на нем зубчатых шестерен, сцепляющихся с такими же шестернями, насаженными на оси роликов (фиг. 179, 267, 255, 268, 269 и др.).

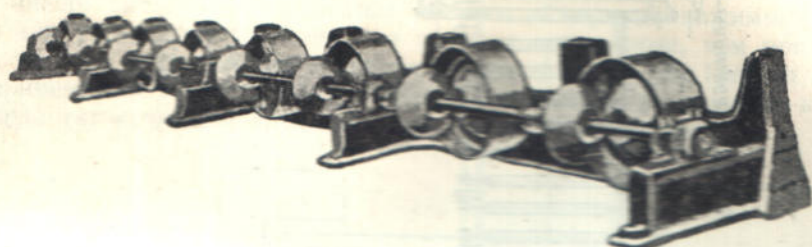
Передача цилиндрическими зубчатыми колесами представлена на фиг. 273. Она состоит из непрерывного ряда зубчатых колес, в котором чередуются промежуточные (паразитные) и приводные шестерни. Таким образом движущая сила на наиболее отдаленные ролики полностью передается через все промежуточные зубчатые пары между ними и приводом. Это обуславливает весьма значительные потери на вредные сопротивления в шестернях и на осях паразитных колес и соответственно высокий и к тому же неравномерный износ шестерен.

Ввиду того что возрастание момента сил вредного сопротивления от крайнего к приводному ролику рольганга происходит по показательному закону, выигрыш в расходе мощности на вредные сопротивления получается значительный, если первый приводной ролик расположить посредине рольганга, как показано на фиг. 273.

В силу указанных недостатков система цилиндрических зубчатых передач применяется мало — только при небольшой длине рольгангов и при близко составленных роликах. В некоторых случаях, из соображений конструктивного характера, такие передачи устраиваются к одному-двум роликам и в рольгангах с передачей коническими колесами (см. ниже фиг. 280 и 281).

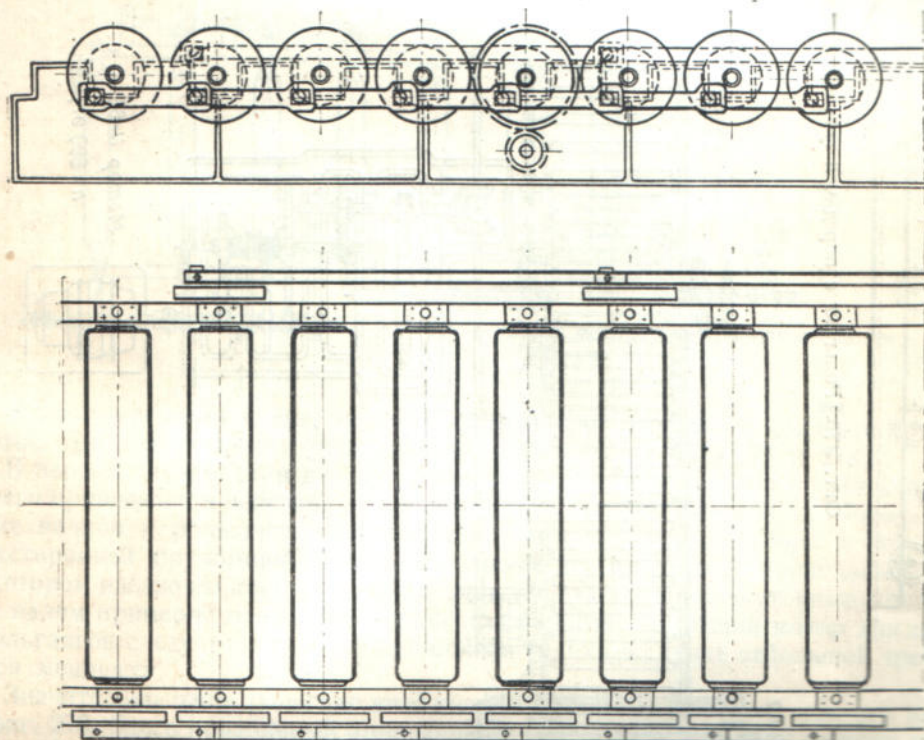
В рольгангах с фрикционной передачей катки также делают коническими и цилиндрическими.

Первый тип изображен на фиг. 274. Ведущие конические каточки насаживаются на продольный вал, подобно коническим шестерням. Осевое давление на каждом катке передается через винтовую пружину и регулируется силой ее зажатки.



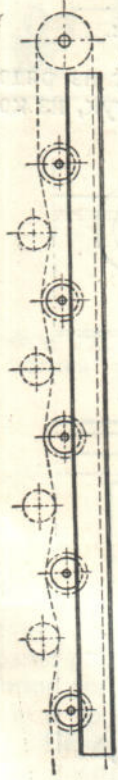
Фиг. 274. Рольганг с передачей коническими фрикционными катками.

Второй тип, известный под названием рольганга Томаса, состоит из ряда покоящихся на цилиндрических дисках роликов, группами по 5—6 штук, из которых один делается приводным, а остальные увлекаются трением.

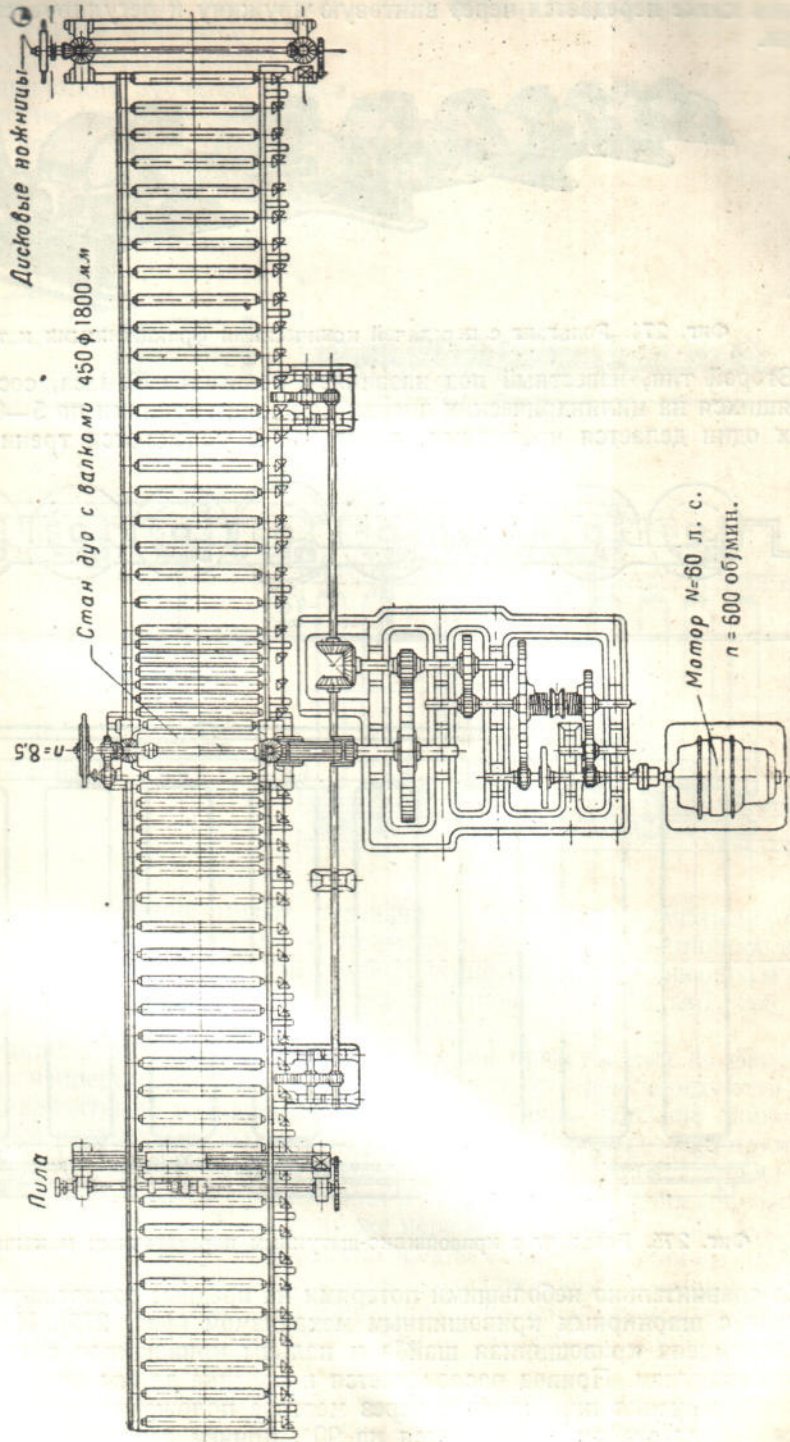


Фиг. 275. Рольганг с кривошипно-шатунным передаточным механизмом.

Со сравнительно небольшими потерями на вредные сопротивления работает рольганг с шарнирным кривошипным механизмом (фиг. 275). На каждом ролике закреплена кривошипная шайба и пальцы кривошипов соединены общим жестким шатуном. Привод располагается посредине длины рольганга. Для облегчения движения при проходе через мертвое положение шатуны устанавливаются с двух сторон и смещаются на 90° , причем второй шатун соединяется обычно не со всеми роликами. Такая передача находит применение на коротких рольгангах и также в тех случаях, где требуется уменьшение веса рольганга, например на подъемных столах.



Фиг. 276. Рольганг с передачей тяговой цепью.

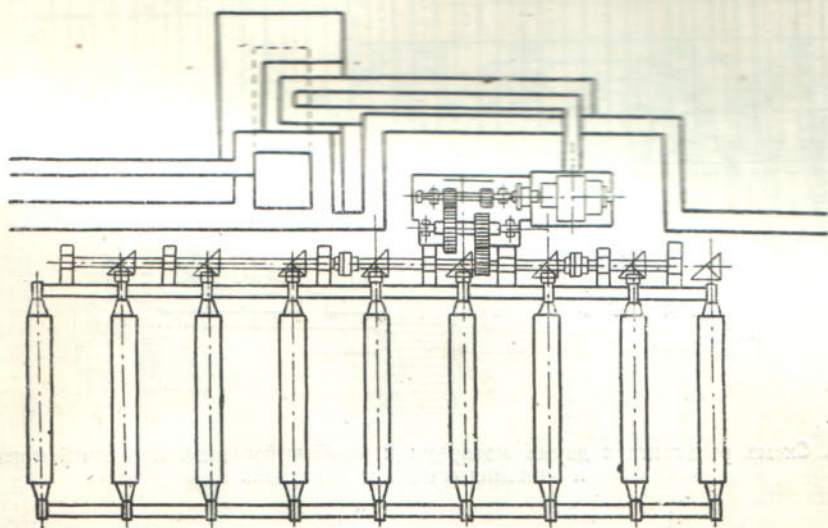


Фиг. 277. Схема приводного рольганга при стане дуо с общим мотором для стана и рольганга.

Схема передаточного механизма с гибкой связью, цепью или канатом видна на фиг. 276. Бесконечная тяговая цепь, движущаяся от приводного цепного колеса, верхней своей ветвью лежит на зубчатых звездочках, заклиненных на осях роликов, к которым прижимается установленными сверху на середине пролетов нажимными роликами.

В случае канатной передачи схема остается примерно такой же. Канат огибает вместо звездочек жолобчатые шкивы и верхние нажимные ролики, которые для увеличения угла обхвата располагаются ниже, чем при цепях.¹

Как тот, так и другой тип передачи распространен мало. Цепная передача может применяться только на относительно тихоходных рольгангах, канатная, передающая тяговую силу трением, — на легких рольгангах.



Фиг. 278. Схема рольганга с самостоятельным мотором и приводным валом с коническими колесами.

Наибольшее применение, таким образом, имеют передачи с коническими колесами. Две схемы такого рода передач показаны на фиг. 277 и 278.

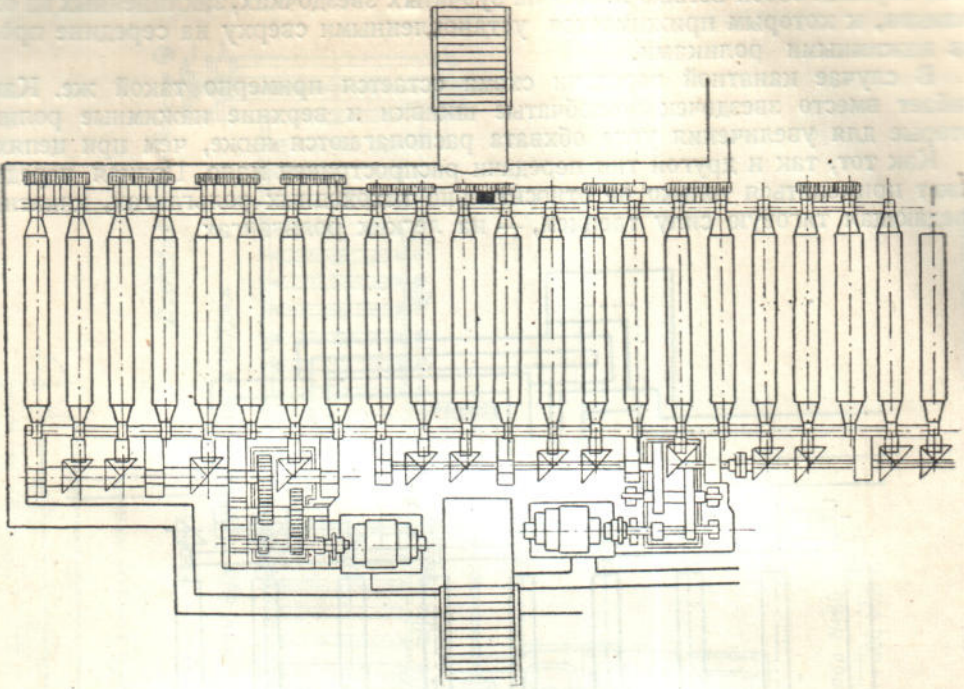
В первом случае стан дуо для прокатки олова и рольганги по обе стороны от него приводятся в действие от одного мотора, мощностью 60 л. с.² Реверсирование валков и рольганга производится переключением перебора с помощью двухсторонней пружинной муфты. Вращение на приводной продольный вал, на котором насажены конические шестерни, передается промежуточным продольным валом примерно посередине каждого из рольгангов. Общий мотор для стана и рольгангов следует считать рациональным только в случае небольшой требуемой мощности.

Значительно чаще рольганг снабжается отдельным мотором, как это видно на фиг. 278. Здесь продольный приводной вал расположен по одну сторону рольганга. Достаточно большое расстояние между роликами позволяет свободно разместить по длине вала как шестерни, так и поддерживающие подшипники и муфты, соединяющие отдельные секции вала, который делится обычно разъемным для удобства сборки, ремонта и регулирования взаимного шестерен.

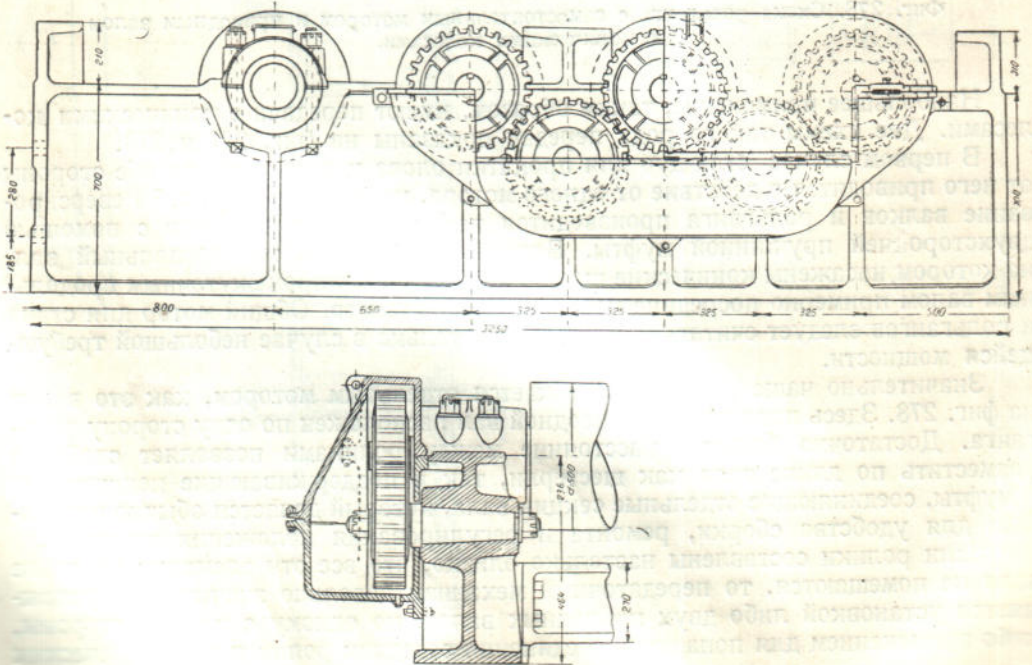
Если ролики составлены настолько близко, что все эти элементы по длине вала не помещаются, то передаточный механизм довольно значительно усложняется установкой либо двух приводных валов, по одному с каждой стороны, либо применением для попарного соединения соседних роликов цилиндрических

¹ Пример передачи цепью канатом на перегрузочном устройстве для досок см *Aumund, Hebe und Förderanlagen*, 1926, II, стр. 38.

² С. И. Берман, П. С. Истомина, *Прокатка цветных металлов*, ч. 1, 1934.



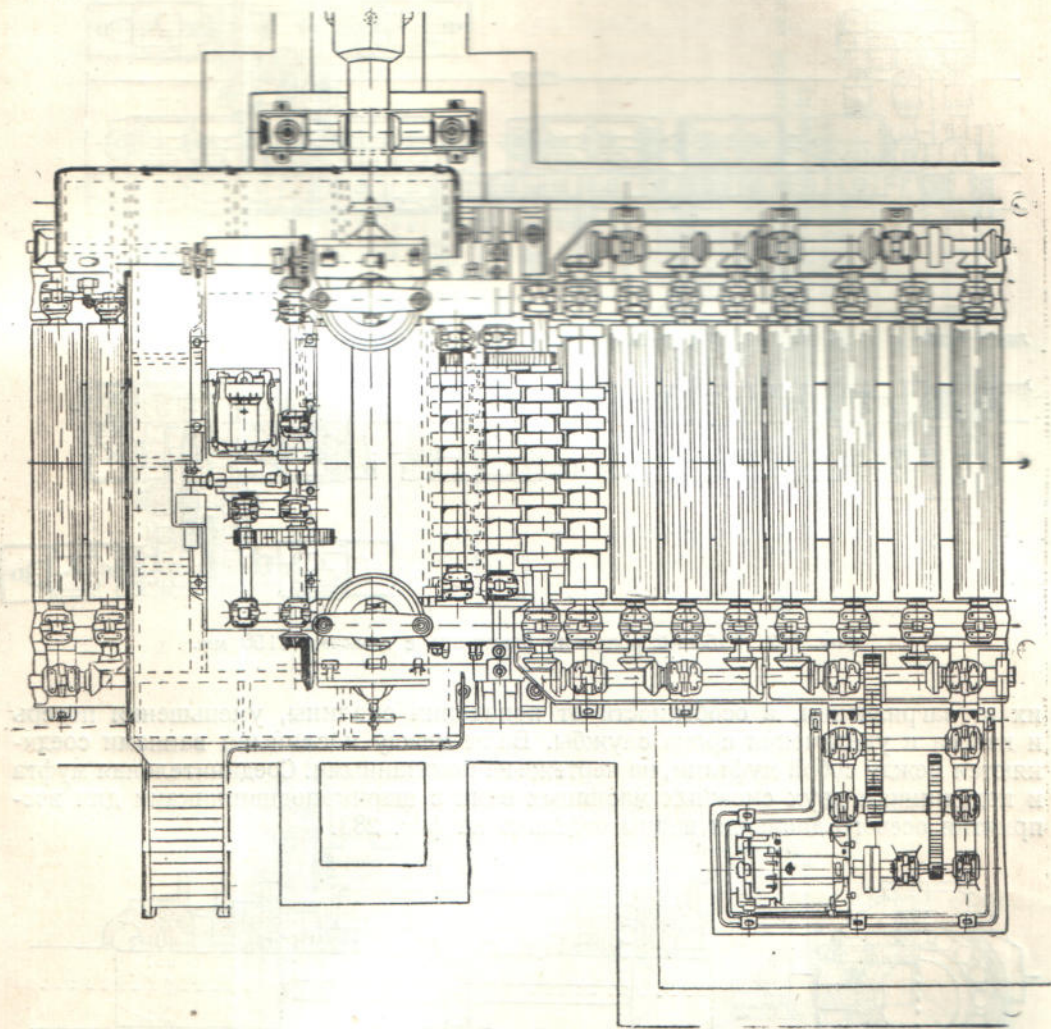
Фиг. 279. Схема рольганга с двумя моторами и комбинированной передачей коническими и цилиндрическими колесами.



Фиг. 280. Передача вращения к трем роликам с помощью цилиндрических колес.

зубчатых колес с промежуточным паразитным колесом. Схема такого рольганга, снабженного двумя моторами, представлена на фиг. 279.

Группа таких цилиндрических колес передаточного механизма к роликам рольганга блюминга, расположенным непосредственно у ножниц, где требуется соблюдение малого расстояния между осями роликов, видна на фиг. 280.



фиг. 281. Рольганг с двумя продольными приводными валами.

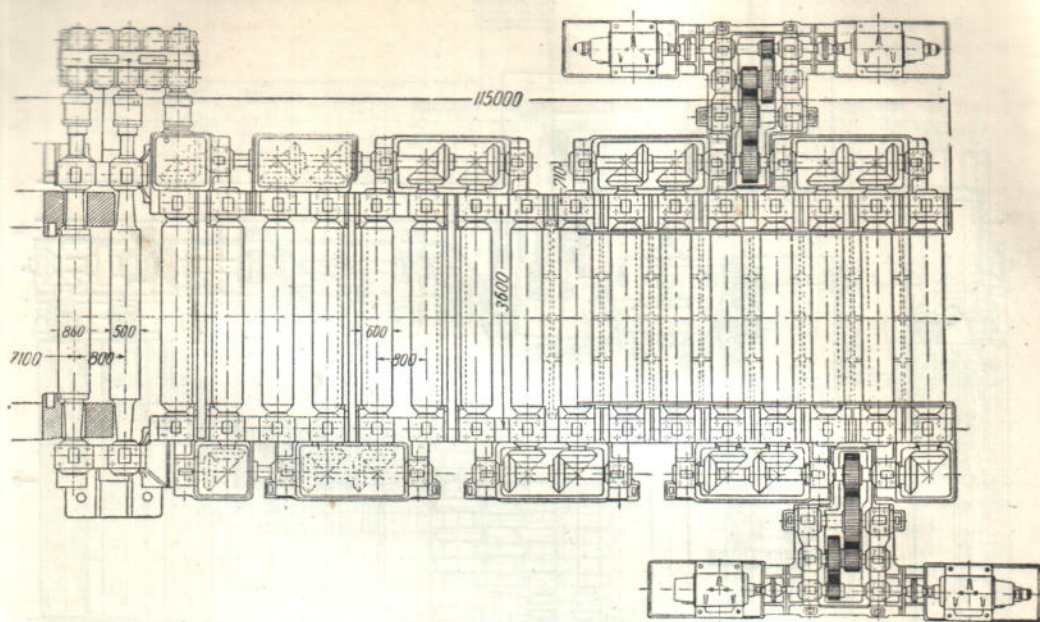
Пример применения двух продольных валов с коническими зубчатыми колесами, соединенных между собой с помощью ролика, с насаженными на оси его зубчатыми колесами на обоих концах, дан на фиг. 281. Для привода двух из четырех ближайших к стану дисковых роликов, расположенных вплотную один к другому, и здесь применены цилиндрические колеса.

В особо ответственных случаях, например на рольгангах блюмингов, в целях надежности и равномерного распределения усилий на приводных валах, устанавливаются два и больше мотора.

На фиг. 282 показан рабочий рольганг блюминга, снабженный четырьмя моторами по 120 л. с. каждый. Потребная мощность на рольганге — 240 л. с. Установленные по два с каждой стороны спаренных мотора приключаются муфтами и работают на половинную мощность. В случае порчи одного из моторов, он отключается для ремонта и в это время второй работает на полную мощность.

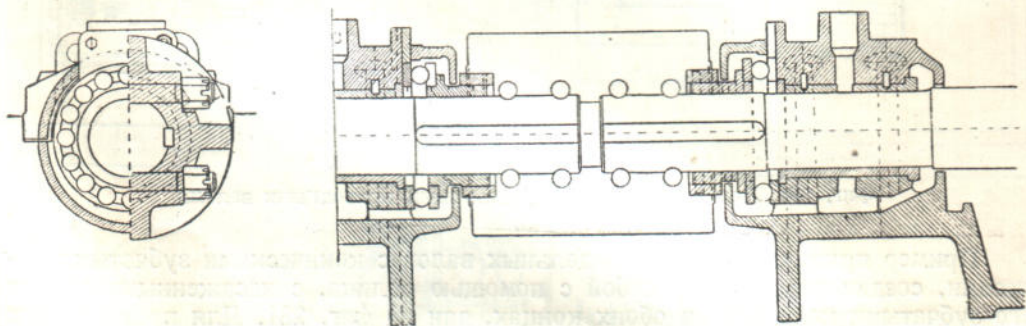
Вместо такой системы часто устанавливается по одному мотору и прижимаются меры к быстрой замене его, в случае надобности, запасным.

В рольганге по фиг. 282 приводные валы установлены по обе стороны. Ко-нические стальные шестерни заключены в масляные ванны для предохранения



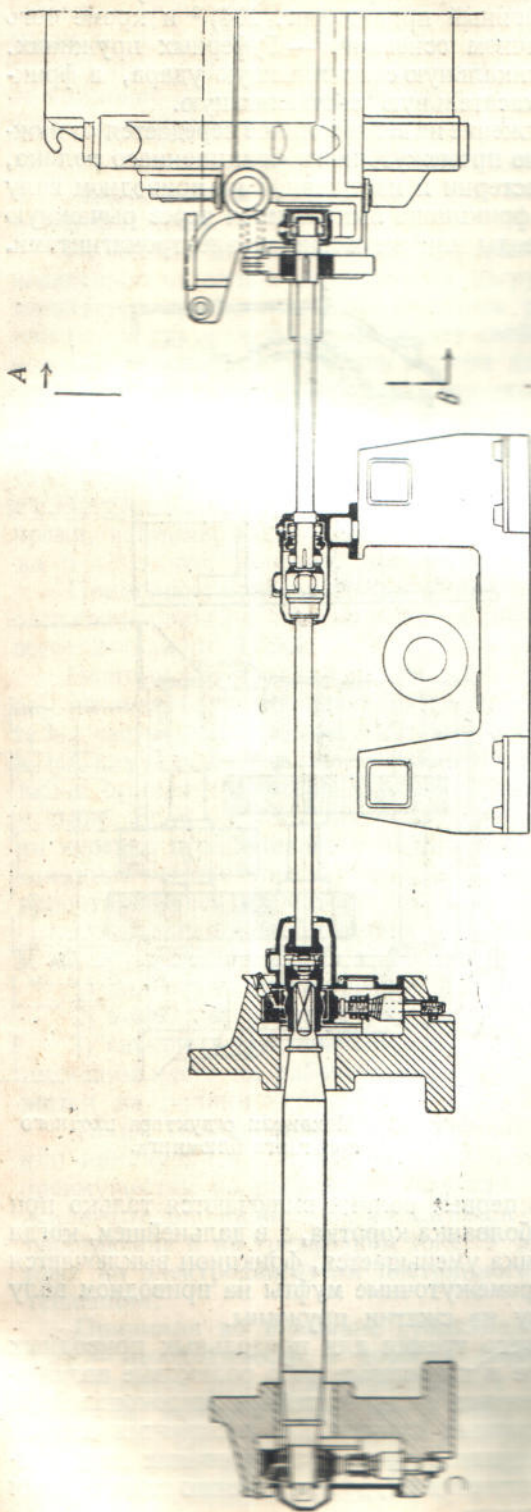
Фиг. 282. Рабочий рольганг блюминга с валками 1150 мм.

их от загрязнения, в особенности от попадания окалины, уменьшения потерь и износа и увеличения срока службы. Валы между масляными ваннами соединяются между собой муфтами, на чертеже не показанными. Соединительная муфта и подшипники двух смежных масляных ванн с шарикоподшипниками для восприятия осевого давления видны отдельно на фиг. 283.

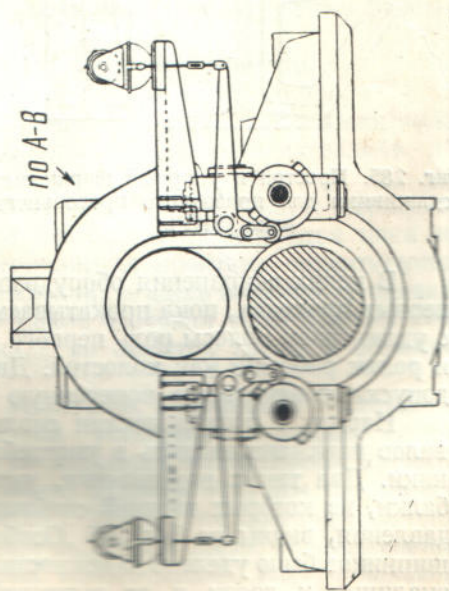


Фиг. 283. Соединительная муфта и упорные подшипники продольного вала рольганга к фиг. 282.

Два первые от валков ролика (на фиг. 282 слева) вращаются от пяти цилиндрических шестерен, размещенных тоже в закрытой коробке. Они приводятся в движение от оси третьего ролика. Между осями цилиндрических шестерен и осью ролика включены кулачковые муфты, имеющие целью смягчать удары, передаваемые от первых двух роликов на шестерни. Кроме того муфты допускают некоторую деформацию оси роликов при ударах. Первый ролик (фиг. 261) имеет фрикционную, насаженную на оси, гильзу.

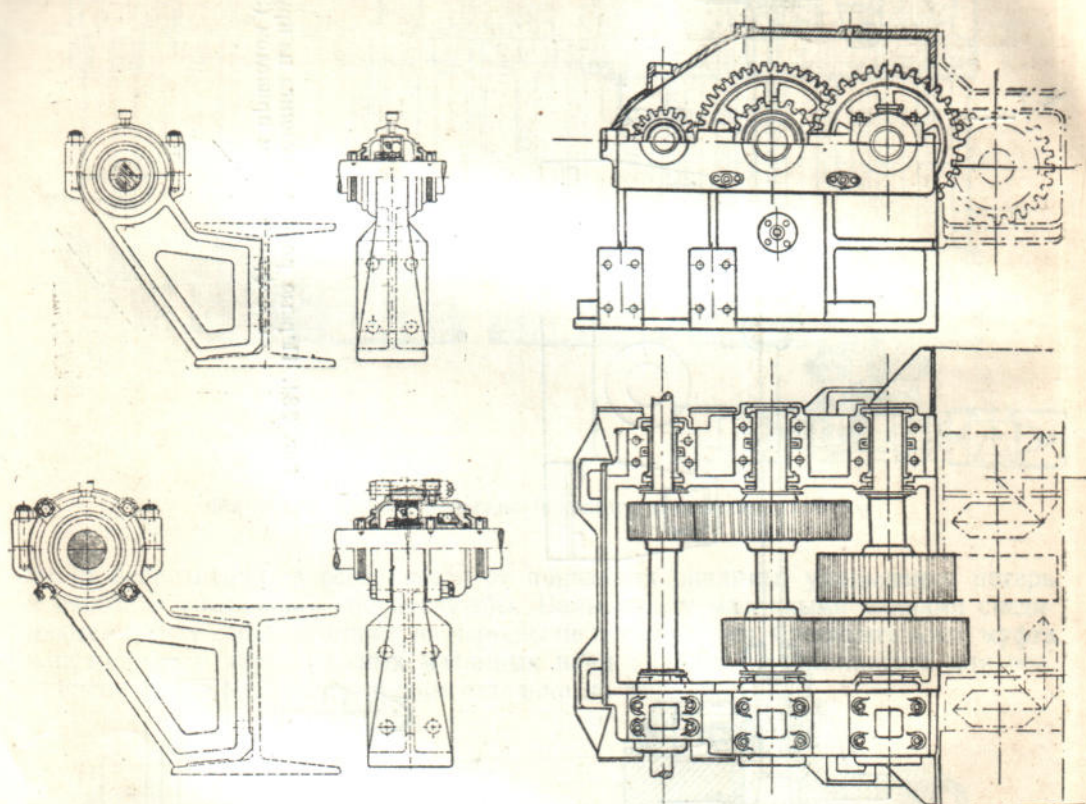


Фиг. 284. Первые роллисы алюминия на пружинном основании и с фрикционным приводом (Back).



Германская фирма Sack применяет для первых роликов (по одному с каждой стороны станины) специальный фрикционный привод (фиг. 284)¹ и кроме того укрепляет его подшипники на эластичном основании — буферных пружинах. При этом пружины воспринимают вертикальную составляющую удара, а фрикцион — близкую к горизонтальной, касательную составляющую.

Как видно из разреза по А—В, движение на валы роликов передается от нижнего вала шестеренной клетки с помощью промежуточного фрикционного ролика, прижимаемого одновременно к валу шестерни и насаженной на приводном валу ролика шайбе. Приведение в действие фрикциона выполняется через рычажную систему сжатым воздухом, давлением воды или же мощными электромагнитами.



Фиг. 285. Простой и упорный шариковые подшипники для приводного продольного вала (SKF).

Фиг. 286. Механизм редуктора входного рольганга блюминга.

В целях сохранения оборудования первые ролики включаются только при первых проходах, пока прокатываемая болванка коротка, а в дальнейшем, когда с удлинением полосы роль первого ролика уменьшается, фрикцион выключается и ролик работает как холостой. Две промежуточные муфты на приводном валу допускают некоторую поперечную игру на сжатии пружины.

Наряду с подшипниками скольжения для продольных приводных валов начинают входить в употребление и шариковые либо роликовые подшипники. Два таких подшипника, укрепленных на кронштейнах широкополковой балки, из которых нижний снабжен упорным кольцом для восприятия осевого давления, видны на фиг. 285. Особое внимание при конструировании этих подшипников было уделено надежности уплотнения их, предохранению от попадания окатыши и грязи и от вытекания масла.

Механизм редуктора, передающего вращение от мотора к продольному приводному валу, составляет в настоящее время из стальных колес и заклю-

¹ «Stahl und Eisen», 1934, № 44, стр. 1137.

чается, подобно коническим шестерням, в масляную ванну (фиг. 286). Колеса делаются фрезерованными, с числом зубцов не меньше восемнадцати; на повышение к. п. д. передача обращается особое внимание. Расчет прочных размеров колес выполняется обычно с большим запасом прочности, так как принимаются во внимание не только динамические нагрузки, но и требования высокой надежности и долговечности передач.

6. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ

Режим работы электродвигателя на транспортном и рабочем рольгангах резко различен.

На первом мотор работает непрерывно в течение нескольких часов при относительно не сильно меняющейся нагрузке. Работа второго, напротив, характеризуется повторно-кратковременным режимом, так как рольганг несколько раз в течение минуты переключает свой ход на обратный. Есть установки, на которых количество запусков мотора достигает 10 в минуту, причем длительность рабочего цикла 1—2 сек. При этом электродвигатель рольганга успевает совершить всего 7—10 оборотов.

Даже крупный обжимной стан для болванок веса до 7 т имеет полный цикл в 15 проходов за 130 сек., или 7 проходов в минуту. Если на таком стане на каждом периоде запуска и остановки выигрывается самое незначительное время, например 0,25—0,30 сек., то производительность стана повышается уже на 6—7%, что, конечно, весьма существенно.

Примерно такой же режим имеют и некоторые другие рольганги, например раскатной рольганг или рольганг к ножницам, период работы которого длится всего 2—5 и до 7 сек.

Поэтому род тока и тип двигателя на транспортном рольганге, с точки зрения режима, большого значения не имеют. Обычно это трехфазный электродвигатель, часто короткозамкнутого типа. На крупных металлургических заводах, в тех случаях, когда осветительная сеть отделена от силовой, можно безболезненно применять моторы с короткозамкнутым ротором мощностью до 100 квт и выше. Если же сеть является общей для силовой и осветительной нагрузки, то нередко ограничивается мощностью таких моторов до 40 квт. Принимая во внимание загрязненность атмосферы прокатного цеха, следует в таких случаях ориентироваться на моторы закрытого типа.

На рольганге, работающем по повторно-кратковременному режиму работы, к мотору предъявляются требования:

- 1) большего, по отношению к нормальному, пускового момента,
- 2) возможно малого махового (инерционного) момента якоря,
- 3) гибкой характеристики и приспособляемости к ударам, систематически имеющим место на рабочем рольганге, когда болванка, выходя из валков, ложится на ролики.

Таким требованиям удовлетворяют моторы постоянного тока, с серийной или компаундной характеристикой, которые поэтому и применяются пока преимущественно на рабочих рольгангах. Американская практика ориентируется исключительно на них, что же касается европейской, то здесь имеются установки, работающие и на трехфазном токе. У нас в Союзе основная ориентировка пока тоже на электродвигатели постоянного тока,¹ но имеются также и обратные тенденции.

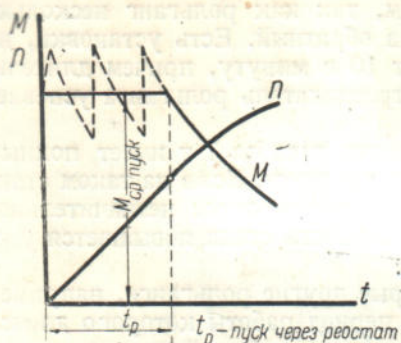
Принимая во внимание существенный недостаток применения постоянного тока — необходимость в дорогой умформерной установке, а также успехи в построении двигателей трехфазного тока по заданным желательным характеристикам, можно считать, что в более или менее близком будущем трехфазный электродвигатель вполне сможет конкурировать с двигателем постоянного тока.

Двигатель постоянного тока, помимо перечисленных выше положительных качеств — большого пускового и, в некоторых конструкциях, малого махового

¹ См. постановление Первой Всесоюзной конференции по электроприводам, проекты новых заводов, а также статьи отдельных авторов, например статью инж. А. А. Лаврова, «Электрический привод вспомогательных механизмов прокатных станков», «Вестник электропромышленности», 1931, № 9 и 11.

момента — имеет еще достоинство легкого торможения и надежной аппаратуры управления.

Пуск такого электродвигателя производится с помощью автоматической контакторной аппаратуры. Пусковая характеристика имеет при этом вид, показанный на диаграмме фиг. 287. В течение периода t_p , пуска через реостат, момент остается примерно постоянным, а следовательно (см. ниже) число оборотов возрастает по закону прямой. В последующий период, когда реостат выключается, то-есть при автоматической характеристике, момент падает, а следовательно возрастание числа оборотов замедляется. Приблизительно можно считать, что в течение второго отрезка времени пускового периода падение момента происходит по закону прямой, точнее — по закону ломаной линии, состоящей из



Фиг. 287. Пусковая диаграмма электродвигателя постоянного тока.

немногих (двух-трех) прямых участков. Кинематика и динамика обоих этих процессов рассмотрены нами ниже.

В отношении числа оборотов двигателя следует иметь в виду, что тихоходные двигатели больше по габаритным размерам (что в заводских условиях большого значения не имеет) и дороже. Однако, при том же отношении пускового и нормального моментов (см. ниже, численный пример), они требуют меньшего периода разгона, чем быстроходные. Расход мощности на динамические нагрузки на них тоже меньше, кроме того выигрыш получается на передаточном механизме, передаточное число которого уменьшается. Поэтому на рольгангах с малой продолжитель-

ностью рабочего цикла тихоходные моторы предпочитают быстроходным. На транспортных рольгангах эти соображения значения не имеют.

Если на рабочем рольганге на редукторном валу устанавливаются два мотора (см. фиг. 282), то включение моторов производится одним из двух способов — последовательно¹ или параллельно. Необходимо иметь в виду, что в первом случае, если каждый электродвигатель рассчитан на полную мощность, то он развивает только половину нормальной мощности и вращается с пониженным числом оборотов. Однако один электродвигатель не может служить резервным для другого, так как, будучи включен отдельно, он дает нормальное число оборотов, то-есть при том же передаточном числе редуктора вдвое большую скорость.²

§ 5. РАСЧЕТ ПРИВОДНОГО РОЛЬГАНГА

Рассмотрим отдельно расчет транспортного и рабочего рольгангов.

1. ТРАНСПОРТНЫЙ РОЛЬГАНГ

Интервал времени между поступлением на рольганг двух последовательных грузов (в случае равномерного их поступления), при числе грузов i в час,

$$t_1 = \frac{3600}{i} \text{ сек.} \quad (191)$$

в период времени, в течение которого каждый груз находится на рольганге,

$$t_1' = \frac{L}{v} \text{ сек.} \quad (192)$$

¹ «Рольганги блюмингов», типизация, работы Техпроза ВОМТ, 1931, стр. 6.

² О работе электродвигателя в период пуска см. проф. Попов, Применение электродвигателей в промышленности, том I, стр. 129, § 38. О применении двигателей переменного тока см. Никифоров, «О применении двигателей трехфазного тока для вспомогательных устройств прокатных станов», 1934, № 7, стр. 14; см. также «The Electrical Journal», 1933, № 31. О присоединении короткозамкнутых двигателей к сети см. Грейсх, «Общая характеристика короткозамкнутых двигателей в промышленности», [«Электрификация и электро-мощность», 1934, № 3 и 4.

Поэтому количество грузов, одновременно находящихся на рольганге,

$$c = \frac{t_1'}{t_1} = \frac{iL}{3600v} \quad (193)$$

Определяя c , при c дробном следует принимать ближайшее большее целое число или $c+1$. Мощность на валу роликов, в предположении горизонтального рольганга,

$$N_0 = N_0' + N_0'' = cG \frac{2k + \frac{df}{D} \frac{v}{75}}{D} + zp \frac{df}{D} \frac{v}{75} \text{ л. с.} \quad (194)$$

или, с достаточной степенью приближения,

$$N_0 = (cG + zp) \frac{df}{D} \frac{v}{75} \text{ л. с.} \quad (194')$$

и мощность на валу мотора

$$N = \frac{N_0}{\eta} \text{ л. с.}, \quad (195)$$

где η — коэффициент полезного действия передаточного механизма от роликов к мотору.

По практическим данным, мощность двигателя на транспортном рольганге определяется по уравнению

$$N = \frac{0,4 \sum G \cdot v}{1000} \text{ л. с.},^1 \quad (196)$$

где $\sum G$ — вес лежащих на рольганге грузов и всех вращающихся частей. По уравнениям (194') и (195) такое значение N получается например при $\frac{d}{D} = \frac{1}{4}$, $f = 0,1$ и $\eta = 0,8$.

Рабочая скорость на транспортном рольганге принимается обычно

$$v = 2,5 - 3,0 \text{ м/сек.}$$

Если по условиям производительности и производства (предупреждение охлаждения металла) высокая скорость не требуется, то ее полезно уменьшать, так как при этом получается выигрыш как в расходе мощности на вращение роликов, так и на износе подшипников. Пределы уменьшения скорости, помимо названных обстоятельств, ставятся: 1) увеличением вращающего момента на приводном валу вследствие повышения числа грузов, одновременно находящихся на рольганге, и 2) увеличением передаточного числа редуктора.

В случае наклонного рольганга, беря с приближением арифметическую сумму нормального давления груза и веса роликов, имеем:

$$\begin{aligned} N_0 = N_0' + N_0'' &\cong \left(\pm cG \sin \beta + cG \cos \beta \frac{df}{D} \right) \frac{v}{75} + zp \frac{df}{D} \frac{v}{75} = \\ &= \left[\pm cG \sin \beta + (cG \cos \beta + zp) \frac{df}{D} \right] \frac{v}{75} \text{ л. с.} \end{aligned} \quad (197)$$

Знак $+$ берется для движения груза вверх и $-$ для движения вниз по наклону.

Мощность, передаваемая каждому отдельному ролику при прохождении по нему груза, если груз лежит одновременно на n роликах,

$$N_1 = \frac{N_0'}{cn} + \frac{N_0''}{2} \quad (198)$$

и наибольший крутящий момент на валу каждого ролика, по которому и должны быть рассчитаны прочные размеры вала ролика и передачи к нему от приводного

¹ Hütte, Справочник прокатчика, 1934, стр. 70.

вала

$$M_1 = \frac{75 N_1 D}{2 v} = \pm \frac{G}{m} \sin \beta \frac{D}{2} + \left(\frac{G}{m} \cos \beta + p \right) \frac{df}{2} \quad (199)$$

и при $\beta = 0$

$$M_1 = \frac{75 N_1 D}{2 v} = \left(\frac{G}{m} + p \right) \frac{df}{2}. \quad (200)$$

Если груз поступает на рольганг со скоростью, меньшей рабочей скорости v , то до приобретения этой скорости он движется с постоянным ускорением \dot{v} , которое определяется по уравнению

$$G \mu = \frac{G}{g} \dot{v}, \quad (201)$$

откуда

$$\dot{v} = \mu g. \quad (202)$$

Поэтому добавочная мощность на рольганге

$$N_0''' = G \dot{v} \frac{v}{75} \quad (203)$$

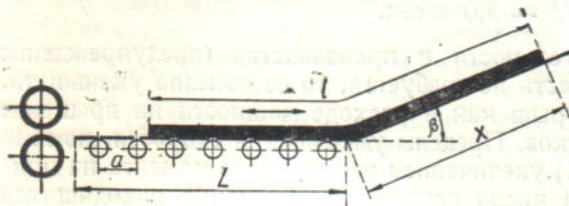
и на одном ролике

$$N_2 = \frac{N_0'''}{m} = \frac{G \mu}{m} \frac{v}{75} \quad (204)$$

и добавочный крутящий момент на одном ролике

$$M_2 = \frac{75 N_2 D}{2 v_2} = \frac{G \mu D}{m} \frac{D}{2}. \quad (205)$$

Добавочная динамическая нагрузка на ролики и мотор в период ускорения на коротком транспортном рольганге может составить по величине довольно значительную долю всей рабочей нагрузки. Еще сильнее, как указывалось, сказывается влияние динамической нагрузки на рабочих реверсивных рольгангах, где в период разгона движется с ускорением не только самый груз, но и части рольганга — ролики, детали передаточного механизма и ротор мотора.



Фиг. 288. Схема рольганга с наклонным жолобом (к численному примеру).

Численный пример. Стан (фиг. 288) прокатывает полосу весом $G=1000$ кг и наибольшей длиной $l=50$ м.

Перед станом имеется горизонтальный рольганг длиной $L=40$ м и наклонный направляющий жолоб, установленный под углом $\beta=14^\circ$ к горизонту, по которому скользит конец полосы при прокатке.

Требуется определить: 1) возможность маневрирования полосой в ту и другую сторону с помощью рольганга и 2) величину усилий, которые нужно приложить при этом к полосе.

Рабочая скорость на рольганге $v=1,8$ м/сек и коэффициенты трения движения и покоя полосы о ролики и о наклонную плоскость $\mu=0,15$, $\mu_0=0,20$. В расчетах не будем учитывать сопротивления от изгиба полосы в пункте сопряжения рольганга с наклонной плоскостью.

Для определения возможности продвижения полосы с помощью рольганга вверх по наклонной плоскости, определим, какое крайнее наиболее удаленное от стана положение может занимать полоса. Обозначим через x наибольшую длину полосы на наклонной плоскости. Полагая, что скорость продвижения

полосы меньше окружной скорости на роликах, так что между полосой и роликами происходит скольжение, имеем

$$q(l-x)\mu = qx \sin \beta + qx \cos \beta \cdot \mu, \quad (206)$$

откуда

$$x = \frac{l\mu}{\sin \beta + \mu(1 + \cos \beta)} = \frac{50 \cdot 0,15}{\sin 14^\circ + 0,15(1 + \cos 14^\circ)} = 14,0 \text{ м.}$$

Таким образом, при принятых коэффициентах трения рольгангом, можно продвинуть полосу от стана на

$$x - (l - L) = 14,0 - (50 - 40) = 4,0 \text{ м.}$$

Усилие, передающееся на полосу (уравнение 206) от приводных роликов, расположенных на длине $50 - 14 = 36$ м, равно

$$\begin{aligned} F' &= q(l-x)\mu = G \left(1 - \frac{x}{l}\right) \mu = \\ &= 1000 \left(1 - \frac{14,0}{50}\right) 0,15 = 108 \text{ кг.} \end{aligned} \quad (207)$$

При движении в обратную сторону (к стану) сумма составляющей силы веса и силы, передающейся на полосу от роликов, может достигнуть наибольшего значения

$$\begin{aligned} F'' &= q(l-x)\mu_0 + qx \sin \beta - qx \cos \beta \cdot \mu = \\ &= G \left[\mu_0 + \frac{x}{l} (\sin \beta - \mu_0 - \mu \cos \beta) \right] = \\ &= 1000 \left[0,20 + \frac{14,0}{50} (\sin 14^\circ - 0,20 - 0,15 \cos 14^\circ) \right] = 152,5 \text{ кг.} \end{aligned} \quad (208)$$

Наибольшее ускорение, которое может сообщить полосе рольганг:

$$\dot{v} = \frac{F'' g}{G} = \frac{150,5 \cdot 9,81}{1000} = 1,49 \text{ м/сек}^2.$$

Так как часть полосы, лежащая на наклонной плоскости, стремится под действием тяжести опуститься вниз и угол трения при движении меньше угла наклона плоскости, то следует определить, не будет ли происходить самопроизвольного движения полосы к стану при расторможенном механизме рольганга

Сообщаемый полосею роликам вращающий момент за вычетом момента сил трения на них

$$M = G \frac{x}{l} (\sin \beta - \mu \cos \beta) \frac{D}{2} - \left[G \frac{l-x}{l} + pi \right] \frac{df + 2k}{2} \cdot \frac{1}{r}. \quad (209)$$

При $p = 180$ кг, $i = 12$, $d = 70$ мм, $D = 320$ мм, $f = 0,1$, $k = 1,0$ мм и коэффициенте полезного действия при передаче вращающего момента от роликов к мотору $\eta = 0,8$

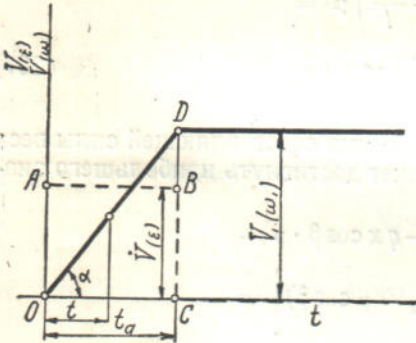
$$\begin{aligned} M &= 1000 \frac{14,0}{50} (\sin 14^\circ - 0,15 \cos 14^\circ) \frac{0,320}{2} - \left[1000 \frac{50 - 14,0}{50} + 180 \cdot 12 \right] \times \\ &\times \frac{0,1 \cdot 0,07 + 2 \cdot 0,001}{2} \cdot \frac{1}{0,8} = -12,0 \text{ кгм,} \end{aligned}$$

то-есть момент сил движущих меньше момента сил трения, и самопроизвольного опускания полосы произойти не может.

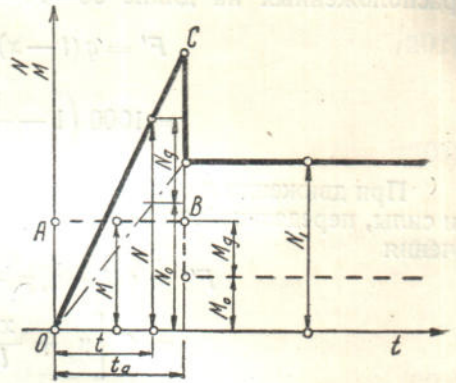
Из приведенных выше данных следует, что сокращение периодов остановки и разгона на рабочем рольганге имеет существенное значение для повышения производительности обслуживаемого им стана. Средством к уменьшению продолжительности разгона служит увеличение ускорения в этот период. Наибольшее значение ускорения, которое может быть передано на движущийся груз на горизонтальном рольганге, найдется из уравнения (202), в котором вместо μ следует поставить μ_0 — коэффициент трения покоя, — так что:

$$v_{max} = \mu_0 g. \quad (210)$$

Что касается закона, по которому происходит движение в период разгона, то его обычно принимают либо с постоянным ускорением, либо с ускорением, изменяющимся по прямой от нуля до максимума. Рассмотрим оба эти случая.



Фиг. 289. Диаграмма скорости и ускорения в период разгона (1-й случай).



Фиг. 290. Диаграмма вращающего момента и мощности в период разгона (1-й случай).

1. Равноускоренное движение. Ускорение поступательного движения груза \dot{v} , а также угловое ускорение роликов, валов передаточного механизма и мотора ($\varepsilon_p, \varepsilon, \varepsilon_m$) остается постоянным (прямая AB на фиг. 289).

$$\dot{v} = \frac{dv}{dt} = \frac{v}{t} = \frac{v_1}{t_a} = \text{tg } \alpha = \text{const}, \quad (211)$$

$$\varepsilon_p = \frac{d\omega_p}{dt} = \frac{\omega_p}{t} = \frac{\omega_1 p}{t_a} = \frac{2v_1}{D t_a} = \frac{2\dot{v}}{D} = \text{const}. \quad (212)$$

Здесь v_1 и ω_1 — линейная и угловая скорость установившегося движения и t_a — продолжительность периода разгона.

Скорость движения в период разгона изменяется по прямой, проходящей через начало координат (OD на фиг. 289) и путь груза в период разгона

$$s = \frac{v_1 t_a}{2}. \quad (213)$$

Обозначим через

J_{np} — момент инерции всех движущихся масс, приведенный к моторному валу,

K — передаточное число от роликов к мотору ($K < 1$),

η — коэффициент полезного действия передаточного механизма.

Тогда вращающий момент на валу двигателя, складывающийся в период ускорения из статического и «динамического» моментов, равен

$$M = M_{ct} + M_d = (G + zp) \frac{jd}{2} \cdot \frac{K}{\eta} + J_{np} \varepsilon_m = \text{const.}^1 \quad (214)$$

(прямая AB на фиг. 290).

¹ Спротивлением трения при качении здесь, по предыдущему, пренебрегаем.

Значение $J_{i np}$ для какого-либо i -го вала с передаточным числом к мотору K_i и коэффициентом полезного действия передачи η_i находим из следующего. Динамический момент на валу мотора, обусловленный инерцией масс i -го вала

$$M_{i \partial} = J_i \varepsilon_i \frac{K_i}{\eta_i} = J_{i np} \varepsilon_m, \quad (215)$$

откуда

$$J_{i np} = J_i \frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_m} \cdot \frac{K_i}{\eta_i} = J_i \frac{K_i^2}{\eta_i}, \quad (216)$$

так как

$$\frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_m} = K_i.$$

При определении момента инерции масс на валу роликов необходимо учитывать также и момент инерции находящегося на них груза. Принимая во внимание, что при соблюдении условия (210) груз движется постоянно со скоростью и ускорением, равными окружной скорости и окружному ускорению на роликах, можно считать при этом, что масса поступательно движущегося груза сосредоточена на окружности ролика, т. е.

на радиусе $\frac{D}{2}$, поэтому

$$J_{gp} = \frac{G}{g} \frac{D^2}{4}. \quad (217)$$

Мощность на валу двигателя в период ускорения

$$N = \frac{M \omega_m}{75} = \frac{M \varepsilon_m t}{75}. \quad (218)$$

возрастает по закону прямой (OC на фиг. 290). Наибольшего значения N достигает при $t = t_a$:

$$N_{m x} = \frac{M \omega_{j m}}{75} = M \frac{\varepsilon_m t_a}{75} = M \frac{\pi n_m}{30 \cdot 75}. \quad (219)$$

Работа, отдаваемая двигателем за весь период ускорения, как видно из фиг. 290, равна:

$$T = \frac{N_{max} \cdot t_a}{2}. \quad (220)$$

2. Движение с изменением ускорения по прямой от максимума до нуля. Уравнение этой прямой (AB на фиг. 291):

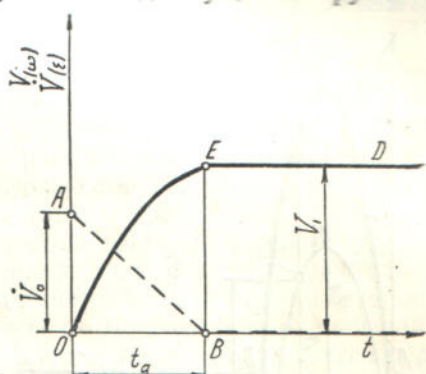
$$\dot{v} = \frac{\dot{v}_0}{t_a} (t_a - t) = \dot{v}_0 - \frac{\dot{v}_0}{t_a} t. \quad (221)$$

или, по аналогии, для любого вала

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_0}{t_a} (t_a - t) = \varepsilon_0 - \frac{\varepsilon_0}{t_a} t. \quad (222)$$

Скорость груза

$$v = \int \dot{v} dt = \int \left(\dot{v}_0 - \frac{\dot{v}_0}{t_a} t \right) dt + C = \dot{v}_0 t - \frac{\dot{v}_0 t^2}{2 t_a} \quad (223)$$



Фиг. 291. Диаграмма скорости и ускорения в период разбега (2-й случай).

«постоянная $C = 0$, так как для $t = 0$, $v = 0$) и угловая скорость любого вала

$$\omega = \int \epsilon dt = \epsilon_0 t - \frac{\epsilon_0 t^2}{2t_a} \quad (224)$$

Уравнения (223) и (224) представляют параболу с вершиной в точке E .¹ Положив в уравнении (223) $t = t_a$, находим зависимость между наибольшим ускорением v_0 , скоростью установившегося движения v_1 и продолжительностью периода разгона t_a :

$$v_0 = \frac{2v_1}{t_a} \quad (225)$$

и, по аналогии,

$$\epsilon_0 = \frac{2\omega_1}{t_a} \quad (226)$$

Сравнив эти выражения с уравнениями (211) и (212), замечаем, что при тех же значениях наибольшего ускорения и конечной скорости период ускорения t_a получается во втором случае вдвое больше, чем в первом, то-есть второй случай в этом отношении менее благоприятен.

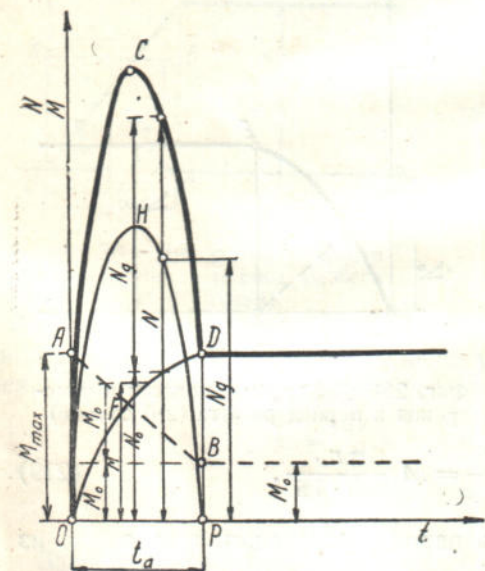
Путь груза в период разгона

$$s = \int_0^{t_a} v dt = \int_0^{t_a} \left(v_0 t - \frac{v_0 t^2}{2t_a} \right) dt = \frac{2}{3} v_1 t_a, \quad (227)$$

то-есть тоже больше, чем в первом случае (уравнение 213).

Вращающий момент на валу двигателя находится по уравнению (214), в котором ϵ_M имеет значение по уравнению (222):

$$M = (G + zp) \frac{fd}{2} \frac{K}{\eta} + J_{np} \epsilon_{0M} \left(1 + \frac{t}{t_a} \right) \quad (228)$$



Фиг. 292. Диаграмма вращающего момента и мощности в период разбега (2-й случай).

На фиг. 292 закон изменения M изображен прямой AB . M_{max} получается для $t = 0$.

Мощность двигателя в период ускорения

$$N = \frac{M\omega}{75} = \frac{1}{75} \left[(G + zp) \frac{fd}{2} \cdot \frac{K}{\eta} + J_{np} \epsilon_{0M} \left(1 - \frac{t}{t_a} \right) \right] \times \epsilon_{0M} t \left(1 - \frac{t}{2t_a} \right) \quad (229)$$

¹ Действительно уравнение параболы приводится к «каноническому» виду

$$v' = -\frac{v_0 t'^2}{2t_a}$$

при переносе начала координат в точку $E(t_a, v_1)$.

изображена на фиг. 292 кривой OCD , ординаты которой складываются из ординат кривой OFD , изображающей мощность, расходуемую только на вредные сопротивления

$$N_{cm} = \frac{1}{75} (G + zp) \frac{jd}{2} \cdot \frac{K}{\gamma} \varepsilon_{ox} t \left(1 - \frac{t}{2t_a} \right) \quad (230)$$

и ординаты кривой OHP , дающей значения добавочной динамической мощности, затрачиваемой на преодоление сил инерции:

$$N_0 = \frac{1}{75} J_{np} \varepsilon_{ox}^2 t \left(1 - \frac{t}{t_a} \right) \left(1 - \frac{t}{2t_a} \right) \quad (231)$$

Приравняв нулю производную от правой части уравнения (229), найдем значение t , при котором N получает макс. С достаточной степенью точности можно считать, что N и N_0 имеют макс одновременно. Поэтому, взяв производную

$$\frac{dN}{dt} = 0,$$

находим из нее, что N и N_0 имеют макс при

$$t = 0,423 t_a \quad (232)$$

Имея указания, по какому из двух рассмотренных законов движения (точно или приближенно) происходит в действительности изменение ускорения, зависящее от рода двигателя и способа включения его, можно пользоваться выведенными выражениями проверить выбранный мотор по перегрузке по моменту и мощности. Пользуясь этими выражениями и зная режим работы рольганга, нетрудно выполнить проверку мотора и на нагрев.

Как видно из приведенной выше диаграммы (фиг. 287), серийный мотор постоянного тока при включении через реостат дает близкий к постоянному момент вращения, который затем, при автоматической характеристике, меняется по закону близкому к прямой, уменьшаясь от максимального значения до величины момента сил статического сопротивления. В этом случае весь период пуска должен быть разбит на два участка и каждый из них рассчитывается по выведенным выше формулам соответственно для случая первого и второго.

При определении моментов инерции частей передаточного механизма момент инерции вала находится по формуле

$$J = 10^{-9} \cdot 7,85 l d^4 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2, \quad (233)$$

где l и d — длина диаметра вала в см; момент инерции зубчатого колеса со спицевым диском]

$$J = 10^{-9} \gamma b z^4 m \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2, \quad (234)$$

где γ — удельный вес металла, z — число зубцов, b и m — ширина и модуль зубца в см; момент инерции зубчатого колеса со спицами¹

$$J = 23,8 \cdot 10^{-9} \gamma b z^3 m^4 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2. \quad (235)$$

Момент инерции ротора мотора, по инерционному (маховому) моменту GD^2 , указываемому в каталогах и справочниках, находится из:

$$J = \frac{GD^2}{4g} \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2. \quad (236)$$

Численный пример. Проверить величину перегрузки мотора по моменту и мощности на реверсивном рольганге для болванки весом $G = 4$ т, при условии продолжительного периода ускорения $t_a = 2$ сек. и изменения скорости в этот период по закону прямой (первый случай).

Установившаяся скорость на рольганге $v = 1,7$ м/сек, число роликов $z = 9$.

Размеры ролика: диаметр $D = 700$ мм, ширина $B = 2200$ мм, толщина стенки $\delta = 40$ мм, средняя толщина фланца $\delta' = 70$ мм, диаметр вала $d = 150$ мм,

¹ С. Pfleiderer. Dynamische Vorgänge beim Anlauf von Maschinen.

Моменты инерции и приведенные моменты деталей рольганга по фиг. 293

№ вала	Передаточное число к мотору	Коэффициент полезного действия	Наименование детали	Момент инерции J (кгм·сек ²)	Приведенный момент инерции J (кгм·сек ²)
I	1:1	1,0	Ротор мотора ¹	$\frac{21,8}{4 \cdot 9,81} = 0,556$	0,556
			Шестерня z_1	0,007	0,007
II	1:3,9	0,95	Шестерня z_2	0,344	$\frac{0,388}{3,9^2 \cdot 0,95} = 0,027$
			Шестерня z_3 (моментом инерции вала пренебрегаем)	0,044	
III	1:15,6	$0,95^2 = 0,9$	Шестерня z_4 , вал $d=115$ мм, $l=16000$ мм ²),	2,842	$\frac{6,182}{15,6^2 \cdot 0,9} = 0,028$
			шестерни z_5-9 шт. муфты ссод.-2 шт.	$0,013 \cdot 9 = 0,117$ $1,5 \cdot 2 = 3,000$ 6,182	
III'	1:15,6	$0,9 \cdot 0,9 = 0,81$	Ролики—9 шт., валы $d=150$ мм, $l=2650$ мм ²)—9 шт., шестерни z_6-9 шт.	18,08·9 0,08·9 0,013·9 18,173·9 = 163,4	$\frac{213,3}{15,6^2 \cdot 0,81} = 1,065$
			Болванка	$\frac{4000 \cdot 0,7^2}{9,81 \cdot 4} = 49,9$ 213,3	
					Всего . . . 1,683

¹ По формуле (236).² По формуле (233).

Таким образом суммарный приведенный момент инерции равен 1,683 кгм·сек². Если учесть только момент инерции ротора мотора, роликов и груза, то он получается равным 1,620 кгм·сек², т. е. всего на 3,5% меньше. Отсюда следует, что при калькуляции можно ограничиваться расчетом момента инерции только трех этих величин, а на величину момента инерции части передаточного механизма делать накидку в 4—5%.

Наибольшее угловое ускорение на валу мотора (уравнение 212).

$$\varepsilon_0 = \frac{\omega_m}{t_a} = \frac{\pi \cdot n}{30 t_a} = \frac{\pi \cdot 730}{30 \cdot 2} = 38,2 \text{ сек}^{-2}.$$

Наибольший вращающий момент (уравнение 214)

$$M_{max} = M_{cm} + M_{\theta} = (4000 + 9 \cdot 2120) \frac{0,20 \cdot 0,140}{2} \cdot \frac{1}{15,6 \cdot 0,81} + 1,683 \cdot 38,2 = 25,6 + 64,4 = 90,0 \text{ кгм},$$

что допустимо, так как $M_{max} < M_n$.

Наибольшая мощность мотора (уравнение 219)

$$N_{max} = \frac{M_{max} \cdot \omega}{75} = \frac{90,0 \pi \cdot 730}{30 \cdot 75} = 95,0 \text{ л. с.}$$

и перегрузка по мощности равна $\frac{90,0 - 30,0}{30} \cdot 100 = 200\%$.

Таким образом перегрузка по мощности велика и мощность двигателя следует повысить.

Еще одна проверка мотора, которую необходимо выполнить, — это расчет его на нагрев по средней квадратической мощности, для определения которой должен быть, как упоминалось, известен режим работы рольганга.¹

Выясним, какое наименьшее значение t_a можно допустить из условия отсутствия скольжения болванки на роликах в период разгона.

Полагая $\mu = 0,2$, в уравнении (210) имеем

$$\dot{v}_{max} = 0,2 \cdot 9,81 = 1,962 \text{ м/сек}^2,$$

так что наименьший период разгона (уравнение 211)

$$t_{amin} = \frac{1,7}{1,962} = 0,87 \text{ сек.}$$

Нетрудно видеть, что принятый мотор в 30 л. с. оказался бы для такого периода разгона недостаточным.

Численный пример. Ниже приводятся данные об электродвигателе типа КП на 40 квт или ~ 54 л. с., который изготавливается для четырех разных чисел оборотов:

Тип	n (об/мин.)	M (кгм)	GD^2 (кгм ²)	Вес (кг)
1) КП 300/555	940	41,5	16,8	855
2) КП 400/516	780	50,0	23,8	1220
3) КП 500/496	550	71,0	30,5	1465
4) КП 640/467	375	104,0	60,0	1735

Определить, какой из электродвигателей, при одной и той же продолжительности пускового периода $t_a = 2$ сек., требует относительно большего пускового момента для сообщения ускорения ротору. Изменение ускорения положим по второму кинематическому закону. Тогда (уравнение 226) угловое ускорение

$$\epsilon_{01} = \frac{2\omega_m}{t_a} = \frac{2\pi \cdot n}{30 \cdot t_a} = \frac{2\pi \cdot 940}{30 \cdot 2} = 98,5 \text{ сек.}^{-2}, \quad \epsilon_{02} = \frac{2\pi \cdot 780}{30 \cdot 2} = 81,5 \text{ сек.}^{-2},$$

$$\epsilon_{03} = \frac{2\pi \cdot 550}{30 \cdot 2} = 57,5 \text{ сек.}^{-2}, \quad \epsilon_{04} = \frac{2\pi \cdot 375}{30 \cdot 2} = 39,4 \text{ сек.}^{-2}.$$

Момент инерции ротора мотора

$$J_1 = \frac{GD^2}{4g} = \frac{16,8}{4 \cdot 9,81} = 0,43 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2, \quad J_2 = \frac{23,8}{4 \cdot 9,81} = 0,60 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2,$$

$$J_3 = \frac{30,5}{4 \cdot 9,81} = 0,78 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2, \quad J_4 = \frac{60,0}{4 \cdot 9,81} = 1,53 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

Соответственно динамический момент

$$M_{1дин} = J_1 \epsilon_1 = 0,43 \cdot 98,5 = 42,3 \text{ кгм}, \quad M_{2дин} = 0,60 \cdot 81,5 = 48,8 \text{ кгм},$$

$$M_{3дин} = 0,78 \cdot 57,5 = 44,9 \text{ кгм}, \quad M_{4дин} = 1,53 \cdot 39,4 = 60,3 \text{ кгм}.$$

Отношение

$$\frac{M_{1дин}}{M_1} = \frac{42,3}{41,5} = 1,02, \quad \frac{M_{2дин}}{M_2} = \frac{48,8}{50,0} = 0,98,$$

$$\frac{M_{3дин}}{M_3} = \frac{44,9}{71,0} = 0,63, \quad \frac{M_{4дин}}{M_4} = \frac{60,3}{104,0} = 0,58.$$

Из этого примера следует, что хотя более тихходные моторы имеют больший инерционный момент ротора, больший вес, а следовательно и стоимость, но вместе с тем существенным их преимуществом является значительное уменьшение относительной величины перегрузки мотора по моменту в период пуска. Кроме того в соответствии с уменьшением передаточного числа выигрыш получается еще на передаточном механизме.

¹ В силу этого настоящий пример не дает исчерпывающего определения потребной мощности электродвигателя, а только методику механического расчета.

§ 6. РОЛЬГАНГИ С ИНДИВИДУАЛЬНЫМ ПРИВОДОМ ДЛЯ РОЛИКОВ

1. ОБЩАЯ СРАВНИТЕЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РОЛЬГАНГА

Применение рольгангов с индивидуальным электроприводом для каждого ролика, с так называемыми электророликами, сделало значительные успехи за последние годы. Наблюдающийся во многих случаях переход от механической к электрической передаче движущей силы на рольгангах является не только проявлением общих тенденций этого рода в заводской канализации энергии, но имеет в данном случае и особое обоснование, в связи с условиями работы рольгангов в прокатных мастерских.

Ролики каждого рольганга, особенно перемещающего тяжелые слитки и заготовки, подвергаются значительным ударам при прохождении груза. Для восприятия этих ударов, станина рольганга должна обладать свойством особо высокой прочности, а фундаменты, на которых она устанавливается, должны быть особенно массивными. Механическая передача вращения на ролики требует кроме того большой жесткости станины, так как всякая деформация ее вызывает расстройство механической связи.

Но и при высокой прочности и жесткости рамы весьма точный монтаж передачи, необходимый для осуществления правильного зацепления на конических зубчатых колесах, встречается на практике значительные затруднения, как это всегда имеет место при установке валов на многих подшипниках. Происходящий при работе рольгангов сильный шум и стук в шестернях является доказательством неточной пригонки передач, имеющей следствием преждевременный износ и истирание шестерен и подшипников.

Этому способствуют еще неблагоприятные условия смазки подшипников и шестерен, вследствие высокой температуры на рольганге и засорения трущихся частей пылью и окалиной. Несмотря на очень высокий расход смазочных веществ, качество смазки нередко остается неудовлетворительным.

Всех этих недостатков удастся полностью или частично избежать при применении роликов с индивидуальным мотором, представляющих замкнутый электромеханический агрегат, требующий только подводки к нему электротока. Как рама рольганга, так и фундамент значительно облегчаются и удешевляются. Сложная сборка на месте отпадает, так как ролик с мотором в собранном виде устанавливается в пазы рамы и не требует никакой пригонки.

Отсутствие механической передачи от продольного вала, установленного на подшипниках, монтированных на раме, дает возможность применить подкладку под опорами электроролика, амортизирующие толчки при прохождении груза.

Кроме того электроролики имеют такие преимущества — быстрая смена их при порче, отсутствие необходимости производить ремонт у самого рольганга, возможность, при некоторых конструкциях, сменять мотор на ходу, оставляя на это время ролик действовать как холостой, уменьшение расхода энергии, достигающее, по некоторым данным, 50%.¹

Особенные услуги оказывает электроролик как на новых установках, так и при реконструкции в тех случаях, когда установка механической передачи встречает затруднения конструктивного порядка. Таковы случаи криволинейных рольгангов, рольгангов, требующих оставления поперечных проходов или поперечных канавок для шлепперов, а также рольгангов на качающихся и подъемных столах.

Во многих случаях практики, когда габариты шлепперной тележки, которую необходимо пропустить над начальным передаточным валом рольганга, требуют значительного увеличения диаметра роликов, вследствие чего повышаются их вес и момент инерции, применение индивидуального привода дает возможность сохранить прежние размеры роликов.

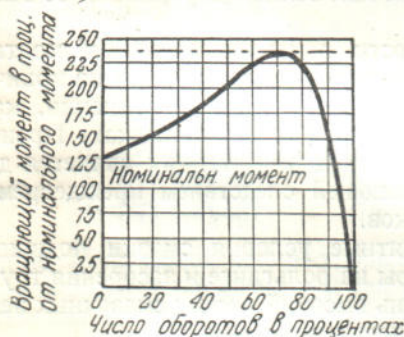
На подъемных и качающихся столах большое значение имеет уменьшение веса рамы рольганга. Массивную литую раму можно заменить в этом случае более легкой клепаной или сварной.

¹ «Stahl und Eisen», 1931, № 30, стр. 935.

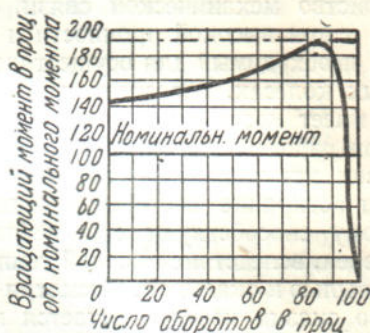
В случае рольгангов большой длины, передающих длинные заготовки, приводные электроролики можно чередовать с холостыми роликами, благодаря чему стоимость рольганга сильно снижается. На обыкновенных приводных рольгангах выигрыш от этого в стоимости получается незначительный, так как продольный вал и в том и в другом случае необходимо устанавливать во всю длину рольганга. Имеются примеры из практики, когда установка одного-двух приводных роликов по пути движения прокатываемого материала просто и экономно решает вопрос передачи движущей силы, тогда как механические способы оказываются, по местным условиям, сложными и дорогими, а в некоторых случаях — практически почти неприемлемыми.

Наряду со столь существенными достоинствами, электроролики не лишены также и некоторых слабых сторон, из которых основною является большая, чем на механических рольгангах, сложность электромеханического оборудования.

Далее следует отметить необходимость в особых подъемных приспособлениях при смене имеющих довольно высокий вес роликовых комплектов.



Фиг. 294. Диаграмма пускового момента мотора с короткозамкнутым якорем.



Фиг. 295. Диаграмма пускового момента мотора с двойной короткозамкнутой обмоткой якоря.

Кроме того электроролики в применении к реверсивным рабочим рольгангам дают худшие условия в период разбега, чем рольганги с групповым приводом от одного электромотора.¹ Причины этого лежат в следующем.

Для уменьшения периодов разбега, имеющих, как указывалось, значение для повышения числа проходов, а следовательно и производительности прокатного стана, вращение роликов в эти периоды должно происходить с возможно большим угловым ускорением. Предел этому ускорению ставят условия скольжения прокатываемого изделия по роликам; так как наибольшее ускорение поступательного движения v_{max} не должно быть больше gf_0 , то угловое ускорение ролика должно быть

$$\epsilon_p \max \leq \frac{2gf_0}{D}. \quad (237)$$

Если ускорение ролика в этот период останется постоянным и равно $\epsilon_p \max$, то период разбега получает \min и равен (уравнение 212)

$$t_a = \frac{\omega_{1p}}{\epsilon_p \max}. \quad (238)$$

Для того чтобы угловое ускорение сохраняло постоянную величину, необходимо, чтобы вращающий момент на ролике также оставался постоянным в течение всего периода разбега (уравнение 214 и фиг. 290).

Между тем пусковая характеристика моторов с короткозамкнутым ротором, которые применяются на электророликах, вследствие их конструктивной простоты, отсутствия коллектора и трущихся частей, представляет кривую (фиг. 294) с сильно переменным значением момента. Более близкое к постоянному

¹ См. например: Max. Fischer, Elektrorollen für Arbeits- und Scherenrollgänge, «Stahl und Eisen», 1931, № 52, 1591, а также дискуссию об этом в «Stahl und Eisen», 1932, № 17, стр. 411.

значение вращающего момента в период разбега (фиг. 295) имеют моторы с двойной короткозамкнутой обмоткой якоря (два беличьих колеса: одно внешнее, другое внутреннее), однако на практике чаще применяется первый более простой тип.

В случае группового привода мотор может быть выбран с более благоприятной пусковой характеристикой или же, при той же характеристике, кривая моментов может быть до известной степени выравнена применением соответственной системы включения (см. фиг. 287), поэтому и условия в период пуска могут быть улучшены.

Еще одна причина относительно менее благоприятной работы роликов с индивидуальным приводом в период пуска заключается в том, что на рольганге с групповым приводом все ролики, связанные между собой передачей, вращаются синхронно по одному закону, тогда как на электророльганге ненагруженные ролики получают большую окружную скорость и быстрее достигают максимума, чем нагруженные. Вследствие этого, если прокатываемое изделие при движении к стану накатывается на порожние ролики, то между ним и роликом неизбежно происходит скольжение, влекущее усиленный износ роликов. Кроме того динамическая нагрузка на каждый ролик от инерции массы поступательно движущегося груза дает большую относительную нагрузку на мотор отдельного ролика, чем на общий мотор в случае группового рольганга.

Однако последние обстоятельства не имеют особенно существенного значения по сравнению с большими достоинствами роликов с индивидуальным приводом (тем более, что практически ускорение на окружности роликов не достигает обычно своего теоретического максимума) и распространение их неизменно возрастает.

2. КОНСТРУКЦИЯ ЭЛЕКТРОРОЛИКОВ

Количество применяющихся конструкций электрораликов и в особенности количество заявленных патентов весьма велико.

Все эти типы можно разбить на две группы — электроралики со встроенным мотором и ролики с мотором, расположенным сбоку, вне их. В обоих случаях возможны две системы соединения осей мотора и ролика — непосредственное и через передачу. В конструкции второго рода передача может быть зубчатая и фрикционная, при этом мотор и ролик располагаются либо по одной оси, либо их оси смещаются.

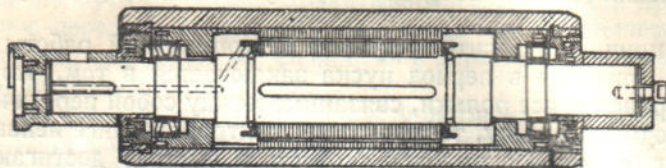
Благодаря тому что ролики составляют одно целое с мотором и могут устанавливаться на эластичных подкладках, так что удары на них меньше, чем на обычных рольгангах, подшипники электрораликов, как правило, устраиваются шариковые или роликовые. Меньшие потери на трение в подшипниках, отсутствие осевого давления и трения на упорных кольцах, а также отсутствие потерь на конических зубчатых передачах — обуславливают упоминавшееся выше уменьшение расхода энергии на электророльгангах.

Из двух типов электрораликов — с мотором, встроенным в корпусе ролика, и с мотором вне ролика — первый имеет преимущества большей компактности, меньшего веса и отсутствия выступающих частей. Однако изготовление такого электроралика встречает значительные трудности, так как при обычной частоте трехфазного тока (50 в секунду) и сравнительно малом числе оборотов ролика оказывается необходимым сочетать требование большего количества полюсов статора с условием малого диаметра ролика. Кроме того, встроенный в ролик мотор работает в значительно худших условиях охлаждения.

Благоприятное разрешение вопроса было найдено К. Schulte, предложившим, путем применения преобразователя, уменьшить частоту питающего тока. Электроралики Schulte, которые в настоящее время строят в Германии фирма Schloemann, отличаются большой компактностью. Продольный разрез ролика Schulte-Schloemann изображен на фиг. 296. Статор мотора заклинен на неподвижной оси, а ротор сделан заодно с ободом и вращается на оси на двух роликоподшипниках. Камера подшипников набивается смазкой, не требующей длительного времени возобновления. Ток к статору подводится по проводам, протянутым в вы-

сверленной в оси канавке. Внутренняя полость ролика закрывается с обеих сторон от проникновения влаги и пыли фланцами с выточенным в них лабиринтом.

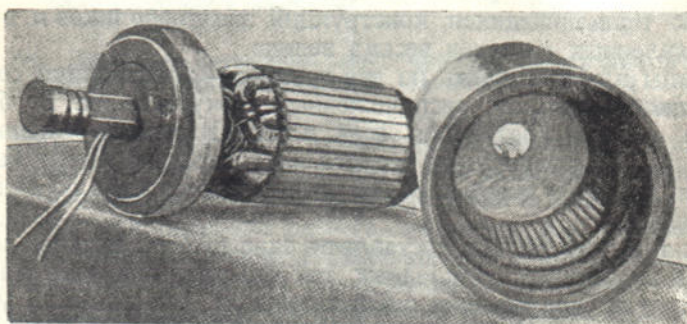
Для предохранения обмоток мотора от действия жара прокатываемого металла некоторые конструкции роликов снабжаются с внутренней стороны барабана изоляционной прослойкой. Ролик в разобранном виде одного из таких типов, выполняемый фирмой Schloemann, представлен на фиг. 297.



Фиг. 296. Продольный разрез по электроролику (Schulte-Schloemann).

В одном из французских патентов электроролика (фиг. 298)¹ мотор монтируется тоже внутри обода, так что ротор *a* соединяется с ним с помощью гибкой муфты *c*. Фланцы обода соединены вращающимися в подшипниках полыми цапфами, сквозь которые проходит неподвижная ось ролика *d*, не воспринимающая давления ролика и проходящего на нем груза. Благодаря этому электрическая часть ролика предохраняется от толчков и влияния износа подшипников.

Необходимость установки на заводе специального преобразователя частоты составляет одну из слабых сторон электророликов со встроенным мотором. Поэтому наряду с такой системой получили распространение также электроролики, снабженные моторами нормального типа и механической передачей от оси мотора к оси ролика.



Фиг. 297. Электроролик Schulte в разобранном виде (Schloemann).

В первоначальных конструкциях, для избежания передачи, применялся специальный тихоходный мотор, соединенный с роликом муфтой (фиг. 299).² Недостаток этой системы, помимо специального типа мотора, состоит в том, что она требует тщательно выверенных подшипников, точной установки мотора по оси ролика, сборки на месте и выверки большого количества деталей (роликовые подшипники, мотор, ролик, муфта) и не допускает упругой установки роликов. На роликах с моторами с непосредственным соединением применяются и фланцевые моторы (фиг. 300), не требующие кронштейнов и облегчающие сборку. Нормальные моторы этого типа также требуют установки преобразователя частоты тока.

В некоторых последующих конструкциях, заключающих замедлительную передачу, при наличии передаточных шестерен, мотор и ролик либо

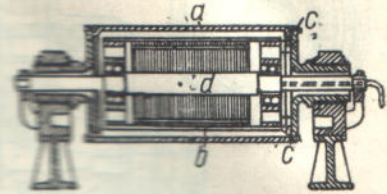
¹ «Stahl und Eisen», 1932, № 10, стр. 246; патенты SSW, см. там же—1931, № 11, стр. 335—336.

² См. также «Домез», 1934, № 7, стр. 27; J. Berger, Первый непрерывный суточно-заготовочный стан в Советском союзе.

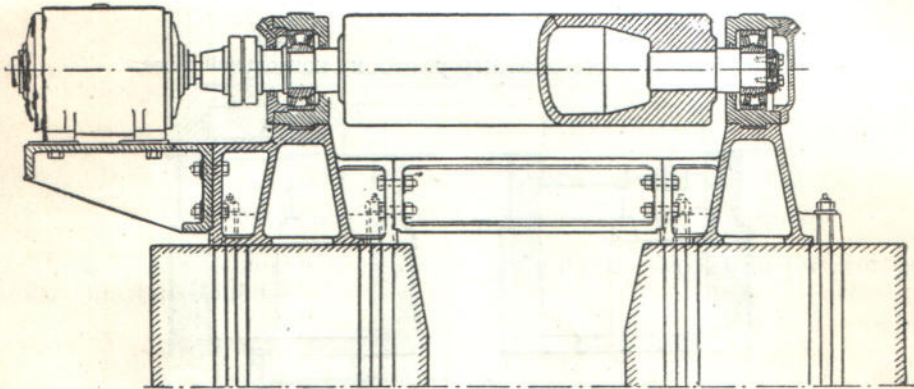
составляют одно целое (если мотор располагается по одной оси с роликом), либо собираются из двух частей (при смещенных осях).

Ролик с шестеренной передачей изготавливается германской фирмой Demag.

Продольный и поперечный разрез по ролику показан на фиг. 301.¹ Ролик *a* вращается на роликоподшипниках на неподвижной оси *b*. Цапфы оси покоятся с обеих сторон в опорных подшипниках *c* и *d*, на первом из коих укреплен на горловине *e* с помощью двух откидных зажимных болтов *g* приводной мотор *f*. Вращение от мотора к ролику передается с помощью одной шестерни и зубчатого венца с внутренним зацеплением, заклиненного в корпусе ролика. Зубчатый венец образует внешнюю стенку масляной камеры *h*, закрываемой с торца фланцем (с лабиринтным уплотнением). Как к внешней камере *h*, так и к внутренней кольцевой камере *k* роликового подшипника смазка подводится из полости *i*, в которой она возобновляется через пробку *l*. Смазка другого роликового подшипника, имеющего кольцевую масляную камеру *m*, происходит через канал, высверленный в оси и закрываемый пробкой *n*.



Фиг. 298. Электроролик с мотором внутри.



Фиг. 299. Электроролик с мотором, укрепленным на раме рольганга.

Опорными подшипниками *c* и *d* ролик покоится с обеих сторон в соответственных пазах рамы рольганга.

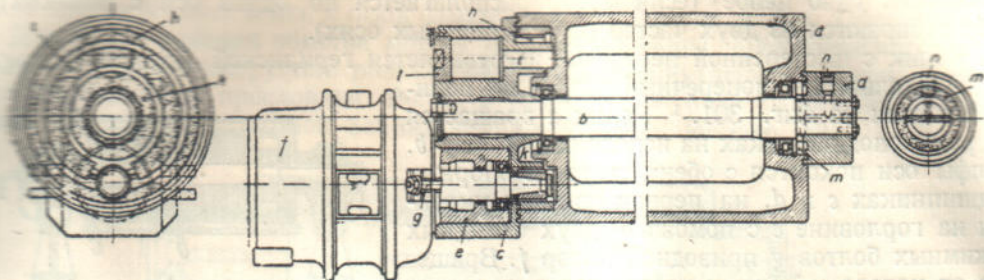
Для смягчения ударов при прохождении груза под опорными подшипниками кладутся резиновые прокладки (фиг. 302). Как видно из приведенной конструкции, опорой для роликов служат литые консоли, привинченные к поперечным балочкам, лежащим

в свою очередь не на фундаментах, а на продольных балках рольганга или их отрезках.

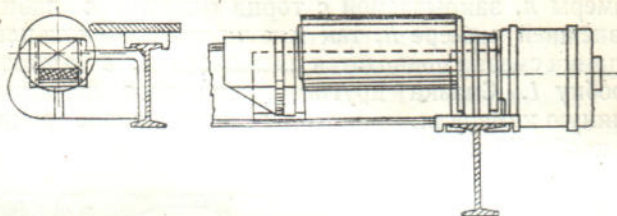
На фиг. 303 показан способ установки ролика с мотором. Для смены одного мотора отвинчиваются и откидываются болты *g* (фиг. 300) и мотор вместе с шестеренной отводится навесу

в сторону, а затем поднимается краном или вручную. Внешний вид электроролика изображен на фиг. 304.

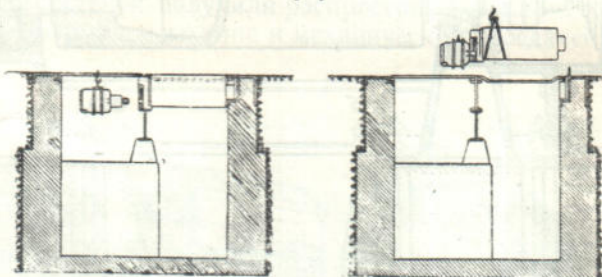
¹ «Demag-Nachrichten», 1929, Heft 2, стр. 46; «Fördertechnik und Frachtverkehr», 1930, № 30, стр. 397; «Fördertechnische Rundschau», 1930, № 10/11, стр. 9.



Фиг. 301. Электроралик с мотором сбоку (Demag):
a—ролик, *b*—ось, *c, d*—подшипники, *e*—горловина, *g*—болты, *f*—мотор, *h, k, l, m*—масляные камеры, *l, n*—пробки.



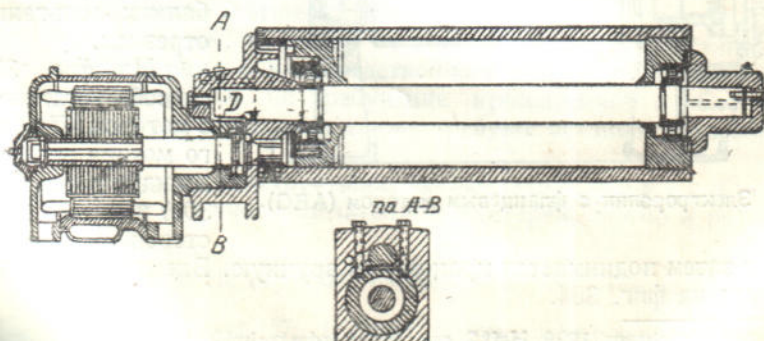
Фиг. 302. Установка электроралика на консольной раме.



Фиг. 303. Схема монтажа мотора и ролика (Demag).

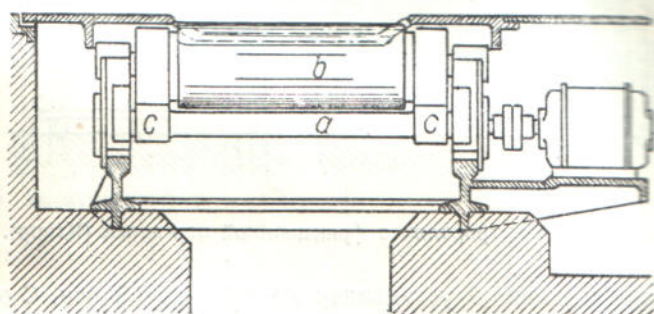
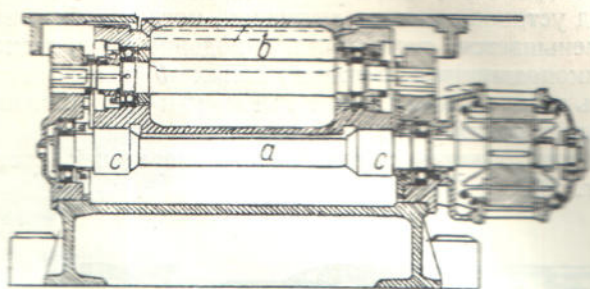


Фиг. 304. Внешний вид электроралика Demag.



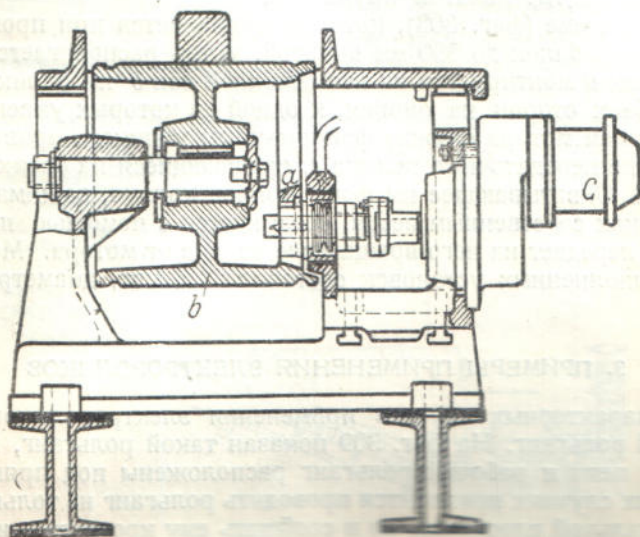
Фиг. 305. Электроралик Demag.

В несколько ином конструктивном исполнении, отличающемся главным образом способом укрепления мотора, которое видно из разреза по А—В, ролик Demag показан на фиг. 305.



Фиг. 306. Электроролик с фрикционной передачей (Quast).

Типы электророликов с фрикционной передачей от мотора дакт фирмы Quast и Krupp.¹



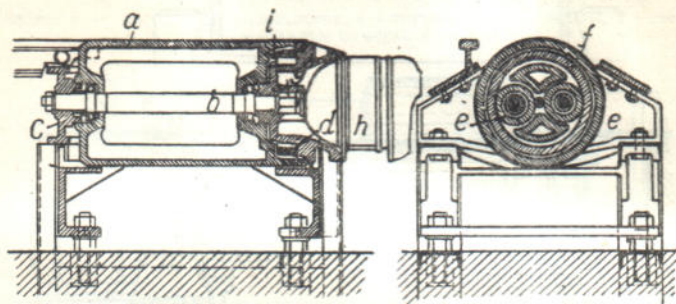
Фиг. 307. Консольный электроролик с зубчатой и фрикционной передачей (Krupp).

Первый тип электроролика (фиг. 306) собирается из двух отдельных частей—вращающейся в шарикоподшипниках заодно с осью мотора оси *a* и собственно ролика *b*, лежащего сверху в прорезах рамы и опирающегося на литые зака-

¹ «Stahl und Eisen», 1932, № 30, стр. 932.

ленные кольца *c*, заклиненные на оси *a*. Силы тяжести ролика одного или с грузом, либо еще добавочного давления от затяжки нажимных пружин достаточно для образования необходимой сцепной силы между опорными поверхностями ролика и кольцами *c* для того, чтобы избежать скольжения между ними в период разбега. В период установившегося движения, когда необходимая величина этой сцепной силы уменьшается, скольжения и подавно не происходит. Следует заметить, что шарикоподшипники верхнего ролика *b* почти совершенно не нагружены, так как ось этого ролика служит только как направляющая и удерживающая в вертикальных пазах рамы.

Две конструкции роликов с фрикционной передачей системы Кгирр представлены на фиг. 307 и 308.



Фиг. 308. Электроролик с фрикционной передачей (Кгирр).

В первом случае ролик *b* установлен на консольной оси. С одной стороны он имеет внутри кольцевую коническую заточку, к поверхности которой прижимается тоже конический фрикционный ролик *a*. Ролик *a* приводится во вращение мотором *c*, сделанным заодно с шестеренной передачей. Осевое давление, а следовательно и сила нажатия на приводном ролике *a* сообщается ему насаженной на оси ролика тарельчатой пружиной.

Во второй системе (фиг. 308), которая применяется при прокатке тяжелых изделий, например балок до 500 мм высотой, мотор располагается по одной оси с роликом. Ролик *a* монтируется на неподвижной оси *b* на роликоподшипниках. Ось лежит с обеих сторон на опорах, к одной из которых укреплен на фланце мотор *h*. Конец оси мотора служит фрикционным роликом, приводящим во вращение два другие передаточные ролика *e*, вращающиеся на своих осях на шарикоподшипниках. Охватывающее их фрикционное кольцо, зажимаемое на промежуточных роликах собственным весом, соединяется с помощью штифтов *i* с ободом ролика *a* и передает на него вращающее усилие от мотора. Мощность мотора на одной из выполненных установок составила 1,5 квт, диаметр ролика равен 450 мм.¹

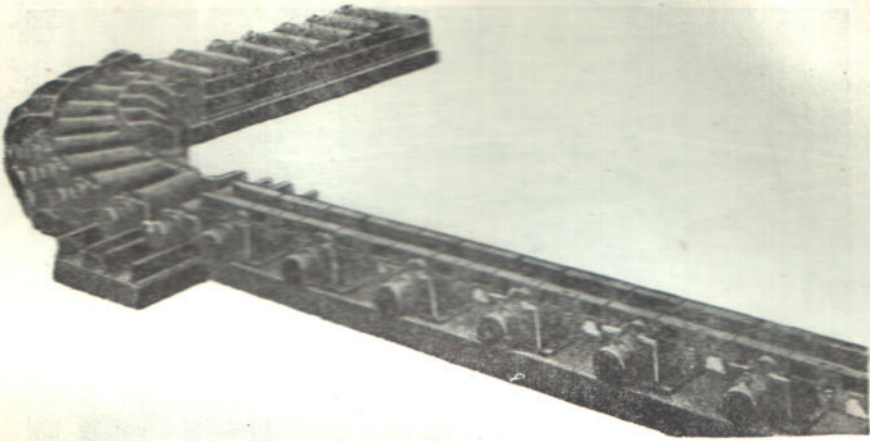
3. ПРИМЕРЫ ПРИМЕНЕНИЯ ЭЛЕКТРОРОЛИКОВ

Один из характерных случаев применения электророликов представляет криволинейный рольганг. На фиг. 309 показан такой рольганг, на котором линия роликов у печи и рабочий рольганг расположены под прямым углом.²

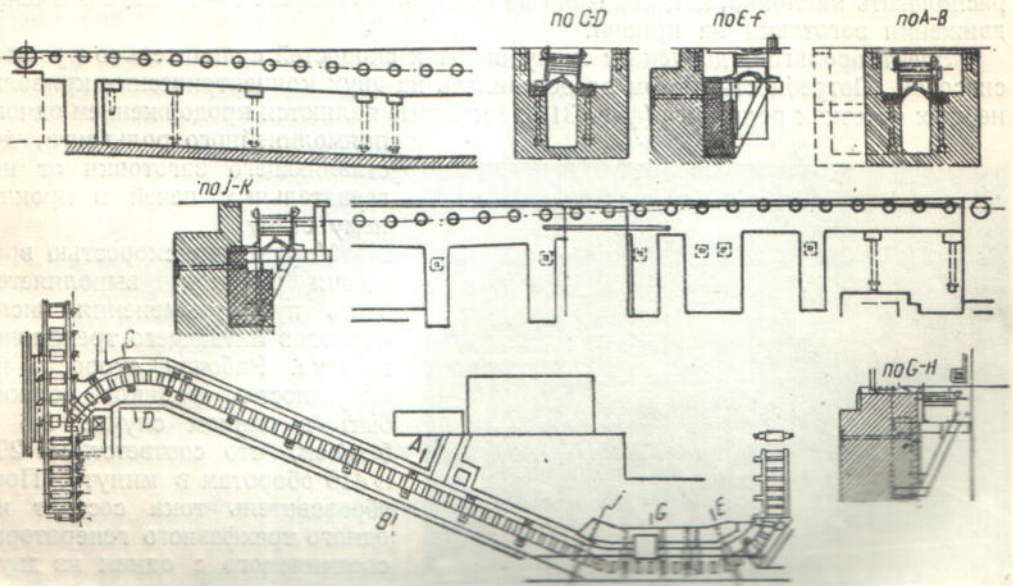
В некоторых случаях приходится проводить рольганг не только по закруглению в горизонтальной плоскости, но и сообщать ему кроме того изгиб вверх или вниз. Передача движения роликам механическим способом в этом случае вызвала бы большие затруднения. Между тем электроролики, устанавливаемые независимо один от другого, решают этот вопрос без всяких добавочных

¹ Электро-механический расчет моторов для электророликов и сравнение разных типов их см. «La metallurgie», 1933, № 24. Электросхемы см. «A.E.G.—Mitteilungen», 1933, № 6, стр. 232.

² «Friederich und Frachtyerkehr», 1929, № 8, стр. 166.



Фиг. 309. Электророльганг с сопряжением двух участков по кривой (Demag).



Фиг. 310. Соединительный рольганг с катодом в вертикальной и горизонтальной плоскостях (Schlumberger).

затруднений. На фиг. 310 изображена в плане, в продольном и нескольких поперечных разрезах схема такого рольганга, оборудованного электророльками.

Криволинейный промежуточный рольганг служит для соединения [двух параллельных линий рабочих рольгангов, причем на большей части своей длины рольганг перемещает заготовку под настилом, поднимаясь на уровень настила

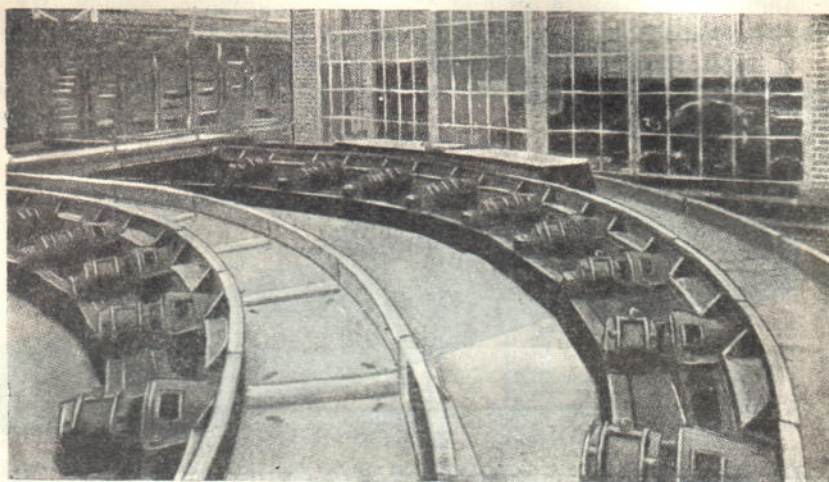


Fig. 311. Криволинейные рольганги с переменной рабочей скоростью (АЕГ).

только в местах сопряжений с рабочими рольгангами. Кроме придания оси рольганга такой двойной кривизны, ролики можно еще, в местах резких закруглений, располагать наклонно, как показано на поперечном разрезе *C—D*, для облегчения движения заготовки на кривой.

Электророльганг допускает смену рабочих скоростей сравнительно простым способом. Потребность в этом представилась на двух концентрических криволинейных отрезках рольганга (фиг. 311),¹ которые являются продолжением одного прямолинейного рольганга, доставляющего заготовки от нагревательных печей в прокатному стану.

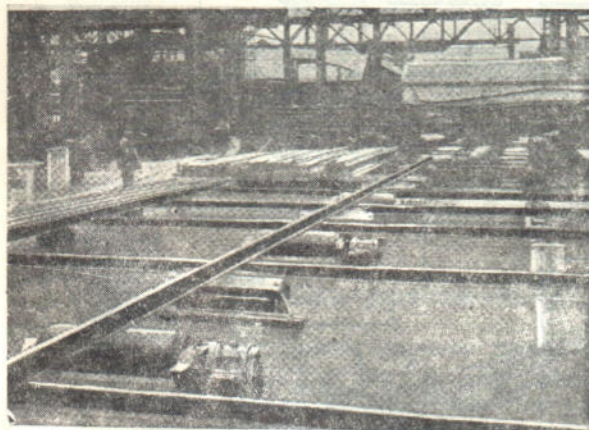


Fig. 312. Электророльки в правильной для рельс и балок (Demag).

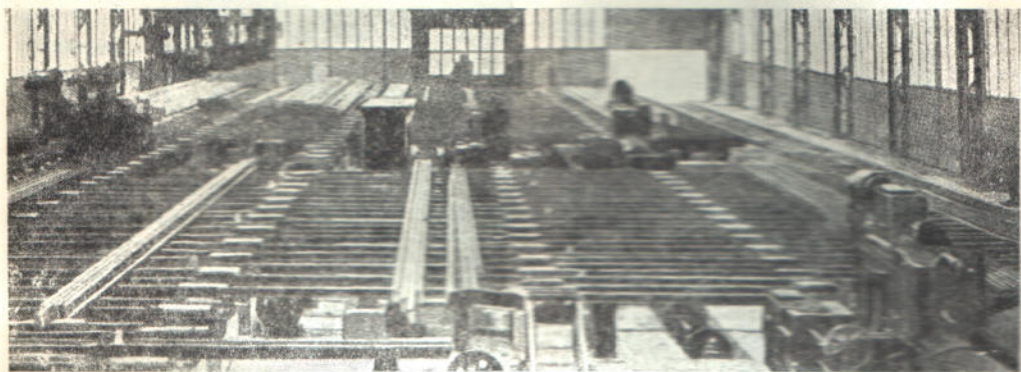
Управление скоростью вращения роликов выполняется здесь путем изменения числа периодов питающего трехфазного тока. Рабочая скорость на окружностях роликов должна быть в данном случае 2,5 и 5 м/сек, что соответствует 205 и 410 оборотам в минуту. Преобразователь тока состоит из одного трехфазного генератора, соединяемого с одним из двух моторов трехфазного тока, из коих первый имеет 360, а второй 730 об/мин. Генератором, дающим при 1000 оборотах

в минуту ток в 50 периодов, генерируется ток соответственно в 18 и 36 периодов в секунду, так что десятиполюсный мотор ролика получает назначенное число оборотов.²

¹ «Fördertechnik und Frachtverkehr», 1929, № 8, стр. 166.

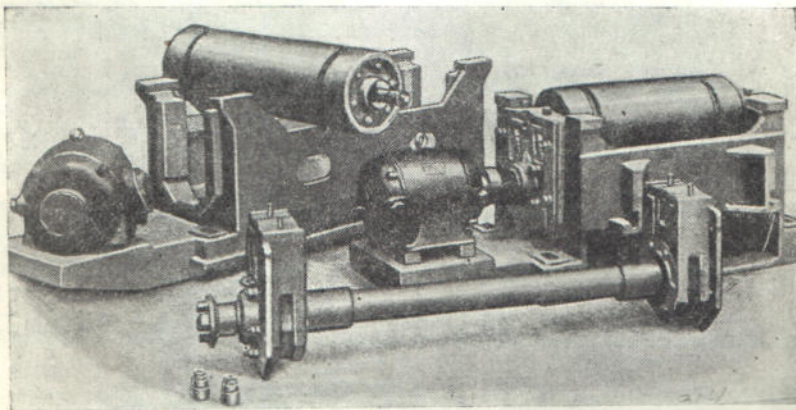
² Еще несколько примеров криволинейных рольгангов см. в статье *W. Albrecht, Die Electrorollen und ihre Anwendung*, «Stahl und Eisen», 1931, № 30, стр. 929.

Большие удобства, по сравнению с обыкновенными рольгангами, доставляют электроролики в применении к правильным мастерским для рельсов и балок, так как они устанавливаются на отдельных компактных клепаных или литых станинках (фиг. 312, 313, 314) и не загромождают проход конструкциями, поддерживающими продольный вал механической передачи.



Фиг. 313. Электроролики в правильной для рельс и балок (Demag).

Если ролики требуется располагать под косым углом к продольной оси рольганга, то и в этом случае применение электророликов значительно упрощает установку. Такой пример представлен на фотографии фиг. 315 автоматического мелкосортного прокатного стана. Вышедшая из одного ручья полоса, при реверсировании движения рольганга, получает на косых электророликах ход вперед (к стану) и в сторону (на фигуре вправо), прижимается слегка к одному направляющему борту и автоматически входит в следующий ручей.

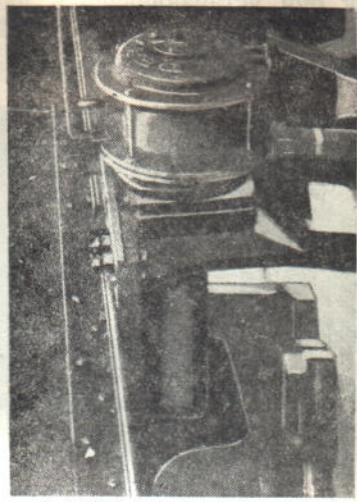
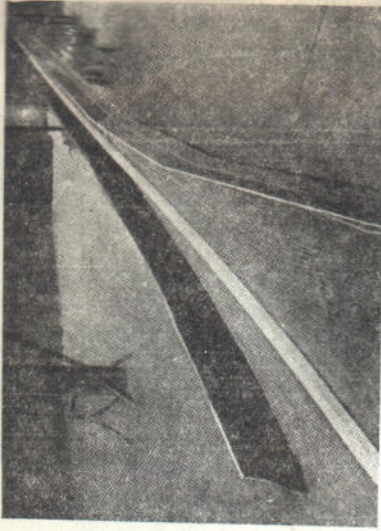


Фиг. 314. Электроролик на отдельной станине.

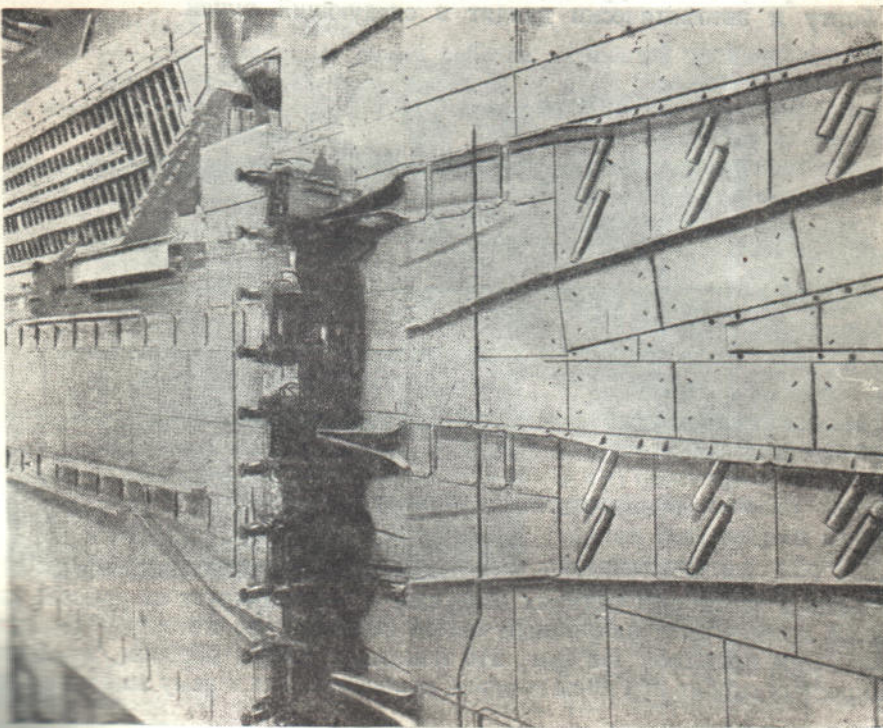
Как уже указывалось, установка по пути следования полосы одного-двух электророликов в некоторых случаях облегчает и механизмирует ее рабочее движение. Такой пример дает наклонный жиб (карман), по которому движется часть полосы при прокатке. На фиг. 316 показано, каким образом, приболчиванием на простых скобах под дном жибца, подвешивается к нему электроролик.

§ 7. СПЕЦИАЛЬНЫЕ ТИПЫ РОЛЬГАНГОВ

Из специальных типов рольгангов рассмотрим — подъемные, качающиеся и передвижные роликовые столы и рольганги при стелюгах.



Фиг. 316. Электроролики на наклонном
жолобе (Demag).



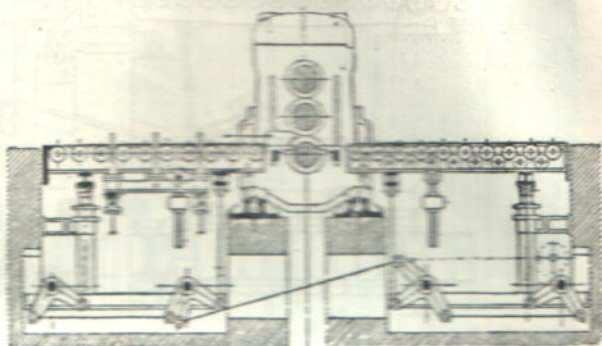
Фиг. 315. Рольганг с косо установленными электророликами
(Schloemann).

1. ПОДЪЕМНЫЕ, КАЧАЮЩИЕСЯ И ПЕРЕДВИЖНЫЕ РОЛИКОВЫЕ СТОЛЫ

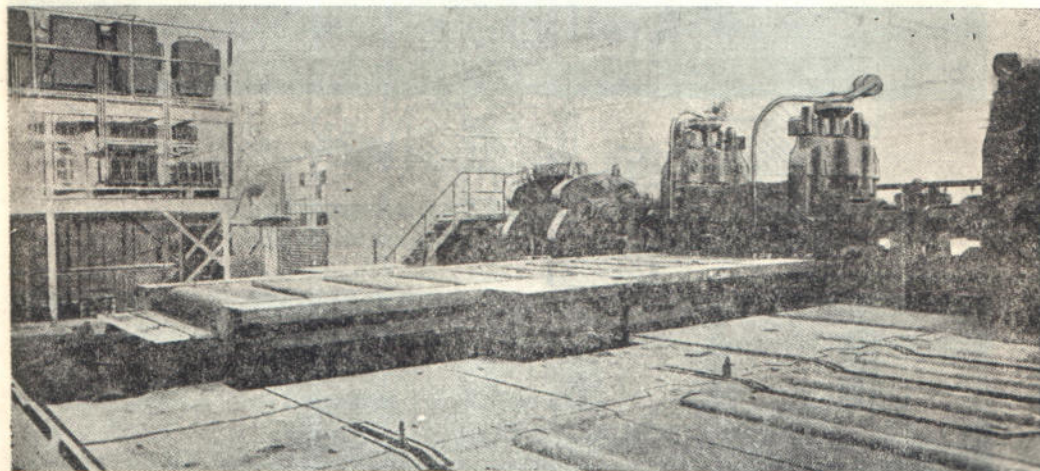
Подъемные и качающиеся столы применяются при станах трио. Первые при перестановке движутся вертикально, параллельно самим себе, вторые совершают поворот на некоторый угол вокруг задней горизонтальной оси.

Достоинство подъемных столов заключается в том, что они остаются постоянно горизонтальными, вследствие чего движение слитка или листа к стану при проходе между верхним и средним валками не затрудняется подъемом. Однако усилие, потребное для перестановки, на них примерно вдвое больше, поэтому длина их ограничивается меньшими пределами, чем качающихся столов.

Другое преимущество качающихся столов состоит в том, что они всегда остаются сопряженными с расположенными за ними рольгангами, поэтому на них можно прокатывать более длинные изделия. Во избежание большого угла наклона (который принимается не больше 1:10 — 1:12), качающиеся столы делаются достаточно длинными.



Фиг. 317. Приводной подъемный стол.

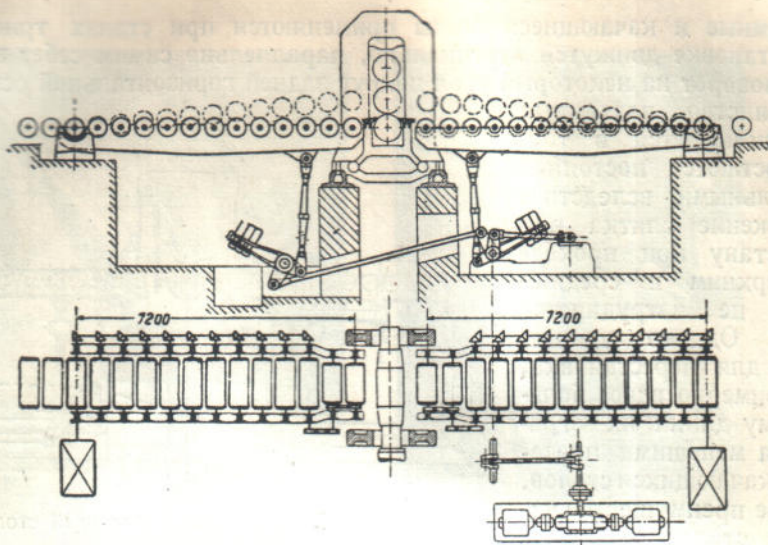


Фиг. 318. Подъемный стол перед трио-станом (Demag).

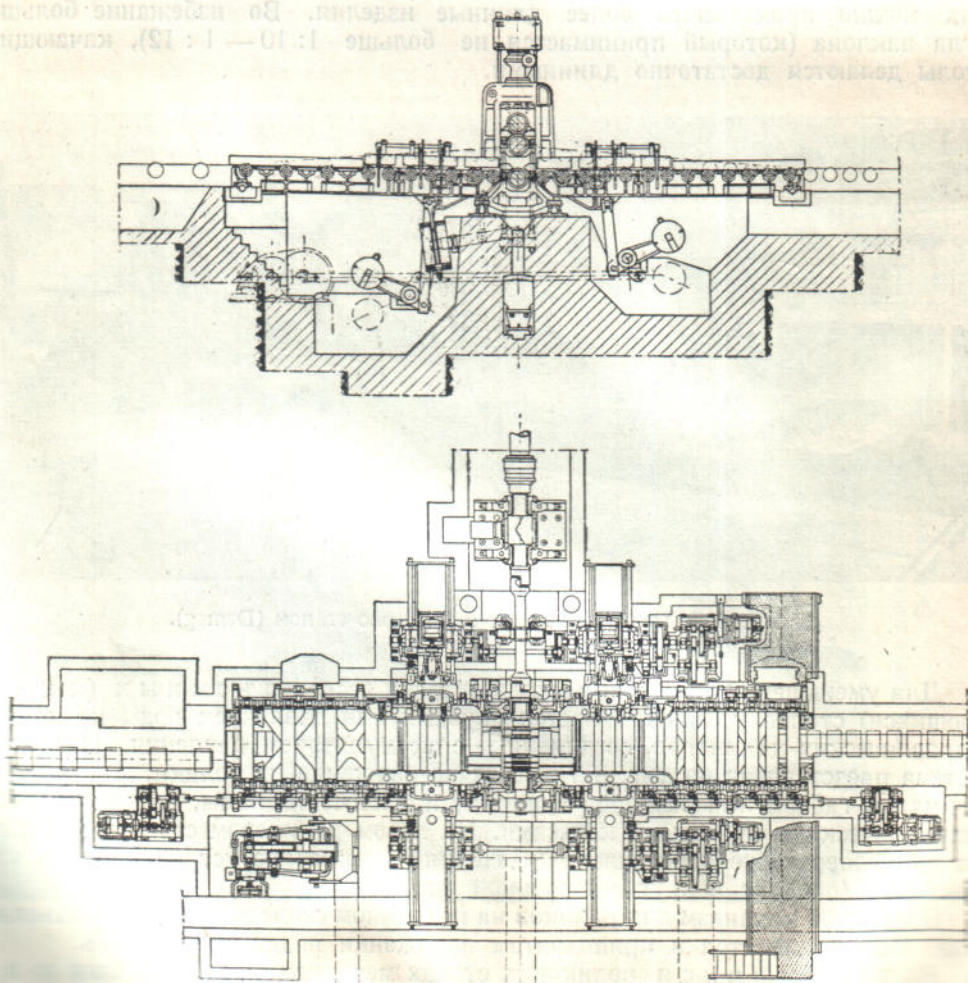
Для уменьшения усилия и расхода энергии вес подъемных (как и качающихся) столов уравновешивается грузами или давлением воды на поршни гидравлических цилиндров, соединенные с аккумулятором давления. Последняя система представлена на фиг. 317. Передача движения на ролики, для достижения малых габаритных размеров в ширину и облегчения рамы, делается нередко цилиндрическими зубчатыми колесами. На левом роликовом столе виден аппарат для поперечного передвижения изделия (шлюзерное устройство) или кантовки его (поворот вокруг продольной оси).

Приводной механизм для роликов на подъемном столе крепится на подъемной раме. Подъемный стол в приподнятом положении виден на фиг. 318.

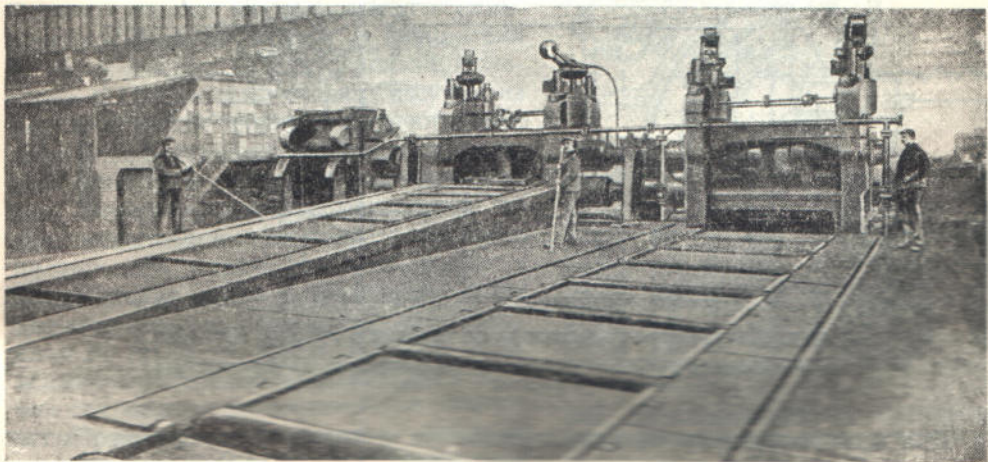
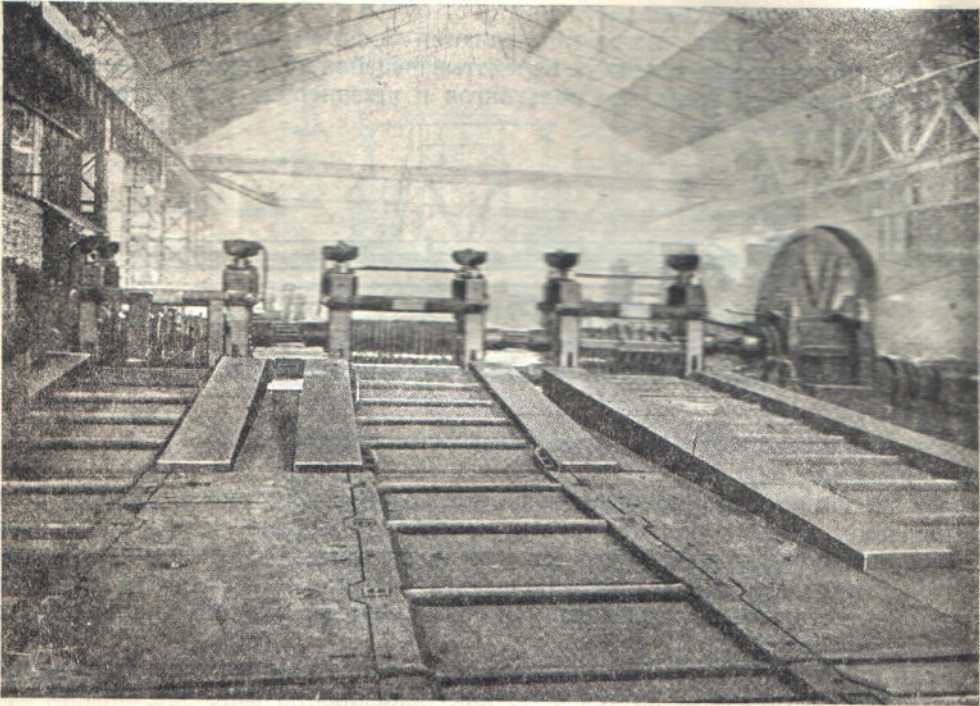
На качающихся роликовых столах механизм для приведения во вращение роликов может быть установлен неподвижно на фундаменте. Передача



Фиг. 319. Качающийся стол с приводом через заднюю ось.



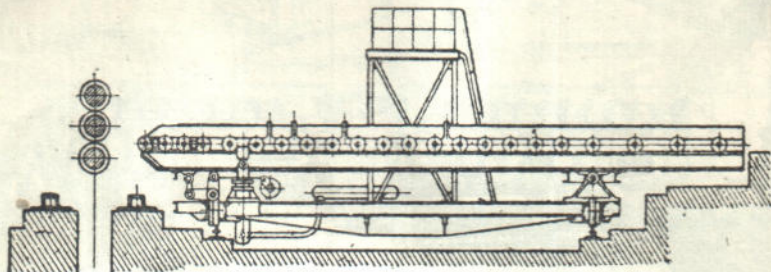
Фиг. 320. Качающийся стол с приводным валом и с шарнирами Гукса.



Фиг. 321. Прокатные станы с качающимися станами (Demag).

движения при этом производится либо через ось (фиг. 319), либо с помощью вала с двумя шарнирами Гука (фиг. 320), или муфтами, допускающими некоторую игру.¹ Внешний вид прокатных станов с качающимися столами дан на фиг. 321.

Для передачи прокатываемого слитка от ручья к ручью валков или от клетки к клетке по линии стана иногда применяются передвижные роликовые столы, монтируемые на тележке, перекатывающейся по рельсам. Передвижной стол может заменить несколько рольгангов и шлепперное устройство, поэтому



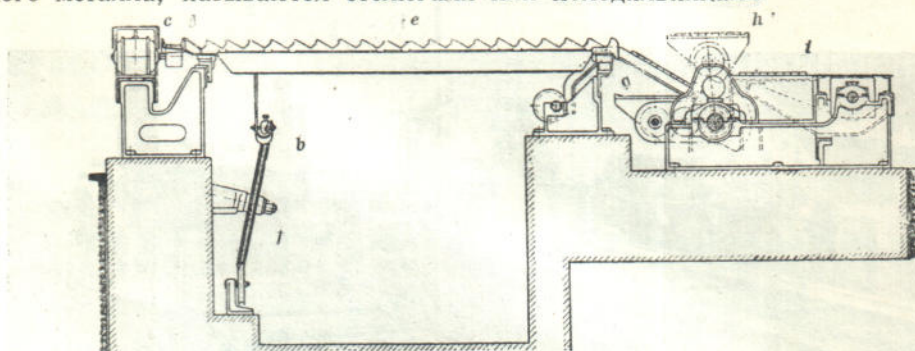
Фиг. 322. Передвижной качающийся стол.

он дает экономию как на фундаментах, так и на металлических конструкциях и механизмах. Ширина роликов на них может быть меньше, чем на рольгангах, благодаря чему уменьшается вес вращающихся масс, а следовательно расход энергии на приведение в действие рольганга. Однако, как показала практика, передвижные столы менее надежны, чем стационарные, а потому и применяются относительно реже.

Если передвижной стол обслуживает стан трио, то он делается качающимся с подъемным механизмом на тележке, как показано на фиг. 322.

2. РОЛЬГАНГИ ПРИ СТЕЛЮГАХ

Приспособления, на которых происходит постепенное остывание прокатанного металла, называются стелюгами или холодильниками.



Фиг. 323. Поперечный разрез по стелюгам Эвардса (Demag):

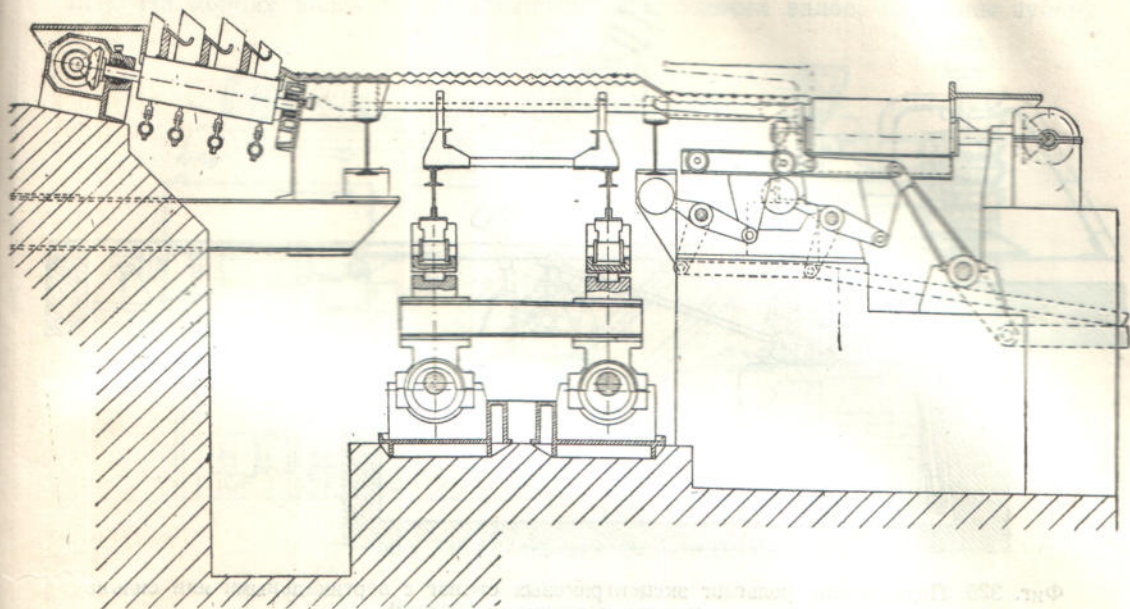
c—подводящий рольганг, *e*—стелюги, *g*—собиратель, *h*—сбрасыватель, *i*—отводящий рольганг, *b*—канат, *j*—шкив.

Для подачи горячего металла к стелюгам и отвода охлажденного металла служат соответственно подводящий и отводящий рольганги. На некоторых типах стелюг, так называемых роликовых, ролики являются также непосредственно рабочим элементом, т. е. служат для перемещения металла во время его остывания.

Ролики подводящего и отводящего рольгангов имеют сравнительно небольшую ширину (до 300—400 мм) и устанавливаются на расстоянии 1,5—2,5 м один

¹ См. «*Stahl u. Eisen*», 1933, № 7, стр. 168.

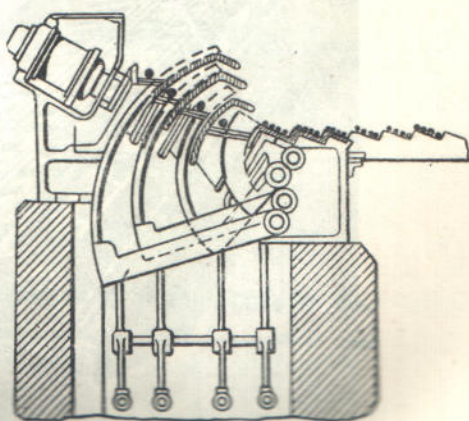
от другого. Они делаются цилиндрическими, большей частью с закраинами для удержания перемещаемых полос от продольного сдвига, либо коническими; устанавливаются горизонтально или наклонно, в некоторых случаях они имеют



Фиг. 324. Стелюги с эксцентриковым механизмом (Sack).

форму отдельных, насаженных на оси, дисков. Приводятся ролики в движение от продольного вала коническими зубчатыми колесами, либо, на особо легких рольгангах, канатом. В последнее время нередко применяются ролики с индивидуальным электроприводом.

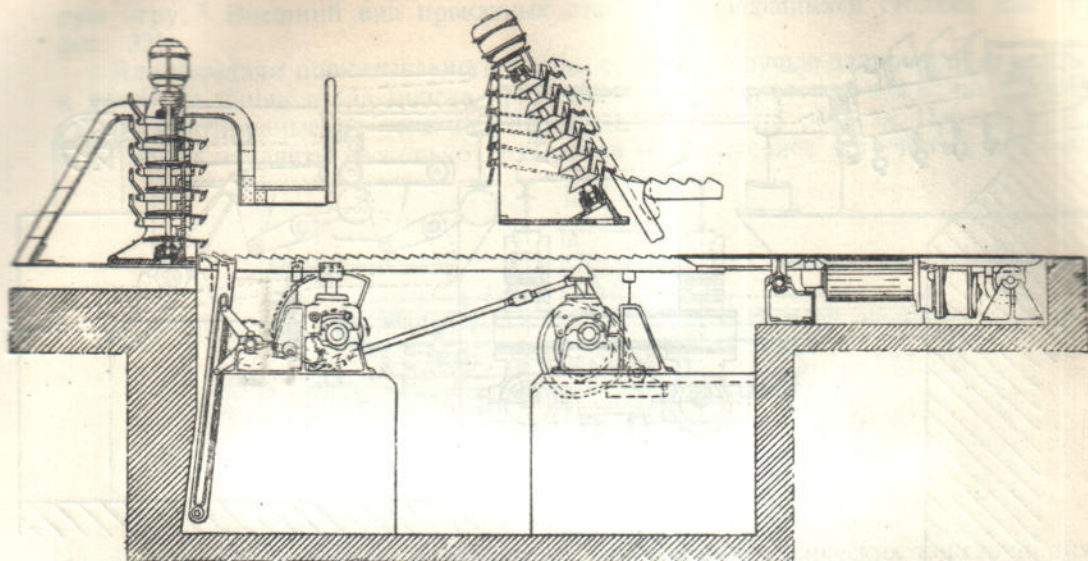
Пример подводящего рольганга с малыми цилиндрическими роликами, вращающимися от индивидуальных электромоторов, и отводящего — с групповым приводом от продольного вала, представляют стелюги системы Эвардса (фиг. 323). Стелюги состоят из подводящего рольганга *c*, собственно стелюг *e*, собирателя *g*, сбрасывателя *h* и отводящего рольганга *i*. Поперечины стелюг, несущие на верхней грани рейки с односторонне скошенными зубцами, имеют в вертикальной плоскости поступательно-качательное движение, которое передается на них механизм качателя с помощью продольного каната *b*, огибающего в конце стелюг шкив *f*. Благодаря этому движению полосы медленно передвигаются по стелюгам слева направо, охлаждаются постепенно и равномерно и при этом сохраняют прямолинейную форму.



Фиг. 325. Подводящий рольганг с наклонными роликами, работающими в четыре ручья.

Примерно аналогичного действия стелюги с эксцентриковым механизмом (фиг. 324) имеют подводящий рольганг, на котором ролики, для увеличения производительности, разделены на четыре ручья, по каждому из которых может двигаться полоса. Перекрывающие сечение каждого ручья скошенные пластины сбрасывающего прибора, имеющие рабочее движение в вертикальной плоскости, служат для снятия полос с роликов и передачи их на стелюги. Первая слева

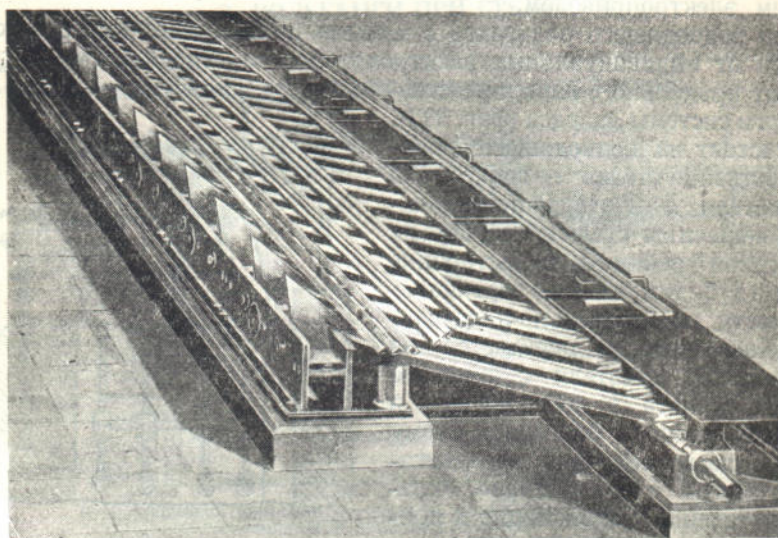
пластина, приходя в свое самое верхнее положение, показанное на чертеже, поднимает одну полосу, вторая — эту же полосу, скатившуюся на крыльце и полосу второго ручья, третья — первые две и полосу третьего ручья, четвертая передает



Фиг. 326. Подводящий рольганг эксцентриковых стелог с вертикальными или сильно наклоненными роликами (Demag).

на стелюги все четыре полосы. На отводящий рольганг охлажденные полосы подаются группами.

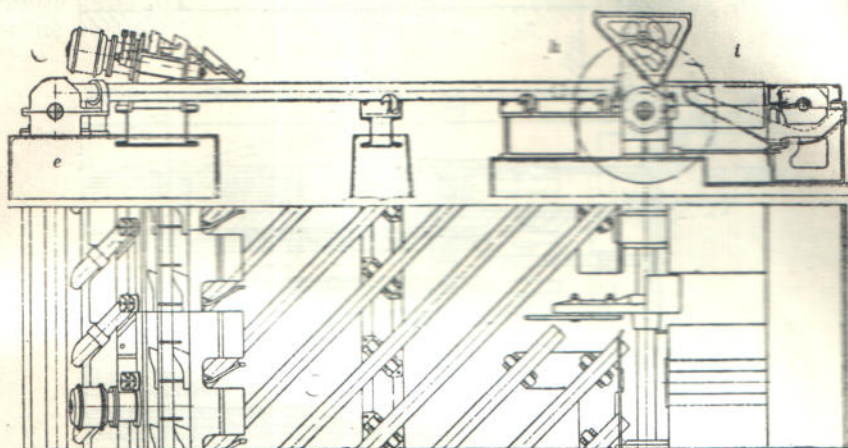
Для уменьшения хода сбрасывающих пластин роликам нередко придается значительный наклон. Такого вида подводящий рольганг с электророликами,



Фиг. 327. Роликовые стелюги Schloemann.

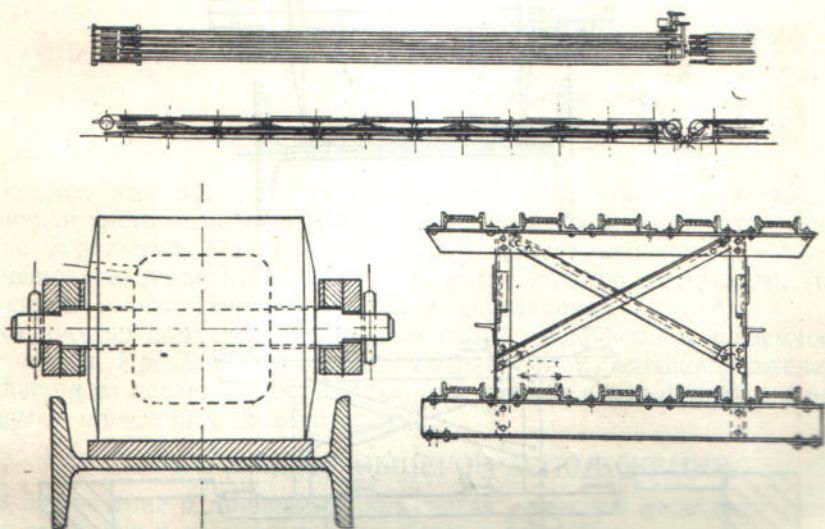
используя четыре ручья, показан на фиг. 325. Ролики на таком рольганге делаются ступенчатыми, состоящими из четырех конических секций. При еще большем угле наклона или при вертикальном положении оси ролики собираются из соответственного числа конических тарелок, насаженных на валу с интервалами (фиг. 326).

Устройство роликовых стелюг, в которых вместо реек, как в предыдущем случае, установлены непрерывно вращающиеся косые ролики, видно на фиг. 327. Ролики приводятся во вращение от общего продольного вала с винтовой нарезкой. На концах роликов, выполненных из сплошных валов, нарезаны зубья,



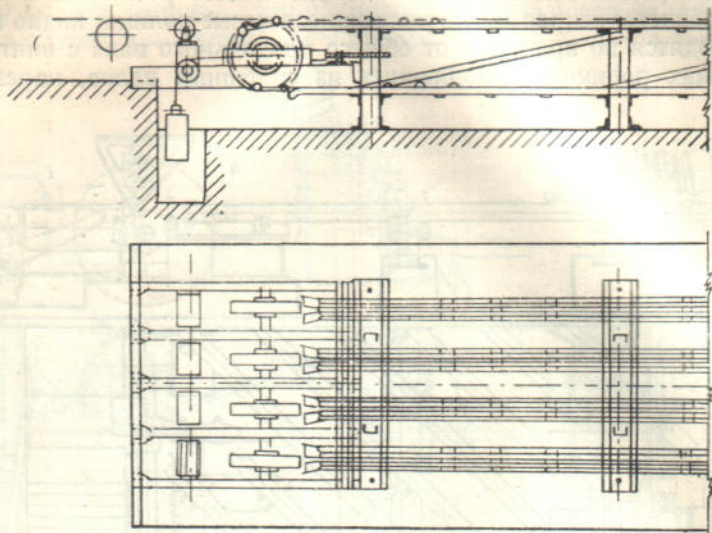
Фиг. 328. Роликовые стелюги Demag.

входящие в зацепление с винтом. Таким образом осуществляется червячная передача к роликам, вращение которых происходит очень медленно. При вращении роликов лежащие на них полосы перемещаются примерно перпендикулярно к их осям, то-есть вдоль стелюг и в сторону. В зависимости от числа оборотов роликов меняется расстояние между полосами.

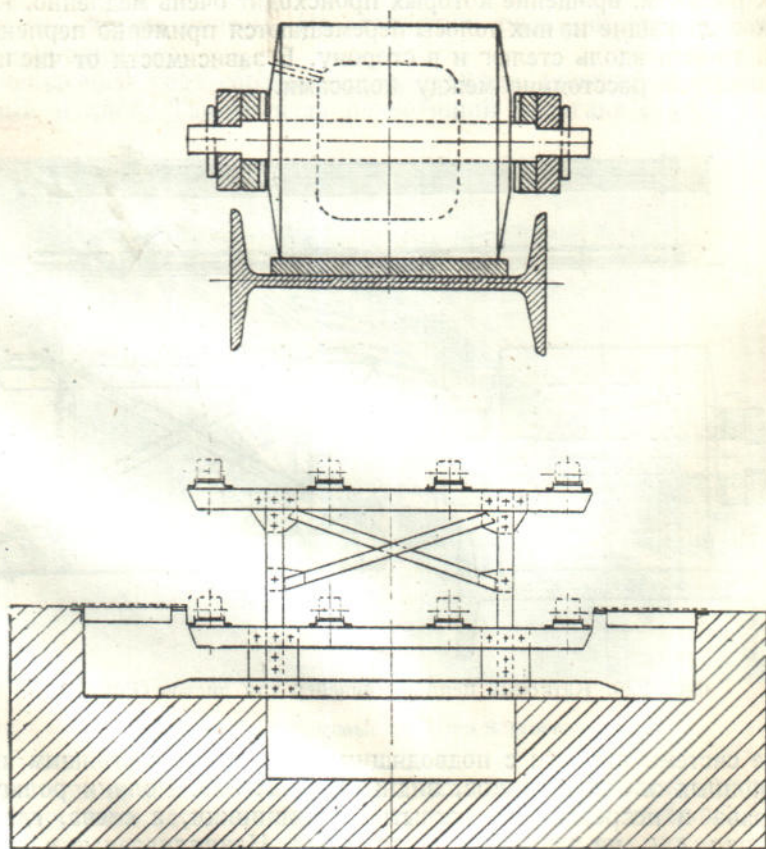


Фиг. 329. Катковый цепной конвейер для листов (Foster).

Той же системы стелюги с подводным рольгангом, состоящим из ступенчатых наклонных электрорычков, видны на фиг. 328. Ролики рольганга опираются справа и посередине на открытые подшипники, а слева, где проходит червячный вал *e*, — на закрытые подшипники. Накапливаемые с другой стороны стелюг полосы снимаются эксцентриковым механизмом *h* и передаются на отводной рольганг *i* с групповым приводом.



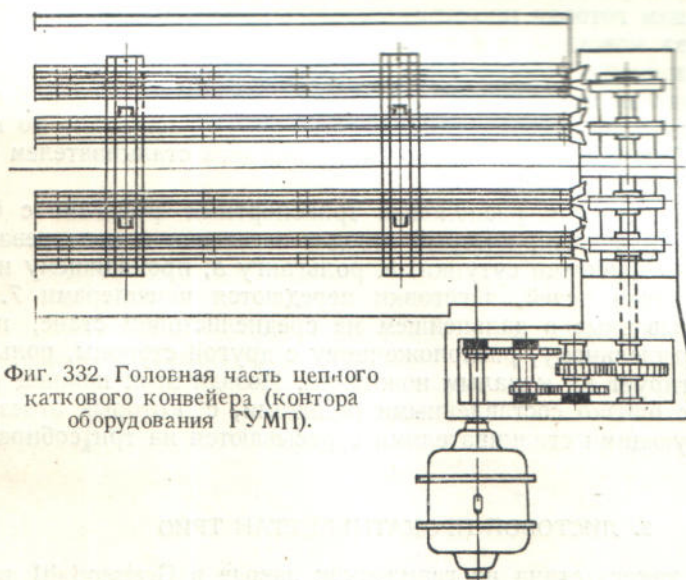
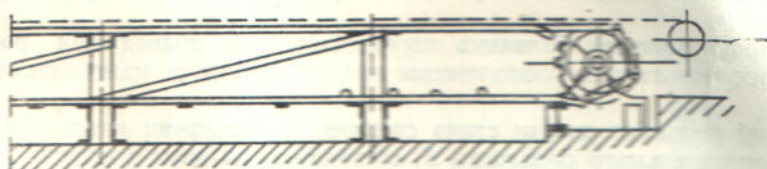
Фиг. 330. Хвостовая часть каткового цепного конвейера (контра оборудования ГУМП).



Фиг. 331. Средняя рама цепного каткового конвейера (контра оборудования ГУМП).

3. КАТКОВЫЕ ЦЕПНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Катковые цепные конвейеры применяются для перемещения листов. Тяговым элементом в них служат пластинчатые, обычно длиннозвенные цепи, между которыми на соединительных шарнирных валиках насаживаются свободно полые чугунные катки. Общая схема конвейера (в плане и сбоку), поперечный разрез и сечение по элементу цепи видны на фиг. 329.



Фиг. 332. Головная часть цепного каткового конвейера (контора оборудования ГУМП).

На фиг. 330, 331 и 332 представлены соответственно хвостовая, средняя и головная часть каткового конвейера. В хвостовой части устанавливается натяжное устройство. На приводном валу, для уменьшения износа, применены 13-лучевые звездочки.¹ В средней части катки катятся по полосам, укрепленным на стенках горизонтально уложенных двутавровых балок.²

Количество параллельных секций цепей выбирается в зависимости от ширины листов. При большой длине конвейера, во избежание утяжеления цепей, он делается из последовательных звеньев, причем переход листов с одного звена на другое происходит автоматически.

§ 8. СХЕМЫ ОБЩЕГО РАСПОЛОЖЕНИЯ

В заключение о приводных рольгангах приведем несколько схем расположения агрегатов в прокатных мастерских и рассмотрим, как выполняется соединение их с помощью рольгангов.

1. БЛОМНГ

На фиг. 333 показано общее расположение прокатных мастерских для прокатки блюмов и слябов на заводе Fenderie (Франция)³ и на фиг. 334 — про-

¹ См. ч. I, 1935, стр. 72, фиг. 89—90.

² Определение тягового усилия см. ур-ния (141—146).

³ «Stahl und Eisen», 1932, № 25, стр. 601—606, перевод см. «Прокатка» (Сборник монографий), 1933, стр. 5.

дольный разрез по рольгангам блюминга. Диаметр валков блюминга равен 950 мм. Вес наиболее тяжелых слитков, из которых прокатываются толстые листы, — 6 т, вес самых малых слитков — 3 т.

Болванка подается краном на опрокидыватель 1, который имеет поворот в обе стороны и может подавать болванку одним или другим концом вперед. При этом стул опрокидывателя в нерабочем положении не препятствует проходу по роликам прокатываемой полосы, длина которой в некоторых случаях превышает 20 м.

От опрокидывателя болванка перемещается на подводящем рольганге 2. На рабочих рольгангах расположены манипуляторы с кантовальными аппаратами.

Рабочий рольганг позади стана соединен с большими ножницами при помощи вспомогательного рольганга 3, состоящего из двух участков, каждый из которых снабжен отдельным приводом. Это дает возможность на первом участке передвигать прокатываемые слябы и блюмы, в то время как на втором участке подается к ножницам готовая прокатанная полоса. Концы при работе ножниц принимаются в два ковша 4, в которые они сгружаются по двум жолобам с перекидной заслонкой.

Непосредственно за ножницами расположен отводной рольганг 5 с близко составленными роликами, расстояние между которыми рассчитано по наиболее коротким слябам. Такие слябы сгружаются с рольганга сталквивателем 6 на помост и укладываются в штабели.

За отводным рольгангом расположен транспортный рольганг с большим расстоянием между роликами, который отводит заготовки к подогревательным печам при стане для прокатки сутунки. К рольгангу 8, проходящему непосредственно перед фронтом печей, заготовки передаются шлеперами 7.

Слябы, прокатываемые в дальнейшем на среднелистовом стане, подаются шлеперами к параллельному, расположенному с другой стороны, рольгангу 9, который транспортирует их к малым ножницам. Позади этих ножниц расположен рольганг 10 с близко составленными роликами, с которых отрезки тремя независимо действующими сталквивателями сбрасываются на три собирательных помоста 11.

2. ЛИСТОВОЙ ПРОКАТНЫЙ СТАН ТРИО

Расположение такого стана на германском заводе в Greisendahl видно на фиг. 335.¹

Стан трио имеет валки диаметром 750/620/750 мм при длине бочки 1800 мм. Вес сляб 100—500 и до 1000 кг, толщина готовых листов 2—8 и до 10 мм.

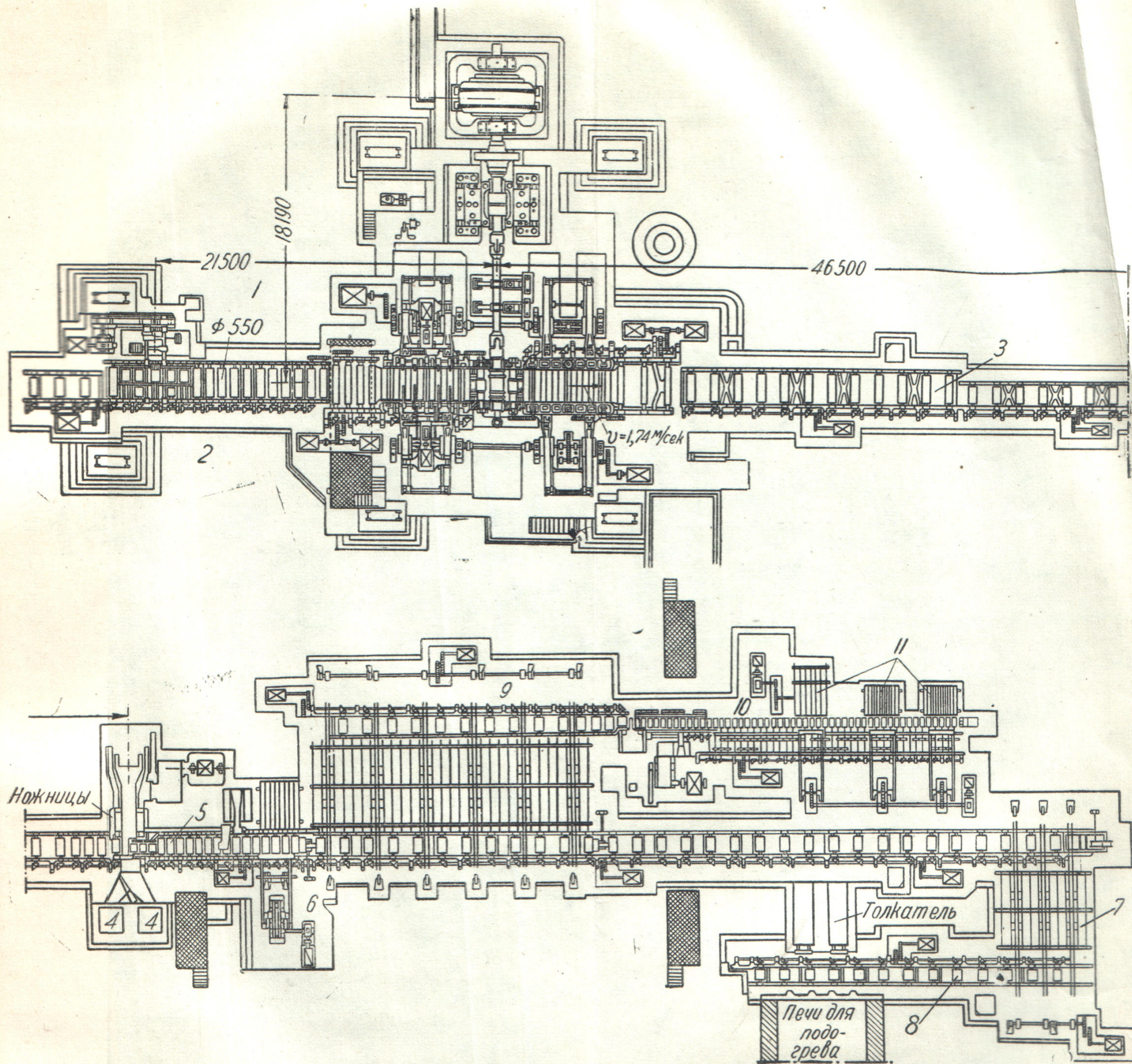
Слябы по подвесному жесткому рельсу подаются из одной из двух методических печей 6 к переднему рольгангу черновой линии стана 3, приводимого электродвигателем 1, мощностью 2000 л. с., через редуктор 2.

Рабочие рольганги по обе стороны от черновой и чистой клетей сделаны качающимися. Привод и редуктор рольгангов установлены неподвижно на фундаменте и соединены со столом при помощи шарнирных шпинделей.

Прокатанная на черновом стане заготовка подхватывается лапами подвесной тележки 5 и передается в несколько секунд на рольганг чистового стана. Быстрота действия как этой тележки, так и других транспортных агрегатов имеет особенно значение для предупреждения преждевременного остывания листов. Оба рабочих рольганга с задней стороны сопрягаются с передвижным рольгангом 7, который служит передаточным от чистового стана к непрерывной печи 8 для отжига. В нужных случаях этот же рольганг передает листы к печи и от чернового стана.

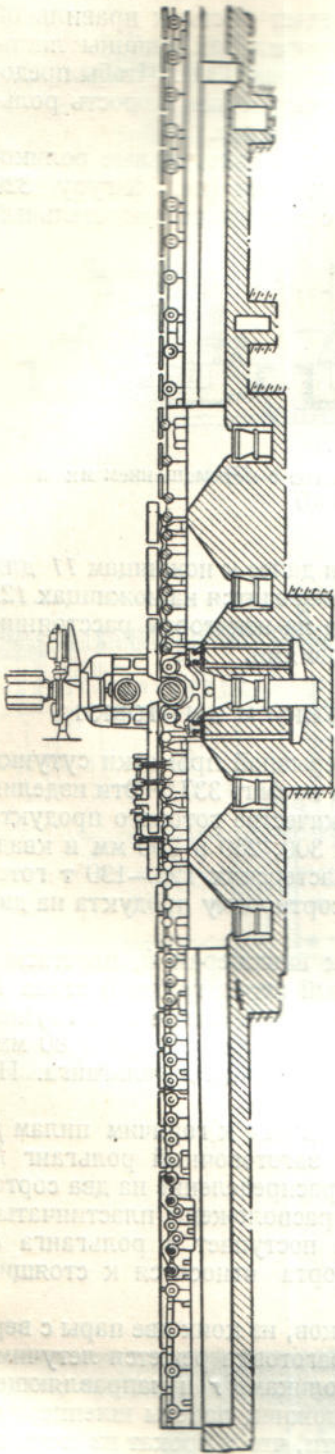
Транспортным средством при прохождении листов по печи, изображенной отдельно на фиг. 336, служит тоже рольганг. Скорость этого рольганга регулируется в соответствии с качеством металла и толщиной листов.

¹ «Вестник Демаг», март, 1933, стр. С 6.

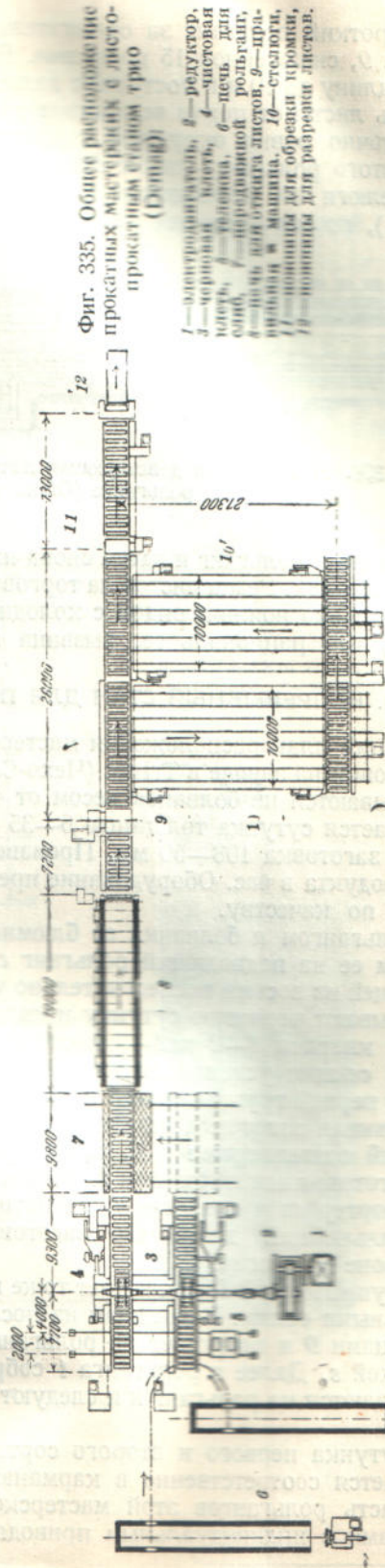


Фиг. 333. Общее расположение прокатных мастерских со станом блюминг:

1—опрокидыватель, 2—подводящий рольганг, 3—ствоящий рольганг, 4—ковши для концов, 5—рольганг, 6—сталкиватель, 7—шлепферы, 8—рольганг у печей, 9—транспортный рольганг, 10—рольганг для отрезков, 11—помосты.



Фиг. 334. Продольный разрез по роллангу алюминга.

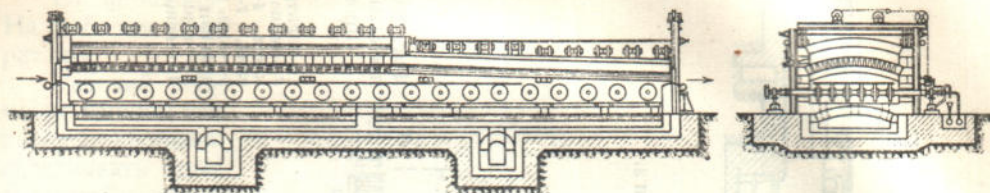


Фиг. 335. Общее расположение прокатных машин с листопрокатным столом трио (Детлар)

- 1—электродвигатель, 2—редуктор,
- 3—черновая вальца, 4—чистовая вальца, 5—валки, 6—печь для слитков, 7—передвижной ролланг, 8—ночь для отжига листов, 9—пра-вильная машина, 10—стеллажи, 11—ножницы для обрезаки кромок, 12—ножницы для разрезаки листов.

Короткий рольганг за отжигательной печью передает листы к правильной машине 9, снабженной 15 роликами. Выходящие из правильной машины листы имеют длину до 10 м и поступают далее на рольганги длиной 13 м. Чтобы предохранить листы от порчи вследствие трения о ролики, окружная скорость рольганга точно равна окружной скорости правильных роликов.

С этого рольганга листы снимаются на механические холодильные роликовые стелюги 10, приводимые в движение тяговыми цепями (см. фигуру 329 и посл.), по которым они катятся без скольжения, с них на вспомогательный



Фиг. 336. Непрерывная действующая печь для отжига листов с перемещением их на рольганге (Ofenbau Union, Düsseldorf).

передаточный рольганг и затем снова на стелюги 10' и далее к ножницам 11 для обрезки кромок. Резка листов на торговые размеры производится на ножницах 12.

Установка ножниц рядом с холодильниками, а не на некотором расстоянии от них, что рациональнее, вызвана местными условиями.

3. НЕПРЕРЫВНЫЙ СТАН ДЛЯ ПРОКАТКИ СУТУНКИ И ЗАГОТОВКИ

Общий план расположения мастерских для непрерывной прокатки сутунки и заготовки на заводе в Trines (Чехо-Словакия) виден на фиг. 337. ¹ Эти изделия прокатываются из болванок весом от 4 до 4,5 т. В качестве готового продукта выпускается сутунка толщиной 6—35 мм и шириной 300, 250 и 200 мм и квадратная заготовка 108—50 мм. Производительность мастерских 125—130 т готового продукта в час. Оборудование предусматривает сортировку продукта на два класса по качеству.

Рольгангом *a* болванка от блюминга подается к шлепперам *b*, перетаскивающим ее на подводящий рольганг *c*, расположенный перед группой стана *I*, состоящей из восьми последовательно установленных клетей. Валки этой группы прокатывают черновую сутунку и квадратную заготовку размером 108 и 80 мм. Между клетями 1—2 и 2—3 расположены секции передающего рольганга. На второй секции установлен кантовальный аппарат *d*.

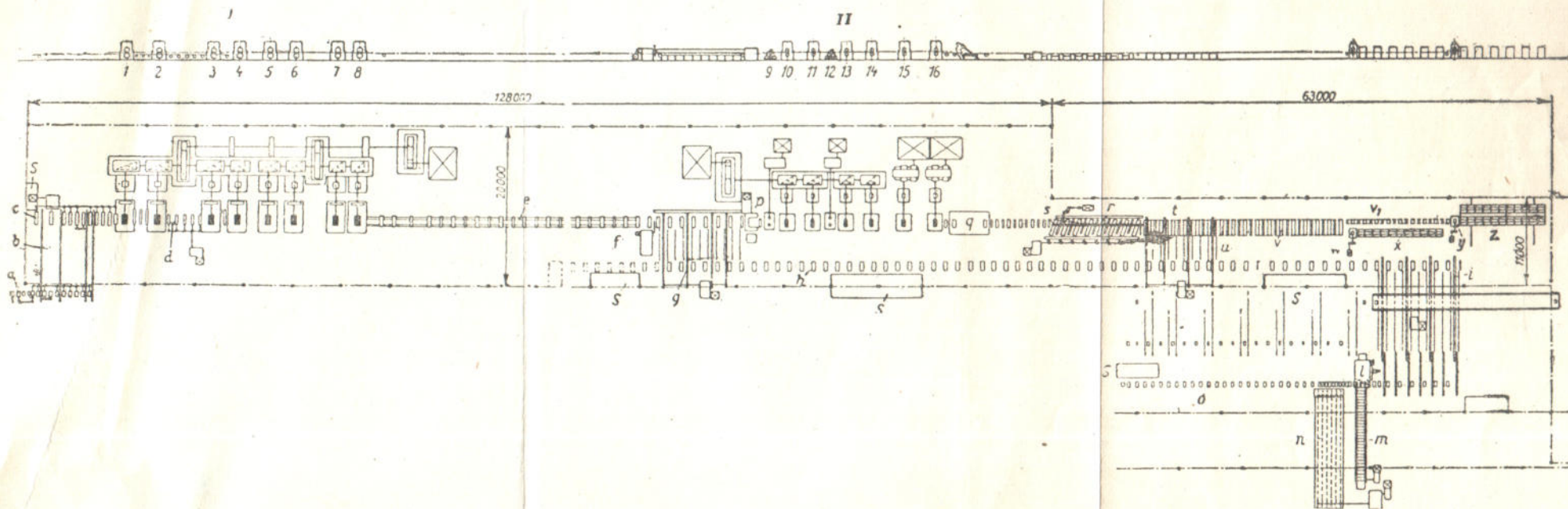
От первой группы клетей прокат подается рольгангом *e* к горячим пилам *f*. Разрезанная заготовка шлеппером *g* передается на заготовочный рольганг *h*, ведущий к шлепперам *i* и *k*, на которых происходит распределение на два сорта, и к заготовочным ножницам *l*. Рядом с ножницами расположены пластинчатый транспортер *m* и стелюги *n*, на которые заготовка поступает с рольганга *o*. На дальнейшей длине его заготовка первого сорта относится к стоящим в стороне стелюгам.

Группа клетей *II* включает тоже восемь пар валков, из коих две пары с вертикальными осями. Вышедшая из последней клетки заготовка режется летучими ножницами *q* и поступает на рольганг с косыми роликами *r* и направляющей линейкой *s*. Далее с рольганга *t* собранные после ножниц пакеты шлепперами *u* передаются на рольганг *h* и следуют по тому же пути, что и прокат из первого стана.

Сутунка первого и второго сорта, прошедшая рольганг *t* и последующие, собирается соответственно в карманах *z* и *x*.

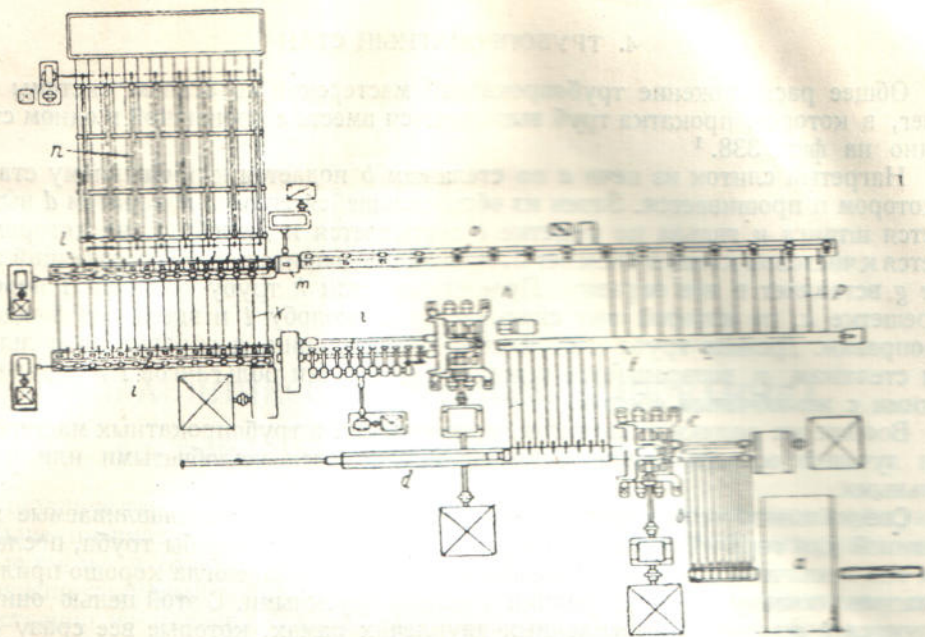
Часть рольгангов этой мастерской снабжена групповым приводом, часть роликами с индивидуальным приводом, которых установлено всего 130 штук.

¹ «Stahl und Eisen», 1931, № 18, стр. 574; «Вестник Демаг», декабрь, 1931.



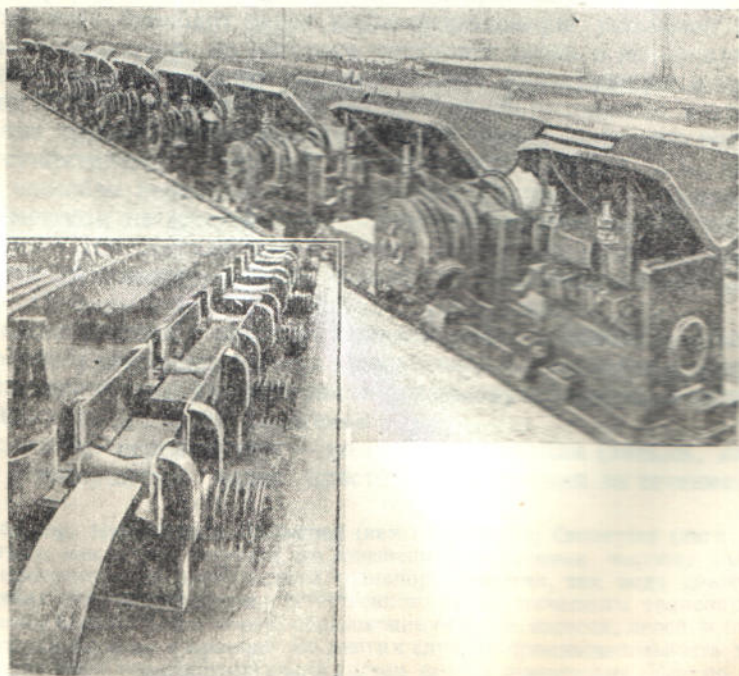
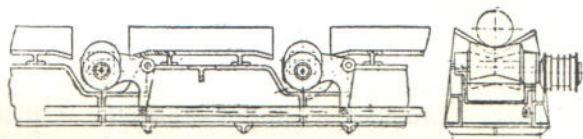
Фиг. 337. Непрерывный прокатный стан для прокатки сутунки:

а—рольганг у ножиц, б—шлеппер, с—подводящий рольганг, d—кантовальный аппарат, e—рольганг с направляющими, f—горячие пилы, g, k—шлепперы, l—заготовочные ножицы, m—транспортёр для концов, n—стелюги, o—рольганг, p—маятниковые ножицы, q—летучие ножицы, r—косой рольганг, s—направляющая линейна, t—рольганг с орошением, w, y—транспортные аппараты, x—карманы для сутунок, S—площадки управления.



Фиг. 338. Общее расположение стана Diescher для прокатки труб:

a—печь для слитков, *b, e, k, p*—стеллажи, *c*—прошивной стан, *d*—приспособление для извлечения оправки, *f*—входной желоб, *g*—втапливатель, *h*—чистовой стан, *i*—выходные рольганги, *l*—желоб для выкатывания оправки, *л*—стеллажи для труб, *o*—рольганг для оправки.



Фиг. 339. Коноидальные опускные электророллики в трубопрокатных мастерских (Demag).

4. ТРУБОПРОКАТНЫЙ СТАН

Общее расположение трубопрокатной мастерской со станом системы Diescher, в котором прокатка труб выполняется вместе с прошивкой в одном стане, видно на фиг. 338.¹

Нагретый слиток из печи *a* по стелажам *b* подается к прошивному стану *c*, в котором и прошивается. Затем из образовавшейся гильзы аппаратом *d* вытягивается штанга и гильза по решетке *e* скатывается к жолобу *f*, на котором подается к чистовой клети *h* Diescher'a, причем предварительно вталкивающий аппарат *g* вставляет в нее оправку. Прошедшую стан *h* трубу рольганг *i* передает к решетке *k*, по которой она скатывается к жолобу *l* и здесь освобождается от оправки. Далее труба поступает на холодильный, а оправка по рольгангу *o* и стелажам *p* возвращается к жолобу *g*. Ролики рольгангов *i* и *o* делаются узкими с жолобчатым ободом.

Вообще же ролики рольгангов, применяемых в трубопрокатных мастерских, для лучшего осевого направления трубы делаются жолобчатыми или конoidalными.

Специального типа электроролики трубопрокатной, устанавливаемые перед машиной для горячей правки труб, видны на фиг. 339. Чтобы труба, после того как она захвачена правильной машиной, при вращении могла хорошо прилегать к направляющему жолобу, ролики сделаны опускаемыми. С этой целью они монтируются в шарнирно укрепленных двуплечих рамах, которые все сразу опускаются при вводе трубы в машину, а затем поднимаются усилием, передаваемым продольной штангой.

¹ «Вестник Демаг», июль, 1934, стр. С22. О прокатке труб см. Н. П. Безклубенко, Производство стальных труб, 1935.

ГЛАВА IV

ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ ТРАНСПОРТИРОВАНИЕ¹

§ 1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ, ПРИМЕНЕНИЕ

Гидравлическое транспортирование, так же как и рассматриваемое в следующей главе пневматическое, представляет пример перемещения материала во взвешенном состоянии в среде.

Транспортируемый материал вводится в струю воды или забирается ею непосредственно из массива и перемещается к месту укладки или сброса.

Движение смеси воды и материала происходит по трубам или открытым каналам самотеком либо под напором. Величина и вес частиц переносимого водою материала зависят от скорости движения воды. Так, известно, что в реках, в естественных условиях, величина зерен увлекаемого водою грунта зависит от скорости течения: чем быстрее течение, тем крупнее взвешенные частицы.²

Следовательно, регулируя скорость воды, можно, в зависимости от рода перемещаемого материала, главным образом его крупности и удельного веса, создавать требуемую переносную способность струи.

Вода, служащая в гидравлических установках для транспортирования, после отработки либо выводится из транспортной системы, либо включается в замкнутый непрерывный цикл движения. Во втором случае освобожденная от твердых частиц вода проходит через водоочистительную установку и стекает в собирательный резервуар, из которого поступает снова в эксплуатацию.

В установках первого рода эти дополнительные фильтрующие и собирательные устройства не нужны, поэтому они проще и по оборудованию и в эксплуатации, однако они требуют непрерывного притока новых количеств воды, то-есть могут быть осуществлены только при определенных местных условиях.

Из двух способов перемещения гидросмеси (пульпы, гидромассы) — под напором и самотеком по естественному уклону — второй способ может быть применен только в тех случаях, когда между конечными пунктами транспортирования имеется достаточное падение уровня для обеспечения необходимой скорости пульпы. Поэтому второй способ более универсален.

Имеется также система с комбинированием обоих способов — принудительного и естественного движения. Иногда движущаяся под напором с большой скоростью вода служит только для забираяния (размыва) материала, а затем образовавшаяся гидросмесь движется самотеком.

Из двух способов перемещения — по трубам и каналам (лоткам, канавам) — второй имеет преимущество более простого наблюдения за течением пульпы

¹ Wasserförderung, Hydraulische Förderung (нем.) Hydraulic, Conveying (англ.)

² Подобно тому, как ветер, несущий во взвешенном состоянии частицы пыли, песка и пр., служит прототипом пневматического транспортирования, так вода движущаяся по берегам и в доках рек, являет пример естественного гидравлического транспортирования в природе. Размыв берегов рек и морей, образование оврагов, насосов, мелей и перекатов — все это результаты работы воды в природе. Во многих случаях производительность таких естественных гидравлических транспортирующих систем весьма значительна. Так по некоторым подсчетам, Дунай переносит в море во взвешенном состоянии около 82 млн. т наносов, река Инд — 450 млн. т., Аму-Дарья — 570 млн. т.

и более удобной ликвидации могущих произойти заторов. По этой причине каналы пригоднее, например, для перемещения крупнокусковых материалов, которые в трубах легко образуют пробки, прерывающие работу установки. Однако укладка лотков, образующих канал, которая должна производиться с соблюдением строго определенных уклонов, представляет нередко значительные трудности и требует сооружения эстакад, насыпей, выемок, а иногда и тоннелей, тогда как напорные трубы могут укладываться непосредственно на поверхности почвы по любому профилю.

Случаи применения гидравлического транспортирования довольно многообразны.

В горном деле гидравлическим способом пользуются например при разработке золотых, платиновых и других месторождений, при разработках залежей торфа и, в отдельных случаях, каменного угля, а также для доставки складочного материала в выработки каменноугольных рудников (гидравлическая закладка).

В дноуглубительных работах грунт всасывается вместе с водой со дна рек, озер, заливов с помощью особого снаряда, землесоса и гонится к месту свалки по пловучему «рефуллерному» трубопроводу, достигающему иногда довольно значительной длины.

В гидротехнических сооружениях гидравлическое транспортирование не только обеспечивает удобный и весьма производительный способ перемещения грунта, но допускает, путем регулирования скорости смеси, укладку грунта в определенном порядке по крупности. При этом отложение грунта может производиться весьма плотной массой, близкой к его естественному состоянию, что является существенным преимуществом намывных сооружений.

В крупных котельных установках гидравлический способ нашел довольно широкое применение для удаления по открытым лоткам или трубам золы и шлаков.

Точно так же гидравлическим способом производится перемещение и одновременно гранулирование шлаков, выпускаемых из доменных печей на металлургических заводах.

На сахарных и спиртовых заводах струей воды производится разгрузка из железнодорожных вагонов и дальнейшее транспортирование свеклы и перемещение картофеля. И в том и другом случае продукты при транспортировании не повреждаются.

К достоинствам гидравлического транспортирования можно отнести:

1) возможность достижения значительной производительности и перемещение на большие расстояния (практически до 2,5 км и больше);

2) в определенных условиях, особенно при наличии природного уклона для стока пульпы, — несложность и дешевизна оборудования и невысокие эксплуатационные расходы;

3) возможность совмещения транспортирования с некоторыми другими процессами, например гашение шлаков в котельных, гранулирование металлургических шлаков, охлаждение, промывка и даже обогащение.

В золоудалении гидравлическое транспортирование нередко успешно конкурирует не только с механическими способами, но и с пневматическим, перед которым оно имеет преимущество более умеренного износа трубопроводов и более быстрого, в самом начале перемещения, охлаждения золы, а также часто меньшего расхода энергии.

К недостаткам гидравлического транспортирования надо отнести: влажность, возникающую в закрытых помещениях, возможность замерзания воды при работе гидравлических установок зимой в суровом климате, недопустимость для весьма значительных групп материалов соприкосновения и перемещения с водой, вследствие чего область применения его соответственно ограничена, необходимость более или менее значительного расхода воды. Понятно поэтому, что вопрос о наличии достаточного количества и притом дешевой воды является основным при назначении рассматриваемого способа транспортирования.

§ 2. СОСТАВНЫЕ ЧАСТИ И АГРЕГАТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК

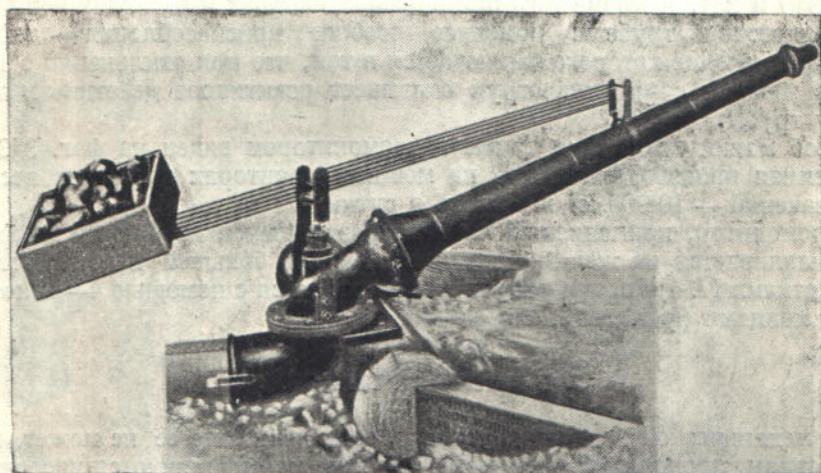
В общем случае гидравлическая транспортная установка состоит из следующих элементов: питающее устройство, принимающее материал из бункера, штабеля и пр.; проводники, по которым течет смесь: желобы и трубы, а также трубопроводы, подводющие воду; механическая часть, служащая для нагнетания напорной воды или перекачки гидросмеси; устройства, принимающие в конечном пункте транспортирования смесь материала и воды с приспособлениями для фильтрации воды.

Однако далеко не всегда все эти элементы на установках имеются в наличии. Есть например установки, состоящие из одного агрегата, например монитора, производящего размыв породы, которая затем стекает по почве самотеком; огромное большинство установок не имеет приемных устройств в конечном пункте, некоторые не имеют приводных насосных станций и пр.

Рассмотрим агрегаты, применяемые в гидравлическом транспортировании: гидромониторы, насосные установки для гидросмеси, струйные и промывные аппараты, а также элементы гидравлических установок — желобы и трубы.

1. ГИДРОМОНИТОР

При производстве гидравлическим способом земляных работ, на торфодобыче, разработке россыпных месторождений — размыв грунта и отделение его от массива производится с помощью сильной непрерывно действующей струи воды. Служащий для этого прибор (фиг. 340) называется гидромонитором (гидравлическим гигантом, водобоем, брандспойтом).



Фиг. 340. Внешний вид гидромонитора (Joshua Hendry Iron Works).

Сущность его действия заключается в том, что подведенная к нему под большим давлением (до 30 ат и больше) вода, проходя через постепенно суживающуюся трубу, приобретает значительную скорость, достигающую 90 м/сек, и направляется ею в место разработки (забой).

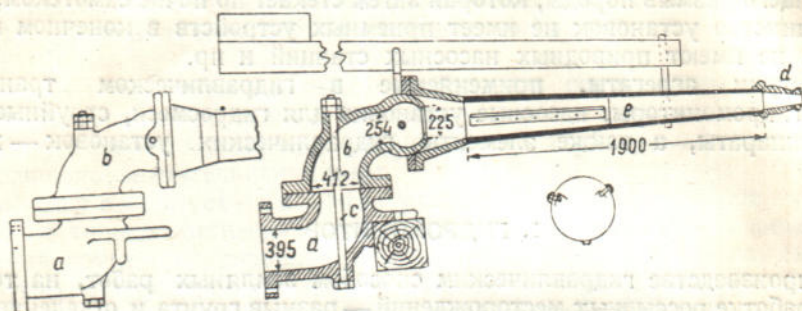
Вытекающая из монитора с такой скоростью вода имеет огромную разрушающую силу, способную размывать, раздробить и унести самые твердые породы грунта.

Образовавшаяся при этом пульза (или на торфоразработках — гидромасса) самотеком или механическим способом доставляется по лоткам или трубам к месту укладки.

На фиг. 341 представлен продольный разрез по гидромонитору.

Гидромонитор представляет собой конически суживающуюся трубу *e*, укрепленную на горизонтальном шарнире на конце колена, имеющего посредине вертикальный сальниковый шарнир, дающий возможность вращения верхней части колена *b* относительно нижней *a* на 360° и поворота в вертикальной плоскости.

Труба заканчивается конической выпускной насадкой *d*, внутренняя поверхность которой тщательно выверается и полируется для того, чтобы струя была строго центрирована и не нарушалась по поверхности, так как иначе часть воды разбрызгивается в стороны. Поэтому в тех случаях, когда вода несет с собой песок, царапающий насадку, ее приходится чаще менять. Угол конусности насадок принимается 12—15°, длина равной 3—3,6 диаметрам; диаметр узкого конца принимается по нормам от 50 до 275 мм, через 25 мм.



Фиг. 341. Продольный разрез по гидромонитору

Для обеспечения управления труба уравнивается грузом, как это видно на фиг. 340 и 341, и кроме того при больших напорах и расходах воды насадка присоединяется к трубе с помощью особого приспособления — дефлектора (фиг. 342), значение которого заключается в том, что при отклонении с помощью рычажка насадки сама сила струи оказывает реактивное действие и помогает повороту трубы.

Способ манипулирования таким гидромонитором виден на фиг. 343.

Объемная производительность на мощных мониторах достигает весьма высоких значений — 10 000 м³ и больше в сутки.

Гидромонитор, применяемый на торфоразработках, изображен на фиг. 344. Он устанавливается на железной станине *I* и для большей подвижности снабжается катками *II*. На время работы он закрепляется с помощью 4—8 ломов с загнутыми концами (фиг. 345). Вес его 455 кг. ¹

2. НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ

Для механической перекачки пульпы, если движение ее не может, по местным условиям, происходить самотеком по уклонам, применяются насосные установки или землесосы. Иногда пульпа часть своего пути движется по лоткам или трубам самотеком, а затем поступает в приемник, из которого засасывается насосом, и далее нагнетается к конечному пункту перемещения.

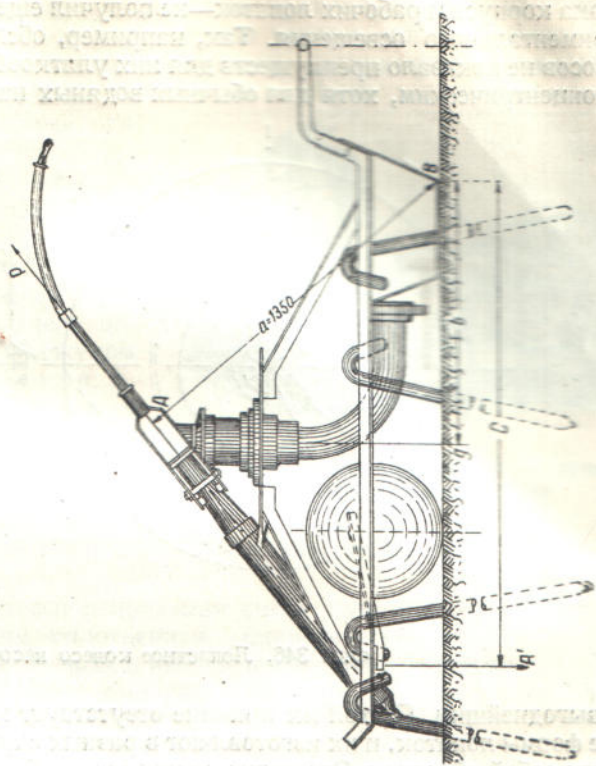
Часто условия работы требуют применения передвижной насосной установки. В этом случае она монтируется на железнодорожной платформе, на грузовике или же на пловучем плашкоуте.

По принципу действия насосы для пульпы ничем не отличаются от обычных центробежных насосов, но конструкция их, ввиду необходимости пропускать сквозь полость насоса довольно крупные и твердые частицы, имеет ряд характерных особенностей.

¹ Подробнее о гидромониторах см. проф. А. А. Салтыков, «Гидравлический способ разработки золотых россыпей»; Н. Д. Холин и С. В. Воскресенский, «Гидромеханизация земляных и горных работ»; Н. И. Глыбовский, «Машины гидроторфа».



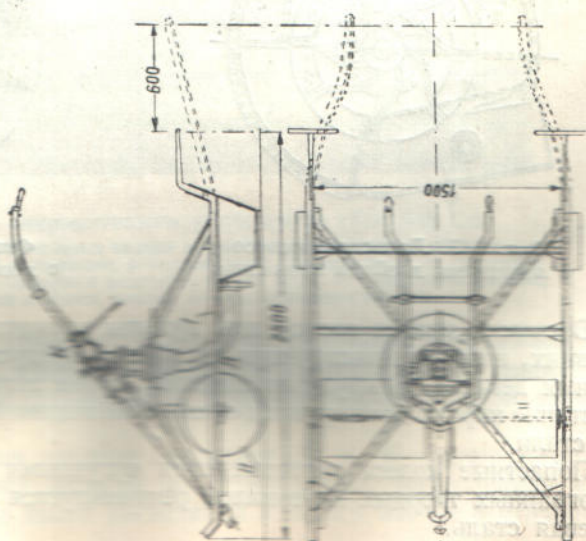
Фиг. 343. Выход струи из наконечника гидромонитора.



Фиг. 345. Закрепление гидромонитора при работе.

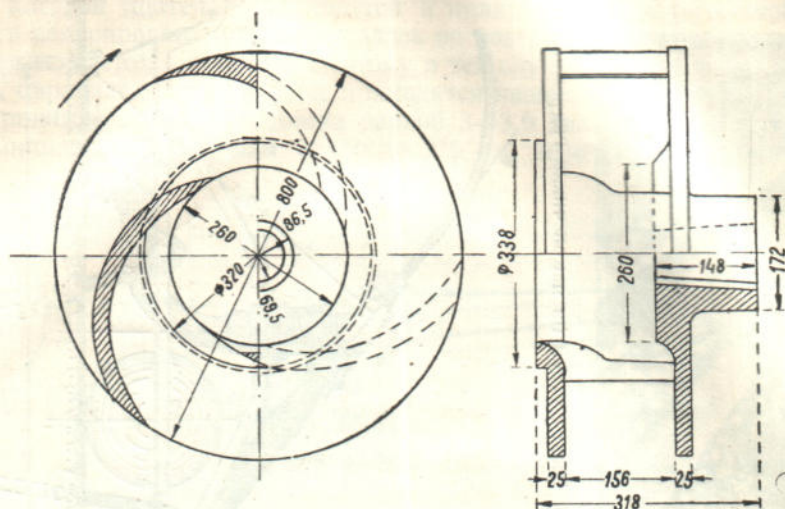


Фиг. 349. Укрепление насадки с помощью гибкого дефлектора (Johna Hendry Iron Works).



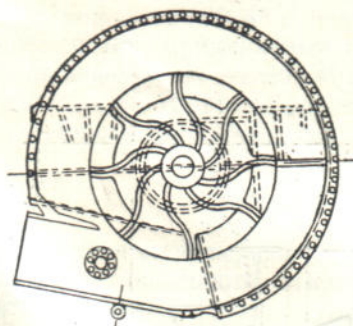
Фиг. 344. Гидромонитор Гидроторфа (модель 1930 г.).

Один из наиболее основных вопросов проектирования насоса для пульпы— форма корпуса и рабочих лопаток— не получил еще полного теоретического и экспериментального освещения. Так, например, обследование ряда волжских землесосов не показало преимуществ для них улиткообразного корпуса по сравнению с концентрическим, хотя для обычных водяных насосов он признан теоретически

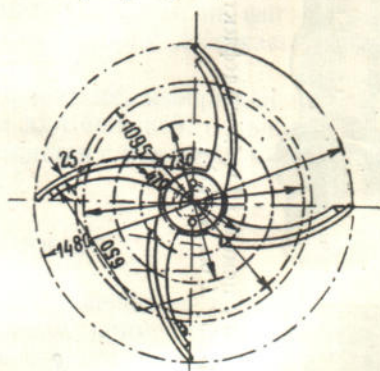


Фиг. 346. Лопастное колесо насоса Morris.

наивыгоднейшим. По той же причине отсутствует какое-либо единообразие в выборе формы лопаток, и их изготовляют в разных случаях по сильно отличающимся между собой образцам. Это видно из примера рабочих колес американской фирмы Morris (фиг. 346), дноуглубительных волжских (фиг. 347)¹ и камских (фиг. 348) снарядов. Особенно своеобразна форма лопаток колеса на фиг. 347, имеющих двойную кривизну с загибом по периферии в сторону вращения.



Фиг. 347. Лопастное колесо с лопатками двойной кривизны.



Фиг. 348. Лопастное колесо с лопатками, отогнутыми назад.

В смысле износа насосы для пульпы находятся в особо неблагоприятных условиях, поэтому конструкция их обычно предусматривает быструю смену отдельных деталей. В крупных моделях, кроме того, как лопастное колесо, так и частично корпус бронируются сменной облицовкой, изготовленной из специальной стали.

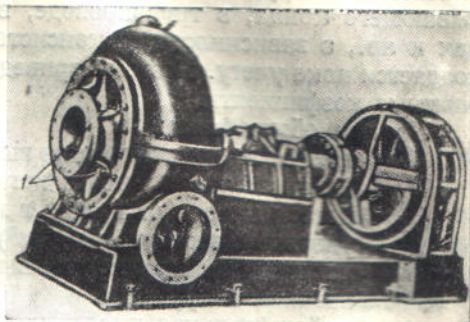
Лопастные колеса изготовляются чугунными либо стальными. В случае острогранных твердых материалов рекомендуется углеродистая или даже марганцевая сталь.

¹ Журнал «Строительная промышленность», 1934, № 2.

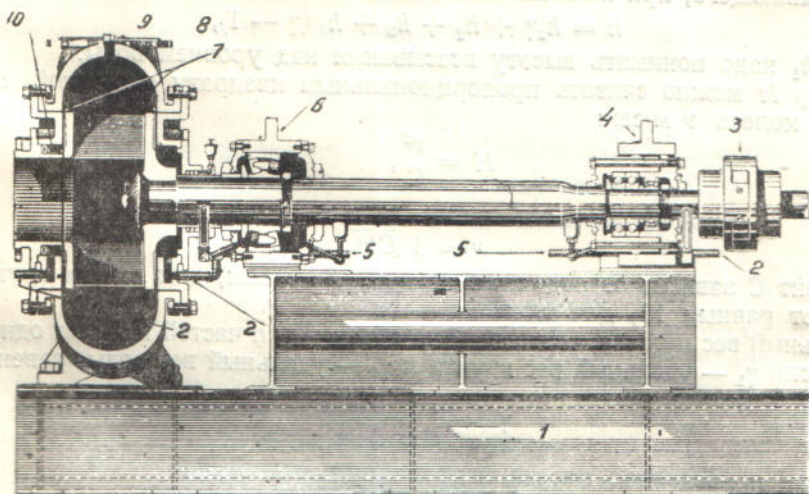
Всасывающая труба в большинстве конструкций присоединяется к насосу по оси, с противоположной стороны пропускается через сальник вал, на консоли которого насаживается лопастное колесо. Осевые усилия, которые испытывает вал от действия силы сопротивления всасывания, воспринимаются упорным подшипником. Для устранения подсоса воздуха и уменьшения износа коренного подшипника вследствие попадания в него твердых частиц в некоторых конструкциях насосов предусмотрен подвод к сальнику чистой воды.

При срабатывании лопаток рабочего колеса, происходящем наиболее интенсивно со стороны всасывающего отверстия, зазор между колесом и кожухом увеличивается, вследствие чего к. п. д. насоса понижается. Для борьбы с этим фирма Morris в своих насосах внутри корпуса со стороны всасывающего фланца крепит специальное переставное кольцо, которое болтами 7 (фиг. 349) может быть приближено без разборки корпуса к колесу так, чтобы зазор между ним и колесом оставался минимальным.

Фирма The Ash Co для транспортирования смеси золы и воды спроектировала насосы с гидравлическим уплотнением. Схематически эта конструкция изображена на фиг. 350. ¹ Чистая вода в небольшом количестве всегда поступает в зазоры между вращающимся колесом и кожухом и предотвращает как от утечки



Фиг. 349. Установка насоса для пульпы с электромотором (Morris).



Фиг. 350. Насос с гидравлическим уплотнением (The Ash Co):

1—сварная опорная рама, 2—подвод чистой воды, 3—гибкая раздвижная муфта, 4—радиальный и упорный подшипник, 5—охлаждение подшипников, 6—коренной радиальный подшипник, 7—зазоры с подводом чистой воды, 8—выпускной фланец, 9—отверстие для заливки насоса, 10—уплотняющее кольцо.

загрязненной воды, так и от износа в зазоре, обусловленного абразивным действием золы. По данным фирмы, насосы такой конструкции сохраняют первоначальную эффективность и дают по сравнению с другими типами насосов экономии мощности от 20 до 30%.

Высота нагнетания одним насосом достигает 30 м. В случае надобности соединяют два или несколько насосов последовательно, тогда общая высота нагнетания составляет сумму высот нагнетания каждого насоса в отдельности.

¹ «Mechanical Handling», май 1934.

Точно так же устанавливаются иногда два насоса при неоднородном грунте, так, чтобы при подаче легкого грунта мог работать только один насос, а при ухудшившихся условиях — два.

Полный расчет насоса для пульпы и всей насосной установки встречает значительные трудности, так как определение отдельных сопротивлений — у всасывающего конца, в трубопроводе, во всасывающем патрубке насоса, в коленях и пр., в зависимости от консистенции и механических свойств пульпы, не поддается пока учету. Поэтому приведем здесь только схему расчета и некоторые опытные коэффициенты.¹

Примем обозначения:

- H — полная манометрическая высота нагнетания в м, водяного столба
- H_1 — действительная высота нагнетания (м),
- H_2 — потеря напора от трения в нагнетательном трубопроводе (м),
- γ — удельный вес пульпы (т/м³),
- h — полная манометрическая высота всасывания в м, водяного столба — показания вакуумметра
- h_1 — действительная высота всасывания (м),
- h_2 — потеря напора от трения во всасывающем трубопроводе,
- h_3 — потеря напора на отрывание и засасывание грунта,
- h_4 — глубина погружения нижнего конца трубопровода в воду (при всасывании из-под воды).

Тогда для нагнетательного трубопровода

$$H = H_1\gamma + H_2, \quad (239)$$

для всасывающего, при отсутствии всасывания из-под воды,

$$h = h_1\gamma + h_2 + h_3, \quad (240)$$

для всасывающего, при наличии всасывания из-под воды,

$$h = h_1\gamma + h_2 + h_3 + h_4(\gamma - 1), \quad (241)$$

где под h_1 надо понимать высоту всасывания над уровнем воды.

Напор H можно считать пропорциональным квадрату окружной скорости рабочего колеса v м/сек:

$$H = \frac{v^2}{C}, \quad (242)$$

откуда

$$v = \sqrt{CH}. \quad (242')$$

Коэффициент C зависит от рода перекачиваемой пульпы; для легких грунтов его принимают равным 18, для тяжелых — 22.

Удельный вес пульпы, состоящей по объему из n частей воды на одну часть грунта, если γ_1 — удельный вес грунта и γ_0 — удельный вес воды, равен

$$\gamma = \frac{\gamma_1 + n\gamma_0}{n + 1}. \quad (243)$$

Полная приведенная высота подъема пульпы

$$H' = H + h, \quad (244)$$

поэтому мощность насоса, если производительность его V м³/час и к. п. д. — η_1 ,

$$N = \frac{V\gamma_0(H + h) \cdot 1000}{60 \cdot 60 \cdot 75 \eta_1} = \frac{V\gamma_0(H + h)}{270 \eta_1} \quad (245)$$

к. п. д. насоса, даже для одного и того же агрегата, колеблется в довольно широких пределах в зависимости от консистенции пульпы и рода перемещаемого материала. По опытным данным его считают

$$\eta_1 = 0,55 - 0,70.$$

Ввиду того что, как указывалось, в определении значений H и h не имеется полной определенности, мощность насоса приблизительно можно рассчитывать

¹ См. Н. Д. Холин и С. В. Воскресенский, Гидромеханизация земляных работ, и статью инж. Б. М. Шурбина, Принудительное движение по трубам и механизмы, применяемые при этом, «Строительная промышленность», 1934, № 2.

по действительной высоте подъема, равной в сумме $H_1 + h_1$, но при этом к. п. д. установки η_2 должен быть принят ниже η_1 .

$$N = \frac{V\gamma(H_1 + h_1)}{270 \eta_2} \quad (246)$$

Значение η_2 по данным испытаний вольжских двуглубительных снарядов равно

$$\eta_2 = 0,20 - 0,45.$$

Диаметр рабочего колеса насоса, при известном числе оборотов его n , находится из

$$D = \frac{60v}{\pi n} \quad (247)$$

Рабочая ширина насоса b может быть приближенно определена по величине цилиндрической поверхности, по которой жидкость поступает из всасывающего патрубка на лопатки. Если d м — диаметр этого патрубка, z — число лопастей и f — площадь сечения лопасти со штифами, то величина этой поверхности считается равной

$$F = \left(\pi d - z \frac{2}{3} f \right) \cdot b. \quad (248)$$

Принимая во внимание, что

$$V = 3600 F v_1, \quad (249)$$

где v_1 — скорость поступления пульпы в насос, находим

$$b = \frac{V}{3600 v_1 \left(\pi d - z \cdot \frac{2}{3} f \right)}. \quad (250)$$

Диаметр всасывающей и нагнетающей трубы находится из

$$d_m = \frac{1}{30} \sqrt{\frac{V}{\pi v'}}, \quad (251)$$

где для v' , скорости движения по трубе, указываются значения:

$$v' = 2,0 - 3,0 \text{ м/сек во всасывающей трубе,}$$

$$v' = 2,5 - 3,5 \text{ м/сек в нагнетающей трубе.}$$

3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СТРУЙНЫЕ АГРЕГАТЫ

В то время как насос, пропуская через себя пульпу, перекачивает ее по трубопроводу созданием статического напора, работа гидравлических струйных агрегатов основана на динамическом действии струи воды.

Выходя под давлением с большой скоростью из суженной насадки, вода увлекает пульпу или сухой перемещаемый материал из подводящего отверстия и гонит дальше силой струи (скоростной напор) по нагнетательному трубопроводу.

Струйные гидравлические транспортные агрегаты применяются преимущественно для двух целей: подъема пульпы при разработке месторождений и транспорта золы и шлаков из котельных. Первые называются гидравлическими элеваторами, вторые — эжекторами.

а) Гидравлические элеваторы

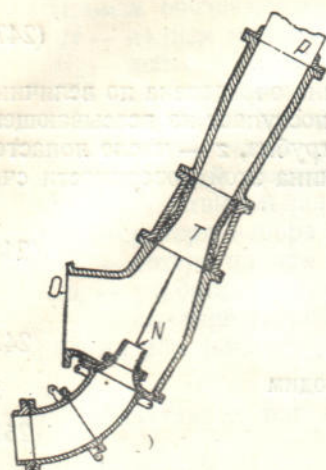
Схема прерванной части гидравлического элеватора представлена на фиг. 351. Чистая вода подводится из трубопровода через насадку N и, попадая в двухконическую горловину T , всасывает пульпу из присоединенного отверстия O и гонит ее по вертикальному или имеющему небольшой наклон к вертикали трубопроводу P .

Если дальнейшее движение пульпы производится по лоткам, то верхний конец трубы пропускается сквозь два первого звена лотка, несколько выступая

над ним. Для предупреждения разбрызгивания воды это первое звено ~~звенья~~ перекрывается сверху и снабжается обшивкой (колпаком), которая ~~отводит~~ отводит избыточный материал вбок.

Подъемная труба делается обычно сварной или клепаной, а колпак и горловина, как части, подвергающиеся наибольшему износу, отливаются из марганцевой стали.

Весьма существенными элементами гидроэлеватора, от формы, соотношения размеров и взаимного расположения которых в значительной мере зависит производительность установки, являются горловина и насадки. Разные конструкции дают отличающиеся друг от друга соотношения в системе расположения приемной части гидроэлеватора, как это видно например из сравнения их по фиг. 351, 352 и 353.



Фиг. 351. Приемная часть гидроэлеватора «Новый Хэнди»:

N—насадка, T—горловина, P—трубопровод, O—приемное отверстие.

В конструкции по фиг. 351 насадка дает резкое сужение струи на коротком участке и входит в приемную камеру. Конструкция по фиг. 352 отличается тем, что насадка в ней, в целях предохранения от быстрого разрушения от ударов находящихся в пульпе камней, опущена ниже. Горловина сделана составной из двух частей, из которых нижняя изнашивается скорее и может быть сменена независимо от верхней. Приемное отверстие сделано круглым и противоположная стенка камеры закрыта броней, предохраняющей ее от прямого удара камней. Броня и горловина сделаны из стали, остальные элементы— из чугуна.

Отличительной особенностью конструкции по фиг. 353 — приемной части гидроэлеватора Эванса, получившего распространение на ряде наших установок в Сибири, являются два вспомогательных всасывающих отверстия для воздуха, открываемые в случае засорения главного отверстия.

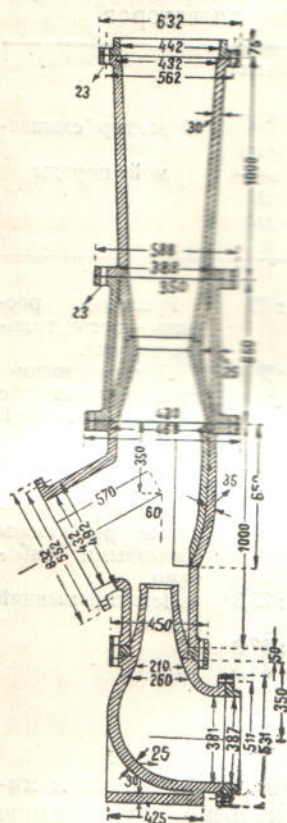
Обычно насадку монтируют так, чтобы ее ось совпала с осью элеватора; это делают для того, чтобы струя центрировалась по отверстию горловины. Поперечное сечение горловины в наиболее узком месте должно соответствовать сечению входящей в него струи и угол конусности верхней части горловины должен совпадать с углом, под которым струя расширяется.

Характеристика трех описанных типов гидроэлеваторов приведена в таблице 37.

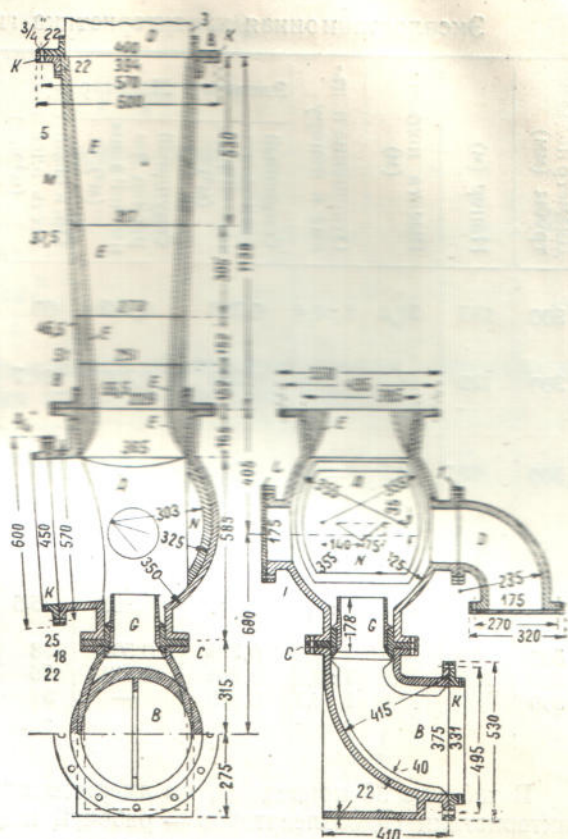
Таблица 37

Размер и вес гидравлических элеваторов

Тип	Диаметр (мм)			Элеваторы Хэнди		Полный вес без подъемной трубы и всасывающего приспособления (кг)	
	подъемной трубы	горловины	насадки	диаметр подъемной трубы (мм)	вес самой тяжелой части (кг)		
Элеваторы Кэмпбелла	Низкого давления	254	152	51—63	203	159	1000
		305	178	63—76	254	204	1225
		305	203	76—114	305	295	1450
	Высокого давления	406	254	84—127	356	374	1700
		457	305	114—139	406	454	2090
		559	381	127—152	457	544	2640
Элеваторы Эванса	190—203	76—127	38—76	508	656	3450	
	241—330	127—203	63—101	610	815	4350	
	279—406	203—254	63—127	762	1090	6350	
	356—483	305—356	152—203	—	—	—	
	457—762	356—457	152—203	—	—	—	



Фиг. 352. Приемная часть гидроэлеватора (Союззолото).



Фиг. 353. Приемная часть гидроэлеватора Эванса.



Фиг. 354. Общий вид разработки, оборудованных гидромониторами и гидроэлеватором.

Эксплуатационная характеристика гидравлических элеваторов

Диаметр подъемной трубы (мм)	Напор (м)	Высота подъема (м)	Отношение п д-ема к напору	Элеватор		Производительность элеватора (м³/час)	Отношение объема породы к		Характер смываемой породы
				Секундный расход напорной воды (м³)	Секундный расход напорной воды (м³)		объему всей воды	объему подъемной воды	
300	137	21,4	1:6,4	0,283	0,202	60	1:29,1	1:17	<p>Русловая россыпь — песок, галька, валуны.</p> <p>Легкопромывистый пласт с примесью мелкой гальки.</p> <p>Глинистый пласт, прикрытый слоем конгломератов, которые разрушены взрывными работами.</p> <p>Легкопромывной пласт.</p>
300	122	18,3	1:6,6	0,280	0,210	31,7	1:55,7	1:31,8	
300	69,7	10,7	1:6,5	0,212	—	20	—	1:38,2	
400	81,3	11,9	1:6,8	0,421	0,305	65,6	1:40	1:23,3	
500	98	8,54	1:8,2	0,710	0,505	38	1:115	1:67,3	
500	161	27,8	1:5,8	0,920	0,131	76	1:50	1:43,5	
500	91,5	14,6	1:6,2	0,849	—	51	—	1:60	

В таблице 38 приведены, по американским данным, эксплуатационные характеристики гидроэлеваторов — рабочий напор, высота подъема, соотношение этих величин (которое часто рекомендуют принимать около четырех), производительность по породе и значения отношения объема породы к объему воды. Так как порода доставляется к гидроэлеватору в смеси с водой, то последнее отношение указывается отдельно ко всей воде и только к подъемной, расходуемой элеватором. Общий вид месторождения, разрабатываемого гидромониторами с доставкой пульпы на поверхность гидроэлеваторами, расположенными на снимке в глубине котлована, показан на фиг. 354.

Обычные углы наклона трубы гидравлического элеватора принимаются в 50—70°; фирма Эванс считает оптимальный уклон в 80°.

Размеры гидроэлеватора обычно определяются в зависимости от имеющегося дебита рабочей воды и имеющегося напора. Если на разработках находятся в эксплуатации одновременно гидромониторы и гидроэлеваторы, то вода должна быть распределена между теми и другими. Практически на элеваторах обычно расходуется от половины всей напорной воды до двух третей, а остальное количество подводится к мониторам.

Действительный напор воды из насадки (фиг. 355) равен разности уровней без гидравлических потерь в подводящем трубопроводе. Потеря напора, если длина трубопровода L , находится по известной из гидравлики формуле:

$$h_n = C \frac{v^2}{d} L, \quad (252)$$

значение C принимается обычно

$$C = 0,0013.]$$

Скорость, диаметр трубопровода и секундный расход воды V_b , м³ связываются уравнением

$$V_b = \frac{\pi d^2}{4} v. \quad (253)$$

Действительный напор у насадки

$$H = H' - h_1 - h_n \quad (254)$$

Скорость истечения воды из насадки

$$v_0 = \varphi \sqrt{2gH} \quad (255)$$

Значение φ принимают

$$\varphi = 0,93 - 0,94,$$

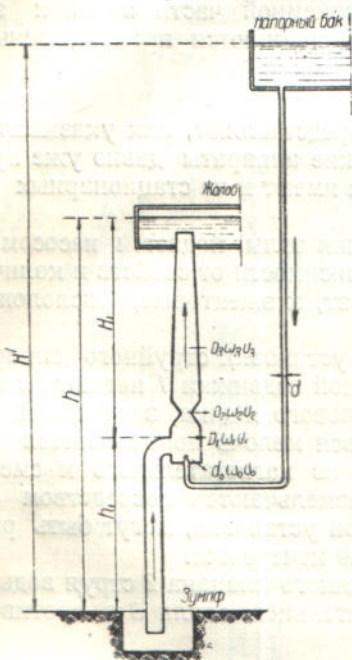
при $\varphi = 0,93$

$$v_0 = 4,1 \sqrt{H} \quad (255')$$

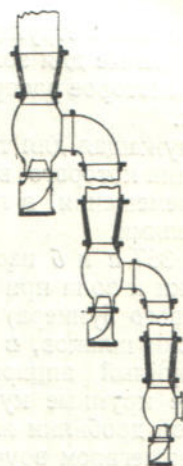
Диаметр насадки d_0 находится из

$$\frac{\pi d_0^2}{4} v_0 = V_b \quad (256)$$

Прочие размеры элеватора определяют обычно при помощи величины диаметра насадки d_0 по выработанным практическим соотношениям.



Фиг. 355. Схема установки гидроэлеватора.



Фиг. 356. Схема соединения трех последовательных гидрозелеваторов.

Для определения к. п. д. элеватора, если характеристики его известны, найдем отдельные выражения для полезной и всей затраченной работы. Полезная работа, если V_b' — количество воды из зумпфа в м³/сек и Q' — количество породы в кг/сек, равна

$$(1000 V_b' + Q') h \text{ кгм/сек.}$$

Работа воды из напорного бака равна

$$1000 V_b (H' - h) \text{ кгм/сек,}$$

где $H' - h$ — разность уровней в баке и в жолобе.

Поэтому

$$\eta = \frac{(1000 V_b' + Q') h}{1000 V_b (H' - h)} = \frac{V_b' + 0,001 Q'}{V_b \left(\frac{H'}{h} - 1 \right)} \quad (257)$$

¹ Такого вида выражение для η приводится в упоминавшейся книге Пила и у наших авторов, им же пользуются и на практике.

Численное значение η , по литературным данным, не превосходит 5%. Это понятно, составляет существенный недостаток гидроэлеваторов и ограничивает область их применения случаями, когда имеется достаточный естественный напор воды или когда стоимость механической энергии очень низка.

Достоинство гидроэлеваторов — невысокая стоимость оборудования, простая эксплуатация и относительно меньший износ, даже в случае транспортирования твердых и абразивных пород, например кварцевого песка, чем при перемещении пульпы с помощью насосов.

Практическая предельная высота работы гидроэлеваторов 20—30 м; если требуется больший подъем, то в трубе устанавливают дополнительные промежуточные насадки, подающие под напором свежую воду, или же соединяют несколько элеваторов последовательно, как показано на фиг. 356. Как видно из схемы, размеры насадки и горловины, а также диаметры трубопроводов увеличиваются на каждом последующем элеваторе по сравнению с предыдущим, так как в каждой ступени возрастает количество пассивной (отработанной воды). Недостаток такой установки — повышенный износ приемной части верхних элеваторов. Чаще вместо установки по такой схеме применяются промежуточные зумпфы.

б) Э ж е к т о р ы

Другой пример струйных агрегатов представляют, как указывалось, эжекторы, применяемые для золоудаления. Такие аппараты давно уже применяются на судах,¹ некоторое распространение они имеют и на стационарных установках в котельных.

Вода, служащая для транспортирования золы, подается насосом под давлением, величина которого выбирается в зависимости от свойств и количества золы и длины перемещения, в пределах 6—25 ат, к эжекторам, расположенным под золосборателями.

На фиг. 357 а и б изображена схема установки струйного аппарата фирмы Seifert. Шлаки и зола при открытии золыной задвижки 1 падают из золосборателя (шлакового бункера) на решетку золowego ящика, задерживающего более крупные куски шлаков, в то время как вся мелочь проваливается непосредственно в струйный аппарат, состоящий из нагнетательного и смешивающего сопла. Более крупные куски шлаков размельчаются посредством специально установленной дробилки или, как в данной установке, могут быть размельчены на решетке кочегаром вручную с помощью кочережки.

С открытием включенного впереди водяного клапана 2 струя воды под большим давлением устремляется из нагнетательного сопла 3 в противоположное, смешивающее, сопло 4.

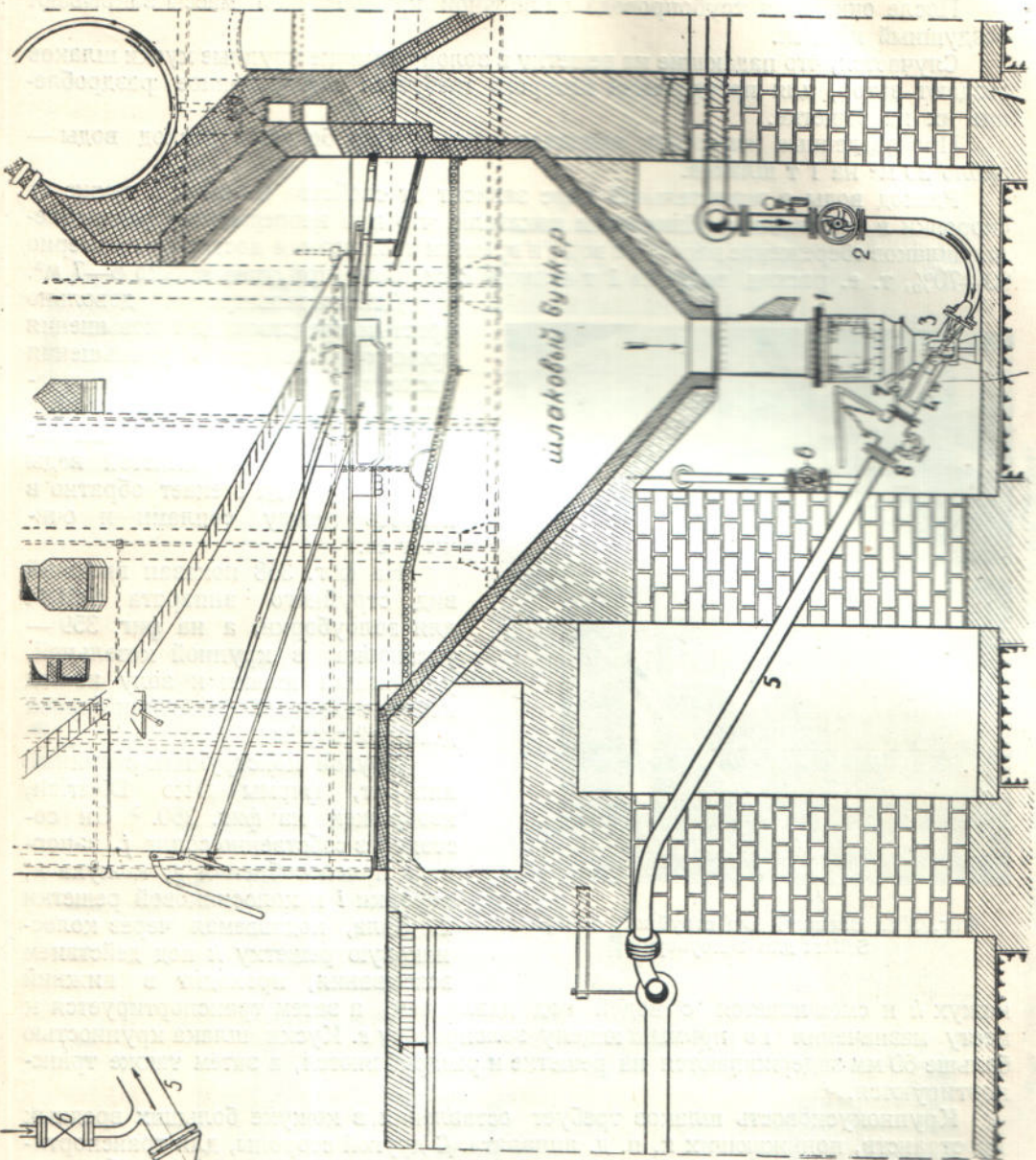
При прохождении через струйный аппарат сильная водяная струя захватывает золу или шлаки, находящиеся в полости между обоими соплами, и одновременно, благодаря особой конструкции их, всасывает остатки. Зола и шлаки, смешанные с водой, выходя из смешивающего сопла, поступают в присоединенный к нему золопровод 5, по которому непрерывным потоком, не требующим применения новой энергии и новых средств транспортирования, доставляются на открытый склад или в сборательный бункер, установленный в стороне.

Во время удаления золы золыная задвижка остается все время открытой. За смешивающим соплом, в близком от него состоянии, встраивается быстро запирающаяся задвижка 8, которая дает возможность по окончании удаления шлаков отсоединить струйный аппарат и золыный ящик от золопровода.

Когда вся зола из золыного ящика удалена, закрывается прежде всего золыная задвижка, а затем водяной клапан и задвижка за струйным аппаратом.

После этого открывается затвор 6 воздушного трубопровода, присоединенного к трубопроводу 5 непосредственно за задвижку после струйного аппарата. Сжатый воздух транспортирует всю находящуюся золыную кашеобразную массу к месту склада. Таким образом трубопровод очищается от остающихся в нем остатков, которые, затвердев, могут закупорить трубопровод, а зимою могут быть причиной замерзания трубопровода и его поломки.

¹ См. например Zimmer, The mechanical handling, 1932, I, стр. 259.



Фиг. 357. Схема установки струйного аппарата Seifert для шлабурки:

- 1 — шибера
- 2 — водяной клапан
- 3 — нагнетательное колесо
- 4 — смешивающее колесо
- 5 — водопровод
- 6 — штурвал воздухопровода
- 7 — газовая трубка
- 8 — поддончик

После очищения трубопровода от зольной кашеобразной массы закрывают воздушный клапан.

Случается, что падающие на решетку в золоприемнике крупные куски шлаков создают затор, для преодоления которого требуется своевременное раздробление их на решетке.

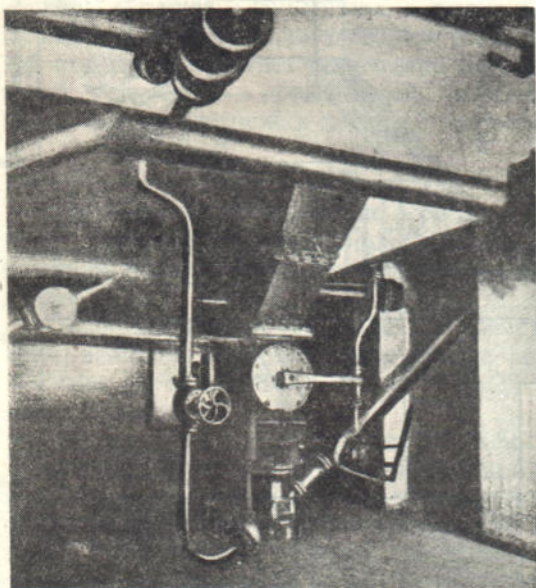
Произведенные измерения показали чрезвычайно большой расход воды — около 20 м^3 на 1 т шлаков.

Расход воды в значительной мере зависит от свойства шлаков, а также от сноровки в управлении. Измерения показали, что при непрерывном раздроблении шлаков сбережение напорной воды и времени промывания достигало примерно 60—70%, т. е. расход воды на 1 т шлаков составлял при этом только 6—7 м^3 .

Действительным и довольно простым средством для повышения производительности и уменьшения расхода воды в струйных аппаратах является применение обводных сливных трубок 7, по которым некоторое количество илстой воды из трубопровода стекает обратно в полость между соплами и очищает ее.

На фиг. 358 показан внешний вид струйного аппарата Seifert для золоуборки, а на фиг. 359 — установка в крупной котельной, удаляющая шлаки и золу из-под котла, водоподогревателя и борова дымовой трубы.

Другой конструкции струйный аппарат, фирмы Otto Dietrich, изображен на фиг. 360.¹ Он состоит из собственно сопла *f*, запорного приспособления *g*, кожуха *h*, воронки *i* и колосниковой решетки *k*. Зола, подаваемая через колосниковую решетку *k* под действием всасывания, проходит в нижний



Фиг. 358. Внешний вид струйного аппарата Seifert для золоуборки.

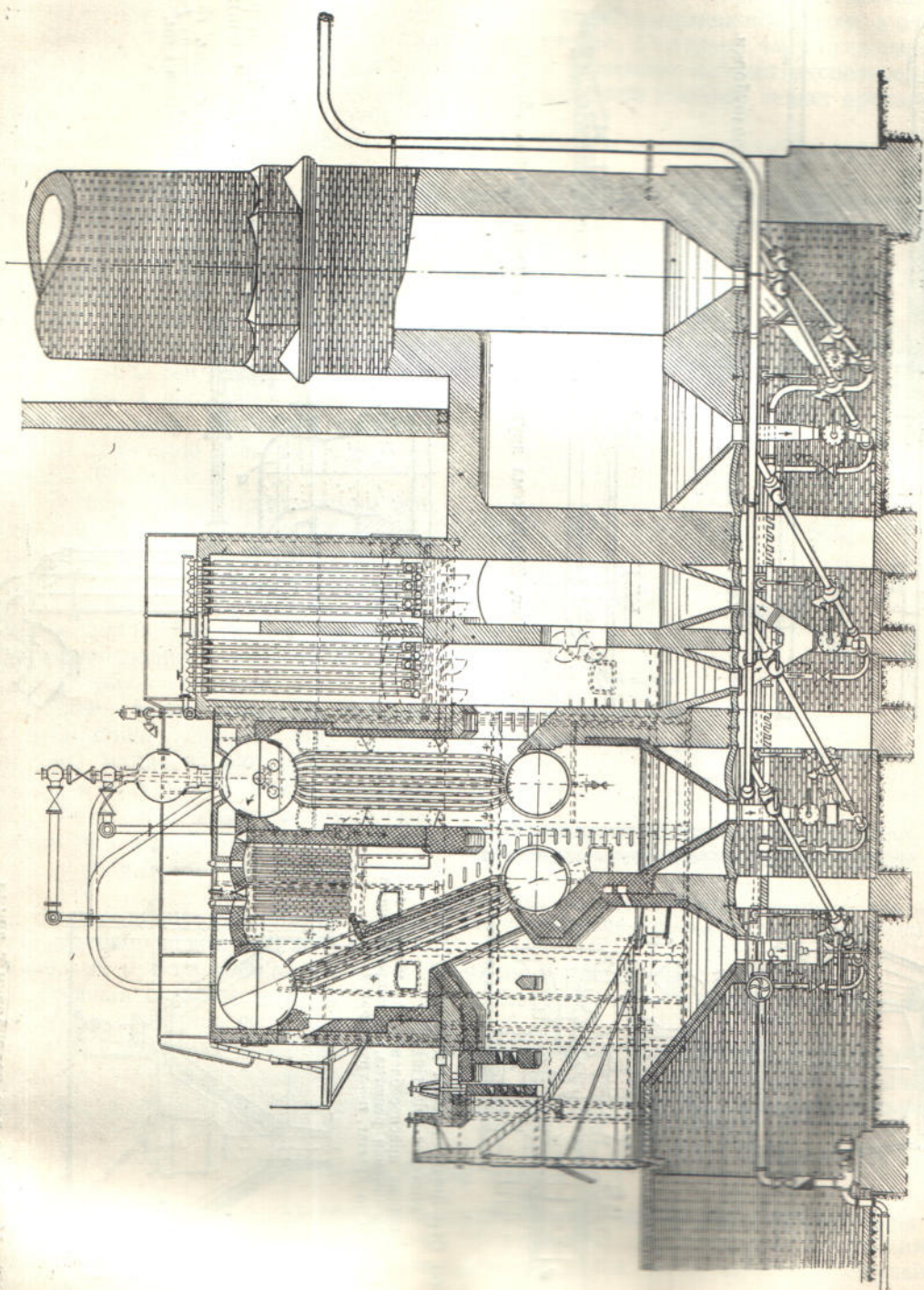
кожух *h* и смешивается с водой под давлением, а затем транспортируется к месту назначения по примыкающему золопроводу *e*. Куски шлака крупностью больше 60 мм задерживаются на решетке и раздробляются, а затем также транспортируются.

Крупнокусковость шлаков требует оставления в кожухе больших вредных пространств, понижающих к. п. д. аппарата. С другой стороны, для транспортирования золы требуется сравнительно большое количество воды, во избежание засорения трубопровода, особенно при больших расстояниях перемещения, так что и в этом случае к. п. д. ограничен. Для того чтобы сохранить к. п. д. возможно высоким, в описанном струйном аппарате применен специального типа запорный клапан *g*, с помощью которого вредное пространство в процессе работы доводится до возможно малых пределов.

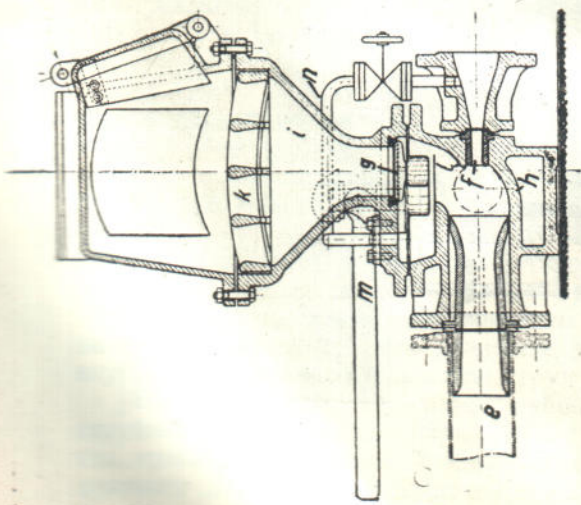
Дальнейшим усовершенствованием было соответственное профилирование выступа *l*, направляющего движение тяжелых кусков шлаков при их падении внутрь кожуха по направлению струи воды.

Во многих случаях к одному трубопроводу присоединяют два или несколько струйных аппаратов (фиг. 361), поэтому каждый аппарат должен быть установлен так, чтобы его можно было отключить от трубопровода и тем предохранить от обратного движения через него к зольному бункеру транспортируемой смеси.

¹ «Fördertechnik und Frachtverkehr», 1932, № 13, 14, стр. 163

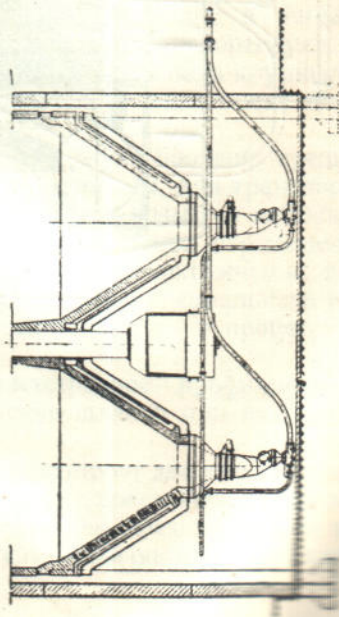


Фиг. 359. Установка с пятью струйными аппаратами Seifert.

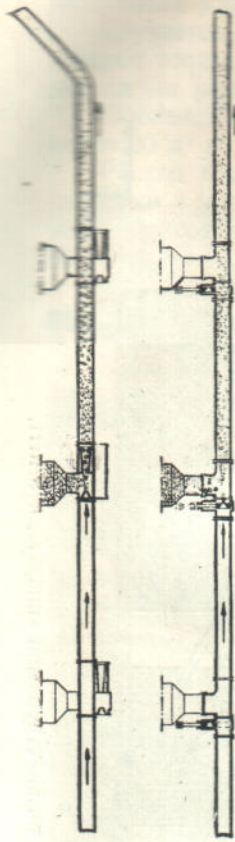


Фиг. 360. Струйный аппарат для золоборки системы Dietrich:

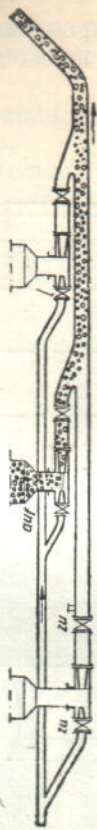
f—сопло, *g*—запорное приспособление, *h*—конух, *i*—воронка, *k*—колосниковая решетка, *l*—направляющий выступ, *m*—рычаг, *n*—трубопровод.



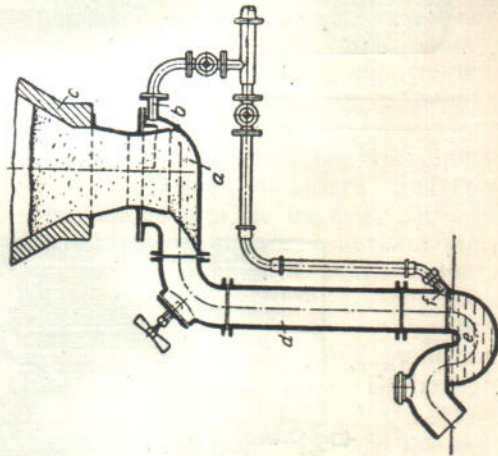
Фиг. 361. Механизм для золоборки с двумя аппаратами Dietrich.



Фиг. 362. Две схемы однотрубной установки для золоборки.



Фиг. 363. Схема двухтрубной установки для золоборки.



Фиг. 364. Промывной аппарат для золоборки (Rothstein):

a—воронка, *b*—подвод воды, *c*—бункер, *d*—спускная трубка, *e*—колено, *f*—подвод дополнительной воды.

Обычные затворы-здвижки (фиг. 357), устанавливаемые в трубопроводе, легко загрязняются и вследствие этого неплотно закрываются, кроме того они сильно изнашиваются. Поэтому в описанной системе запорный клапан установлен в самом струйном аппарате, а именно над соплом *f*. При открывании клапана сухая зола и шлаки падают через него, не касаясь расположенных снизу, а следовательно защищенных уплотняющих поверхностей, благодаря чему предотвращается их изнашивание. Для маневрирования клапаном служит эксцентриковый рычаг *m*. Промывка поверхностей перед закрытием клапана может производиться через специальный трубопровод *n*.

Схемы включения зольных бункеров, расположенных последовательно, видны на фиг. 362 и 363.¹

В первом случае — однотрубной схемы — зольные бункеры приключены непосредственно к одному золопроводу, в который подается и вода под напором.

В схеме вверху, примененной при транспортировании на большие расстояния и на подъем, струйный аппарат сделан выдвигаемым. В рабочем положении он вводится в трубопровод под тем бункером, который очищается, в нерабочем — выводится из него наружу, чтобы не препятствовать движению золы из позади лежащих бункеров.

В схеме внизу, применяемой при транспортировании на меньшие расстояния и по горизонтали, включение мест очистки производится с помощью сопел-заслонок. В опущенном положении сопло производит разгрузку из расположенного впереди бункера, на чертеже — среднего.

Схема более сложной, но эксплуатационно удобной двухтрубной системы видна на фиг. 363. Как подающая воду труба, так и золопровод имеют под каждым бункерным отверстием соединительные ответвления. Такая установка показана на фиг. 359.

Перемещение шлаков по закрытым трубопроводам ограничивается размерами кусков шлаков 50—60 и до 80 мм в поперечнике.

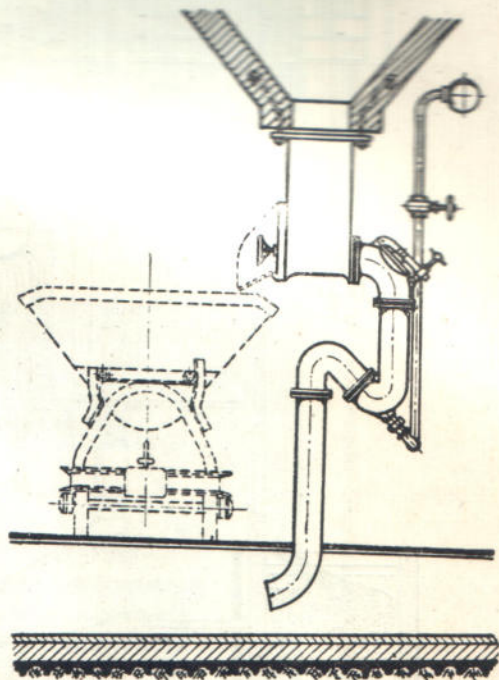
Рабочая скорость в трубопроводах составляет около 2 м/сек и не меньше 1,5 м/сек, давление воды в эжекторе 6—25 ат.

Выбор величины давления, как и диаметра сопла, определяется главным образом длиной транспортирования, высотой подъема и консистенцией пульпы. На выполненных установках длина перемещения достигает 2,5 км и даже больше при преодолении подъема в 20—30 м.

4. ПРОМЫВНЫЕ АППАРАТЫ

На ином принципе действия, чем рассмотренные выше водоструйные аппараты, основаны так называемые промывные аппараты, служащие для извлечения из-под котла экономайзера или борта дымовой трубы золы, шлаков и летучей золы.

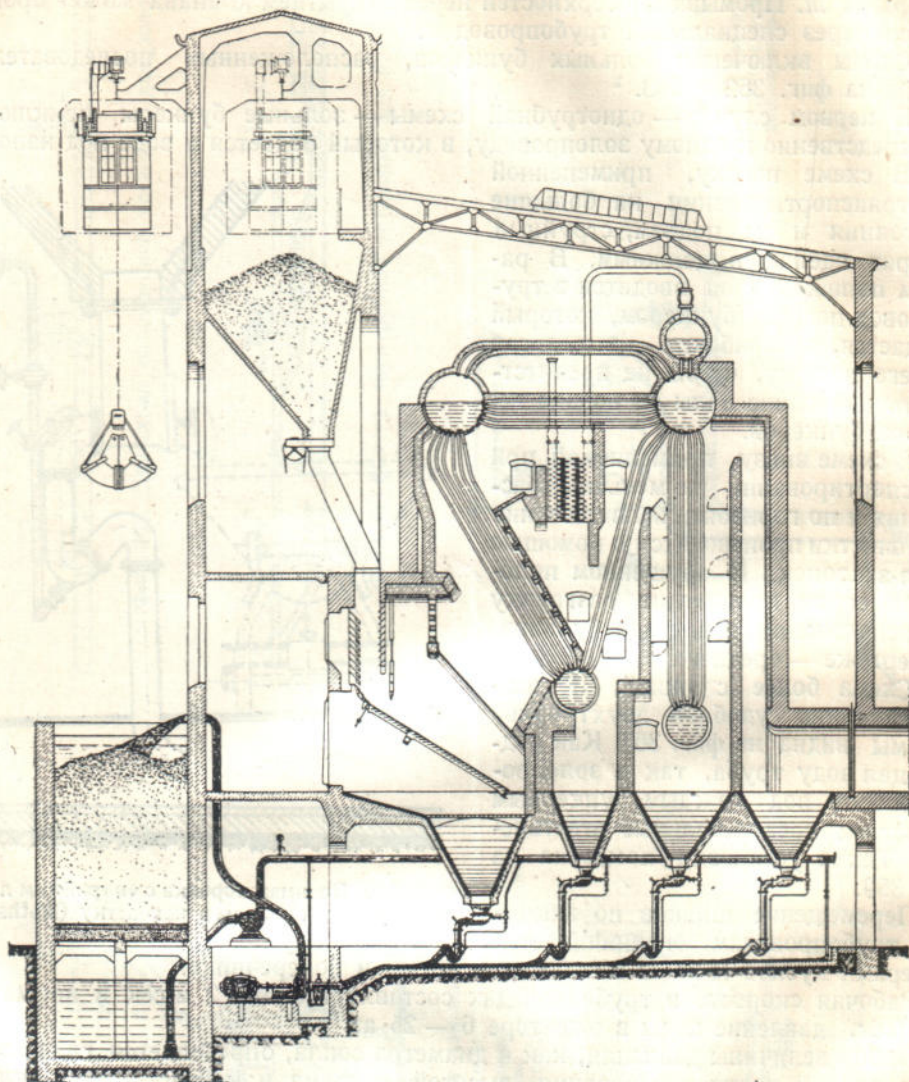
Схема такого аппарата видна на фиг. 364. Зола или шлаки ссыпаются в воронку *a*, в которой образуют насыщенный конус. Отводящая труба *d* присоединена



Фиг. 365. Зольная воронка с аварийным люком для сбрасывания золы в вагонетку (Rothstein).

¹ Die Wärme, 1933, № 21.

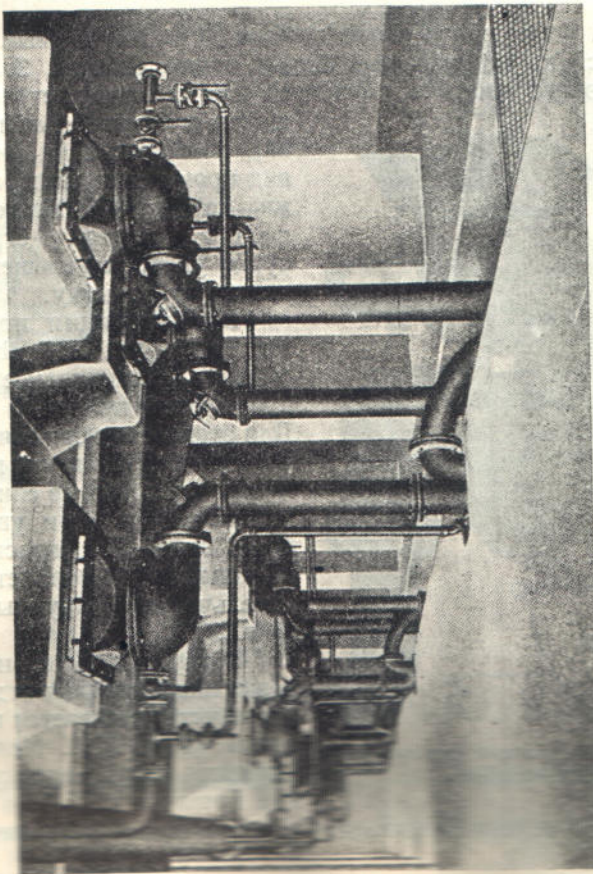
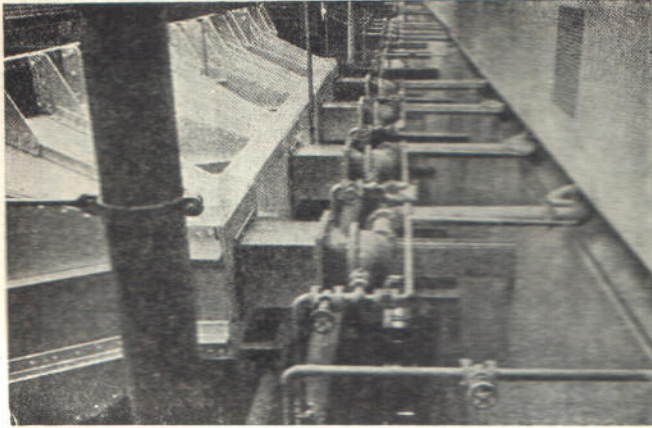
так, чтобы накопленные шлаки не попадали в нее самопроизвольно и не забивали трубу. Струя воды, подводимая по трубке *b*, смывает шлаки в трубу *d*, в нижней части которой устроено колено *e*, служащее для образования водяного замка. Отверстие трубы располагается над открытым слегка наклонным желобом. Для разжижения движущейся смеси служит свежая вода, подводимая по трубке *f*. На случай засорения трубки в приемной воронке иногда устраивается спускной люк, через который зола может быть выгружена в вагонетку (фиг. 365).



Фиг. 366. Схема установки для золоуборки четырьмя промывными аппаратами Rothstein.

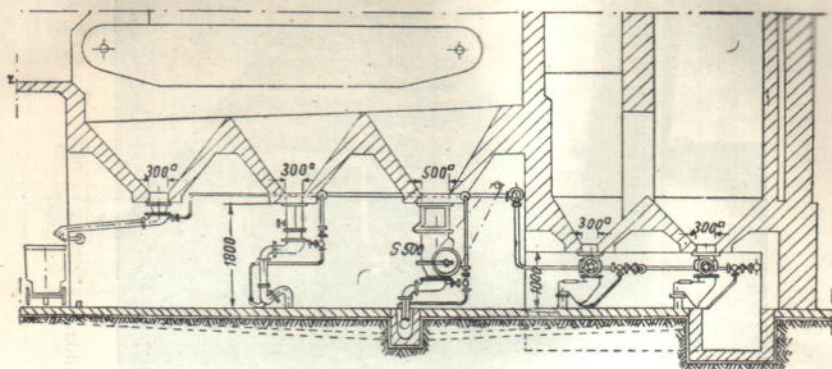
Достоинством описанной системы является полное отсутствие механических задвижек и затворов, подвергающихся в золоуборочных установках наибольшему износу и засорению.

Общая схема установки для золоуборки видна на фиг. 366. Смывая в промывных аппаратах зола по наклонному желобу стекает в виде гидросмеси к насосу, которым перекачивается в резервуар с фильтрующим дном. Осветленная вода из нижележащего резервуара вторым насосом снова гонится к промывным резервуарам, а обезвоженные шлаки и зола грейферной кошкой извлекаются из резервуара и грузятся в вагоны для дальнейшей откатки.



Фиг. 367. Общее расположение промывной золотуляющей установки.

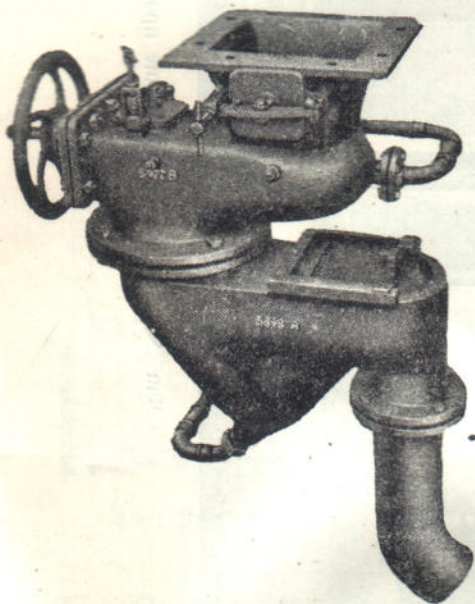
Внешний вид помещений под котлами показан на фиг. 367. Достоинство этой системы, как впрочем и вообще гидравлической золоуборки, — отсутствие пыли и чистота в этих помещениях.



Фиг. 368. Схема установки для золоуборки с одной дробилкой.

Если шлаки заключают в себе крупные куски, то для обеспечения от затруднений при транспортировании они должны быть предварительно раздроблены, для чего служат установленные между бункером и промывным аппаратом дробилки.

Схема такой установки с одной дробилкой под шлаковым бункером, в котором собираются крупнокусковые шлаки, видна на фиг. 368. Отдельно конструкция промывного аппарата, служащего для удаления летучей золы, собирающейся в борне дымовой трубы (справа), изображена на фиг. 369, а внешний вид промывных аппаратов с дробилками — на фиг. 370. Из первого слева бункера в вагонетки сгружаются мелкие куски угля, сыпавшегося через колосниковую решетку.

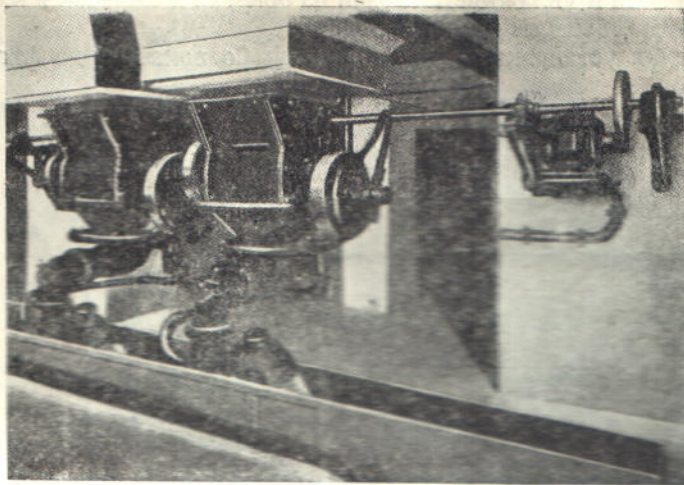


Фиг. 369. Промывной аппарат для летучей золы (Rothstein).

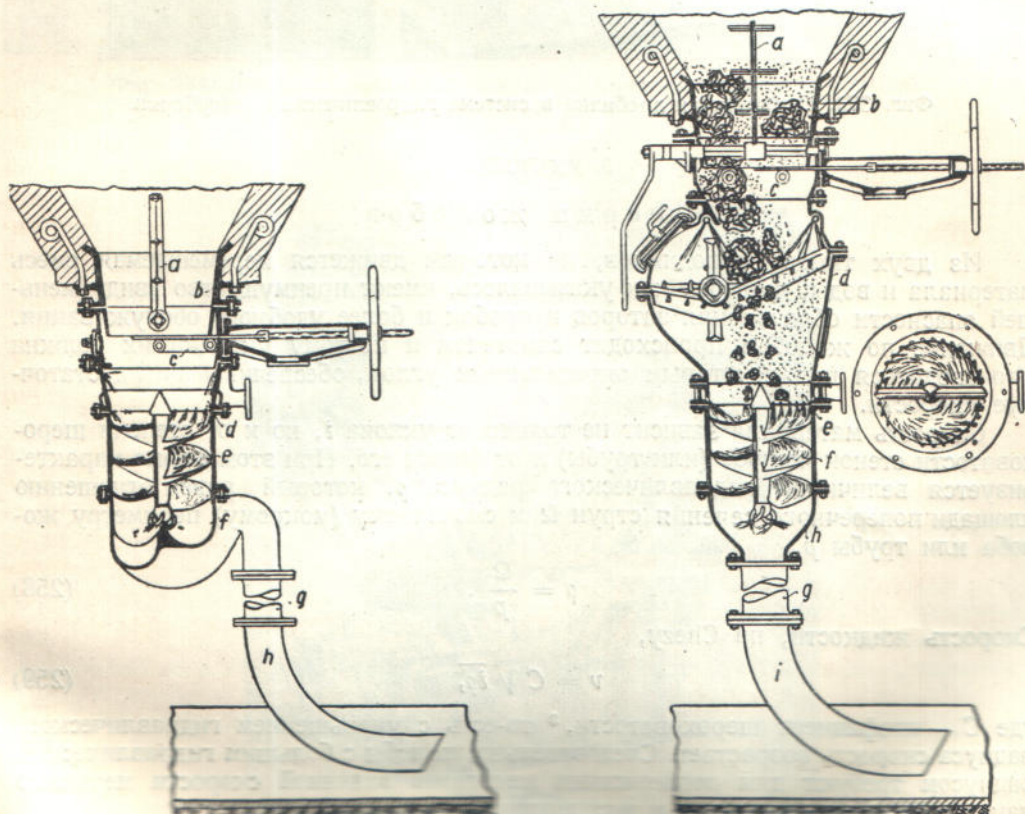
В конструкции промывных аппаратов фирмы Natorp & Eberhard (фиг. 371) гашение и равномерное увлажнение золы происходит в приемной камере аппарата. Для этого сыпавшиеся через отверстие *b* шлаки пропускаются по короткой вертикальной трубе со спиральным лопастным спуском *e* и увлажняются через брызгало *d*. Эта же система промывного аппарата выполняется с дробилкой, измельчающей крупные куски шлака (фиг. 372).

В крупных котельных вместо установки индивидуальных дробильных аппаратов устанавливается центральная дробилка (фиг. 373). Мелкие шлаки просыпаются через решетку, крупнокусковые проходят валковую дробилку. Смесь

шлаков с водой по колену втягивается в насос, которым нагнетается по вертикальному трубопроводу. Для топок, работающих на пылевидном топливе, находит применение система смывания золы из собирательных шлюзовых камер, расположенных непосредственно под камерами сгорания (фиг. 374). Такие камеры, подверженные действию высоких температур, выкладываются огнеупорным кирпичом. Зола



Фиг. 370. Внешний вид промывных аппаратов с дробилками (Rothstein).



Фиг. 371. Промывной аппарат с гашением и постепенным удлинением шлама (Natorp Eberhard):

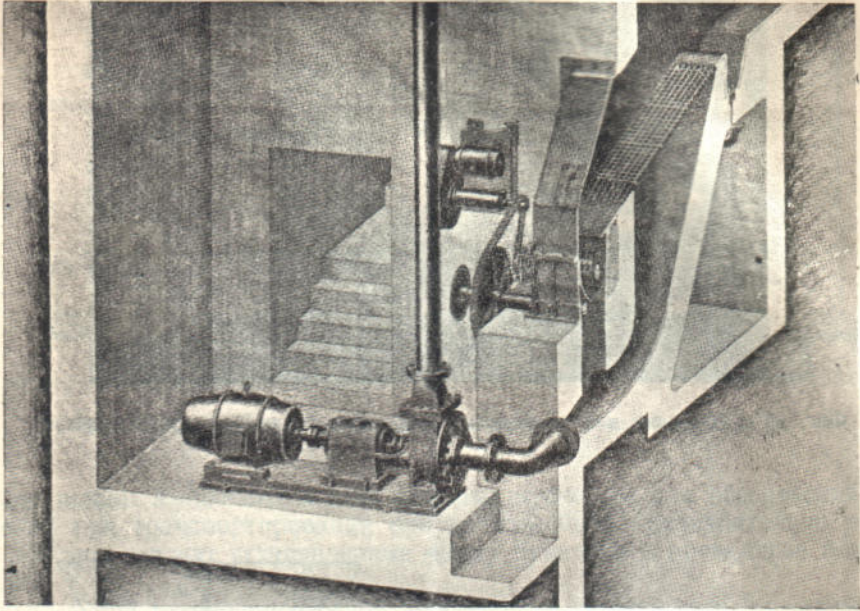
a—вибратор, препятствующий засорению, *b*—спускное кольцо, *c*—регулирующая заслонка, *d*—брызгало, *e*—винтовая лопасть, *f*—водный затвор, *g*—патрубок, *h*—выпускное колено.

Фиг. 372. Промывной аппарат с дроблением шлаков:

a—вибратор, *b*—спускное кольцо, *c*—регулирующая заслонка, *d*—дробилка, *e*—брызгало, *f*—спускные лопасти, *g*—патрубок, *h*—конус, *i*—выпускное колено.

в них охлаждается и увлажняется водой из брызгал и смывается в боковое отверстие струей воды, бьющей снизу.¹

Аналогичная установка системы The Ash Co показана на фиг. 375.²



Фиг. 373. Центральная дробилка в системе гидравлической золоуборки.

5. ЖЛОБЫ

а) Форма жолобов

Из двух типов проводников, по которым движется перемещаемая смесь материала и воды, жолобы, как указывалось, имеют преимущество ввиду меньшей опасности образования заторов и пробок и более удобного обслуживания. Движение по жолобам происходит самотеком и поэтому укладка их должна производиться под некоторым определенным углом, обеспечивающим достаточные скорости.

Скорость материала зависит не только от уклона i , но и от степени шероховатости стенок жолоба (или трубы) и от формы его. При этом форма характеризуется величиной гидравлического радиуса ρ , который равен отношению площади поперечного сечения струи Ω к смоченному (мокрому) периметру жолоба или трубы p .

$$\rho = \frac{\Omega}{p}. \quad (258)$$

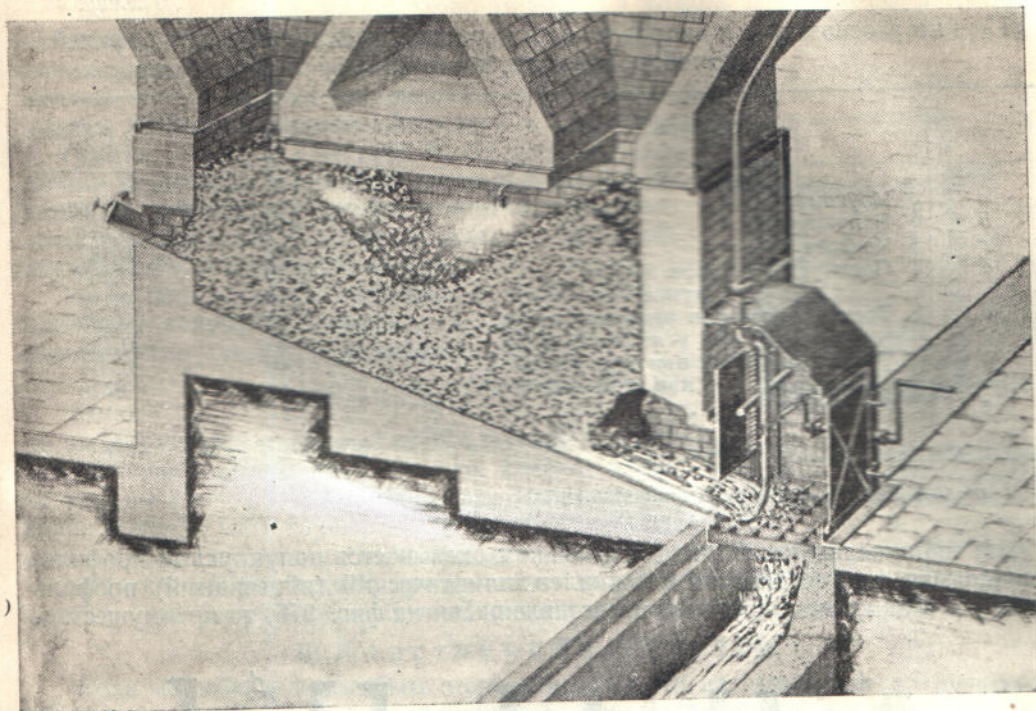
Скорость жидкости, по Chezy,

$$v = C \sqrt{i\rho}, \quad (259)$$

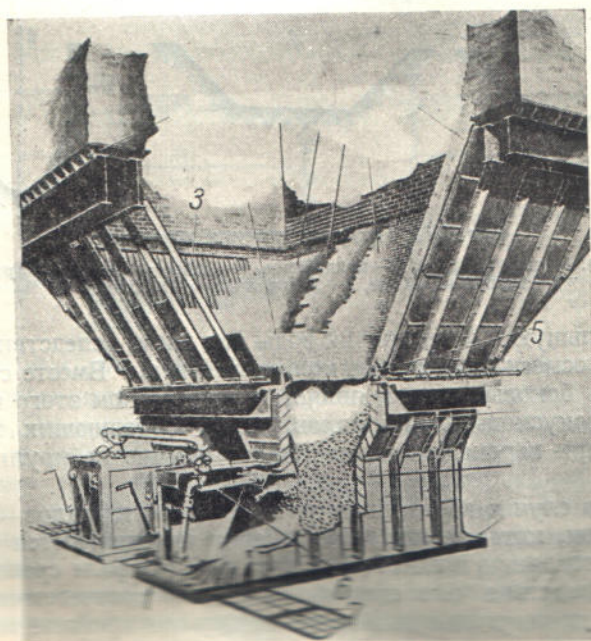
где C — коэффициент шероховатости,³ то-есть с уменьшением гидравлического радиуса скорость возрастает. Следовательно, жолобы с большим гидравлическим радиусом требуют для поддержания некоторой заданной скорости меньшего наклона, а значит выгоднее в эксплуатации.

Применяемые профили жолобов изображены на фиг. 376, в таблице 39 приведены значения смоченного периметра и гидравлического радиуса для жолоба одного и того же сечения $0,30 \text{ м}^2$, но разной формы.

См. также «Fördertechnik u. Frachtverkehr», 1933, № 11, 12, стр. 134.
«Mechanical Handling», май 1934 г.
Подробнее см. § 3, п. 4.



Фиг. 374. Золоуборка из-под топок на пылевидном топливе (Rothstein).



Фиг. 375. Золоуборка из-под топок на пылевидном топливе (The Ash-Cole).

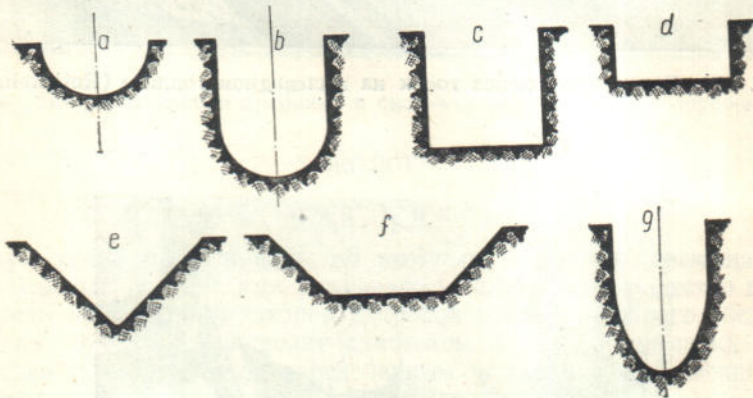
1—шпала, 2—трубопровод к софлу, 3—трубопровод обдувания
4—огнеупорная кладка, 5—водяное охлаждение, 6—откидной
затвор, 7—крышка отводного канала.

Периметр основания и гидравлический радиус для различных профилей
жолобов сечением $\Omega = 0,30 \text{ м}^2$

	Профиль сечения	p (м)	r (м)
<i>a</i>	Круглый	1,43	0,210
<i>b</i>	Полукруглый	1,375	0,218
<i>c</i>	Квадратный	1,64	0,182
<i>d</i>	Прямоугольный при $n=1,5$ *	1,79	0,168
	» при $n=0,5$	1,55	0,193
<i>e</i>	Треугольный при угле откоса 60°	1,665	0,180
	» при угле откоса 45°	1,55	0,193
<i>f</i>	Трапециoidalный при угле откоса 45°	1,49	0,201
	» при угле откоса 60°	1,44	0,208
<i>g</i>	Яйцевидный	1,52	0,198

* n —отношение высоты к ширине жолоба.

Из таблицы видно, что наиболее выгодным оказывается полукруглый профиль. Однако для мелкозернистых материалов эллиптический (яйцевидный) профиль имеет по сравнению с другими, представленными на фиг. 376, то преимущество,



Фиг. 376. Профили сечения жолобов:

a—круглое, *b*—полукруглое, *c*—квадратное, *d*—прямоугольное, *e*—треугольное, *f*—трапециoidalное, *g*—эллиптическое (яйцевидное).

что он дает наибольшую высоту уровня воды над дном, вследствие чего расходует на движение гидросмеси наименьшее количество воды. Вместе с тем относительная сближенность боковых стенок является недостатком этого профиля при перемещении крупнокусковых материалов, легко образующих заторы, поэтому он применяется при перемещении материалов обычно не крупнее 100 мм в поперечнике.

Кроме того, в случае абразивных и тяжелых материалов — камни, гравий или крупный песок, которые при перемещении передвигаются частично скольжением по дну, истиранию подвергается при этом профиле сравнительно небольшая площадь, вследствие чего степень истирания соответственно повышается. При квадратном, прямоугольном и трапециoidalном профиле истирание распределяется по большей поверхности, благодаря чему долговечность лотка возрастает.

В сахарной промышленности в качестве стандартного применяется прямоугольный профиль с закругленными углами (фиг. 377). Для сечения $0,139$ и $0,249 \text{ м}^2$ размеры a — b — c равны соответственно 350—405—600 и 410—615—800 мм, толщина стенок, изготовленных из бетона, f — m равна 100—150 мм,

Величина уклона жолоба принимается не только в зависимости от рода материала и консистенции гидросмеси, но и от рода жолоба и колеблется в широких пределах. Так, в земляных и горных работах уклоны лотков и канав принимаются от 1,5 до 10%, причем большие значения относятся к вырытым в грунте канавам, имеющим более шероховатые стенки и легче засоряющимся увлекаемыми водно-корнями, дерном, крупными камнями и пр. Поэтому облицованные досками жолобы на практике оказываются часто экономичнее.

Для облицованных жолобов в особо благоприятных условиях, например в сахарной промышленности, уклон принимается обычно

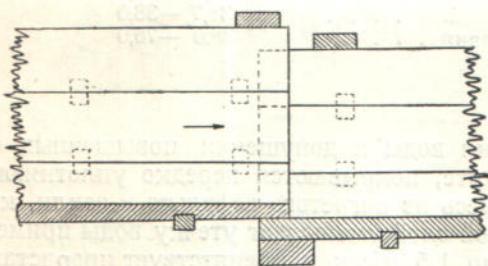
$$i = 0,8 - 1,2\%$$

на закруглениях примерно на 25% больше. Радиус закругления жолоба на поворотах следует брать не меньше 4—5-кратной ширины его. Величина радиуса должна быть такою, чтобы частицы, ударившиеся о внешнюю стенку и отраженные от нее не ударялись о внутреннюю стенку:¹

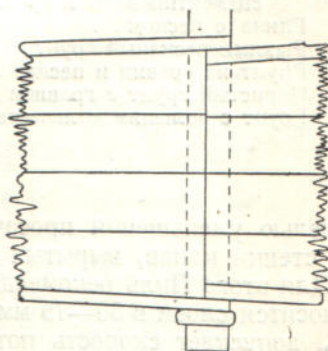
Иногда поворот жолоба предпочитают выполнять не по дуге, а по полигону с поворотом каждой последующей секции относительно предыдущей на 30°.

б) Конструкция жолобов

Если жолобы должны быть передвижными, то их для удобства переноски собирают из отдельных секций длиной 3—4 м, выполненных из дерева или железа. Деревянные жолобы, напитавшись водой, разбухают и тяжелеют, а просохнув — растрескиваются и разваливаются при переноске. Поэтому металлические жолобы значительно долговечнее.



Фиг. 378. Телескопические секционные жолобы.



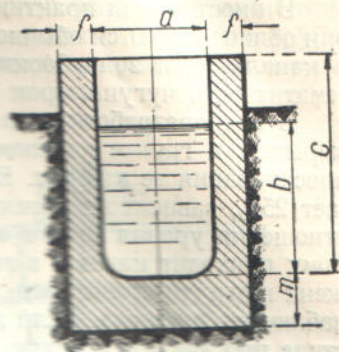
Нередко жолобы изготавливаются деревянными и облицовываются изнутри резервуарным железом. Один конец в секционных жолобах делается примерно на 50 мм уже, чем другой, и они собираются так, что узкий конец одного звена входит в широкий другого (так называемые телескопические жолобы, фиг. 378).

Стационарные жолобы, в целях уменьшения сопротивления и повышения срока службы, выкладываются чугунными плитами, керамиковыми плитками, а иногда — досками.

Так, проектное отделение б. Котлотурбины в проекте установки для гидроудаления низкого давления, предназначенной для одной крупной котельной, предусмотрело главные жолобы эллипсообразной формы, выложенные керамиковыми плитками, придав жолобам уклон в 2°.

В проекте залудаления из котельной Бобринского химкомбината главные каналы выполнены из кирпича на бетонном основании с облицовкой деревянными досками. Сечение канала эллипсообразной формы, с радиусом закругления

¹ Подробнее см. в главе «О пневматическом транспортировании».



Фиг. 377. Стандартный профиль бетонного жолоба, принятый в сахарной промышленности.

200 мм, куски шлака допускаются размером до 100 мм. При производительности около 150 м³ в час уклон принят 0,02 и расчетная скорость движения 1,23 м/сек.

В иностранной практике бетонные желобы для гидравлического золоудаления облицовываются обычно изнутри чугунными плитами. Так, фирма The Ash Co в каналах для золоуборки на крупных силовых станциях укладывает плиты тематитового чугуна, срок службы которых считается в пять лет.

В гидроразработках, в которых перемещение гидромассы производится по вырытым в грунте канавам, приходится считаться с потерей воды вследствие просачивания ее в грунт. Величина потерь, которая на практике иногда достигает 25%, зависит от характера грунта, наличия или отсутствия облицовки, от отношения уровня воды в канаве к уровню грунтовых вод на участке, по которому проходит канава, а также от срока ее эксплуатации. Если канава проложена ниже грунтовых вод, то в ней возможен приток воды, в противном случае наблюдается утечка. Если действие грунтовых вод отсутствует, то потери вследствие просачивания можно определить по данным Эчверри, приведенным в таблице 40.

Таблица 40

Потери воды на просачивание в зависимости от рода грунта

Характер грунта, в котором вырыта канава	Потеря в течение 1 часа на 1 м ² смоченного периметра в литрах
Непроницаемая жирная глина	3,2—4,45
Обычная жирная глина, или глина с вулканическим пеплом	6,35—9,5
Глина с гравием, жирная глина с песком или цементированная гравием	9,5 —12,7
Глина с песком	12,7 —19,0
Рыхлый песчаный грунт	19,0 —22,2
Грунт из гравия и песка	25,4 —31,7
Пористый грунт с гравием	31,7 —38,0
Грунт с большим количеством гравия	38,0 —76,0

С целью уменьшения просачивания воды и допущения повышенных скоростей, стенки канав, вырытых в грунте, покрываются нередко уплотняющим слоем. Для этого Пиль рекомендует смесь из нагретого асфальта и земли, которая наносится слоем в 50—75 мм. Такой слой уменьшает утечку воды примерно на 60%, допускает скорость потока до 1,5 м/сек и препятствует прорастанию стенок канав травой или кустарником, но требует возобновления через каждые 2—4 года.

Хорошим средством против просачивания является также слой из смеси глины и гравия толщиной 75—100 мм, но такая облицовка не позволяет увеличивать скорость потока и не мешает росту растений.

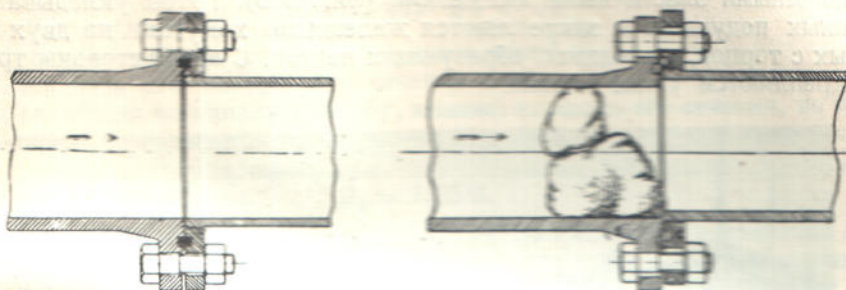
В практике применяется еще облицовка из цементного раствора (1 часть цемента на 4 части песка) толщиной 25 мм, уменьшающая, как считают, потери на просачивание на 75%, и из бетона (1 : 2 : 4), толщиной 50—100 мм, уменьшающая просачивание на 95%.

6. ТРУБЫ

Движение гидросмеси по трубам происходит как самотеком, так и под напором. В зависимости от условий применяются металлические или деревянные трубы. Во многих случаях очень удобны, вследствие малого веса, дешевизны и легкости разборки и укладки, деревянные бочарные трубы. Производство их

несложно и поэтому, если имеется подходящий лес, то их изготовляют нередко на месте работ.¹

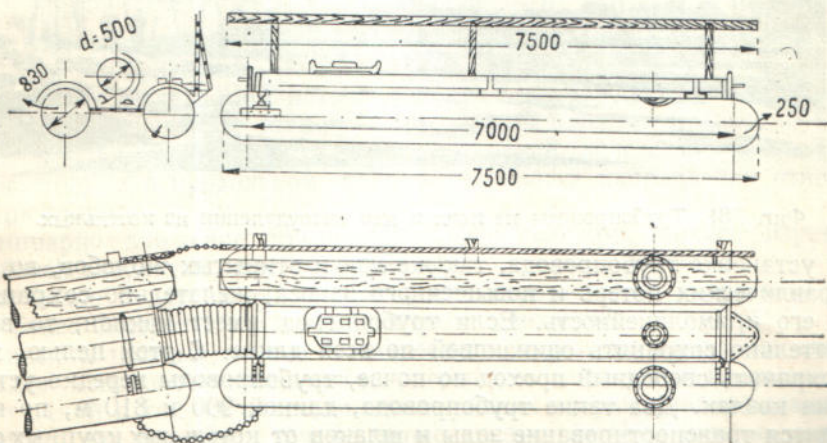
При перемещении больших количеств материала, в особенности абразивного, применяют стальные цельнотянутые, чугунные или железные клепаные трубы. Для увеличения долговечности труб, изнашивающихся преимущественно в нижней части, их поворачивают по мере износа вокруг их оси.



Фиг. 379. Соединение труб на фланцах: справа с асбестовым шнуром, слева — без него.

Если трубопровод должен быть гибким, то трубы соединяют на скользящих стыках или с помощью шаровых шарниров.

Укладка труб более проста, чем установка лотков, так как не требует столь точного соблюдения уклонов. Однако на стыках необходимо избегать образования ступенек, так как они часто являются первопричиной закупорки трубопроводов, которая затем ликвидируется не без труда. Введение во фланцевое соединение асбестового кольца (фиг. 379) не только создает плотность, но и предохраняет от смещения труб.



Фиг. 380. Рефуллерный (пловучий) трубопровод в намывных работах.

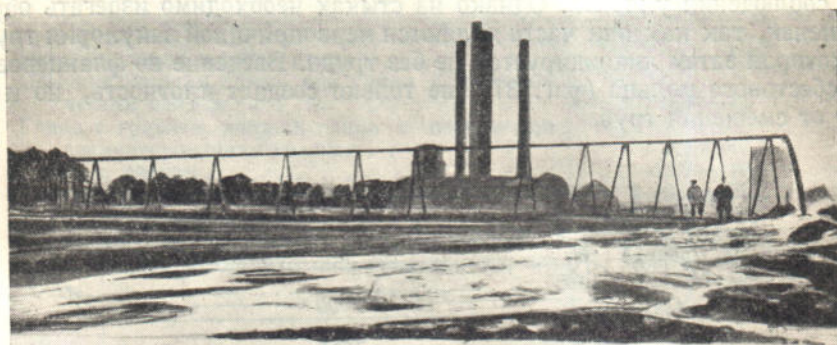
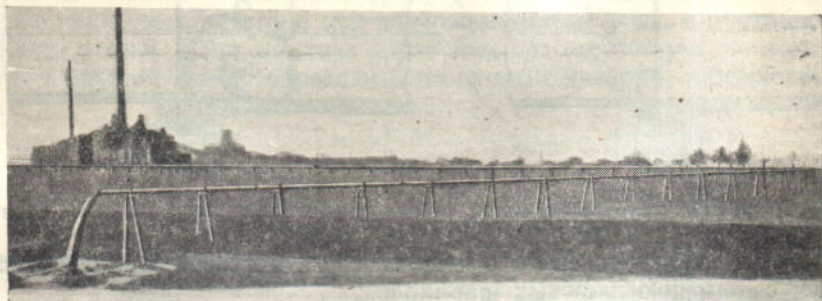
Железные клепаные трубы диаметром 125—400 мм, из железа толщиной 3—4 мм, применяется нередко в гидравлической золоуборке на крупных котельных установках, причем длина трубопроводов достигает 2,5 км и более.

Если трубы используются в качестве промывного желоба, то диаметр их обычно принимается 600 мм. Для того чтобы в такие трубы не попадали слишком крупные куски, могущие вызвать закупорку, перед трубами устанавливаются решетки, с отверстиями соответственно допускаемому размеру кусков.

¹ Об опыте применения деревянных труб на гидроторфе см. статью инж. Белоцерковского в журнале «Торфяное дело», 1931, № 3.

В отдельных случаях, например для транспортирования гидромассы при гидравлической добыче торфа, диаметр труб на магистральном трубопроводе достигает 900 мм.

При подводной выемке грунта для намывных работ, производимой землесосами или черпаковыми машинами, транспортирование пульпы производится под давлением в трубопроводах, имеющих пловучий и наземный участки. Пловучий трубопровод или рефуллер состоит из отдельных труб, соединенных между собой кожаными эластичными манжетами (фиг. 380). Трубы укладываются на деревянных подушках и закрепляются железными хомутами на двух полах, закрытых с торцов, цилиндрах, образующих понтон. С одной стороны трубопровода укрепляются узкие мостки.¹



Фиг. 381. Трубопроводы на козлах для золоудаления из котельных.

При установке трубопровода, так же как и открытых жолобов, во избежание гидравлических потерь и повышенного износа, желательно сохранять возможную его прямолинейность. Если трубопровод имеет наклон, то величину его желательно сохранять одинаковой по всей длине. С этой целью, а также чтобы сохранить свободный проход по почве, трубопроводы нередко устанавливаются на козлах. Два такие трубопровода, длиной 900 и 810 м, по которым производится транспортирование золы и шлаков от котельных крупных силовых установок к месту свалки, видны на фиг. 381.

§ 3. РАСЧЕТ

1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Общий порядок расчета трубопроводов и каналов для гидросмеси — определение площади их сечения и необходимого напора или уклона — в основном подобен расчету при передвижении жидкости, излагаемому в курсах гидравлики.

Однако, по сравнению с движением жидкости, явления при движении гидросмеси имеют ряд существенных особенностей, что и сказывается например

¹ Подробнее см. инж. А. В. Русанов, Производство земляных работ гидравлическим способом, 1934.

в выборе оптимальной скорости и консистенции смеси и в определении гидравлических потерь. Строго разработанная теория движения гидросмеси пока отсутствует, поэтому расчет его производится по общим гидравлическим формулам, в которые вводится ряд специфических дополнительных и поправочных коэффициентов, зависящих главным образом от консистенции гидросмеси, а также от веса и крупности входящих в нее твердых частиц.

Объемная производительность гидропровода V м³ в час равна

$$V = 3600 \Omega v \text{ м}^3/\text{час}, \quad (260)$$

где v — средняя рабочая скорость потока в м/сек и
 Ω — площадь его поперечного сечения в м².

Для движения по каналу (жолобу, канаве) площадь его сечения, во избежание переливов, принимается примерно на 25% больше площади живого сечения струи

$$\Omega_1 = 1,25 \Omega. \quad (260')$$

По некоторым практическим данным, глубина жолоба принимается на 50% и 100% больше глубины потока, соответственно для ровного и испытывающего колебания потока.

При движении под напором по трубам $\Omega_1 = \Omega$, для круглых труб внутреннего диаметра d ,

$$\Omega_1 = \frac{\pi d^2}{4}.$$

Площадь сечения гидропровода, являющаяся в основном функцией заданной производительности и величины рабочей скорости, зависит еще и от крупности частиц перемещаемой гидросмеси.

Величина рабочей скорости выбирается на основании ряда факторов, влияние которых рассматривается ниже.

2. СКОРОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СМЕСИ

Как известно, движение жидкости по трубе или каналу может быть ламинарным или турбулентным.

В первом случае линии потока параллельны между собой и параллельны стенкам гидропровода. Во втором — эта параллельность струй не имеет места, движение происходит с образованием завихрений, вследствие чего струи движутся не только в продольном, но и в поперечном направлении относительно оси гидропровода.

Ламинарное движение, при прочих равных условиях, характеризуется меньшей рабочей скоростью, чем турбулентное.

Как видно будет из дальнейшего, для перемещения гидросмеси типично именно более быстрое турбулентное движение.

Движение твердых частиц в гидросмеси возможно одного из следующих трех видов: непрерывно-взвешенное, прерывно-взвешенное и прерывно-катучее.

При одной и той же скорости вид движения твердых частиц зависит от их крупности. Так, в одном и том же потоке мелкие частицы материала могут находиться в непрерывно-взвешенном состоянии, средние — в прерывно-взвешенном и крупные — в прерывно-катучем.

Таким образом минимальные значения скорости потока при движении гидросмеси должны быть таковы, чтобы они, во всяком случае, обеспечивали один из трех перечисленных видов движения частиц, так как при меньших скоростях возможно полное оседание взвешенных частиц на дне гидропровода и закупорка его.

Некоторые экспериментальные данные о скорости потока, необходимой для передвижения материала разной степени крупности, приведены в таблицах 41¹ и 42².

¹ По *A. Geikie, Textbook of Geology.*

² По *Van Wageningen, Manual of Hydraulic Mining.*

Таблица 41

Необходимая скорость потока в зависимости от рода перемещаемого материала

Материал	Скорость (м/сек.)
Ил и глина (начинает уносить)	0,08
Мелкий песок (слегка приподнимает)	0,15
Песок крупностью с льняное семя (уносит)	0,20
Мелкий гравий (передвигает)	0,30
Галька размером 25 мм (передвигает)	0,60
» » 50 мм »	1,00
» » 75—100 мм »	1,60
» » 150—200 мм »	2,00
» » 300—450 мм »	3,00

Таблица 42

Скорость потока для гидросмеси с галькой разной степени крупности

Галька размером		Скорость (м/сек)
50 — 60 мм		3,2 м/сек
75 — 100 мм		5,1 м/сек
155 — 200 мм		6,4 м/сек
300 — 400 мм		9,6 м/сек

Большие значения скорости для гальки, приведенные в таблице 42, можно объяснить тем, что в таблице 41 дана величина скорости, необходимая только для передвижения гальки по дну.

Верхний предел ограничения скоростей устанавливается, сообразуясь с тем, что с увеличением скорости возрастают гидравлические потери и интенсивность размыва стенок гидропровода.

Допускаемые значения скорости, в зависимости от рода гидропровода, при которых размыв стенок сказывается незначительно, приведены в таблице 43.¹

Таблица 43

Значение рабочих скоростей, при которых не происходит интенсивного размыва стенок гидропровода

	м/сек		м/сек
Чернозем	0,09	Каменная одиночная мостовая на песке	2,15
Ил, наносная глина	0,15	Каменная одиночная мостовая на мху или навозе	2,30
Мелкий песок	0,25	Скалистый грунт	3,30
Речной песок	0,5	Двойная мостовая	3,40
Глина жирная	0,5	Лоток кирпичный на цементном растворе с цементной штукатуркой	5,0
Гравий	0,8	Лоток деревянный	6,0
Глина плотная	0,9	Лоток бетонный	8,0
Крупный песок	0,8—1,0	Лоток железный	9,0
Хрящеватый грунт	1,2	Труба чугунная	9,0
Мелкий щебень	0,9		
Крупный щебень	1,5		
Дерновки плашмя	1,9		

По опытам Сатьера, наблюдавшего за движением наносов в естественном состоянии, размыв грунта (без разрыхления) начинается при следующих скоростях: начинают двигаться самые мелкие частицы грунта дна при скорости 1,18 м/сек, частицы размером в поперечнике 5 мм — 1,25 м/сек, галька размером

¹ Инж. А. Русанов, Производство земляных горных работ гидравлическим способом, 1934.

в поперечнике 25 мм — 1,62 м/сек, галька размером в поперечнике 35 мм — 1,72 м/сек.¹

Результаты еще одного комплекса наблюдений из опыта США приведены в таблице 44.²

Таблица 44

Максимальные скорости потока, при которых не происходит еще интенсивный размыв дна

Род грунта, в котором проложена канава	Максимальные скорости (м/сек)
Очень легкий рыхлый песчаный грунт	от 0,30—0,45
Песчаный грунт средней связанности	0,60—0,74
Глинистый грунт средней связанности	0,84—0,91
Крепкая глина или обычный гравий	1,22—1,53
Крупный гравий и 'бульжник	1,53—1,83
При конгломератах сцементированном гравии и мягких породах	1,83—2,44
Твердые породы	3,05—4,58
Бетонная облицовка, если вода несет с собой крупный песок	2,14—3,66
Бетонная облицовка, если вода несет с собой мелкий песок	4,58—6,10

Все данные, приведенные в предыдущих таблицах, указаны вне зависимости от глубины потока и гидравлического радиуса. Между тем, как показывает приводимая ниже таблица 45, составленная Срупом,³ размывающая сила струи уменьшается с увеличением гидравлического радиуса (и глубины потока), при постоянной средней скорости.

Таблица 45

Зависимость между величиной гидравлического радиуса и размывающей скоростью (по Срупу)

Материалы	Гидравлический радиус ρ (м)	Размывающая скорость (м/сек)
Мелкий ил	0,3	0,12
	0,75	0,21
	1,5	0,27
	3,0	0,45
Тяжелый ил и мелкий песок	0,3	0,27
	0,75	0,45
	1,5	0,53
	3,0	0,69
Крупный песок	0,3	0,53
	0,75	0,69
	1,5	0,91
	3,0	1,1
Мелкий гравий (с горошину)	0,3	0,69
	0,75	0,91
	1,5	1,1
	3,0	1,4
Крупные камни	0,3	4,6
	3,0	7,0

¹ Н. Д. Хвалев и С. В. Воскресенский, Гидромеханизация земляных и горных работ; 1932.

² Р. Пиль, Разработка россыпных месторождений гидравлическим способом, 1933.

³ Проф. Д. С. Соколов, К установлению размывающих скоростей, «Гидротехническое строительство», 1934, № 1.

Для того чтобы в горизонтальном (или близком к горизонтальному) потоке твердые частицы могли двигаться во взвешенном состоянии, нужно чтобы в этом состоянии их поддерживали восходящие струи, образующиеся в общем турбулентном движении жидкости.

По данным проф. В. Г. Глушкова, величина вертикальной составляющей скорости воды в обычных условиях составляет $1/13 - 1/20$ нормальной скорости течения. Понятно, что для удержания частиц во взвешенном состоянии вертикальная составляющая скорости жидкости должна быть равна или больше скорости опускания частиц в стоячей жидкости. Величину этой равномерной скорости опускания Φ проф. В. Г. Глушков называет «гидравлическим размером», так что

$$\Phi = \left(\frac{1}{12} - \frac{1}{20} \right) v. \quad (261)$$

Переводы поперечного размера частиц в гидравлический размер и обратно даны в таблицах 46 и 47

Таблица 46

Перевод поперечного размера частиц в гидравлический

Крупность частиц в поперечнике d (мм)	Гидравлический размер Φ (мм/сек)			
	Attenberg	Hazen	Сабанин	Stokes
1	2	3	4	5
1	—	100	—	—
0,9	—	92	—	—
0,8	—	83	—	—
0,7	—	73	—	—
0,6	—	63	—	—
0,5	—	53	—	—
0,4	—	42	—	—
0,3	—	32	—	—
0,2	21	21	—	—
0,1	5,4	8	—	8
0,09	4,48	7	—	6,6
0,08	3,5	6	—	5,2
0,07	2,7	4,9	—	3,9
0,06	2,0	3,8	—	2,9
0,05	1,4	2,9	2,0	2,0
0,04	0,9	2,1	1,45	1,28
0,03	0,5	1,28	0,96	0,72
0,02	0,222	0,62	0,54	0,325
0,01	0,066	0,154	0,2	0,08
0,009	0,055	0,124	0,16	0,066
0,008	0,045	0,098	0,124	0,052
0,007	0,036	0,074	0,095	0,04
0,006	0,0278	0,055	0,068	0,028
0,005	0,0188	0,039	0,047	0,02
0,004	0,0128	0,025	0,028	0,0128
0,003	0,0075	0,0138	0,0144	0,0073
0,002	0,0039	0,006	0,0056	0,0032
0,001	—	0,00154	0,00115	0,00082
0,0009	—	0,00124	—	0,00062
0,0008	—	0,00098	—	0,00052
0,0007	—	0,00074	—	0,0004
0,0006	—	0,00055	—	0,0003
0,0005	—	0,00039	—	—
0,0004	—	0,00025	—	—
0,0003	—	0,000138	—	—
0,0002	—	0,00006	—	—
0,0001	—	0,0000154	—	—

Перевод гидравлического размера частиц в поперечный

Гидравлический размер (мм/сек) Ф	Крупность частиц в поперечнике (мм)			
	Attenberg	Hazen	Сабанин	Stokes
1	2	3	4	5
100	—	1	—	—
90	—	0,88	—	—
80	—	0,76	—	—
70	—	0,66	—	—
60	—	0,56	—	—
50	—	0,48	—	—
40	—	0,38	—	—
30	—	0,28	—	—
20	0,196	0,192	—	0,156
10	0,136	0,116	—	0,110
9	0,130	0,108	—	0,105
8	0,122	0,100	—	0,100
7	0,114	0,090	—	0,093
6	0,106	0,080	—	0,086
5	0,096	0,071	—	0,079
4	0,086	0,062	—	0,070
3	0,074	0,051	—	0,061
2	0,060	0,039	0,05	0,05
1	0,042	0,026	0,031	0,035
0,9	0,040	0,0245	0,0285	0,033
0,8	0,038	0,023	0,026	0,0315
0,7	0,035	0,0215	0,024	0,0295
0,6	0,0328	0,0196	0,0215	0,027
0,5	0,0300	0,018	0,019	0,025
0,4	0,0265	0,016	0,0164	0,022
0,3	0,0230	0,014	0,0132	0,0192
0,2	0,0186	0,0112	0,01	0,0156
0,1	0,0126	0,008	0,0074	0,011
0,09	0,0118	0,0076	0,0068	0,0105
0,08	0,0110	0,0072	0,0065	0,01
0,07	0,0102	0,0067	0,0060	0,0093
0,06	0,0094	0,0062	0,0056	0,0086
0,05	0,0085	0,0056	0,0052	0,0078
0,04	0,0074	0,0051	0,00465	0,0070
0,03	0,0063	0,0044	0,0041	0,0061
0,02	0,005	0,0036	0,00345	0,005
0,01	0,0035	0,00255	0,00255	0,0035
0,009	0,0033	0,0024	0,0024	0,00335
0,008	0,0031	0,00228	0,00232	0,00312
0,007	0,0029	0,00215	0,0022	0,00295
0,006	0,00268	0,00198	0,00205	0,0027
0,005	0,0024	0,0018	0,0019	0,0025
0,004	0,00215	0,00162	0,00172	0,00225
0,003	—	0,0014	0,00152	0,00192
0,002	—	0,0010	0,00128	0,00156
0,001	—	0,0008	—	0,00112
0,0009	—	0,00076	—	0,00105
0,0008	—	0,00072	—	0,00099
0,0007	—	0,00068	—	0,00092
0,0006	—	0,00065	—	0,00085
0,0005	—	0,00057	—	0,00078
0,0004	—	0,00051	—	0,00070
0,0003	—	0,00044	—	0,0006
0,0002	—	0,00036	—	—
0,0001	—	0,000241	—	—
0,00009	—	0,000235	—	—
0,00008	—	0,000230	—	—
0,00007	—	0,000216	—	—
0,00006	—	0,000200	—	—

Гидравлический размер (мм/сек) Φ	Крупность частиц в поперечнике (мм)			
	Attenberg	Hazen	Сабанин	Stokes
1	2	3	4	5
0,00005	—	0,000182	—	—
0,00004	—	0,000161	—	—
0,00003	—	0,00014	—	—
0,00002	—	0,000115	—	—
0,00001	—	0,0001	—	—

Пример. Определить скорость течения воды, насыщенной песком крупностью 1 мм, по деревянному жолобу.

По таблице 46 для частиц, размером в 1 мм, гидравлический размер (по Hazen'y)

$$\Phi = 100 \text{ мм/сек.}$$

Это значит, что для того чтобы частицы при движении находились во взвешенном состоянии, вертикальная составляющая скорости воды v должна быть равна или больше 100 мм/сек.

Полагая, согласно уравнению (261)

$$\Phi = \frac{1}{16} v,$$

находим $v \geq 16 \Phi = 16 \cdot 100 = 1600 \text{ мм/сек} = 1,6 \text{ м/сек.}$

Приведенные значения максимальных и минимальных скоростей, полученные экспериментальным путем, дают те предельные значения, между которыми следует принимать в каждом отдельном случае рабочие скорости, учитывая при этом как местные условия, так и заданную производительность. Оптимальной при этом считают такую величину скорости, при которой гидравлические потери, отнесенные к единице объема перемещаемого материала, получаются наименьшими. Такая скорость носит название «экономической». Весьма важным фактором в процессе гидравлического транспортирования является также консистенция гидравлической смеси, определяющая удельный расход воды.

3. КОНСИСТЕНЦИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СМЕСИ

Опытами установлено, что с понижением консистенции гидравлической смеси, то-есть увеличением количества воды, приходящейся на единицу объема перемещаемого материала, скорость движения гидросмеси при том же напоре или уклоне возрастает или потребная величина уклона при той же скорости падает. Это и понятно, так как при возрастании количества твердых частиц в гидросмеси увеличиваются гидравлические потери.

Однако предел относительному повышению количества воды в каждом отдельном случае ставит наличие свободной воды на месте.

На установках с механической подачей рабочей воды понижение, после определенного предела, консистенции смеси, влечет возрастание расхода мощности.

Консистенция смеси, колеблющаяся на практике в очень широких пределах—от 0,8 до 30 м³ и больше воды на 1 м³ материала, зависит не только от величины и веса, но и от формы перемещаемых кусков. Так, например, камень в виде плиты перемещается труднее и требует большего расхода воды, чем круглая галька. Как указывалось, на практике, при перемещении по трубам, во избежание возможности закупорки, консистенция принимается ниже, чем при перемещении такой же гидросмеси по открытым жолобам, на которых могущие произойти закупорки ликвидируются легче.

Для одного и того же материала с увеличением уклона жолоба консистенция смеси может быть увеличена, так как с возрастанием скорости повышается и переносная сила струи. В силу приведенных соображений, составление общих твердых норм расхода воды весьма затруднительно. Гораздо правильнее решать

этот вопрос в каждом отдельном случае, учитывая его реальную обстановку. Большое значение в таких случаях приобретает постановка специальных опытов, не представляющих к тому же особенных трудностей и не требующих обычно больших капитальных затрат.

В качестве ориентировочных норм расхода воды в таблице 48¹ приведены соответственные обобщенные цифры, принимаемые для перемещения некоторых видов материалов.

Таблица 48

Нормы расхода воды на 1 м³ материала

Род перемещаемого материала	Удельный расход воды (м ³)
Глинистые и лессовые частицы	0,8 — 2
Суглинок	1,0 — 2
Супесь	1,5 — 2,5
Мельчайшие пески	1,5 — 3,0
Мелкий песок	1,5 — 4,0
Средний песок	2,0 — 5,0
Крупный песок	3,0 — 8,0
Мелкая галька	5,0 — 10,0
Крупная галька	8,0 — 15,0
Камни	15,0 — 30,0 и более
Картофель	4,0 — 5,0

Как показывает таблица 48, расходы воды при перемещении таких грунтов, как глина, лесс, суглинки, а также мелкие пески, получается наименьшим. Глинистые частицы, хорошо заполняющие неровности жолобов, делают стенки их гладкими и скользкими, благодаря чему трение жидкости о стенки уменьшается. Кроме того вода, содержащая глинистые частицы, представляют собой, при хорошем смешивании, густую тяжелую жидкость, в которой легче происходит также перемещение крупных кусков материала.

Помимо указанных соображений, при назначении консистенции смеси необходимо учитывать потерю воды на фильтрацию при транспортировании по жолобам и канавам (см. таблицу 40).

4. ПОТЕРИ НАПОРА

Потери напора при движении гидросмеси по трубам и каналам складываются из гидравлических потерь, имеющих место в потоке чистой воды, и дополнительных потерь, обуславливаемых движением твердых частиц.

Как упоминалось, движение жидкости может быть ламинарным и турбулентным. Опыты Reynolds'a показали, что переход от одного вида движения к другому происходит при некоторых фиксированных значениях скоростей, названных нижней и верхней критической скоростью. При значениях скорости меньших нижней критической возможно только ламинарное движение, больших верхней критической — только турбулентное, между ними — тот и другой вид движения. Значения этих критических скоростей ($v_{нк}$ и $v_{вк}$), в зависимости от глубины потока (h) для естественных русел приведены в таблице 49.²

Таблица 49

Значения критических скоростей в зависимости от глубины потока

h (м)	0,05	0,10	0,20	0,50	1,00
$v_{нк}$	0,007	0,004	0,003	0,007	0,0004
$v_{вк}$	0,04	0,02	0,01	0,004	0,002

¹ Н. Д. Холм и С. В. Востриков, Гидромеханика земляных и горных работ, 1932.

² Г. Аполлов и Лукашин, Гидрометрия, Тифлис, 1932.

Из сравнения цифр этой таблицы с обычно применяемыми в гидротехнике скоростями следует, что движение гидросмеси может иметь только турбулентный характер.

При турбулентном движении добавочные гидравлические потери складываются из трения твердых, заключающихся в гидросмеси, частиц о стенки трубы или канала и потерь на внутреннее трение в потоке.

Потери на внутреннее трение вызываются перемещением частиц жидкости и материала из одного слоя в другой в поперечном сечении. При этом происходит столкновение частиц между собой и удары их о стенки гидропровода, на что расходуется значительная часть энергии потока. Дальнейшие потери происходят вследствие обтекания жидкостью более медленно движущихся твердых частиц и вследствие трения скольжения или катания частиц, опустившихся на дно. Если часть частиц удерживается на дне, то сопротивление движению струи возрастает вследствие увеличения шероховатости дна и уменьшения полезного сечения потока.

Как показали опыты, произведенные инж. Н. Шергиным в гидротехнической лаборатории Гос. гидрологического института, величина гидравлических потерь является функцией консистенции смеси, рода гидропровода и величины рабочей скорости.¹ Характерно, что при увеличении скорости относительная величина добавочных потерь для гидросмеси, по сравнению с потерями при движении одной только жидкости (воды), заметно уменьшается. Это находит объяснение в том, что при большей скорости частицы переходят во взвешенное состояние, отчего относительная величина трения их о стены гидропровода падает.

С уменьшением скорости общая величина гидравлических потерь падает, однако, когда скорости движения приближаются к критическим и значительное количество частиц выпадает из потока и оседает на дне, общая величина потерь при дальнейшем уменьшении скорости уже не уменьшается. Как показали те же опыты, с увеличением процента насыщения гидросмеси соответственная точка перелома кривой имеет место при более высоких скоростях движения. Это свидетельствует о том, что минимальная скорость движения смеси, при которой твердые частицы начинают осаждаться на дно, тоже зависит от консистенции смеси.

Для определения гидравлического уклона i , соответствующего величине гидравлических потерь на единице длины гидропровода, в случае движения в о д ы, пользуются обычно формулой Chezy (259), из которой

$$i = \frac{v^2}{C^2 \rho} \quad (262)$$

Входящий в эту формулу коэффициент C зависит от шероховатости стенок гидропровода и его гидравлического радиуса. Для определения C предложено несколько отличающихся по виду формул, из которых приведем три наиболее распространенные.

1. По Gangillier-Kutter'у, формулой которых пользуются часто в США, Англии и Германии,

$$C = F(n, \rho, i),$$

где n — коэффициент шероховатости, а именно

$$C = \frac{\frac{1}{n} + 23 + \frac{0,00155}{i}}{1 + \left[23 + \frac{0,00155}{i} \right] \frac{n}{\sqrt{\rho}}} \quad (263)$$

2. По новой формуле Basen'a, применяемой часто во Франции,

$$C = \frac{87}{1 + \frac{n_1}{\sqrt{\rho}}} \quad (264)$$

где n_1 — коэффициент шероховатости.

¹ Цифры взяты по рукописи.

Значения коэффициента шероховатости в зависимости от рода стенок канала, по опытам Contessini

Класс	Род каналов	Коэффициент шероховатости	
		n_1 по формуле (264)	n по формулам (263) и (265)
I	<p>а) Бетонированные каналы, тщательно оштукатуренные и поддерживаемые в прекрасном состоянии.</p> <p>б) Каналы с деревянной одеждой с оструганными стенками при досках, расположенных в направлении течения, тщательно пригнанных.</p> <p>в) Каналы с железной одеждой с соединениями без каких-либо выступов внутрь.</p> <p>Во всех случаях необходимо иметь вытянутую и длинную трассу каналов с большими радиусами закруглений и прозрачную воду.</p>	0,06	0,012
II	Каналы типа а) и б) первого класса. Кривые части хорошо выполнены, но при несколько уменьшенных радиусах; вода содержит слабое количество наносов	0,10	0,013
III	<p>а) Бетонные каналы. При несовершенной штукатурке заметны легкие швы соединений.</p> <p>б) Каналы с деревянными стенками, при досках, оструганных менее старательно, с небольшими щелями в соединениях.</p> <p>в) Каналы с одеждой из железа при обыкновенной клепке, с выступающими головками, но без швов между соседними листами.</p> <p>г) Каналы с каменной одеждой при правильной кладке из кирпича или подобранного камня. Во всех случаях—большой радиус закруглений; вода прозрачная.</p>	0,16	0,014
IV	<p>а) Бетонированные каналы при стенках, плохо оштукатуренных; местами наблюдается характерная шероховатость как результат опалубки.</p> <p>б) Каналы с одеждой из дерева при нестроганных или плохо пригнанных досках и со щелями между ними.</p> <p>в) Земляные каналы, поддерживающиеся в хорошем состоянии; стенки и дно без каких-либо порослей. Небольшие полужидкие отложения ила.</p> <p>Выполнение каналов с плавными кривыми; сграниценные отложения на дне.</p>	0,36	0,016
V	<p>а) Бетонированные каналы; при отсутствии штукатурки, выступы, обозначившиеся в швах; отложения грязи или ракушек на стенках. Извилистая трасса канала.</p> <p>б) Земляные каналы при кладке из обыкновенных камней.</p>	0,46	0,017
VI	<p>а) Земляные каналы при очень хорошем выполнении очень правильных, очень футерованных. Стенки достаточно гладкие, выровненные. Без порослей и с крупными брызгами радиуса.</p> <p>б) Каналы с каменной одеждой при кладке из обыкновенного песчаника; дно сглаженное вследствие отложений ила.</p>	0,85	0,021

Класс	Род каналов	Коэффициент шероховатости	
		n_1 по формуле (264)	n по формулам (263) и (265)
VI	а) Каналы земляные, тщательно выполненные, с дном или гравеличным или из какого-либо другого мелкого материала, стенки гладкие. б) Каналы с каменной одеждой при старой каменной кладке с залившимися стенками и низкими порослями. в) Каналы с одеждой из железа, при старой каменной кладке с залившимися стенками и низкими порослями.	1,0	0,02

3. По формуле Manning'a, наиболее распространенной среди наших специалистов, для расчета трубопроводов

$$C = \frac{r^{\frac{1}{6}}}{n} \quad (265)$$

Значения n и n_1 , в зависимости от рода стенок гидропровода и их состояния, приводятся в курсах гидравлики. Здесь в таблицах 50¹⁾ и 51²⁾ даны только некоторые новые данные.

Таблица 51

Значения коэффициента шероховатости в зависимости от рода стенок канала по данным Kutter'a

Характер стенок	Коэффициент шероховатости n
Хорошо выстроганное дерево	0,009
Для чистого цемента	0,010
Для цемента с одной третью песка	0,011
Для невыстроганного дерева	0,012
Для теса и кирпича	0,013
Для загрязненных поверхностей сточных труб и трубопроводов	0,015
Для сухой буровой кладки	0,017
Для каналов, проложенных в очень твердом гравии	0,020
Для каналов, в русле которых нет камней и водорослей	0,025
Для каналов с небольшим количеством камней и водорослей в русле	0,030
Для плохо содержимых каналов	0,035

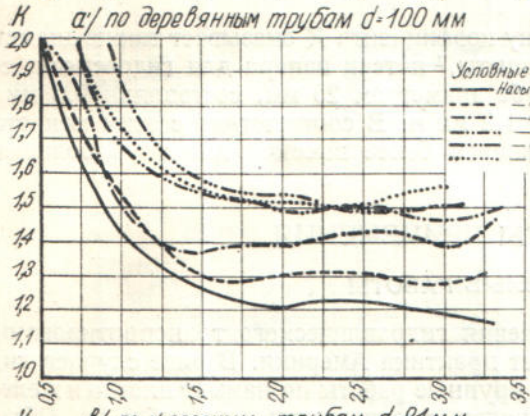
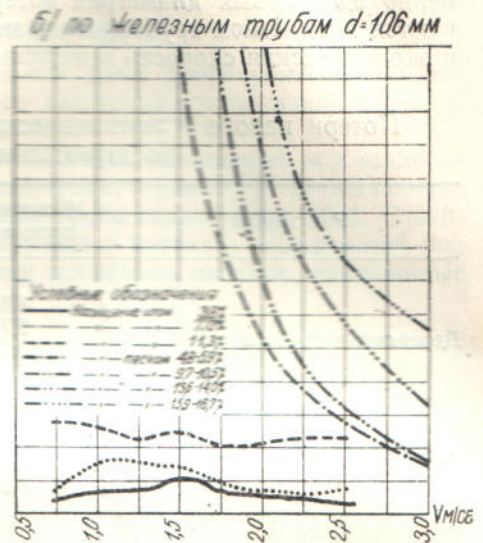
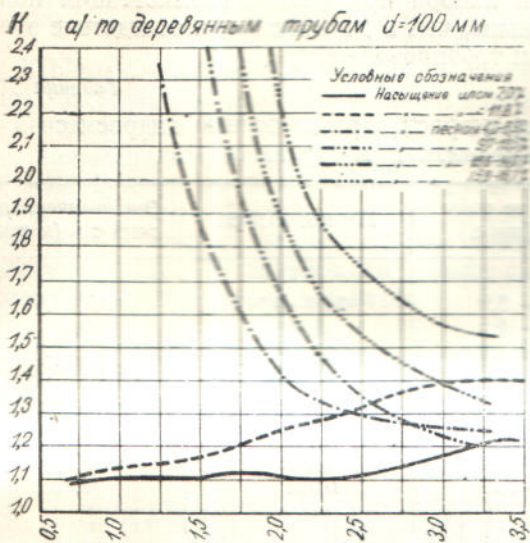
Для движения гидросмеси потери напора получаются значительно выше. Они зависят не только от перечисленных для воды факторов, но и от консистенции смеси. Выявление соответственной закономерности встречает значительные теоретические трудности. Конкретные цифровые данные об этом в литературе, поскольку нам известно, отсутствуют, за исключением результатов опытов, проведенных в Гос. гидрологическом институте по определению потерь при движении воды, насыщенной грунтом — илом, суглинками и песком.

Результаты опытов, сведенные в кривые на диаграмме фиг. 382, дают значения поправочных коэффициентов K к формулам для чистой воды. Опыты проводились с деревянными трубами диаметром 100 мм и железными диаметрами 106 и 87 мм. Характер кривых

$$K = F(v)$$

¹⁾ Иж. Н. А. Ржаницкий, Речная гидравлика, 1934.

²⁾ Р. Плав. Разработки рассыпных месторождений гидравлическим способом, 1933.



различен не только для разных перемещаемых материалов, но при тех же материалах для деревянных и железных труб. Из цифр таблицы 52, полученных при перемещении смеси по деревянным и железным трубам, видно, что при примерно одинаковых диаметрах потери напора при равной консистенции получаются в железном трубопроводе меньше, чем в деревянном, а вследствие этого и экономическая скорость в железном трубопроводе выше.

Таблица 52

Потери напора и экономическая скорость при движении гидросмеси по деревянным и железным трубам

Род трубы	Насыщение воды песком (проц.)	Потеря напора	Экономическая скорость (м/сек)
Деревянная труба $d = 100$ мм	4,8—5,9	0,04—0,045	1,25—1,5
	9,7—10,5	0,059	1,5
	13,6—14,0	0,074	1,75—2,0
	15,9—16,7	0,089	1,5—1,75
Железная труба $d = 106$ мм	4,8—5,9	0,05	1,80
	9,7—10,5	0,059	2,00—2,05
	13,6—14,0	0,072	2,05
	15,9—16,7	0,081	2,20

Существенное влияние на величину коэффициента K оказывает также диаметр труб. Действительно, как показали опыты,¹ потери напора для гидросмеси, содержащей 1% песка в железной трубе диаметром 25 мм, составляли 9,6 мм/м и в трубах диаметра 800 мм — всего 1,2 мм/м. В соответствии с этим меняется и экономическая скорость, получающаяся более высокой для труб большего диаметра.²

§ 4. ПРИМЕРЫ ПРИМЕНЕНИЯ

1. ЗЕМЛЯНЫЕ РАБОТЫ

Многочисленные примеры применения гидравлического транспортирования при производстве земляных работ дает практика Америки. В ряде случаев гидравлическим способом производились крупные работы по намыву плотин и железнодорожных насыпей, экскавации каналов, производству наносов и пр. Объем таких работ достигал в одном сооружении 1 000 000 м³ и больше. Перемещаемый грунт был песок, глина, глинистый сланец, гравий, камень. Перемещение производилось преимущественно по лоткам, в некоторых случаях — по трубам. Углы наклона лотков и труб принимались от 4 до 12—15% и больше, наиболее часто уклон, при котором поддерживается нужная «критическая» скорость, составлял 7—8%.

В некоторых случаях вес камней, перемещаемых водой, достигал 1 т и больше. Скорость воды, перекачивающей крупные камни по жолобам, достигала 6 м/сек. Жолобы, по которым передвигались такие камни, — прямоугольной формы, шириною 1,2 м, выкладывались, в целях удлинения срока их службы, листовым железом и рельсами.

Характерно, что перемещение крупных камней и гравия по металлическим жолобам создавало настолько сильный шум, что это вызвало в одном случае протесты жившего по соседству населения. Производившая разработки компания была вынуждена установить параллельно два жолоба — один облицованный металлом для дневной, более интенсивной и длительной работы и второй

¹ Ивк. Шундин, Принудительное перемещение пульпы по трубам, «Строительная промышленность», 1934, № 2.

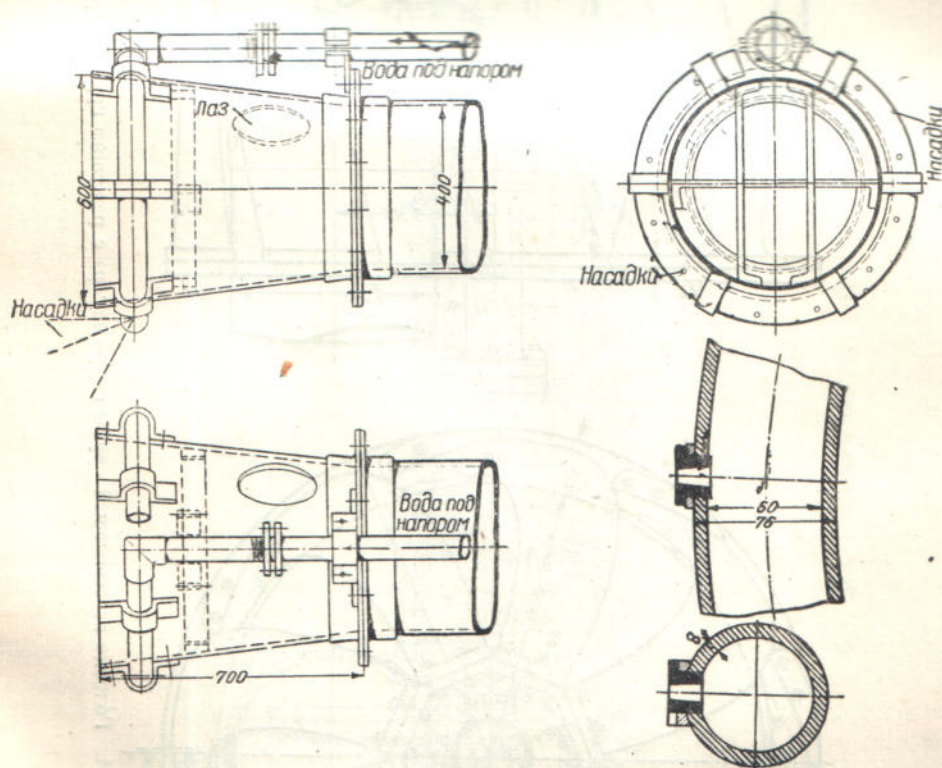
² Данные о сопротивлении по трубам гидромассы (торфа) см. в статье А. С. Рубина, Транспорт гидромассы на поля сушки, «Торфяное дело», 1931, № 7.

деревянный — для работы ночью. Опыт показал, что деревянные жолобы, облицованные шашками в торец, выдерживают тоже довольно длительные сроки при перемещении по ним сильно абразивных материалов.

2. ДНОУГЛУБИТЕЛЬНЫЕ РАБОТЫ

Пример гидравлического транспортирования дают дноуглубительные снаряды, баггеры, всасывающие вместе с водой со дна грунт и перекачивающие его к месту свалки по трубам в виде гидросмеси.

Для разрыхления грунта применяется тоже вода, подводимая под высоким давлением к устью всасывающей трубы (струйный аппарат) и размывающая грунт вокруг него. Такая всасывающая головка трубы видна на фиг. 383. Отверстие трубы опоясано полым кольцом, соединенным с трубкой, подводящей под давлением воду. По окружности кольца снизу вставлены насадки, показанные справа внизу в большем масштабе.



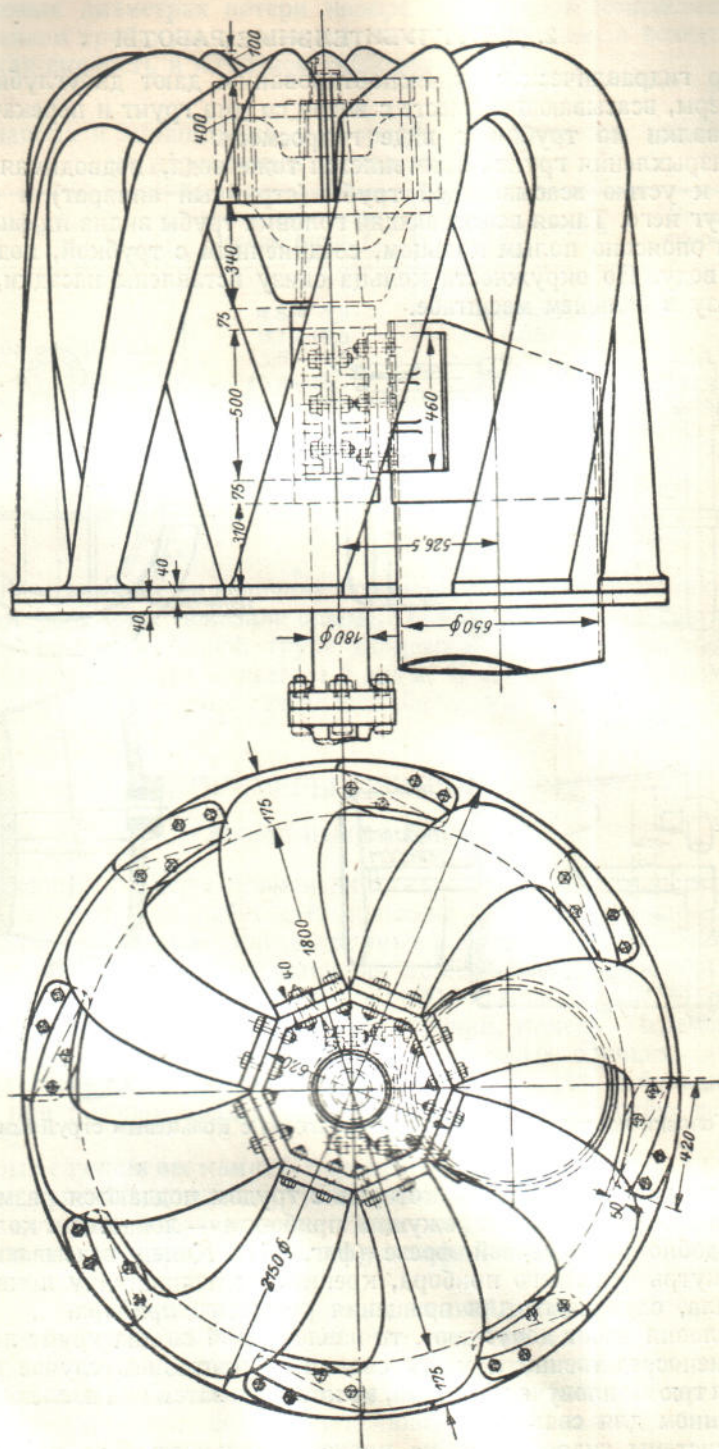
Фиг. 383. Головка всасывающей трубы гидробаггера с кольцевым струйным аппаратом.

Для более твердых грунтов, которые с трудом поддаются размыву, применяется всасывающая головка с режущим прибором — лопастным колесом, действующим подобно шарошечной фрезе (фиг. 384). Конец всасывающей трубы, введенной внутрь режущего прибора, крепится к подшипнику приводного продольного вала, служащего для вращения режущего прибора.

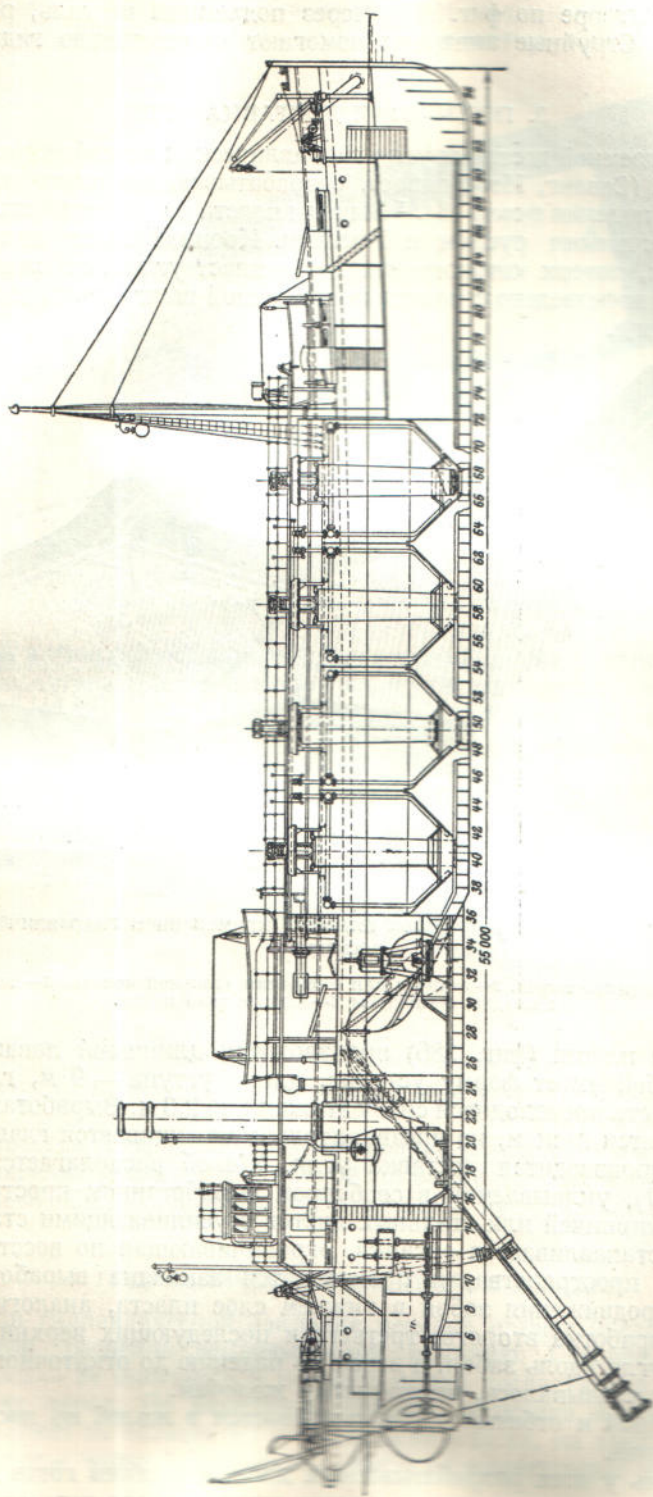
Если условия работ допускают, то извлеченный со дна грунт перемещается по трубам непосредственно к месту свалки, в противном случае гидросмесью заполняются трубы или бачки баггера, из которых затем она извлекается в месте, предназначенном для свалки.

Такой системы гидробаггер, на производительность $800 \text{ м}^3/\text{час}$, виден на фиг. 385. Максимальная проектная мощность баггера достигает $6500 \text{ м}^3/\text{час}$.¹

¹ *Aumund, Hebe u. Förderanlagen, II, стр. 75.*



Фиг. 384. Головка всасывающей трубы гидробатера с режущим грунту устройством.

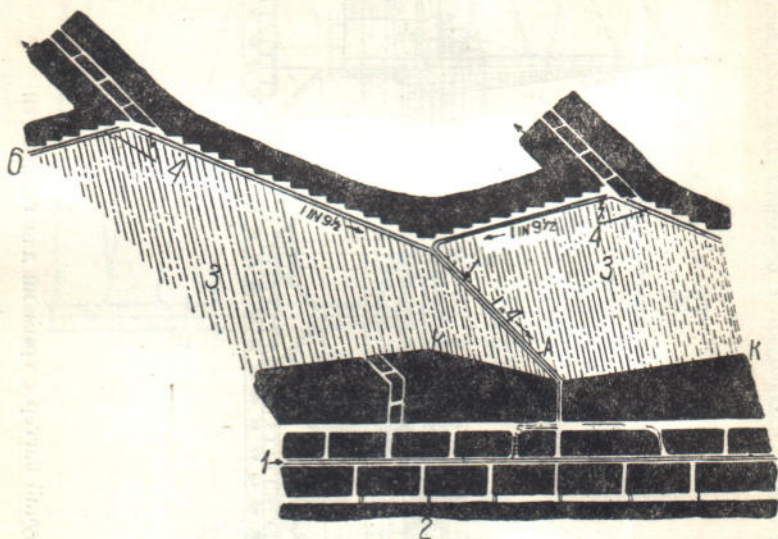


Фиг. 385. Пловучий баггер с трюмами для гидромесин.

Разгрузка трюмов производится несколькими способами; один из них (применяемый на баггерре по фиг. 385)—через подъемный вентиль, расположенный на дне трюма. Струйные аппараты помогают прохождению гидросмеси через вентиль.

3. ПОДЗЕМНАЯ ДОСТАВКА УГЛЯ

Пример подземной доставки угля гидравлическим способом дает один из рудников в Индии (Саванг, Ист-Бонаро), разрабатывающий пласт угля мощностью до 15 м с углом падения около 18° .¹ Выходы пласта на поверхность расположены близ реки с песчаными руслом и берегами. Кровлей пласта является твердый серый песчаник, поверх которого находится пласт углистого сланца. Вскрытие месторождения произведено с помощью наклонной шахты, пройденной по пласту углистого сланца.



Фиг. 385. Система разработок пласта с применением гидравлической доставки:

1—откаточный штрек, 2—запруда для собирания угольной мелочи, 3—песчаная закладка, 4—жолобы, 5—загрузочный пункт.

Разработка пласта (фиг. 386) производится длинными лавами с песчаной закладкой. Забой имеет форму уступов, длина уступа — 9 м, глубина — 3 м. Разработка пласта производится снизу этажами по 2,3 м. Выработанное пространство закладывается песком, но предварительно наращивается главный жолоб А, по которому производится доставка угля. Жолоб располагается в сводчатой трубе (фиг. 387), укладываемой в свободном выработанном пространстве из бетонных плит, кирпичей или стальных листов с усиливающими стальными кольцами. Затем устанавливается органка, ограничивающая по восстанию границы выработанного пространства, и производится закладка выработки.

По мере продвижения забоя в нижнем слое пласта, аналогичным образом начинается разработка второго, третьего и последующих верхних слоев.

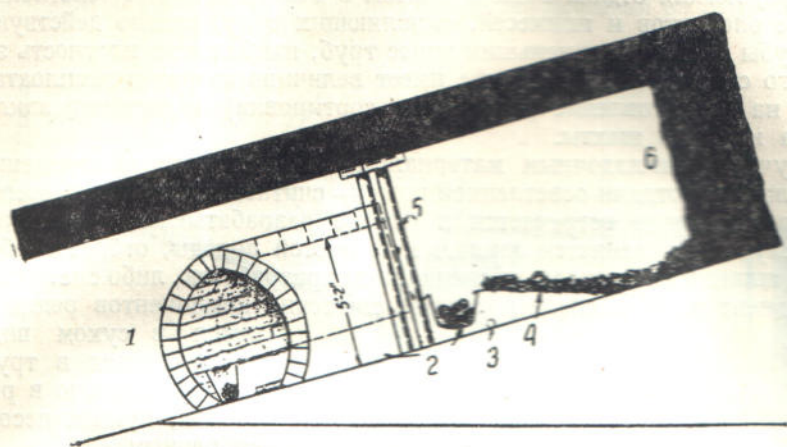
Доставка угля вдоль забоя, а затем по падению до откаточного штрека производится, как указывалось, по открытым жолобам.

Подрубленный и отбитый уголь скатывается в жолоб по листам, перекрывающим его край.

Когда уголь у всех разрабатываемых длинных забоев готов для погрузки, контролеру у загрузочного пункта дается сигнал, после чего он, при наличии порожних вагонеток, открывает кран в трубопроводе, подводящем воду к верхнему краю жолоба. В это время навалышки с возможно большой быстротой под-

¹ «Iron and Coal Trades Review», 1934, № 3, 446.

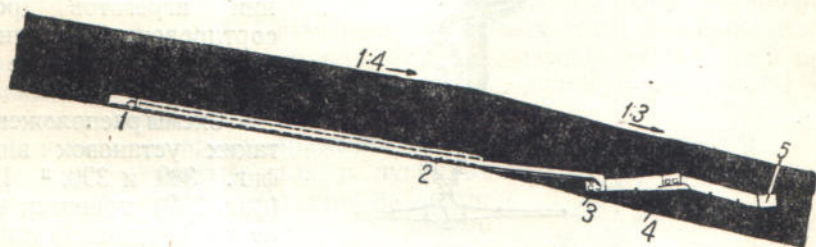
лопачивают уголь по наклонным листам к желобам. Главный собирательный желоб имеет уклон 1 : 4 (фиг. 388). У загрузочного конца к желобу крепится вертикальная труба, по которой уголь попадает в вагонетку. Между нижней гранью



Фиг. 387. Поперечный разрез по желобу и забою:

1—труба из бетонных плит, 2—желоб, 3—трубопровод для воды, 4—стальные плиты, 5—органка для удерживания песка, 6—забой.

трубы и верхом вагонетки оставляется зазор около 250 мм. Гидросмесь подается в вагонетки, из которых вода фильтруется и стекает в зумф, емкостью около 4500 м³, где собирается как отработанная вода, так и вода, проникающая в рудник. По пути от вагонеток к резервуару вода проходит несколько запруд, в ко-



Фиг. 388. Продольный разрез по желобу:

1—забой, 2—желоб, 3—загрузочный пункт, 4—откаточный штрек, 5—зумф.

торых задерживается содержащийся в ней мелкий уголь. Наилучшей формой желобов была признана овальная с шириной по верху 500 мм, у овального дна — 460 мм и высотой 400 мм. Желобы изготовлялись из листовой стали толщиной 3,1—4,7 мм.

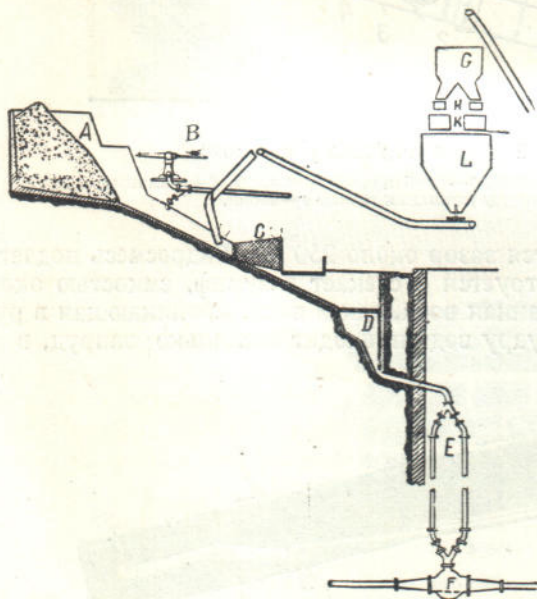
4. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ (МОКРАЯ) ЗАКЛАДКА

Мокрой или гидравлической закладке нередко отдают предпочтение перед сухой закладкой, особенно закладываемой вручную. Главное преимущество мокрой закладки — ее плотность и поэтому малая последующая осадка кровли и вышележащих пород. По некоторым данным, величина осадки при мокрой закладке составляет не больше 5% от мощности пласта, на других — 5—15%. Главный недостаток мокрой закладки — высокие капитальные затраты на оборудование.

Применяется она главным образом на мощных месторождениях, особенно пологопадающих и при самовозгорающемся угле. Мокрая закладка оказывает особые услуги в тех случаях, когда выработка полезного ископаемого производится под населенными местностями, под участками, на которых расположены

сооружения, и пр. Наилучшим надо считать закладочный материал, который удовлетворяет следующим условиям: легкое перемещение по трубам, возможно малый расход воды, необходимой для перемещения и обеспечения от закупоривания труб, легкая отдача воды и притом в возможно более осветленном виде, отсутствие элементов и примесей, окисляющих воду, вредно действующую затею на трубы и насос, наименьший износ труб, наибольшая плотность закладки. Кроме того существенное значение имеет величина затрат и эксплуатационных расходов на приготовление (дробление, сортировка) и доставку закладочного материала к устью шахты.

Наилучшим закладочным материалом — по легкости перемещения, плотности закладки и отдачи осветленной воды — считается кварцевый песок, однако он далеко не всегда встречается в районе разрабатываемых месторождений. В таком случае применяется закладка из пустой породы, отбросов обогащения (хвостов), шлаков или породы из специальных разработок, либо смесь из нескольких компонентов. В последнем случае смешение компонентов редко производится



Фиг. 389. Установка для подготовки гидравлической закладки:

А—штабель песка, В—монитор, С—грохот, D—приемная воронка, E—вертикальные трубопроводы (один запасный), F—распределительный клапан, G—бункер, H—магнитные сепараторы, K—молотковые дробилки, L—бункер для дробления материала.

один или два монитора В, действующие от центральных насосов, создающих давление 10—15 ат. Полуужидкая смесь стекает по открытому жолобу к устью вертикального трубопровода.

Твердая горная порода подается в бункер G, проходит магнитный сепаратор H и молотковую дробилку K, собирается в бункере L, из которого на ленте перемещается к лотку, подводящему смесь к жолобу, по которому стекает смешанный с водой песок. Вся эта смесь пропускается через медленно вращающийся барабанный грохот, на котором задерживаются случайные крупные куски дерева, большие камни и т. п.

Приемная воронка D, установленная сверху трубопровода, является существенным элементом системы. Ей придается такая форма, чтобы поступающий в трубопровод поток закладки не втягивал с собой воздуха, который мог бы

даться в сухом виде, чаще они подаются в трубопровод последовательно в различных точках, причем песок вводится первым.

Образование гидросмеси производится либо на поверхности рудника (по указанию проф. Л. Д. Шевякова для шахт не глубже 300 м),¹ либо под землей. Преимущество первого способа — в более удобном расположении агрегатов дробильно-сортировочной установки и лучших условиях ее эксплуатации.

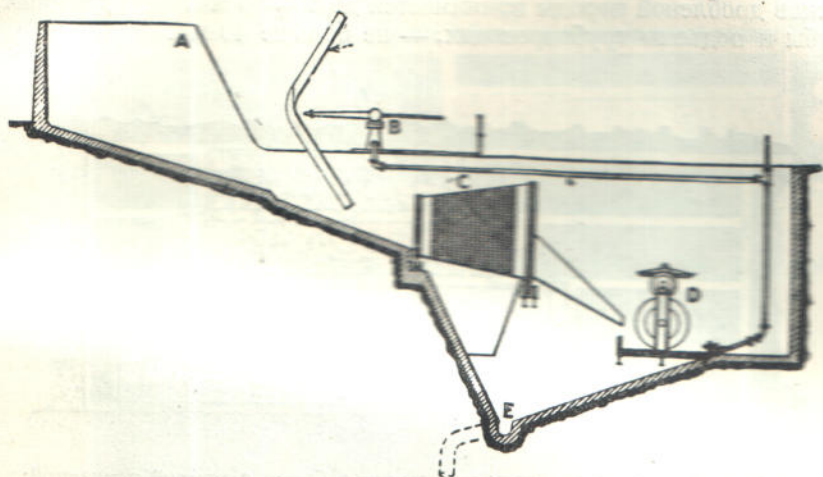
Схемы расположения двух таких установок видны на фиг. 389 и 390.² Песок А (фиг. 389) хранится в штабеле на кирпичной или бетонной площадке, имеющей наклон около 10° и выложенной глазурированной черепицей или стальными листами. Против штабеля устанавливаются

¹ См. соответствующую главу в книге проф. Л. Д. Шевякова, Разработка шахтных месторождений, 1930.

² См. Л. Д. Шевяков, Hydraulic backfilling, «Coal Age», июль 1931, стр. 351.

создать опасные воздушные толчки в длинных, находящихся под большим давлением, трубопроводах.

Во второй схеме установки, предназначенной для подготовки смеси из песка, золы и хвостов от мойки (фиг. 390), дробление случайных крупных кусков производится на вальцевой дробилке *D*, установленной на перфорированной плите.



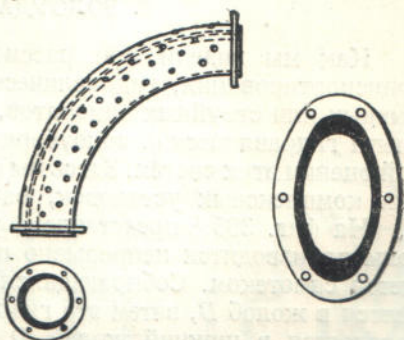
Фиг. 390. Установка для подготовки гидравлической закладки: А—камера для песка, В—монитор, С—грохот, D—дробилка, E—желоб.

От продолжительности срока службы трубопровода, по которому движется гидросмесь как на вертикальном, так и на подземных горизонтальных или наклонных участках, зависит в значительной мере величина эксплуатационных расходов гидроустановки. Применение бронзовых труб, а также стальных труб с внутренней облицовкой из стекла, фарфора, резины, терракоты и пр. оказалось слишком дорогим, а трубы не настолько долговечными, чтобы окупилась высокая капитальная затраты по их приобретению. В настоящее время применяются как стальные цельнотянутые, так и чугунные трубы — первые преимущественно на вертикальных трубопроводах, а вторые для доставки по горизонтальным и наклонным выработкам.

Ответственной частью трубопровода являются колена, изнашивающиеся наиболее быстро и к тому же не допускающие поворота для достижения равномерности износа. Между тем вследствие утонения стенок, колена могут давать не только трещины, но и разрывы. Бьющая из них при этом под большим давлением гидросмесь может не только причинить существенный ущерб руднику, но и представляет опасность для рабочего персонала.

Для усиления колена оно часто снабжается продольным ребром. Кроме того в стенке колена снаружи выверливается ряд небольших выемок (фиг. 391, слева), через которые начинает просачиваться жидкость, как только утонение стенок достигает допустимой предельной величины. Это служит сигналом для смены колена. Внутренние продольные ребра устанавливаются в трубах на вертикальном трубопроводе для того, чтобы препятствовать спиральному движению гидросмеси, при котором увеличивается износ труб и гидравлических потерь.

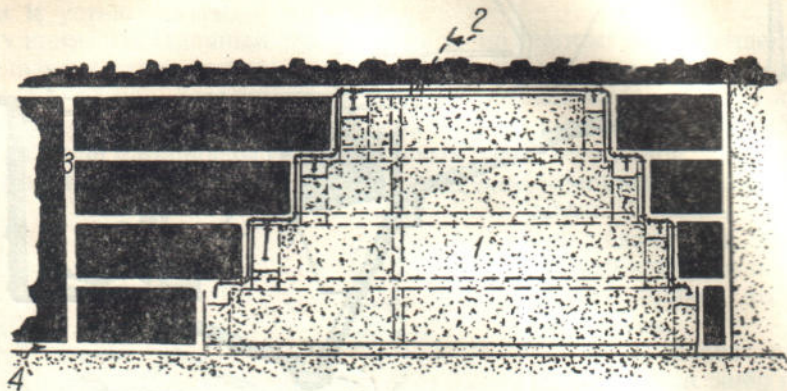
Для горизонтальных участков подземной линии наилучшими считаются овальные трубы с увеличенной на узкой стороне толщиной стенок (фиг. 391,



Фиг. 391. Угловое колено и двойная труба для подземной доставки.

справа). Они обеспечивают наиболее равномерное, без завихрений, движение потока и служат дольше круглых труб. Изготавливаются такие трубы сваркой двух стальных жлобов. В течение срока службы они могут быть один раз повернуты на 180°.

Обычно диаметр труб принимается 150 мм на вертикальных трубопроводах и 200 мм на горизонтальных. Состав смеси при этом доводится до 1 : 3. Крупность кусков дробленой породы принимается до 50—65 мм, при длинных, имеющих изгибы и подъемы трубопроводах, — не больше 40 мм.



Фиг. 392. Система разработок короткими забоями с мокрой закладкой:

1—закладка, 2—трубопровод, 3—уклон, 4—откаточный штрек.

В заключение приведем три типичных примера систем разработок угольных месторождений с применением мокрой закладки: короткими забоями (фиг. 392), длинными забоями (фиг. 393) и считающейся наиболее совершенной при мокрой закладке видоизмененной системе камерной столбовой выемки (фиг. 394).

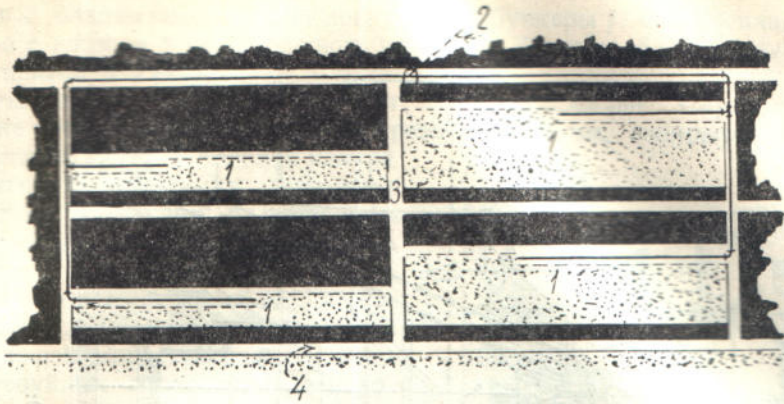
5. ЗОЛОУДАЛЕНИЕ ИЗ КОТЕЛЬНЫХ

Как мы видели при рассмотрении основных агрегатов гидравлического транспортирования, гидравлическая золоуборка производится с помощью промывных или струйных аппаратов, по жолобам или по трубам. Имеющегося у нас опыта гидравлической золоуборки нельзя считать достаточным для сравнительной оценки этих систем. Здесь мы поэтому ограничимся только описанием нескольких комплексных установок, работающих перечисленными способами.

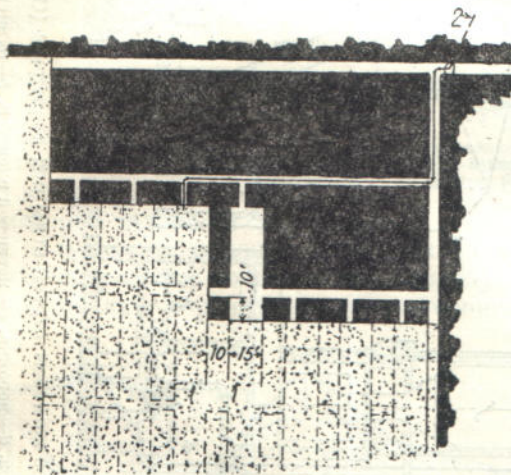
На фиг. 395¹ представлена установка, в которой удаление шлаков и унос золы производятся непрерывно по наклонным жолобам, по которым смесь движется самотеком. Собирающаяся в зольных бункерах зола по трубам *A* спускается в жолоб *B*, затем эта гидросмесь по вертикальному трубопроводу справа передается в нижний жолоб *D*, в который сгружаются шлаки из-под котлов из отверстий *C*. Вода в верхний жолоб подается одним из насосов *I*. Стекающая по нижнему жолобу гидросмесь собирается в осадочном бассейне *G*, из которого зола и шлаки зачерпываются грейфером *L* и по монорельсу *K* подаются для погрузки в железнодорожный вагон. Проникновению воздуха в зольные бункеры препятствуют специальные плоские щиты.

В установке на фиг. 396 уборка шлаков происходит тоже по наклонному жолобу, но, в отличие от предыдущей системы, вода в жолоб подается под давлением и работа установки происходит не непрерывно, а периодически и притом короткое время — 20—25 мин. в течение смены. Шлаки сыпаются в жолобы *b* по рукавам *a* через открываемые вручную задвижки. В быстрой струе воды шлаки не только охлаждаются, но и гранулируются, причем кусковатость их составляет 30—50 мм. Из воронок *d* шлаки вычерпываются ковшами обезвоживающих

¹ «La technique modern», декабрь 1931, № 24.



Фиг. 393. Система разработок длинными забоями с мокрой закладкой:
1—закладка, 2—трубопровод, 3—уклон, 4—откаточный штрек.

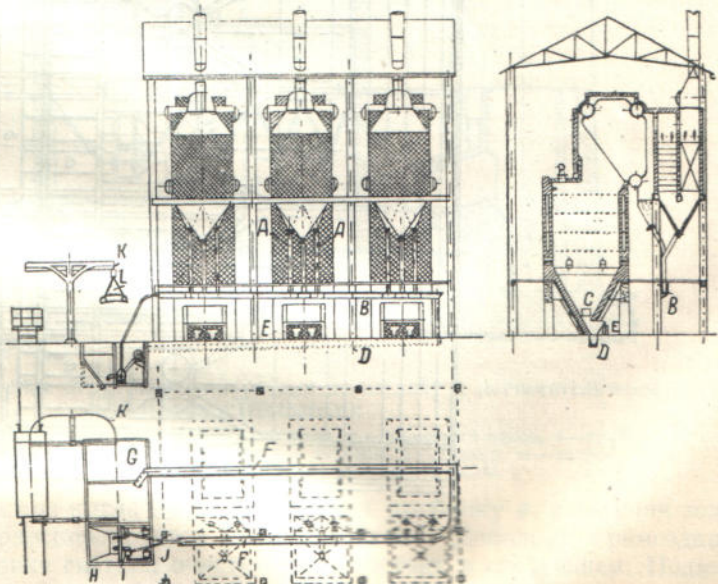


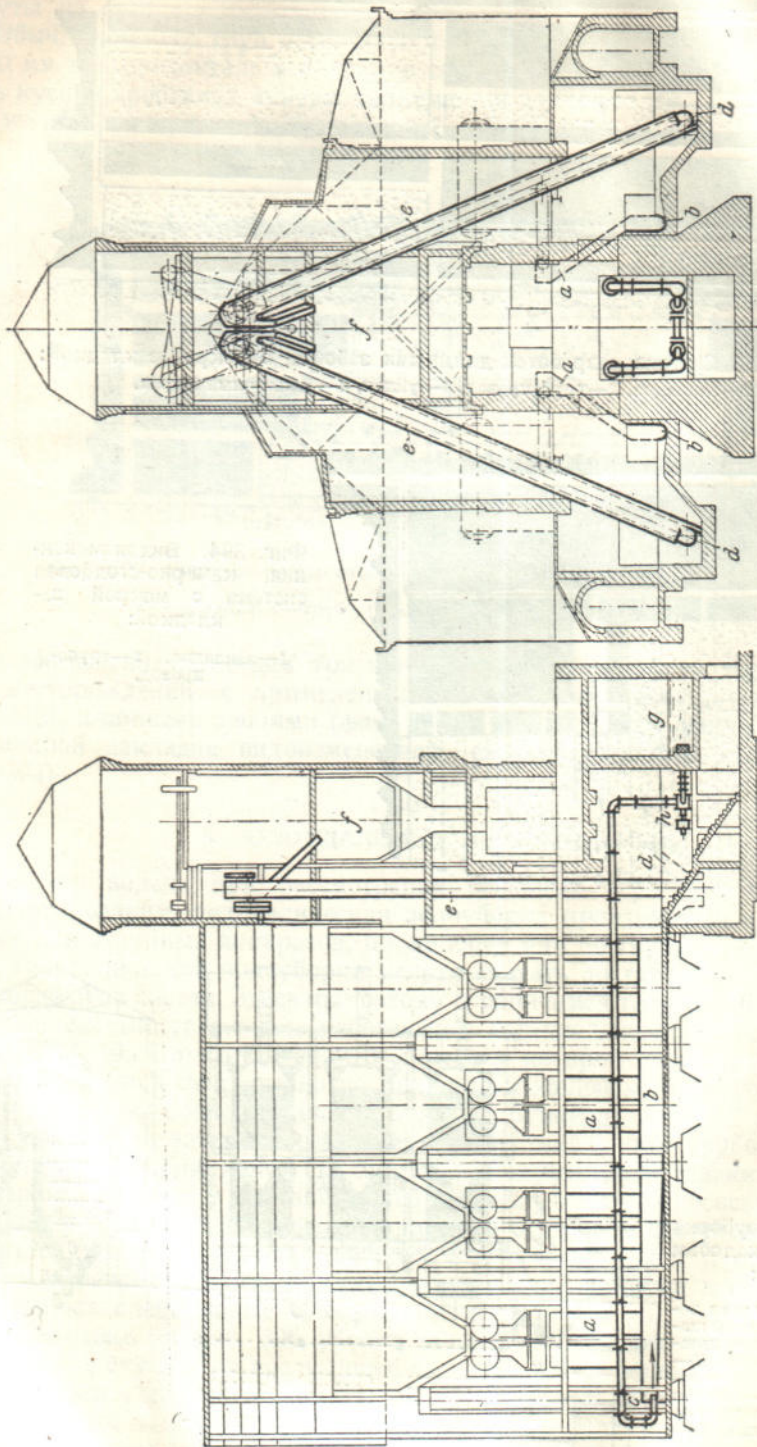
Фиг. 394. Видоизмененная камерно-столбовая система с мокрой закладкой:

1—закладка, 2—трубопровод.

Фиг. 395. Золуборка по наклонным желобам самотеком:

А—спусные трубы для летучей золы, В—верхний желоб, С—отверстия для шлаков, Д—нижний желоб, Е—запасные двери, Г—осадочный бассейн, Н—бассейн для осветленной воды, И—насосы, К—монорельс, Л—грейфер.





Фиг. 396. Золоуборка по жолобам струей воды под давлением (Gröbber):

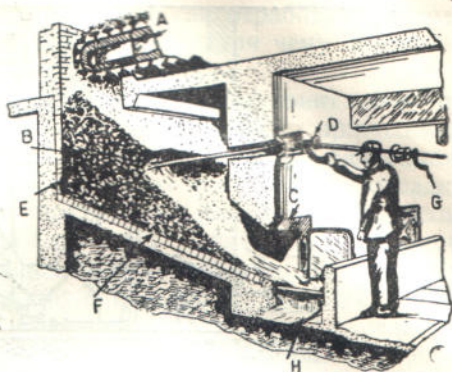
a—спускные рукава, *b*—жолобы, *c*—трубопровод, *d*—воронка, *e*—ковшевой элеватор, *f*—бункер, *g*—бассейн, *h*—насос.

элеваторов *e*, поднимающих их на погрузочные бункеры *f*. Осветленная вода из резервуара *g* насосом *h* подается снова в жолобы. Жолобы облицовываются сменными стальными плитами.

В системе золоудаления Hydrojet (фиг. 397, см. также фиг. 374) зола и шлаки, наибольшие куски которых не должны превышать 150 мм, собираются под колосниковой решеткой *A*, в зольной камере *B*, снабженной откидными затворами *C*. Над этими затворами на золу направляют сильную (под давлением около 10 ат) струю воды, смывающую шлаки по наклонному дну *F* в жолоб *H*. Движение гидросмеси по жолобу происходит тоже с большой скоростью под действием воды из струйных аппаратов, расположенных на расстоянии 30—50 м один от другого. Жолобы облицовываются плитами из твердого чугуна. Сила струи обычно раздробляет крупные куски шлаков, благодаря чему дальнейшее их транспортирование облегчается.

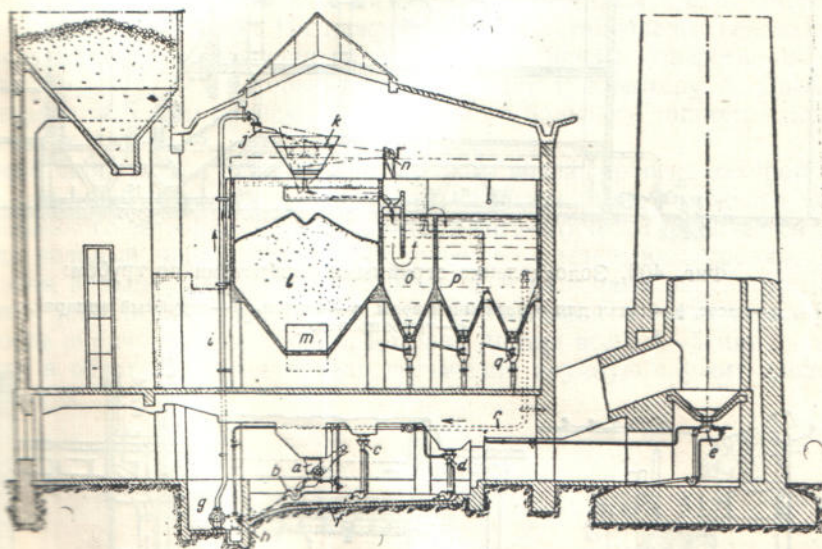
Примеры золоудаления с помощью струйных аппаратов (эжекторов) по трубам представлены на фиг. 398—401.

Схема золоуборки из котельной установки, в которой шлаки и зола извлекаются из зольников с помощью струйных аппаратов (системы Rothstein), стекают в виде гидросмеси по открытому жолобу и затем нагнетаются по трубопроводу в приемную воронку водоочистительной системы, видна на фиг. 398.



Фиг. 397. Золоуборка по жолобу с помощью струйных аппаратов (системы Hydrojet):

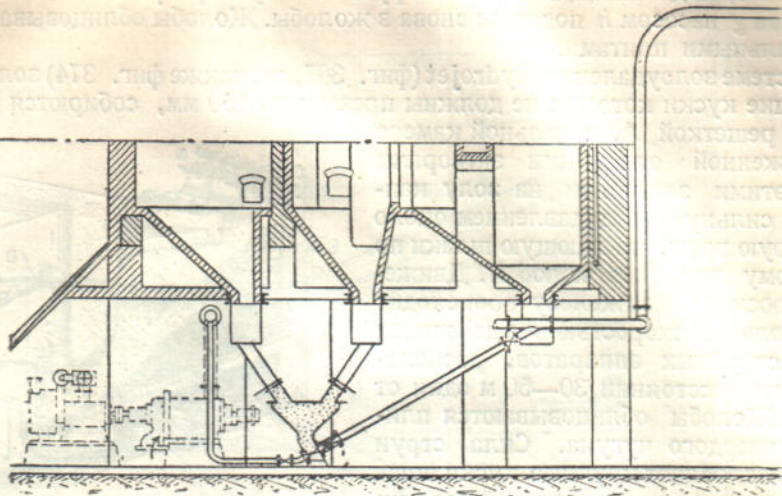
A—колосниковая решетка, *B*—зольная камера, *C*—затвор, *D*—струйный аппарат, *E*—чугунная плита, *F*—наклонный пол камеры, *G*—рукоятка для управления, *H*—жолоб.



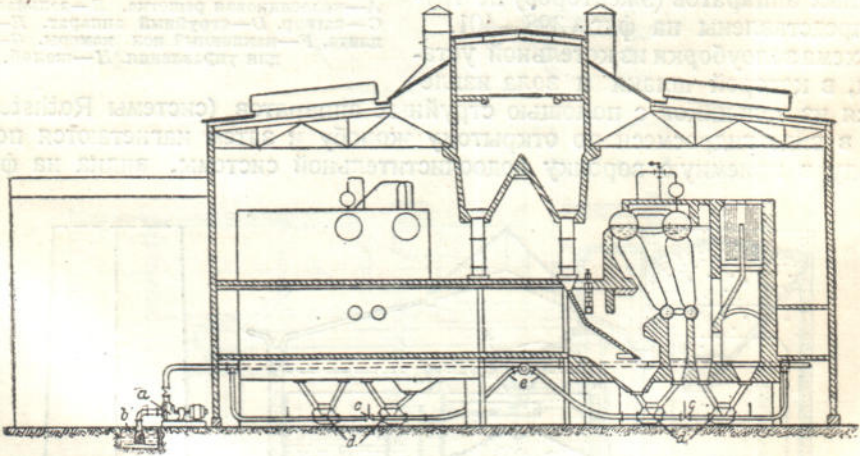
Фиг. 398. Золоудаление струйными аппаратами по жолобу к нагнетательному трубопроводу (Rothstein):

a—дробилка, *b*—струйный аппарат, *c, d, e*—спуск золы, *g*—шламовый насос, *i*—трубопровод для гидросмеси, *j*—жолоб, *k*—опрокидная воронка, *l*—бункер, *m*—затвор, *n*—лебедка, *o*—отстойник, *p*—резервуар для чистой воды.

При этом шлаки из под котла проходят сначала дробилку *a*, а летучая зола в пунктах *c*, *d* и *e* транспортируется непосредственно. Довольно громоздкая примененная на установке система очистки воды состоит в следующем. Поднятая шламовым насосом *g* по трубопроводу *i* под напором гидромасса попадает через поворотный лоток *j* в опрокидную воронку *k*, для опрокидывания которой

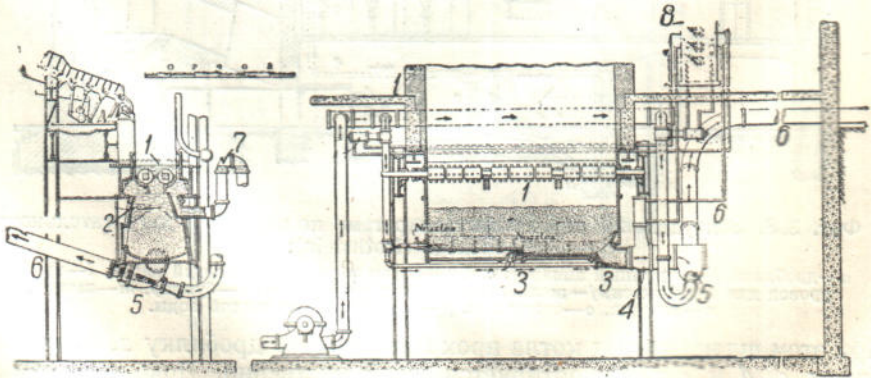


Фиг. 399. Золоудаление струйными аппаратами по трубам.



Фиг. 400. Золоудаление струйными аппаратами по трубам:

а—насос, б—канал для осветленной воды, с—вентиль, д—струйный аппарат, е—трубопровод.



Фиг. 401. Золоудаление струйным аппаратом по трубам (Westinghaus):

1—вентиль, 2—зольник, 3—сопла, 4—шлюзный затвор, 5—эжектор, 6—трубопровод для гидромеси, 7—сифон, 8—щит управления.

имеется ручная лебедка *п*. Большая часть воды, заключающаяся в гидросмеси, фильтруется через стены воронки и стекает в резервуар *о*, зола и шлаки сбрасываются в бункер *л*, из которого выгружаются для дальнейшего транспортирования через затвор *т*. Осветленная в резервуаре *о* вода стекает в резервуар *р*, из которого она снова поступает в струйные аппараты.

Благодаря круговому движению рабочей воды расход ее невелик, однако необходимо периодически подавать и свежую воду, так как отработавшая вода сильно насыщается щелочами и другими примесями, благодаря чему износ системы возрастает.

На фиг. 399 дана установка, в которой струйный аппарат гонит золу по трубам на свалку прямо из-под котлов. Центробежные насосы, приводимые в действие от электромотора или паровой турбины, подают воду под давлением, которое в струйных аппаратах составляет 15—18 ат. При этом диаметр насадки равен 17 мм. Наибольшая крупность шлаков, определенная величиной отверстия в решетке, равна 60 мм, расход воды — около 4 м³ на 1 т перемащиваемых шлаков. Система кроме того предусматривает подведение сухого воздуха для продувки трубопроводов зимою, во избежание замерзания в них воды. Падение напора в трубопроводах было, при приведенной выше характеристике, определено в 3,2—3,5 ат — в пределах котельной и в 0,5 ат на каждые 100 м длины трубопровода вне его¹. Продолжительность золоуборки составляла на описываемой установке 20—30 мин. в сутки.

Примерно такого же типа водоструйная установка с четырьмя попарно расположенными под каждым котлом водоструйными аппаратами видна на фиг. 400.

Одна из современных гидравлических систем золоудаления с помощью струйных аппаратов, введенная в США компанией Westinghaus, видна на фиг. 401.²

Шлаки из-под котла проходят через длинные вальцы *1* и попадают в установленный под ним зольный ящик *2*, имеющий, во избежание зависания, расходящиеся книзу боковые стенки. Дно зольного ящика имеет в поперечном сечении скругленную форму, а в продольном расположено ступенями, с понижением в сторону смыва шлаков (вправо). На каждой ступени установлены гидравлические сопла *3*, служащие для смывания шлаков и золы вниз к отверстию со шлюзовыми затворами *4*, через которые смесь проходит к эжектору *5*. Дальнейшее транспортирование смеси происходит по трубам *б* большого диаметра под действие струи из эжектора.

Зольный ящик всегда остается наполненным водой, уровень которой поддерживается сифонной трубкой *7*, служащей затвором для наружного воздуха. Система шлюзового затвора, сопел и эжектора автоматически включается в действие, когда зольный ящик наполняется золой до предельного уровня.

При этом вальцы слегка приподнимаются и включают регулятор. Первым открывается клапан эжектора, затем клапан зольника, а затем шлюзового затвора. После окончания золоуборки, которая длится всего 1—5 мин., операции происходят в обратном порядке. Для включения вручную служит распределительный щит *8*.

¹ Данные о стоимости эксплуатации см. в книге А. Рыл и Р. Шульте, Золоудаление в крупных котельных установках.

² «Engineering», ноябрь 1933, № 3541.

ГЛАВА V

ПНЕВМАТИЧЕСКОЕ ТРАНСПОРТИРОВАНИЕ ¹

§ 1. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ

1. ВВЕДЕНИЕ

Если свободное тело помещено в движущуюся струю газа, то оно испытывает со стороны последнего тем более интенсивное воздействие, чем с большей скоростью движется струя.

При некотором значении скорости это воздействие становится столь значительным, что тело выходит из состояния покоя и увлекается струей по направлению ее движения — струя транспортирует тело. ²

Использование газа, главным образом воздуха, в качестве непосредственного носителя транспортируемого материала относится впервые к началу второй половины девятнадцатого столетия, однако, практическое распространение этот вид транспорта начинает получать только с конца прошлого столетия, когда были преодолены главнейшие принципиальные трудности, неизбежные в таком нововведении.

В двадцатом столетии развитие пневматического транспортирования идет быстрыми шагами, и в настоящее время оно применяется в самых различных областях промышленности, сельского хозяйства и железнодорожного транспорта.

Транспортированию при помощи воздуха поддаются не только такие сравнительно легкие материалы, как зерно, древесные опилки и стружки, но и значительно более тяжелые материалы, как например уголь, шлаки, горная порода и т. п. Вообще говоря, этим способом можно транспортировать любые пылеобразные, зерновые, волокнистые и кусковые материалы, если только они не обладают резко выраженными свойствами спекаться, прилипать к стенкам и т. п.

В настоящее время имеются установки для перемещения горной породы с кусками крупностью до 80 мм и более на расстояния в несколько сот метров; в отдельных случаях транспортирование мелкого угля производится на расстоянии до 1 км.

Весь ход развития пневматического транспортирования массовых грузов, с самого начала его возникновения и до настоящего времени, наглядно показал, что как собственно процесс транспортирования, так и правильное определение отдельных размеров установки с трудом поддаются чисто теоретическому анализу и расчету. Это обстоятельство явилось большим тормозом для широкого распространения пневматического транспортирования в первоначальный период его возникновения, так как понадобилось значительное время, прежде чем накопился достаточный опытный материал. И только на основании опытных исследований удается дать и соответствующие теоретические обоснова-

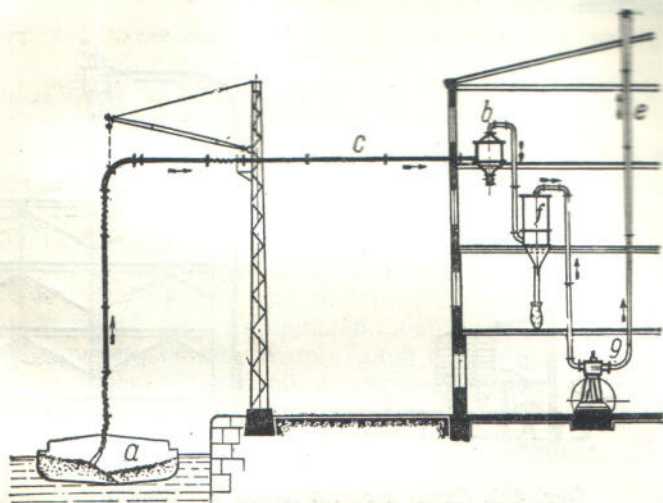
¹ Luftförderung, Pneumatische Förderung (нем.), Pneumatic Handling (англ.).

² При изложении принципов пневматического транспортирования мы ограничимся рассмотрением только транспортирования массовых грузов, не касаясь перемещения по трубам тел определенной формы, играющих роль поршня, перекрывающего сечение трубы и перемещающегося по ней под влиянием разности давления по обе его стороны, например пневматическая почта.

ния тому или иному явлению, имеющему место в действительности. Трудно назвать какую-либо иную область, в которой опыт и опытные данные имели бы столь существенную и даже руководящую роль при теоретической разработке, как это имеет место при пневматическом транспортировании.

Первые наиболее систематические экспериментальные исследования были произведены др-ом J. Gasterstädt'ом; ¹ они дали возможность подвести соответствующую теоретическую базу под эту область техники и разработать методы расчета и проектирования.

Наиболее широко теория пневматического транспортирования разработана др-ом K. Wagner'ом ² и E. Trefftz'ом, ³ использовавшими обширный опытный материал и главным образом опыты Gasterstädt'a.



Фиг. 402. Схема всасывающей установки:

a—сопло, b—разгрузитель, c—рабочий трубопровод, f—фильтр,
e—выхлопная труба, g—насос.

Более поздние экспериментальные исследования ⁴ в основном подтвердили опыты Gasterstädt'a, внося в отдельных случаях некоторые коррективы, обусловленные, как можно предположить, специфическими условиями транспортирования того или иного материала.

2. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ

В основном всякая пневматическая транспортная установка состоит из трубопровода, по которому, под влиянием разности давлений в начале и в конце трубопровода, движется со значительной скоростью воздух или какой-либо газ.

Перемещаемый материал вводится в трубопровод при помощи особых загрузочных устройств, подхватывается струей газа и перемещается ею к месту выдачи, где и отделяется от струи при помощи специальных разгрузочных приспособлений. Необходимая разность давлений создается путем всасывания газа из трубопровода или путем нагнетания его в трубопровод извне с помощью вихревого устройства.

В зависимости от того как создается эта разность давлений, различают два основных типа пневматических устройств — всасывающие и нагнетательные.

На фиг. 402 представлена схема типичной всасывающей установки. Установка состоит из одного или нескольких всасывающих элементов, называемых

¹ Dr. ing. Johann Gasterstädt, Forschungsheft, d. V. d. L., 1924. См. также русское издание Сев.-зап. обл. горнопромышленного ВУХ, 1927.

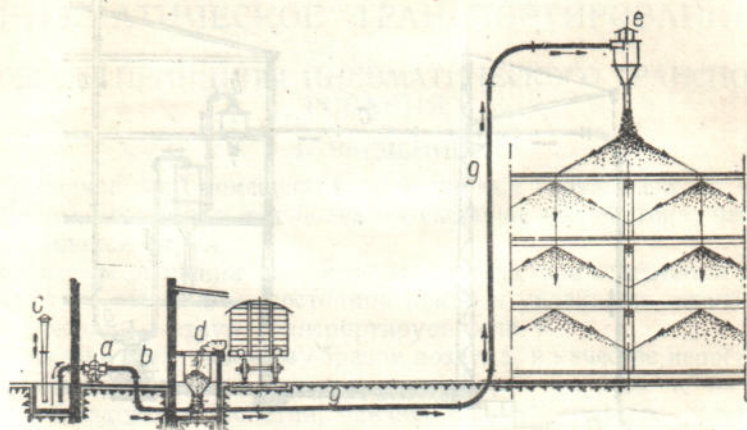
² K. Wagner, Inang. - Dissert., Dresden, 1925.

³ E. Trefftz, Mitteil. über Forschungsarbeiten d. V. d. L., № 265.

⁴ Например E. Deuschl'я, помещенные в «Glückauf», 1931, № 2 и 3 и некоторые другие.

соплами *a*, через которые наружный воздух устремляется в трубопровод и увлекает с собой материал, подлежащий перемещению, трубопровода *c*, по которому перемещается материал, разгрузителя (отделителя) *b*, в котором происходит отделение материала от струи воздуха благодаря резкому уменьшению скорости последнего при внезапном увеличении площади поперечного сечения или под действием центробежной силы, фильтра *f*, улавливающего пылевидные частицы, которые не осели в разгрузителе, насоса *g*, всасывающего воздух из трубопровода и создающего разность давлений, и выхлопной трубы *e*, по которой отводится воздух в атмосферу.

Как разгрузитель, так и фильтр снабжаются внизу особыми шлюзовыми затворами, которые производят выдачу материала, но препятствуют проникновению внутрь системы атмосферного воздуха.



Фиг. 403. Схема нагнетательной установки:

a—компрессор, *b*—воздуховод, *c*—всасывающий трубопровод, *d*—бункер, *e*—разгрузитель, *g*—рабочий трубопровод.

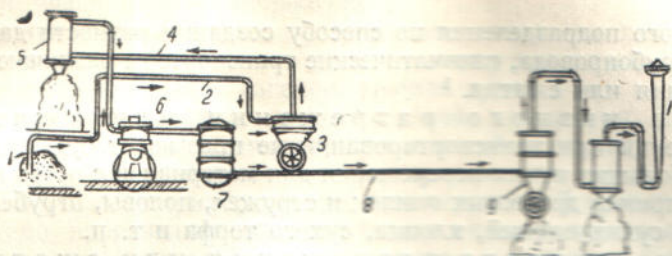
Нагнетательная пневматическая установка изображена на фиг. 403 и состоит из компрессора *a*, засасывающего атмосферный воздух через трубопровод *c* и нагнетающего его далее в трубопровод *b*, бункера *d*, снабженного шлюзовым затвором для равномерной подачи транспортируемого материала из бункера в трубопровод и препятствующего в то же время проникновению сжатого воздуха из трубопровода в бункер или атмосферу; рабочего трубопровода *g*, по которому происходит собственно перемещение материала, и разгрузителя *e*, из которого материал, как и сжатый воздух, выпускается наружу, соответственно через нижнее и верхнее отверстия.

Если перемещаемый материал содержит мелкие и легкие частицы или пыль, либо при транспортировании более или менее значительная часть материала измельчается от сталкивания отдельных кусков друг с другом, от ударов и трения о стены трубопровода, так что имеется опасность уноса их воздухом и загрязнения окружающего пространства пылью, что связано конечно и с потерями материала, то воздух и в нагнетательных установках не выпускается непосредственно из разгрузителя в атмосферу, а пропускается предварительно через фильтр, где и осаживается от пыли. В этом случае разгрузитель снабжается шлюзовым затвором.

Иногда нагнетательные установки выполняются не только без фильтра, но и без разгрузителя, и воздух вместе с материалом выводится наружу непосредственно из трубопровода. Шлюзовой затвор в месте загрузки материала заменяется в некоторых случаях особым соплом эжекторного действия.

Кроме всасывающей и нагнетательной систем транспортирования применяется еще с м е ш а н н а я система (фиг. 404), представляющая собой комбинацию первых двух. При этом всасывающая и нагнетательная части выполняются как обычно. Транспортируемый материал загружается на концах трубопроводов

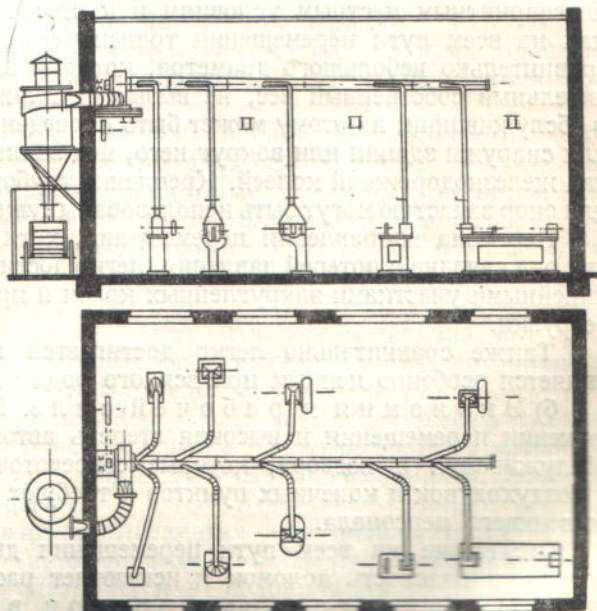
всасывающей части, подается через шлюз в трубопровод нагнетательной части и транспортируется последним к месту выдачи.



Фиг. 404. Схема всасывающе-нагнетательной (смешанной) установки:

1—всасывающее сопло, 2—всасывающий трубопровод, 3—промежуточный бункер, 4—воздухопровод, 5—фильтр, 6—шлюз, 7—реципер, 8—нагнетательный трубопровод, 9—ракрутка.

Выбор той или иной системы транспортирования обусловлен рядом соображений и делается главным образом в зависимости от требуемой конфигурации установки, рода перемещаемого материала и длины перемещения. Наиболее часто всасывающая система, в которой машинная часть сосредоточена в пункте отгрузки материала, применяется при транспортировании из разных мест к одному пункту, при сравнительно небольшом пути перемещения легких и средних по весу материалов, например при транспортировании зерна, древесных стружек, опилок и пр. Такой случай перемещения опилок от нескольких станков деревообделочной мастерской к месту хранения или брикетирования отходов показан на фиг. 405. Применение всасывающей системы ограничивают не только большие пути транспортирования, но и очень высокие количества транспортируемого материала, так как необходимое при этом разрежение становится столь значительным и плотность воздуха настолько понижается, что заметно уменьшается и переносная сила (грузоподъемность) струи воздуха и эксплуатация становится ненадежной. Предельным допустимым разрежением обычно считают $0,35-0,4 \text{ кг/см}^2$.



Фиг. 405. Пневматическая установка в деревообделочной мастерской.

Нагнетательная система, в которой машинная часть располагается у исходного пункта, обычно применяется при перемещении материала из одного места в разных направлениях, например при перемещении угля от бункера при железнодорожной колее к паровым котлам котельной. Вследствие большей плотности воздуха и возможности достижения большей разности давлений на концах трубопровода, переносная сила струи при этой системе выше, а поэтому ее рациональнее применять при перемещении тяжелых и трудно транспортируемых материалов и притом на большие расстояния.

Смешанная система применяется как при подаче материала от разных пунктов погрузки к разным пунктам выгрузки, так и при перемещении материала из

разных пунктов к одному, но лежащему на значительном расстоянии, так что пользование одной только всасывающей системой затруднительно или даже невозможно.

Кроме такого подразделения по способу создания разности давлений в начале и конце трубопровода, пневматические транспортеры различают еще по степени разрежения или сжатия.¹

Система низкого разрежения или сжатия, когда разность давлений при транспортировании не превышает $0,025 \text{ кг/см}^2$, применяется при небольших путях перемещения для материалов с особо малым удельным весом, например древесных опилок и стружек, половы, отрубей, дубильной коры, пробок, сухих овощей, хлопка, сухого торфа и т. п.

Система среднего разрежения или сжатия, характеризующаяся разностью давлений в $0,2—0,3 \text{ кг/см}^2$, наиболее распространена при перемещении зерна.

Система высокого разрежения или сжатия характеризуется более высокой разностью давлений, применяется при транспортировании материалов с большим удельным весом, как уголь, угольная порода, зола и т. п., и при больших путях перемещения.

3. ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ

Пневматический транспорт, обладая целым рядом весьма важных преимуществ по сравнению с другими видами транспорта, имеет не менее существенные недостатки, которые во многих случаях ограничивают его применение.

К достоинствам пневматического транспорта нужно отнести следующие его свойства.

а) Исключительная приспособляемость к самым неблагоприятным местным условиям и к стесненным габаритным размерам, так как на всем пути перемещения транспортер представляет собой трубопровод сравнительно небольшого диаметра, который занимает мало места, имеет незначительный собственный вес, не вызывает толчков и сотрясений, не нуждается в обслуживании, а потому может быть проведен где угодно и как угодно: внутри или снаружи здания или вокруг него, под землей или над постройками, под или над железнодорожной колеей. Крепление трубопровода весьма просто, а потому для опор зачастую могут быть использованы существующие здания и конструкции.

Перемена направления перемещения, хотя вообще и нежелательная, так как она связана с потерей давления, легко достигается путем ввода между прямолинейными участками закругленных колен и происходит без промежуточной перегрузки.

Также сравнительно легко достигается наращивание трубопровода, что является особенно ценным при всякого рода перестройках и расширениях.

б) Экономия в рабочей силе. Простота устройства на всем протяжении перемещения и высокая степень автоматизации не требуют сложного обслуживания и надзора, которые сосредоточены главным образом только у воздуходувок и конечных пунктов и требуют минимального количества обслуживающего персонала.

Отсутствие на всем пути перемещения движущихся и трущихся частей устраняет опасность поломок и исключает расход смазочных материалов.

в) Незначительные потери в весе перемещаемых материалов: замкнутый трубопровод исключает утечки и служит надежным предохранением от атмосферных влияний, дождя, сырости, снега, а также действия газов и паров.

Потери материала могут иметь место только при отсутствии или плохом действии фильтров, когда наиболее легкие, пылевидные, частицы выбрасываются вместе с отработанным воздухом в атмосферу. Однако при правильной конструкции фильтра эти потери сводятся практически к незначительной величине.

¹ А. О. Спиваковский, Пневматическое транспортирование массовых материалов, «Инженерный работник», 1924, № 3—4, 5 и 6.

г) Путем применения разветвленного трубопровода возможно производить транспортирование материала из разных мест к одному пункту или, наоборот, одновременно подавать в несколько мест.

д) Путем применения легких всасывающих сопел на гибких резиновых или металлических шлангах можно иметь доступ к самым трудно доступным местам зданий, вагонов, трюмов судов и пр. и забирать материал непосредственно из самых дальних углов помещения (трюма, вагона) почти без остатка, избегая при этом дорогой и подчас вредной работы перелопачивания, что невозможно при применении таких перегрузочных приспособлений, как например скрепер или черпаковый элеватор, после которых необходимо производить окончательную очистку вручную.

е) Возможность сочетания процесса транспортирования с некоторыми иными операциями, как например проветривание материала (уголь, зерно), очистка его от пыли и сора (зерно) и т. п.

ж) Возможность перемещения горячих материалов без предварительного их охлаждения, например золы в котельных, которые быстро охлаждаются в самом трубопроводе при соприкосновении с избыточным количеством воздуха. Опасаться при этом чрезмерного нагревания аппаратуры обычно не приходится, так как притекающие все новые и новые порции свежего воздуха служат достаточным охладителем.

з) К числу достоинств пневматического транспорта нужно также отнести его вентилярующее действие, благодаря чему создается интенсивный воздухообмен и улучшаются гигиенические условия работы в помещениях. Это свойство играет особо важную роль при применении всасывающей системы в помещениях, изобилующих пылью и вредными газами. Перемещение различных ядовитых или остропахнущих материалов в закрытых трубопроводах также предохраняет обслуживающий персонал от непосредственного их воздействия, чего трудно избежать при других видах транспортирования.

и) Стоимость оборудования во многих случаях практики сравнительно невысока и притом относительно уменьшается с увеличением производительности и длины установки.

к) Широкий диапазон производительности, которая может колебаться от 1—2 т в час до нескольких сотен тонн в час, а также и длины пути транспортирования, которая может быть от нескольких десятков до 500—600 и даже 1000 м, а в отдельных случаях и больше.

К недостаткам пневматического транспорта нужно отнести прежде всего высокое потребление энергии по сравнению с механическим транспортом.

Потребление энергии зависит от рода перемещаемого материала, его крупности и влажности, от длины пути транспортирования, формы трубопровода (наличие подъемов, поворотов), производительности и т. п.

Поэтому трудно привести какие-либо общие цифры, характеризующие расход энергии пневматическим транспортом на 1 т перемещаемого материала в час; в каждом частном случае эти цифры получаются различными, даже при одинаковой длине пути перемещения.

В среднем потребление энергии при пневматическом транспорте в 8—14 раз больше, чем при механическом. Таким образом по стоимости расходуемой энергии пневматический транспорт оказывается в эксплуатации одним из самых дорогих. Ниже будут приведены некоторые средние цифры для удельного потребления энергии при различных условиях транспортирования.

Другим существенным недостатком пневматического транспорта является довольно быстрый износ отдельных его частей, соприкасающихся с транспортируемым материалом. В особенности велик износ деталей в местах поворота струи при перемещении острогранных кусков угля, золы, щебня и т. п. Для смягчения этого недостатка в настоящее время применяются особые конструкции деталей, позволяющие, с одной стороны, уменьшить изнашиваемость, с другой стороны, дающие возможность удобной замены сработавшейся части.

Кроме того при перемещении с большой скоростью по трубам подвергается истиранию и крошению, а следовательно в ряде случаев деградации и самый перемещаемый материал.

Слабой стороной пневматического транспорта, не являющейся впрочем присущим ему органическим недостатком, а только свойством, вытекающим из уровня наших современных знаний, следует считать также отсутствие твердых методов расчета пневмоустановок, вследствие чего возможны неправильный выбор элементов всей установки и назначение неоптимального режима ее работы.

При расчете пневматических транспортеров для новых с неиспытанными механическими свойствами материалов требуется всегда постановка предварительных опытов с целью определения расчетных коэффициентов.

4. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

Пневматический транспорт, которым вначале пользовались почти исключительно для перемещения зерна, сравнительно быстро начали применять в самых различных областях народного хозяйства.

Пневматическими транспортерами производят часто доставку угля от склада в котельную, доставку пылевидного угля от мельниц к топкам котлови перемещение золы из котельной в отвал.

Перемещение стружек, обрезков и опилок в современных деревообделочных мастерских производят обычно при помощи воздуха.

Большое распространение этот вид транспорта получил в химической промышленности для транспортирования различного рода химикалиев.

Применение пневматической закладки выработанных шахт в настоящее время получает все большее и большее распространение.

В резиновой промышленности применяют воздух для транспорта мелких резиновых изделий и отбросов.

В сельском хозяйстве транспортируют сено, солому, полосу, зерно и другие продукты.

Разгрузка и погрузка судов зерном, мелким углем, сушеными фруктами и т. п. при помощи пневматических установок получили тоже широкое распространение.

Этим кратким перечнем далеко не исчерпываются случаи применения пневматического транспортирования.

Конечно перемещение материалов во всех вышеперечисленных случаях может быть достигнуто и при помощи механических средств, а поэтому в каждом частном случае применение пневматического транспортера должно быть обосновано как экономическими выгодами, так и чисто эксплуатационными преимуществами.

При выборе транспортного устройства и выяснении целесообразности применения пневматического транспортера необходимо обращать внимание на следующие свойства материала.

а) Удельный вес и размеры кусков. Давление, которое оказывает движущаяся струя воздуха на твердое тело, пропорционально квадрату скорости. Чтобы твердое тело, помещенное в вертикальный трубопровод, находилось во взвешенном состоянии, должно существовать равенство между весом тела и давлением снизу восходящей струи:

$$V' \cdot \gamma = k v_s^2, \quad (266)$$

здесь V' — объем тела,

γ — удельный вес,

v_s — так называемая скорость парения, т. е. такая скорость воздуха в вертикальном трубопроводе, при которой твердое тело находится во взвешенном состоянии,

k — коэффициент пропорциональности.

Действительная скорость воздуха в вертикальном трубопроводе должна быть выбрана несколько большей скорости парения, чтобы обеспечить надежное

перемещение материала. Как показывают опытные исследования, действительная скорость воздуха в горизонтальном трубопроводе v_1 должна быть выбрана равной или несколько большей скорости v_s , так как при этом материал перемещается во взвешенном состоянии, а удары и трение его о стенки трубопровода сводятся до возможного минимума.

Таким образом, отсюда следует, что скорость воздуха в вертикальном или горизонтальном трубопроводе v_1 определяется скоростью парения v_s , которая, в свою очередь, зависит от удельного веса материала и от размера наибольших его кусков.

Теоретически возможно, путем соответствующего увеличения скорости воздушной струи, транспортирование материалов с любым удельным весом, как бы велик он ни был. Однако с увеличением скорости воздуха связано значительное увеличение потери энергии на трение в трубопроводе, так как потери на трение пропорциональны квадрату скорости. При этом потери на трение делаются несоизмеримо большими и установка становится неэкономичной.

Кроме того применение особо больших скоростей значительно повышает измельчение транспортируемого материала вследствие сильных ударов кусков друг об друга, о стенки трубопровода, в местах закруглений, при входе в разгрузитель и т. п. Это обстоятельство, зачастую нежелательное само по себе (деградация транспортируемого материала), вызывает еще дополнительные затраты на установку более сильных фильтров для улавливания пыли, что естественно удорожает оборудование.

Крупные куски материала с трудом захватываются всасывающим соплом, требуют большого его размера, что делает все устройство громоздким и неудобным в эксплуатации. Напротив, транспортирование мелкокускового и пылевидного материала даже значительного удельного веса совершается без особых затруднений; например установки для перемещения колошниковой пыли (насыпной вес больше 1000 кг/м^3) и пылевидной руды (насыпной вес около 3000 кг/м^3) работают вполне надежно.¹ Некоторые затруднения возникают при перемещении пылевидного материала малого удельного веса, вследствие трудности отделения его в конечном пункте от воздушной струи. Конечно, пылеотделение можно произвести при помощи достаточно мощного фильтрующего устройства, но последнее, обладая значительным внутренним сопротивлением, естественно уменьшает возможность падения давления в дальнейших частях установки, благодаря чему перемещение легковесных пылевидных материалов на большие расстояния в известной степени ограничено.

б) С большой осторожностью нужно подходить к применению воздушного транспорта для таких твердых острогранных материалов, как зола, шлаки и др. Износ трубопроводов, закруглений и других деталей происходит настолько интенсивно, что ложится тяжелым бременем на стоимость эксплуатации. Употребление обычных колесных шлюзовых затворов при этом не всегда рекомендуется, так как острые частицы материала в короткое время изнашивают кожух и барабан, затвор становится неплотным, что связано с большими потерями давления (или вакуума) и снижает общую транспортную способность установки. Применение особых загрузочных и разгрузочных камер без шлюзового затвора не может обеспечить непрерывной подачи материала, так как на время наполнения например загрузочной камеры она отключается от трубопровода, который в это время или работает вхолостую или должен питаться от другой загрузочной камеры, наличие которой, естественно, связано с излишними затратами.

в) При наличии в материале большого количества влаги применение пневматического транспорта в большинстве случаев не оправдывается. Материал с чрезмерным содержанием влаги легко прилипает к стенкам трубопровода и разгрузителя, к загрузочным и разгрузочным колесам, зависает в бункерах, в результате чего подача и выдача материала происходит

¹ R. Költzsch, Die Grenzen pneumatischer Förderung, «Fördertechnik und Frachverkehr», 1931, № 5.

неравномерно, то и дело закупориваются трубопроводы и весь процесс транспортирования нарушается.

Обычно считают, что влажность транспортируемых материалов не должна превышать 20%, однако предельная влажность для некоторых материалов лежит значительно ниже; так, например, для мелкокускового угля влажность не должна превышать 6%; с другой стороны, влажные волокнистые вещества бумажной промышленности, сырая рубленая свекла на заводах сахарной промышленности свободно транспортируются при влажности до 65%.¹ Таким образом влажность в 20% нужно рассматривать как некоторую среднюю, которая для различных материалов допускает отклонения как в одну, так и в другую сторону.

Большие трудности встречаются при перемещении материалов, которые, несмотря на незначительное содержание влаги, имеют склонность к спеканию,— это разного рода химические вещества, кали, сода. Такие материалы не засасываются обычными всасывающими соплами, и их приходится забрасывать туда вручную или снабжать сопла специальными питающими приспособлениями.

г) Высокая температура перемещаемого материала не вызывает, как указывалось, чрезмерного нагревания трубопровода, так как материал при соприкосновении с большим количеством холодного воздуха быстро охлаждается, не успевая вступить в теплообмен со стенками трубопровода.

Однако иногда имеется опасность образования в воздухопроводе взрывчатой смеси, как например при перемещении горячей угольной пыли, тлеющего кокса и т. п. Опасность взрыва во всасывающей системе менее велика, чем в нагнетательной, так как воздух входит в соприкосновение с материалом в разреженном, следовательно в более бедном кислородом состоянии.

Для предотвращения всякой возможности взрыва вместо воздуха применяют иногда какой-либо нейтральный газ, например углекислый или дымовые газы. Установки, работающие на нейтральном газе, только тогда экономичны, когда имеется налицо подходящий газ, так как его получение при помощи газогенераторов сопряжено с очень высокими дополнительными расходами.

Нагнетательная система на инертном газе предпочтительней всасывающей, так как при нагнетательной системе ввод газа в трубопровод производится компрессором непосредственно из газгольдера без всяких затруднений, подвод же одного только газа к всасывающему пространству сопла системы разрежения, без вредных включений воздуха, весьма затруднителен. Кроме того при нагнетательной системе газ легче заставить совершать круговой цикл.

§ 2. ТЕОРИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ

1. СОПРОТИВЛЕНИЯ

Как уже указывалось выше, основным недостатком пневматического транспорта является высокое, сравнительно с другими видами, потребление энергии. Высокое потребление энергии в значительной мере обусловлено падением давления в трубопроводе вследствие трения материала о трубопровод и потери энергии при столкновении отдельных кусков друг с другом и со стенками. В особенности велики потери энергии в местах поворотов струи, разветвлений, при внезапных уширениях или сужениях трубопровода и т. п.

Определению падения давления в трубопроводах при транспортировании материала были посвящены труды целого ряда исследователей.

Исследования, опубликованные Gasterstädt'ом,² представляют пока наиболее полную работу в этом направлении. Gasterstädt установил, что падение давления при перемещении материала находится в определенной зависимости от падения давления при продувании чистого воздуха.

¹ «Fördertechnik und Frachtverkehr», 1931, стр. 71.

² Dr. Ing. Johann Gasterstädt, Forschungsarbeiten d. V.d.I., 1924.

2. ПАДЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В ПРЯМОЙ ТРУБЕ ПРИ ПРОДУВАНИИ ЧИСТОГО ВОЗДУХА

Многочисленные исследования над течением газов как в лабораторной обстановке, так и на практике привели к выводу, что перепад давлений между двумя точками горизонтального прямолинейного участка трубопровода пропорционален длине участка, мокрому или рабочему периметру и скоростному напору и обратно пропорционален площади поперечного сечения трубы

$$\Delta p = p_2 - p_1 = c \frac{v^2}{F} h L', \quad (267)$$

здесь p_1 и p_2 — абсолютные давления в крайних точках участка (кг/м^2),
 v — мокрый или рабочий периметр, т. е. длина линий (м) поперечного сечения трубопровода, по которой он соприкасается с газом,

L' — длина трубопровода между рассматриваемыми точками (м),

F — площадь поперечного сечения трубопровода в свету (м^2),

$h = \frac{\gamma_1 v_1^2}{2g}$ — скоростной напор (кг/м^2),

γ_1 — удельный вес воздуха (кг/м^3),

g — ускорение силы тяжести (м/сек^2),

c — коэффициент пропорциональности.

Подставляя $v = \pi D$ и $F = \frac{\pi D^2}{4}$ и обозначая $4c = \lambda$, получим

$$\Delta p = p_2 - p_1 = \lambda \frac{\gamma_1 v_1^2}{2g} \cdot \frac{L'}{D}. \quad (268)$$

Коэффициент λ называют коэффициентом сопротивления.

В случае прямолинейного наклонного участка перепад давлений обуславливается также разностью высот H крайних его точек, при этом

$$\Delta p = p_2 - p_1 = \lambda \frac{\gamma_1 v_1^2}{2g} \cdot \frac{L'}{D} + \gamma_1 H. \quad (269)$$

Падение давления, отнесенное к одному погонному метру трубопровода

$$\Delta p' = \frac{p_2 - p_1}{L'} = \lambda \frac{\gamma_1 v_1^2}{2g} \cdot \frac{1}{D} + \gamma_1 \frac{H}{L'}. \quad (270)$$

Коэффициент сопротивления λ определяется опытным путем и зависит от целого ряда факторов: вязкости воздуха, диаметра и материала трубопровода, состояния его внутренних поверхностей, скорости движения струи и вызываемого ею вихреобразования и т. п.

По исследованию Jakob'a,¹

$$\lambda = C_1 \left(\frac{v_{at}}{v_1 D} \right)^{C_2}; \quad (271)$$

здесь C_1 и C_2 постоянные коэффициенты, подлежащие определению для каждой трубы. Для абсолютно гладких труб Jakob дает

$$C_1 = 0,3272; \quad C_2 = 0,253;$$

v_{at} — кинематическая вязкость, отнесенная к 1 ат и 15°C; остальные обозначения прежние.

Коэффициент сопротивления λ можно выразить через часовую производительность трубопровода Q_1 кг/час ; в самом деле:

$$Q_1 = 3600 \frac{\pi D^2}{4} v_1 \gamma_1; \quad (272)$$

¹ M. Jakob, Z. V.d.I., 1922, стр. 178.

вставляя в уравнение (271) вместо v_l его значение из (272), получим

$$\lambda = C_1 \left(\frac{2827 D \gamma_{at} v_{at}}{Q_l} \right)^{C_2}; \quad (273)$$

здесь γ_{at} — удельный вес воздуха при 1 ат и 15° Ц.

Для трубопроводов пневматических установок наиболее часто применяются железные трубы без швов, шероховатости которых уже после короткого времени эксплуатации настолько уменьшаются, что трубы в значительной мере приближаются к практически абсолютно гладким.

Опытами установлено для таких трубопроводов

$$C_1 = 0,245 \quad C_2 = 0,22.$$

Эти значения коэффициентов также хорошо согласуются с исследованиями Ombek'a.¹

Для практического пользования можно считать кинематическую вязкость и удельный вес постоянными, а именно:

$$v_{at} = 0,14343 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{сек}, \quad \gamma_{at} = 1,23 \text{ кг/м}^3,$$

при этом

$$\lambda = 0,126 \left(\frac{D}{Q_l} \right)^{0,22} \quad (274)$$

Если диаметр трубопровода выразить в мм (d), то уравнение (274) переписывается так:

$$\lambda = 0,02745 \left(\frac{d}{Q_l} \right)^{0,22} \quad (275)$$

Проф. Blaess² предлагает для определения коэффициента λ пользоваться более простой формулой:

$$\lambda = 0,0125 + \frac{0,0011}{D}; \quad (276)$$

здесь D — диаметр трубопровода в м.

Формула Blaess'a довольно правильно оценивает значения коэффициентов λ для труб из черного или оцинкованного железа при скорости струи в пределах 6—25 м/сек.

При трубах особо малого диаметра формула Blaess'a дает преувеличенные значения для λ ; например при трубопроводе диаметром 50 мм и скорости $v_l = 6$ м/сек — преувеличение около 25%, при том же диаметре и $v_l = 22$ м/сек — преувеличение 35%.

Однако такие тонкие трубопроводы при пневматическом транспортировании не встречаются, а незначительное преувеличение для λ при нормальных употребительных диаметрах служит гарантией для надежной эксплуатации установки.

По Blaess'у для трубопровода диаметром 300 мм

$$\lambda = 0,0125 + \frac{0,0011}{0,3} = 0,0162,$$

а падение давления, отнесенное к 1 пог. м горизонтального трубопровода при $v_l = 20$ м/сек и $\gamma_l = 1,23$ кг/м³ (уравнение 269),

$$\Delta p = 0,0162 \frac{1,23 \cdot 20^2}{2 \cdot 9,81} \cdot \frac{1}{0,3} = 1,35 \text{ кг/м}^2.$$

Полученное значение может служить нам для сравнения с потерями при различного рода местных сопротивлениях (разветвления, колена и т. п.). В дальнейшем трубопровод с этими характеристиками по Blaess'у будем называть трубопроводом с нормальными характеристиками или «нормальным».

¹ H. Ombek, Mitteil. über Forschungsarbeiten d. V.d.I., H. 158. - 159.

² Dr. Ing. V. Blaess, Die Strömung in Röhren und die Berechnung weitverzweigter Leitungen und Kanäle, изд. Oldenburg, München und Berlin.

В таблице 53 приведены значения λ по уравнению (276) при диаметрах от 0,15 до 0,6 м.

Таблица 53

Значение $\lambda = f(D)$ по уравнению (276)

D	0,15	0,175	0,20	0,225	0,250	0,275	0,300	0,325	0,350	0,375	0,400
λ	0,0198	0,0188	0,018	0,0174	0,0169	0,0166	0,0162	0,0159	0,0156	0,0150	0,01452
D	0,425	0,450	0,475	0,500	0,525	0,550	0,575	0,600	0,125	0,100	—
λ	0,0151	0,149	0,148	0,0147	0,0146	0,0145	0,0144	0,0143	0,0213	0,0235	—

Приведенное выше уравнение (270) для определения потери давления в трубопроводе можно представить в ином виде,¹ а именно, замечая, что скоростной напор

$$h = \frac{\gamma v_1^2}{2g} \text{ кг/м}^2, \quad (277)$$

вставляем сюда вместо скорости v_1 ее значение по уравнению (272), причем диаметр выражаем в мм, тогда

$$h = 5385 \frac{Q_1^2}{d^4 p_1} \text{ кг/м}^2. \quad (278)$$

Полученное значение h , а также значение λ по уравнению (275) вставляем в уравнение (270). После переделок получаем

$$\Delta p' = 5,07 p_1^{0,195} \frac{h^{1,195}}{Q_1^{0,61}} + \gamma_1 \frac{H}{l} \text{ кг/м}^2. \quad (279)$$

Для горизонтального трубопровода $H = 0$ и

$$\Delta p' = 5,07 p_1^{0,195} \frac{h^{1,195}}{Q_1^{0,61}} \text{ кг/м}^2. \quad (280)$$

Здесь

$\Delta p'$ — перепад давлений на протяжении одного метра длины (кг/м²),

p_1 — абсолютное давление (кг/м²),

h — скоростной напор (кг/м²),

Q_1 — расход воздуха (кг/час).

3. ПАДЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В РАЗЛИЧНОГО РОДА «МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЯХ» ПРИ ПРОДУВАНИИ ЧИСТОГО ВОЗДУХА²

Под местными сопротивлениями понимают сопротивления, которые встречает движущаяся струя при прохождении колен, закруглений, всякого рода отводов, разветвлений и т. п., а также — циклонов, отделителей и фильтров.

Местные сопротивления нередко имеют решающее значение в общем сопротивлении трубопровода, особенно в вентиляторных системах.

Проф. Brabbe³ приводит следующую таблицу, иллюстрирующую удельный вес местных сопротивлений в общей сумме сопротивлений трубопровода в системе вентиляции и отопления.

Таблица 54

Удельный вес местных сопротивлений в трубопроводе в зависимости от его диаметра

Диаметр трубопровода (мм)	50—150	100—300	200—600	400—1000	более 1000
Для местных сопротивлений в общей сумме сопротивлений (проц.)	40	60	80	90	95

¹ Wagner K. Handbuch der physikalischen und technischen Mechanik, B. VI, L. 2, 1928.

² Karg H. R., Die «Einzelwiderstände» verzweigter Rohrleitungen, «Fördertechnik und Frachtverkehr», 1930, № 18, 22, 23.

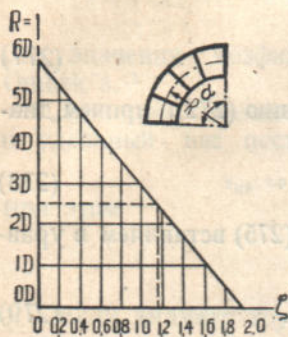
³ Brabbe, Brabbe, Vereinfachtes zeichnerisches oder rechnerisches Verfahren zur Bestimmung von Luftungs- und Lüftheizanlagen, von Oldenburg, München—Berlin.

Приведенные цифры являются средними для большого числа разнообразных установок и не могут быть использованы при учете значения местных сопротивлений какой-либо определенной установки, особенно в применении к пневмотранспорту.

Weisbach предложил определять падение давления в различного рода местных сопротивлениях, в долях от скоростного напора, по уравнению:

$$\Delta p = \zeta \frac{\gamma v^2}{2g} \text{ кг/м}^2, \quad (281)$$

здесь ζ — коэффициент сопротивления, определяемый опытным путем и зависящий прежде всего от типа местного сопротивления (закругление, колено, ответвление и т. п.).



Фиг. 406. Диаграмма для определения относительных значений ζ в зависимости от радиуса закругления R .

а) Падение давления в закруглениях

Падение давления в закруглениях обуславливается, с одной стороны, трением струи о стенки закругления, с другой стороны, — образованием завихрений, связанных с изменением направления течения струи.

Падение давления вследствие трения определяется, как и для прямолинейной трубы, по уравнению (268), но вместо l вводится развернутая длина закругления l_b .

При закруглении в 90° и радиусе закругления R , развернутая длина

$$l_b = \frac{2\pi R}{4} = \frac{\pi R}{2} \text{ м.}$$

В нижеследующей таблице 55 приводится развернутая длина закругления (фиг. 406) для колена с $\alpha = 90^\circ$, при диаметре трубы в свету $D = 0,1$ м и радиусах закругления R от $0,5 D$ до $6,0 D$; $R > 6D$ редко встречаются.

Таблица 55

Развернутая длина закруглений ($\alpha = 90^\circ$, $D = 0,1$ м) в зависимости от радиуса R

R	$0,5 D$	$1,0 D$	$1,5 D$	$2,0 D$	$2,5 D$	$3,0 D$	$3,5 D$	$4,0 D$	$4,5 D$	$5,0 D$	$5,5 D$	$6,0 D$
l_b (м)	0,0785	0,157	0,236	0,314	0,392	0,471	0,550	0,628	0,705	0,786	0,864	0,943

Пользуясь таблицей, можно без труда определять развернутую длину при закруглениях не равных 90° и при различных диаметрах трубы D ; для этого нужно только изменять числа таблицы в соответствующем отношении, например при диаметре трубы $D = 0,45$ м, закруглении $R = 3,0 D$ и $\alpha = 90^\circ$

$$l_b = 0,471 \frac{0,450}{0,1} = 2,22 \text{ м,}$$

для этого же закругления при $\alpha = 45^\circ$

$$l_b = 2,22 \cdot \frac{45}{90} = 1,11 \text{ м.}$$

Падение давления из-за завихрений при повороте струи в закруглении проще всего учитывать путем введения в расчет так называемой эквивалентной длины, то-есть такой длины прямолинейного участка, на которой происходит такое же падение давления, как и в закруглении.

Падение давления на прямолинейном горизонтальном участке равно (см. уравнение 268)

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{D} \cdot \frac{\gamma v^2}{2g} \quad (282)$$

Сравнивая выражение для падения давления в закруглении по Weisbach'у (уравнение 281) с предыдущим выражением, находим

$$\lambda \frac{l}{D} = \zeta \quad (283)$$

откуда определяется эквивалентная длина (будем обозначать ее l_0)

$$l_0 = \zeta \frac{D}{\lambda} \quad (284)$$

Чтобы получить более простое выражение для эквивалентной длины, Blaess¹ принимает при $R = 3D$ и $\alpha = 90^\circ$ как среднее значение $\lambda = 0,02$, что фактически соответствует, согласно уравнению (276), диаметру трубопровода $D = 0,145$ м и $\zeta = 0,2$, тогда:

$$l_0 = 0,2 \frac{D}{0,02} = 10 D. \quad (285)$$

Этим значением для эквивалентной длины, строго говоря, можно пользоваться только при диаметре трубопровода $D = 0,145$ м, при других значениях D будет изменяться коэффициент λ , а следовательно и эквивалентная длина, например:

$$\begin{aligned} \text{при } D = 0,3 \text{ м } \lambda &= 0,0162 \text{ и } l_0 = 12,4 D; \\ \text{при } D = 0,07 \text{ м } \lambda &= 0,0282 \text{ и } l_0 = 7,1 D; \\ \text{при } D = 0,6 \text{ м } \lambda &= 0,0143 \text{ и } l_0 = 13,1 D. \end{aligned}$$

Однако, при сложных разветвленных трубопроводах, имеющих на различных участках различные диаметры труб, для ориентировочных расчетов можно пользоваться значением $l_0 = 10D$, как дающим в среднем правильный результат, так как отклонение от него в сторону уменьшения и увеличения может взаимно компенсироваться.

Коэффициент ζ для закругления на 90° при радиусе $R = 3D$ можно принимать равным $0,2$ ($l_0 \cong 10D$). При определении коэффициента ζ для закруглений больших или меньших $3D$ Karg пользуется графиком, приведенным на фиг. 406.

На графике по оси ординат откладываются значения радиуса закругления, а по оси абсцисс — относительные значения коэффициента ζ , причем ζ для закругления с радиусом $R = 3D$, нормального закругления, принято за единицу.

Диаграмма составлена для закруглений с $R \leq 6D$, так как при больших радиусах закругления падение давления от вихреобразований, возникающих при изменении направления течения струи, практически не ощутимо и может быть приравнено нулю.

Диаграмма на фиг. 406 действительна только при $\alpha = 90^\circ$. Из графика очевидно, что при:

$$R = 6D \dots \dots \dots \zeta = 0 \cdot 0,2 = 0 \quad \text{и } l_0 = \zeta \frac{D}{\lambda} = 0$$

$$R = 5D \dots \dots \dots \zeta = 0,32 \cdot 0,2 = 0,064 \quad l_0 = 0,064 \frac{D}{\lambda}$$

$$R = 4D \dots \dots \dots \zeta = 0,66 \cdot 0,2 = 0,132 \quad l_0 = 0,132 \frac{D}{\lambda}$$

$$R = 3D \dots \dots \dots \zeta = 1,00 \cdot 0,2 = 0,20 \quad l_0 = 0,2 \frac{D}{\lambda}$$

$$R = 2D \dots \dots \dots \zeta = 1,34 \cdot 0,2 = 0,264 \quad l_0 = 0,264 \frac{D}{\lambda}$$

$$R = 1D \dots \dots \dots \zeta = 1,65 \cdot 0,2 = 0,332 \quad l_0 = 0,332 \frac{D}{\lambda}$$

¹ См. ссылку на стр. 304.

Опыты показывают, что потери давления в закруглениях не прямо пропорциональны углам α , а потому график на фиг. 406 не может быть использован для определения коэффициента ζ при углах неравных 90° . В этом случае можно пользоваться графиком на фиг. 407, полученным Karg'ом.

По оси ординат этого графика откладываются относительные значения коэффициентов ζ (слева для углов $90-160^\circ$, справа $0-90^\circ$), а по оси абсцисс — углы закругления α .

Например, для закругления с $D = 0,3$ м, $R = 3D$ и $\alpha = 45^\circ$ относительное значение ζ равно 0,185; для получения истинного значения ζ необходимо величину его при нормальном закруглении ($D = 0,3$ м; $R = 3D$ и $\alpha = 90^\circ$) умножить на 0,185, то-есть

$$\zeta = 0,2 \cdot 0,185 = 0,037.$$

Эквивалентная длина определится по уравнению (284):

$$l_s = \zeta \frac{D}{\lambda} = 0,037 \cdot \frac{0,3}{0,0162} = 0,685 \text{ м};$$

здесь $\lambda = 0,0162$ взято из таблицы 53.

К этой длине, эквивалентной потере давления от завихрений, нужно еще прибавить развернутую длину закругления, которая, согласно таблице 55, равна:

$$l_b = 0,471 \frac{0,300}{0,1} \cdot \frac{45}{90} = 0,706 \text{ м}.$$

Общая длина

$$l = l_s + l_b = 1,39 \text{ м}.$$

Потеря давления в этом закруглении при $v_t = 20$ м/сек.

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{D} \frac{\gamma v_t^2}{2g} = 0,0162 \frac{1,39}{0,3} \cdot \frac{20^2 \cdot 1,23}{2 \cdot 9,81} = 1,88 \text{ кг/м}^2.$$

Пример пользования диаграммой на фиг. 406 при углах α больших 90° : определить потерю давления в закруглении $D = 0,3$ м, $R = 3D$, $\alpha = 120^\circ$.

Относительное значение коэффициента ζ из диаграммы на фиг. 407 равно 1,635, следовательно истинное значение коэффициента

$$\zeta = 0,2 \cdot 1,635 = 0,327.$$

Кроме того $l_s = 0,327 \cdot \frac{0,3}{0,0162} = 6,06$ м, где $\lambda = 0,0162$ взято из таблицы 53. Развернутая длина, согласно таблице 55,

$$l_b = 0,471 \frac{0,3}{0,1} \cdot \frac{120}{90} = 1,88 \text{ м},$$

общая длина

$$l = 6,06 + 1,88 = 7,94 \text{ м},$$

а потеря давления в закруглении

$$\Delta p = 0,0162 \frac{7,94}{0,3} \cdot \frac{20^2 \cdot 1,23}{2 \cdot 9,81} = 1,35 \cdot 7,94 = 10,7 \text{ кг/м}^2.$$

Еще пример: определить потерю давления в закруглении с диаметром в свету $D = 0,425$ м, радиусе $R = 2,5D$ и $\alpha = 75^\circ$; из графика на фиг. 406 относительное значение $\zeta = 1,14$, а из фиг. 407 — $0,64$; тогда $l_0 = 1,14 \cdot 0,64 \times \times 0,2 \frac{D}{\lambda} = 1,14 \cdot 0,64 \cdot 0,2 \frac{0,425}{0,0151} = 4,1$ м; развернутая длина закругления по таблице 55

$$l_b = 0,392 \cdot \frac{425}{100} \cdot \frac{75}{90} = 1,39 \text{ м},$$

общая длина

$$l = 4,1 + 1,39 = 5,49 \text{ м}$$

и общая потеря давления в закруглении

$$\Delta p = 1,35 \cdot 5,49 = 7,4 \text{ кг/м}^2$$

где значение 1,35 взято из предыдущего примера.

б) Падение давления на изогнутых участках

На фиг. 408 изображен изогнутый участок трубопровода, состоящий из трех сопряженных закруглений. Потеря давления и в этом случае обуславливается как трением о стенки, так и завихрениями благодаря изменению направления движения струи.



Фиг. 408. Изогнутый участок трубопровода.

Определение потерь давления от трения производится так же, как и в закруглениях, причем развернутая длина определяется при помощи таблицы 55, для чего изогнутый участок разбивается предварительно на три отдельных закругления; в данном примере два по 45° и один 90° .

Потеря давления от завихрений определяется при помощи графиков на фиг. 406 и 407 — для каждого закругления отдельно, причем при радиусе закругления $R > 6D$ — потери давления от завихрений не учитываются совсем по причине их малости.

Более тяжелые условия работы изогнутого участка сравнительно с обыкновенными закруглениями, вследствие наличия трех поворотов, следующих друг за другом и вызывающих многократное изменение направления движения струи, учитываются 25% надбавкой на результат, полученный для трех закруглений отдельно.

Пример. Определить падение давления на изогнутом участке (фиг. 408), состоящем из двух закруглений по 45° при $R = 2D$ и одного среднего закругления в 90° при $R = 4,5D$; диаметр в свету $D = 0,15$ м, скорость $v_t = 20$ м/сек. Относительное значение ζ из фиг. 406:

$$\text{для } R = 2D \dots\dots\dots 1,3; \text{ для } R = 4,5D \dots\dots\dots 0,5.$$

Относительное значение ζ из фиг. 407:

$$\text{для } \alpha = 45^\circ \dots\dots\dots 0,185; \text{ для } \alpha = 90^\circ \dots\dots\dots 1,0.$$

Эквивалентная длина малых закруглений

$$l_1' = 2 \cdot 1,3 \cdot 0,185 \cdot 0,2 \frac{0,15}{0,0198} = 0,73 \text{ м}.$$

Эквивалентная длина большого закругления

$$l_2' = 0,5 \cdot 1,0 \cdot 0,2 \frac{0,15}{0,0198} = 0,758 \text{ м}.$$

Развернутая длина двух малых закруглений по таблице 55:

$$l_b'' = 2 \cdot 0,314 \cdot \frac{0,15}{0,1} \cdot \frac{45}{90} = 0,475 \text{ м.}$$

Развернутая длина большого закругления по таблице 55:

$$l_b' = 1 \cdot 0,705 \cdot \frac{0,15}{0,1} = 1,06 \text{ м}$$

Общая длина

$$l = 1,25 (l_a'' + l_a') + (l_b'' + l_b') = 1,25 (0,73 + 0,758) + (0,475 + 1,06) = 3,4 \text{ м.}$$

Здесь сумма эквивалентных длин $(l_a'' + l_a')$ увеличена на 25%, чтобы учесть более тяжелые условия при многократном изменении направления движения струи.

Падение давления на рассматриваемом участке, при скорости $v_1 = 20$ м/сек, будет

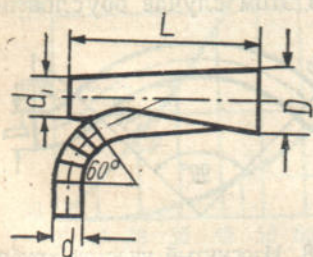
$$\Delta p = 3,35 \cdot 3,4 = 11,4 \text{ кг/м}^2,$$

где
$$\left(0,0125 + \frac{0,0011}{D} \right) \gamma_1 \frac{v_1^2}{2gD} = \left(0,0125 + \frac{0,0011}{0,15} \right) 2 \cdot 9,81 \cdot 0,15 = 3,35$$

в) Падение давления в ответвлениях

Падение давления в ответвлениях поддается учету с большим трудом из-за отсутствия достаточного опытного материала. Большинство авторов обходят этот вопрос молчанием. Однако необходимо отметить, что падение давления

в ответвлениях обычно значительно выше, чем в закруглениях или на изогнутых участках. Падение давления в ответвлениях в значительной степени зависит от правильности конструктивного оформления самого ответвления. Неудачная конструкция ответвления обладает излишне большим сопротивлением и падением давления, что естественно отражается на потреблении энергии всей установкой.



Фиг. 409. Ответвление с закруглением (к таблице 56).

Каких-либо твердо установленных норм для конструкций ответвлений нет, но можно пользоваться некоторыми конструкциями, зарекомендовавшими себя на практике. На фиг. 409 изображена одна такая конструкция.

Ось ответвления отходит под углом в 15° или, если возможно, то еще под меньшим углом от оси основного трубопровода, который выполняется на протяжении ответвления в виде конуса.

Длину L всей конструкции можно выбирать согласно таблице 56.

Таблица 56

Длина L конической части ответвления трубопровода по фиг. 409

D (мм)	до 100	125—150	175—200	225—300	325—400	425—500	большее 500
L (мм)	500	600	750	1000	1250	1500	$3D$

Падение давления в ответвлении вследствие трения о стенку определяется по уравнению (268), в которое вместо длины трубопровода вставляется длина L ответвления.

Падение давления вследствие вихреобразований определяется по уравнению (281).

Для определения опытного коэффициента ζ служит график фиг. 410, где по оси абсцисс отложены отношения площади поперечного сечения трубопровода перед ответвлением F_D к площади поперечного сечения ответвленного трубопровода F_d , а по оси ординат — значения коэффициента ζ .

Приведенные значения коэффициентов ζ относятся только к «собственно отводу», не считая закругления (фиг. 411) и при одинаковой скорости течения

струи во всех поперечных сечениях ответвления, то-есть при отсутствии эжекторного действия.

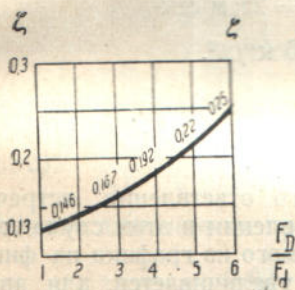
Пример. Определить падение давления в ответвлении, указанном на фиг. 411, при $D = 300$ мм; $d_1 = 250$ мм; $d = 165$ мм; $v_1 = 20$ м/сек.

Отношение

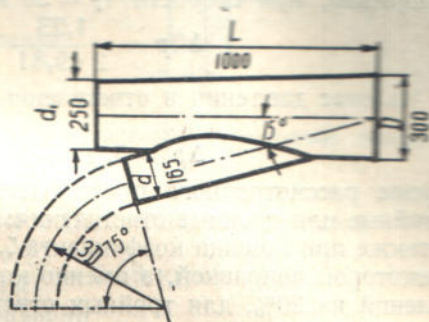
$$\frac{F_D}{F_d} = \frac{\pi D^2 \cdot 4}{4 \cdot \pi d^2} = \left(\frac{0,3}{0,165} \right)^2 = 3,3.$$

Из графика на фиг. 410 для этого отношения определяется $\zeta = 0,175$, а падение давления от завихрений

$$\zeta \frac{\gamma v_1^2}{2g} = 0,175 \frac{20^2 \cdot 1,23}{2 \cdot 9,81} = 4,38 \text{ кг/м}^2.$$



Фиг. 410. Диаграмма для определения коэффициента ζ для ответвления в зависимости от отношения $\frac{F_D}{F_d}$.



Фиг. 411. «Собственно» ответвление.

падение давления вследствие трения равно:

$$\lambda \frac{\gamma v_1^2}{2g} \cdot \frac{L}{D} = 0,0172 \frac{20^2 \cdot 1,23}{2 \cdot 9,81} \cdot \frac{1}{0,275} = 1,58 \text{ кг/м}^2.$$

Здесь $\lambda = 0,0172$ определено по таблице 53 для среднего значения диаметра конической части

$$D_{cp} = \frac{0,3 + 0,165}{2} = 0,232 \text{ м.}$$

Длина $L = 1$ м выбрана по таблице 56 для диаметра $D = 0,3$ м.

Полное падение давления в ответвлении (без закругления)

$$\Delta' p = 4,38 + 1,58 = 5,96 \text{ кг/м}^2.$$

Если учитывать и закругление $R = 3D$ и $\alpha = 75^\circ$, то придем к таким результатам: относительное значение ζ для $\alpha = 75^\circ$ из фиг. 407 равно 0,64; коэффициент λ для отвода ($d_1 = 165$ мм) по уравнению (276) равен 0,0192.

Эквивалентная длина закругления

$$l_a = 0,64 \cdot 0,2 \cdot \frac{0,165}{0,0192} = 1,1 \text{ м.}$$

Развернутая длина закругления

$$l_b = 0,471 \cdot \frac{0,165}{0,100} \cdot \frac{75}{90} = 0,648 \text{ м.}$$

Общая длина закругления

$$l = 1,1 + 0,648 = 1,75 \text{ м.}$$

Падение давления в закруглении

$$\Delta'' p = 0,0192 \frac{20^2 \cdot 1,23}{2 \cdot 9,81} \cdot \frac{1,75}{0,165} = 5,1 \text{ кг/м}^2.$$

Общее падение давления в ответвлении, включая и закругление,

$$\Delta p = 5,96 + 5,1 \approx 11,0 \text{ кг/м}^2.$$

Результат будет иным, если скорость течения струи в ответвляющейся трубе отличается от скорости в конической части ответвления; при этом наблюдается эжектирующее действие струи, сопровождающееся круговоротами и добавочными потерями давления (потери Carno-Bord'a).

Величина этих добавочных потерь может быть определена по уравнению:

$$\Delta''' p = \frac{\gamma_1}{2g} (v_1 - v_1')^2, \quad (286)$$

в котором v_1 и v_1' обозначают скорости течения струи в ответвляющейся и в конической части.

Например, при скорости $v_1 = 20$ м/сек и $v_1' = 25$ м/сек

$$\Delta''' p = \frac{1,23}{2 \cdot 9,81} \cdot 5^2 = 1,56 \text{ кг/м}^2.$$

Общее падение давления в ответвлении (без закругления) в этом случае будет равно:

$$\Delta p = 5,96 + 1,56 = 7,52 \text{ кг/м}^2.$$

Кроме рассмотренного простейшего одинарного ответвления встречаются еще двойные или тройные ответвления; падения давления в этих случаях находятся также при помощи коэффициента ζ , определяемого из графика на фиг. 410, но с некоторой поправкой, а именно коэффициент ζ увеличивается: для двойных ответвлений на 20%, для тройных ответвлений на 40%.

Например, если бы ранее рассмотренное ответвление было выполнено двойным или тройным, то соответственно

$$\zeta = 1,2 \cdot 0,175 = 0,21 \text{ или } \zeta = 1,4 \cdot 0,175 = 0,245.$$

г) Падение давления в Y-образных разветвлениях

Наиболее употребительными конструкциями Y-образных разветвлений являются конструкции, указанные на фиг. 412, а и б, причем первая предпочтительней.

Определение падения давления производится при помощи вышеприведенных графиков и таблиц.

Пример. Определить падение давления в разветвлении по фиг. 412, а при $v_1 = 20$ м/сек. Для отношения $\frac{F_D}{F_a} = \left(\frac{0,142}{0,1}\right)^2 \approx 2$ из фиг. 410 находим $\zeta = 0,146$.

Падение давления от вихреобразования:

$$0,146 \frac{20^2 \cdot 1,23}{2 \cdot 9,81} = 3,65 \text{ кг/м}^2;$$

полученное значение увеличивается на 50%, что дает

$$1,5 \cdot 3,65 = 5,48 \text{ кг/м}^2.$$

Для двух закруглений $D = 0,1$ м при $R = 2,5D$ и $\alpha = 30^\circ$ определяем развернутую длину по таблице 55, делая пересчет по углу $\alpha = 30^\circ$:

$$l_b = 2 \cdot 0,392 \cdot \frac{30}{90} = 0,262 \text{ м.}$$

Длина, эквивалентная падению от вихреобразований в обоих закруглениях, определяется при помощи графиков на фиг. 406 и 407.

$$l_a = 2 \cdot 1,14 \cdot 0,08 \cdot 0,2 \frac{0,1}{0,0235} = 0,155 \text{ м,}$$

коэффициент $\lambda' = 0,0235$ взят из таблицы 53.

Сумма $l_a + l_b = 0,155 + 0,262 = 0,417$ м.

Падение давления в закруглениях равно:

$$0,0235 \cdot \frac{0,417}{0,1} \cdot \frac{20^2 \cdot 1,23}{2 \cdot 9,81} = 2,45 \text{ кг/м}^2.$$

Падение давления на прямом участке с диаметром 142 мм:

$$0,02 \cdot \frac{0,2}{0,142} \cdot \frac{20^2 \cdot 1,23}{2 \cdot 9,81} = 0,705 \text{ кг/м}^2.$$

Общее падение давления во всем разветвлении

$$\Delta p = 5,48 + 2,45 + 0,705 = 8,635 \text{ кг/м}^2. ^1$$

Пример. Определить падение давления в разветвлении, выполненном по фиг. 412, б при $v_1 = 20$ м/сек.

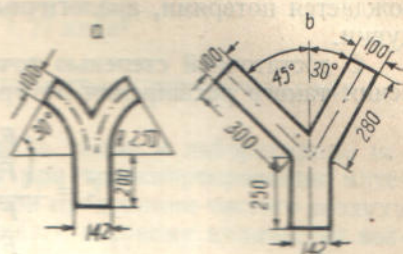
Так как $\frac{F_D}{F_d}$, как и в предыдущем примере, то падение давления от вихреобразования будет равно 5,48 кг/м².

Суммарная длина обоих разветвлений:

$$l_b = 0,3 + 0,28 = 0,58 \text{ м.}$$

Падение давления на них

$$0,0235 \cdot \frac{0,58}{0,1} \cdot \frac{20^2 \cdot 1,23}{2 \cdot 9,81} = 3,4 \text{ кг/м}^2.$$



Фиг. 412. Y-образные ответвления.

Падение давления на прямом участке с диаметром 142 мм равно

$$0,02 \cdot \frac{0,25}{0,142} \cdot \frac{20^2 \cdot 1,23}{2 \cdot 9,81} = 0,88 \text{ кг/м}^2.$$

Общее падение давления во всем разветвлении

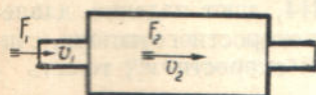
$$\Delta p = 5,48 + 3,4 + 0,88 = 9,76 \text{ кг/м}^2$$

Все сказанное выше (пункт «в») относительно повышения потерь от эжекторного действия при различных скоростях течения струи относится и к разветвлениям типа фиг. 412.

д) Падение давления при внезапных расширениях сечения

Внезапное изменение размеров поперечного сечения трубопровода, как это указано на фиг. 413, встречается например при входе трубопровода в отделе- тель и выходе из него.

Если обозначить площадь поперечного сечения и скорость течения в трубо- проводе через F_1 и v_1 , а в отделителе через F_2 и v_2 , то коэффициент сопротивле- ния ζ определяется по уравнению



$$\zeta_1 = \left(\frac{F_2}{F_1} - 1 \right)^2 \quad (287)$$

или

$$\zeta_2 = \left(1 - \frac{F_1}{F_2} \right)^2, \quad (288)$$

в зависимости от того, к какой из скоростей относить потерю давления. Уравне- ние (287) относится к скорости v_2 , а уравнение 288 к скорости v_1 .

Пример. Определить падение давления при $\frac{F_2}{F_1} = 1,8$; $v_1 = 20$ м/сек и $v_2 = 11,1$ м/сек.

$$\zeta_1 = (1,8 - 1)^2 = 0,64; \quad \zeta_2 = \left(1 - \frac{1}{1,8} \right)^2 = 0,198;$$

$$\Delta p_1 = 0,64 \cdot \frac{11,1^2 \cdot 1,23}{2 \cdot 9,81} = 4,95 \text{ кг/м}^2; \quad \Delta p_2 = 0,198 \cdot \frac{20^2 \cdot 1,23}{2 \cdot 9,81} = 4,95 \text{ кг/м}^2,$$

¹ Сопротивление разветвления физически неравно сумме сопротивлений параллельных разветвлений. Однако, придерживаясь здесь подлинника, полагаем, что допущенная прин- ципиальная неточность учтена соответственными практическими коэффициентами. В дальней- шем этот вопрос следует уточнить.

то-есть совершенно безразлично, по какому из уравнений определять значение коэффициента ζ , так как падение давления получается одним и тем же.

е) Падение давления при центральном постепенном расширении

Центральное постепенное расширение трубопровода (фиг. 414) сопровождается потерями, аналогичными потерям в диффузоре центробежной воздуходувки.

С достаточной степенью точности можно определять коэффициент сопротивления такого расширения по уравнению:

$$\zeta = \frac{\left(\frac{F_2}{F_1} - 1\right) \sin \alpha}{\frac{F_2}{F_1} + 1} \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{v_2^2}; \quad (289)$$

здесь F_1 — площадь меньшего сечения,
 F_2 — площадь большего сечения,
 α — угол наклона конического перехода,
 v_1 — скорость в сечении F_1 ,
 v_2 — скорость в сечении F_2 .

Так как скорости течения обратно пропорциональны площадям поперечного сечения $v_1 : v_2 = F_2 : F_1$, то значение коэффициента ζ вполне определяется отношением площадей $F_1 : F_2$ и величиной угла α .

На фиг. 414 нанесены графики для определения коэффициента ζ .

По оси ординат графика откладываются отношения площадей $\frac{F_2}{F_1}$, по оси абсцисс — значения ζ . Для различных значений угла α получаются различные кривые; на графике таких кривых пять, соответственно значениям $\alpha = 10, 15, 20, 25$ и 30° .

Значения коэффициентов ζ , определенные по уравнению (289) или по графику на фиг. 414, дают падение давления в долях от скоростного напора, считая по меньшей скорости v_1 , то-есть

$$\Delta p = \zeta \frac{v_1^2 \gamma l}{2g}. \quad (290)$$

Значения коэффициентов ζ можно находить также по таблице 57, составленной по уравнению (289).

Таблица 57

Значения коэффициента ζ для центральных постепенных расширений

$\alpha \backslash F_2 : F_1$	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,0
10°	0,0069	0,0278	0,0627	0,1110	0,1728	0,392	0,696
15°	0,0103	0,0416	0,0931	0,1652	0,2588	0,584	1,033
20°	0,0137	0,0538	0,1232	0,2180	0,3315	0,772	1,368
25°	0,0170	0,0678	0,1524	0,2702	0,4230	0,954	1,692
30°	0,0200	0,0797	0,1800	0,3147	0,4980	1,127	2,000
Разность на 1°	0,000655	0,002595	0,005865	0,010185	0,01626	0,04325	0,0652

Пример. Определить падение давления в центральном расширении с углом конусности $\alpha = 15^\circ$, при отношении $\frac{F_2}{F_1} = 1,8$ и $v_1 = 20$ м/сек.

Из таблицы 57 определяем $\zeta = 0,1652$; скорость течения в сечении F_2 :

$$v_2 = v_1 \frac{F_1}{F_2} = 20 \cdot \frac{1}{1,8} = 11,1 \text{ м/сек.}$$

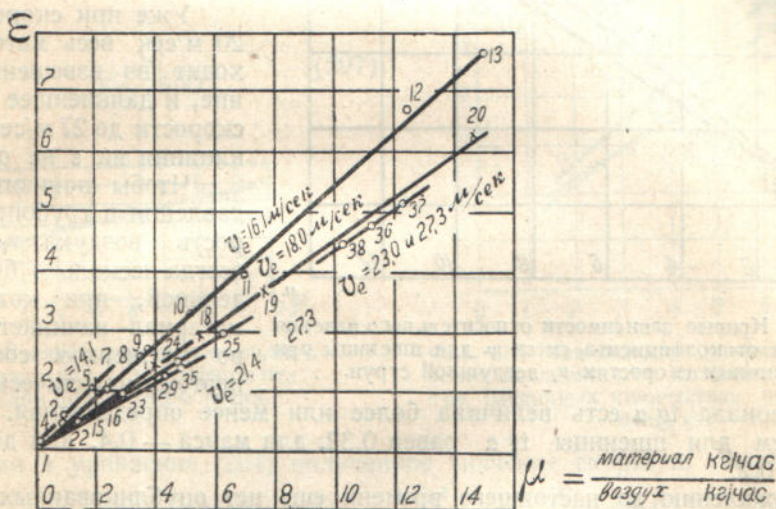
Падение давления

$$\Delta p = 0,1652 \cdot \frac{11,1^2 \cdot 1,23}{2 \cdot 9,81} = 1,27 \text{ кг/м}^2.$$

4. ПАДЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В ПРЯМОЙ ТРУБЕ ПРИ ТРАНСПОРТИРОВАНИИ МАТЕРИАЛА

Наблюдения над выполненными установками, а также и лабораторные исследования показывают, что падение давления при транспортировании материала Δp_m зависит линейно от падения давления при продувании чистого воздуха Δp_l и от отношения весового количества материала к весовому количеству воздуха $\mu = \frac{Q_m}{Q_l}$.

Коэффициент μ носит название коэффициента смеси.



Фиг. 415. Кривые зависимости относительного падения давления ε от коэффициента смеси μ для пшеницы при различных скоростях v_l воздушной струи.

На фиг. 415 изображены кривые для пшеницы, полученные Gasterstädt'ом опытным путем при различных скоростях воздуха.

По горизонтальной оси откладываются значения коэффициента смеси μ , а по вертикальной — относительное падение давления $\varepsilon = \frac{\Delta p_m}{\Delta p_l}$.

Как видно из диаграммы, относительное падение давления довольно быстро возрастает с увеличением коэффициента смеси μ , и притом по линейному закону. Все прямые, полученные при различных скоростях воздуха, пересекают вертикальную ось на высоте $\varepsilon = \frac{\Delta p_m}{\Delta p_l} = 1$, что соответствует продуванию чистого воздуха.

Полученные опытным путем прямые аналитически могут быть выражены уравнением:

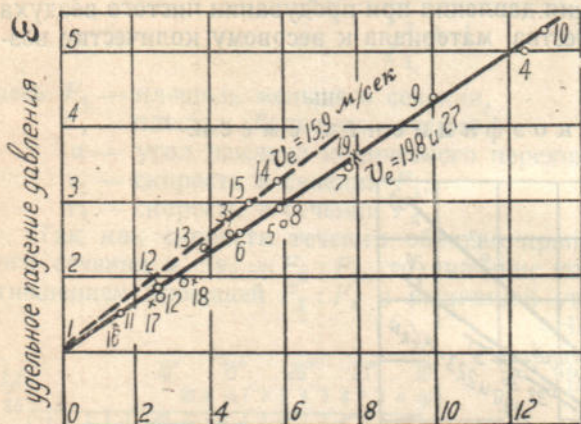
$$\frac{\Delta p_m}{\Delta p_l} = 1 + \mu \operatorname{tg} \alpha, \quad (291)$$

где α — угол наклона прямой к горизонтали.

Падение давления при транспортировании материала, отнесенное к одному погонному метру:

$$\Delta p_m = (1 + \mu \operatorname{tg} \alpha) \Delta p. \quad (292)$$

Из диаграммы видно, что угол α является функцией скорости воздуха. Относительное падение давления ε , а следовательно и $\operatorname{tg} \alpha$ тем выше, чем ближе приближается скорость воздуха к нижнему своему пределу, при котором вообще еще возможен процесс перемещения. С убыванием скорости более часты удары материала о стенки трубопровода, вследствие чего более интенсивны потери на трение, а следовательно повышается и падение давления. По мере увеличения скорости соприкосновение движущихся частиц материала со стенками происходит все реже и реже, причем, при некотором значении скорости, основная масса материала движется посредине трубопровода во взвешенном состоянии, почти не соприкасаясь со стенками. Дальнейшее увеличение скорости не вызывает



Фиг. 416. Кривые зависимости относительного падения давления ε от коэффициента смеси μ для пшеницы при различных скоростях v_1 воздушной струи.

уже заметного уменьшения ε , что наглядно иллюстрируется диаграммой на фиг. 416, где показана зависимость между μ и ε при скоростях $v_1 = 15,9$; 19,8 и 27,0 м/сек.

Уже при скорости около 20 м/сек весь материал приходит во взвешенное состояние, и дальнейшее повышение скорости до 27 м/сек никакого влияния на ε не оказывает.

Чтобы понизить падение давления в трубопроводе, скорость воздуха v_1 выбирают всегда несколько больше предельной, при которой весь материал начинает двигаться во взвешенном состоянии, а поэтому практически для дано-

ного материала $\operatorname{tg} \alpha$ есть величина более или менее определенная. Например в среднем для пшеницы $\operatorname{tg} \alpha$ равен 0,32, для маиса — 0,4, для доломитного песка — 0,2.

К сожалению до настоящего времени еще нет опубликованных значений $\operatorname{tg} \alpha$ для других материалов. Были предположения,¹ что влияние рода материала на величину $\operatorname{tg} \alpha$ не очень велико, поэтому для практических целей, при расчетах, часто принимали для $\operatorname{tg} \alpha$ значения в пределах 0,32—0,4. Однако опыты Deuschl'a² над пневматическим транспортированием закладочных материалов ставят под сомнение правильность последнего предположения.

Проверка Deuschl'ем уравнения (291), полученного Gasterstädt'ом, полностью подтвердилась и на опытах с пневматической закладкой. Как видно из диаграммы на фиг. 417, полученной Deuschl'ем для доломитного песка при закладке машиной Torkret, зависимость между коэффициентом смеси μ и относительным падением давления ε — линейная. Прямая пересекает ось ординат на высоте $\varepsilon = 1$. Тангенс угла наклона прямой с положительным направлением оси абсцисс

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\varepsilon - 1}{\mu} = \frac{\Delta p_m - 1}{\mu}, \quad (293)$$

откуда

$$\Delta p_m = (1 + \mu \operatorname{tg} \alpha) \Delta p_l, \quad (291')$$

как определено выше по уравнению (291).

¹ K. Wagner, Handbuch der physikalischen und technischen Mechanik, B. VI, L. 2

² E. Deuschl, Untersuchungen über den Luftverbrauch beim Blasversatzverfahren. «Glückauf». 1931, № 2 и 3.

Из графика следует, что $\operatorname{tg} \alpha = 0,2$.

На фиг. 418 нанесены кривые зависимости относительного падения давления ε от коэффициента смеси μ при различных количествах расходуемого воздуха. Кривые получены при закладке с помощью закладочных машин Miag. Из графика видно, что $\operatorname{tg} \alpha \cong 0,8$. Кврг для транспортирования деревянных стружек принимает $\operatorname{tg} \alpha = 1$.

Для горизонтального трубопровода падение давления на каждый погонный метр при перемещении материала получим на основании уравнений (282) и (270) или (280).

$$\Delta p_m = (1 + \mu \operatorname{tg} \alpha) \lambda \frac{\gamma_l v_l^2}{2g} \cdot \frac{1}{D} \text{ кг/м}^2 \quad (294)$$

или

$$\Delta p_m = (1 + \mu \operatorname{tg} \alpha) \left(5,07 \rho_1^{0,195} \frac{Q_1^{1,195}}{Q_1^{0,441}} \right) \text{ кг/м}^2. \quad (295)$$

Падение давления можно представить и в другой форме, если выразить скорость v_l через часовой расход воздуха Q_l . Так как

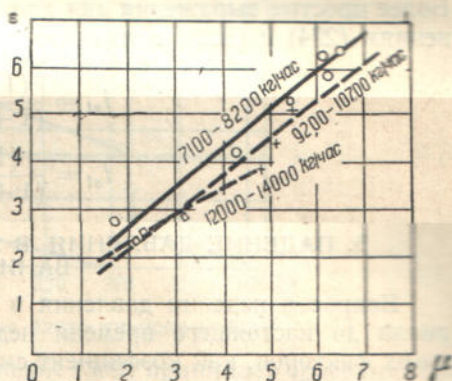
$$Q_l = v_l F \cdot \gamma_l \cdot 3600, \quad (296)$$

то

$$v_l = \frac{Q_l}{F \gamma_l \cdot 3600}. \quad (297)$$



Фиг. 417. Зависимость относительного падения давления ε от коэффициента смеси μ для доломитного песка.



Фиг. 418. Зависимость относительного падения давления ε от коэффициента смеси μ при различных количествах расходуемого воздуха.

Подставляя в уравнение (294) полученное значение скорости, получим:

$$\Delta p_m = (1 + \mu \operatorname{tg} \alpha) \frac{\lambda Q_l^2}{2gDF^2 3600^2} \cdot \frac{1}{\gamma_l} \text{ кг/м}^2. \quad (298)$$

Падение давления на длине L' м будет

$$\Delta p = \Delta p_m \cdot L'. \quad (299)$$

При наличии подъема высотой H падение давления обусловлено также потерей энергии на преодоление веса столба воздуха высотой H м и на подъем материала на ту же высоту.

Падение давления при преодолении столба воздуха

$$\Delta p_i' = \gamma_l H \text{ кг/м}^2. \quad (300)$$

Падение давления благодаря подъему материала можно считать в μ раз большим $\Delta p_i'$, то-есть во столько раз большим, во сколько часовой расход перемещаемого материала больше часового количества продуваемого воздуха, то-есть

$$\Delta p_m' = \mu \Delta p_i' = \mu \gamma_l H \text{ кг/м}^2. \quad (301)$$

Полное падение давления при подъеме на высоту H

$$\Delta p_{st} = \Delta p_i' + \Delta p_m' = (1 + \mu) \gamma_l H \text{ кг/м}^2. \quad (302)$$

Для упрощения расчетов, связанных с определением падения давления при подъеме, в закруглениях, в сопле и т. п., можно вводить так называемые «эквивалентные участки», то-есть такие мнимые прямолинейные горизонтальные

участки, которые обладают таким же падением давления как и соответствующий участок с подъемом или закругление или сопло.

Длина, эквивалентная подъему, определится по выражению:

$$l_{st}' = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p_m} \quad (303)$$

Если вместо Δp_m и Δp_{st} вставить их значения из уравнений (295) и (302), то получим следующее уравнение для определения длины прямолинейного горизонтального участка, эквивалентного подъему на H м:

$$l_{st}' = \frac{(1 + \mu) \gamma_l Q_l^{0,61}}{5,07 (1 + \mu \operatorname{tg} \alpha) h^{1,195} p_1^{0,195}} \cdot H \quad (304)$$

Эквивалентная длина, отнесенная к 1 м подъема:

$$l_{st}' = \frac{(1 + \mu) \gamma_l Q_l^{0,61}}{5,07 (1 + \mu \operatorname{tg} \alpha) h^{1,195} p_1^{0,195}} \quad (305)$$

Решение уравнений (304) и (305) в аналитической форме крайне неудобно. Более простые выражения для длины, эквивалентной подъему, получим по уравнениям (294) и (302), а именно:

$$l_{st} = \frac{(1 + \mu) 2gD}{(1 + \mu \operatorname{tg} \alpha) \lambda v_l^2} \cdot H \quad (306)$$

$$l_{st} = \frac{(1 + \mu) 2gD}{(1 + \mu \operatorname{tg} \alpha) \lambda v_l^2} \quad (307)$$

5. ПАДЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В ЗАКРУГЛЕНИЯХ ПРИ ТРАНСПОРТИРОВАНИИ МАТЕРИАЛА

Вопрос о падении давления в закруглениях при транспортировании материала до настоящего времени недостаточно изучен. Количественное влияние таких факторов, как коэффициент смеси, скорость, диаметр трубопровода, радиус закруглений, род материала и т. п., или малоизвестно, или является достоянием только специальных фирм, изготовляющих пневмооборудование.

Некоторое качественное представление о потерях давления в закруглениях при транспортировании материала могут дать таблицы и графики, приведенные выше в пункте 3 для потерь давления при продувании по закруглению чистого воздуха.

Соотношение между потерями давления на закруглениях и на прямолинейных участках при транспортировании материала могут дать также кривые фиг. 419, по оси абсцисс которой отложены длины трубопровода, а по оси ординат—давление дутья.

Кривые I, II и III получены при транспортировании закладочного материала по трубопроводу, состоящему из двух прямолинейных взаимно перпендикулярных участков, соединенных 90°-ным закруглением; общая длина участков: 155; 295 и 410 м. Резкое падение давления на протяжении первых 8 м длины трубопровода объясняется затратой энергии на сообщение материалу начального ускорения. При перемещении по прямолинейному участку давление падает по линейному закону, за закруглением давление опять резко падает, причем вновь нормальное ускорение материал приобретает на длине 5 м. При дальнейшем перемещении материала по прямолинейному участку давление падает опять по закону прямой.

Как видно из графиков, закругление отнимает большую долю общего располагаемого перепада давлений. Продолжая прямые до пересечения с осью абсцисс, можно получить значения длин транспортирования, которые были бы достигнуты при располагаемом перепаде давлений и при отсутствии закругления. Длины эти — 235; 390 и 520 м вместо 155; 295 и 410 м. Сравнительно небольшая разница между длиной пути ускорения в начале трубопровода (8 м) и длиной пути ускорения после закругления (5 м) дает основание полагать, что скорость материала при прохождении закругления резко уменьшается.

При работе с пониженным давлением, например при работе с закладочными машинами Miag, в общем получаются кривые падения давлений, аналогичные фиг. 419, но пути ускорения значительно увеличиваются, достигая 20 м и больше.

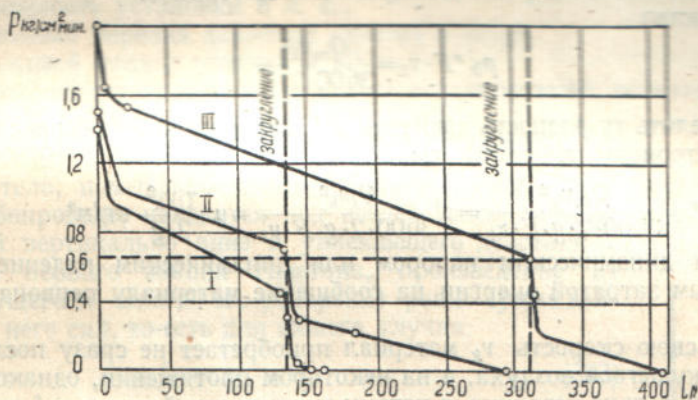
Если при прохождении материалом закругления куски его x раз ударяются о стенки, то, при предположении полуупругого удара, скорость кусков материала после выхода может определяться по выражению

$$v_k = 0,7^x \cdot v_{k_0} \quad (308)$$

где v_{k_0} — скорость кусков материала перед входом в закругление.

Падение давления в закруглении при прохождении струи материала и воздуха может определяться по уравнению:

$$\Delta p_k = (1 - 0,7^{2x}) \left[\frac{v_{k_0}^2 \mu}{2g} + \mu \frac{v_k^2 v_{k_0}}{2g} \right] \text{ кг/м}^2. \quad (309)$$



Фиг. 419. Кривые давления дутья вдоль трубопровода.

При числе толчков $x = 2$ и $v_k \cong 0,8 v_l$ уравнение (309) принимает более простой вид:

$$\Delta p_k = 0,76 (1 + 0,64 \mu) \frac{\gamma_l v_l^2}{2g} \text{ кг/м}^2. \quad (310)$$

Для большего единообразия расчета падение давления в закруглении можно заменять падением давления в прямолинейном трубопроводе. Длина такого эквивалентного трубопровода определится по выражению

$$l_{\text{эк}} = \frac{\Delta p_k}{\Delta p_m}. \quad (311)$$

Подставляя вместо Δp_k его значение по уравнению (310) и вместо Δp_m его значения по уравнению (295), получим:

$$l_{\text{эк}} = 0,15 \frac{(1 + 0,64 \mu) Q_l^{0,61}}{(1 + \mu \operatorname{tg} \alpha) h^{0,195} p_1^{0,195}} \text{ м}. \quad (312)$$

6. ДИНАМИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ

Помимо падения давления на преодоление различного рода сопротивлений при движении струи материала и воздуха, происходит падение давления вследствие сообщения материалу и воздуху первоначальной скорости — динамическое падение давления или динамический напор.

Если воздух в количестве Q_l кг/час движется по трубопроводу со скоростью v_l м/сек, то на сообщение ему этой скорости была затрачена энергия, равная кинетической энергии потока воздуха.

Из равенства

$$G \cdot F v_l = \frac{Q_l v_l^2}{3600 \cdot 2 \cdot g} \quad (313)$$

можно определить разность давлений, которую нужно было создать, чтобы сообщить воздуху скорость v_1 :

$$p_{\partial}' = \frac{Q_1 v_1^2}{3600 \cdot 2 \cdot g \cdot F \cdot v_1} = \frac{\gamma_1 v_1^2}{2 \cdot g} \text{ кг/м}^2, \quad (314)$$

так как

$$\frac{Q_1}{3600 \cdot F \cdot v_1} = \gamma_1. \quad (315)$$

p_{∂}' и является этим динамическим напором или динамическим падением давления, обусловленным затратой энергии на сообщение скорости воздушной струе.

Если же материал в количестве Q_m кг/час движется по трубопроводу со скоростью v_k , то на сообщение ему этой скорости также была затрачена энергия, равная кинетической энергии движущегося материала.

Из равенства

$$p_{\partial}'' F \cdot v_1 = \frac{Q_m v_k^2}{3600 \cdot 2 \cdot g} \quad (316)$$

можно определить ту разность давлений p_{∂}'' , которую нужно было создать, чтобы сообщить материалу скорость v_k :

$$p_{\partial}'' = \frac{Q_m v_k^2}{3600 \cdot 2 \cdot g \cdot F \cdot v_1} = \mu \frac{Q_1 v_k^2}{3600 \cdot 2 \cdot g \cdot F \cdot v_1} = \mu \frac{\gamma_1 v_k^2}{2 \cdot g} \text{ кг/м}^2. \quad (317)$$

p_{∂}'' является динамическим напором или динамическим падением давления, обусловленным затратой энергии на сообщение материалу первоначальной скорости.

Полную свою скорость v_k материал приобретает не сразу после попадания в струю движущегося воздуха, а на некотором протяжении, однако длина этого участка сравнительно невелика, а потому динамический напор p_{∂}'' относят обычно полностью к месту погрузки.

7. ВЛИЯНИЕ МЕСТ ПОГРУЗКИ

Если материал попадает в трубопровод под действием собственного веса, то падение давления у места погрузки обуславливается только расходом энергии на сообщение материалу и воздуху соответствующей скорости и может быть подсчитано по уравнениям (314) и (317).

$$p_{\partial} = p_{\partial}' + p_{\partial}'' = \frac{\gamma_1 v_1^2}{2 \cdot g} + \mu \frac{\gamma_1 v_k^2}{2 \cdot g} \quad (318)$$

или, вводя обозначение $v_k^2 = \phi v_1^2$, (319)

где ϕ коэффициент меньший или равный единице ($\phi = 1$ в пределе для длинного горизонтального трубопровода), получим

$$p_{\partial} = (1 + \phi \mu) \frac{\gamma_1 v_1^2}{2 \cdot g} \text{ кг/м}^2. \quad (320)$$

Однако при применении обычных сопел, погружаемых в материал, воздуху приходится преодолевать сопротивления материала, окружающего сопло, что связано с дополнительной потерей давления.

В этом случае определяют полную потерю давления по выражению

$$p_{\partial} = (C + \phi \mu) \frac{\gamma_1 v_1^2}{2 \cdot g} \text{ кг/м}^2, \quad (321)$$

здесь C — коэффициент, зависящий от формы сопла, рода транспортируемого материала, глубины погружения сопла в материал и т. п. и определяется из опыта. Для зерна $C = 5 \div 10$.¹

¹ K. Wagner, Handbuch der physikalischen und technischen Mechanik, B. VI, L. 2. 1928.

8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ТРАНСПОРТНОЙ УСТАНОВКИ

Суммируя потери давления при транспортировании материала по горизонтальным, наклонным и вертикальным участкам трубопровода, по закруглениям, динамические потери, а также потери давления в месте ввода материала и т. п., получим полное падение давления в пневматической установке или полный напор, который должна создать воздуходувная машина, чтобы обеспечить заданный режим транспортирования.

Зная полный напор $H_p = \sum \Delta p$, нетрудно определить мощность, которой должна обладать транспортная установка:

$$N = \frac{H_p V_l}{3600 \cdot 75 \cdot \eta} \text{ л. с.} \quad (322)$$

здесь N — мощность установки в л. с.,

H_p — полный перепад давлений (напор) в кг/м²,

V_l — часовой расход воздуха в м³,

η — коэффициент полезного действия воздуходувной установки.

9. СКОРОСТЬ ПАРЕНИЯ (ВИТАНИЯ)

Твердое тело, помещенное в движущуюся вверх струю воздуха в вертикальном трубопроводе, находится под воздействием силы собственного веса G , направленной вертикально вниз и увлекающего действия струи K (фиг. 420).

Согласно первого закона Ньютона, произведение из массы движущегося тела на его ускорение равно сумме действующих на него сил, то-есть для нашего случая:

$$m j_k = K - G, \quad (323)$$

здесь m — масса тела,

j_k — ускорение, с которым движется тело в трубопроводе,

G — вес тела,

K — сила, с которой воздушная струя действует на тело.

Если увлекающая сила струи K больше силы собственного веса G , то тело, помещенное в струю, будет двигаться вверх с некоторым ускорением; если же $K < G$, то тело будет двигаться вниз с ускорением; наконец при $K = G$ тело будет находиться в покое во взвешенном состоянии.¹

Многочисленные исследования показывают, что сила действия струи на твердое тело зависит от квадрата относительной скорости $v_r = v_l - v_k$, площади миделевого сечения F_k ,² удельного веса струи γ_l , формы тела и состояния поверхностей; зависимость эта выражается такой формулой:

$$K = \phi F_k \frac{v_r^2 \gamma_l}{g} = k v_r^2, \quad (324)$$

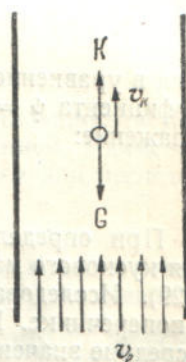
где ϕ — коэффициент, зависящий от формы тела, состояния поверхности и т. п.,
 k — коэффициент пропорциональности.

При $K = G$ тело находится в покое во взвешенном состоянии, следовательно $v_k = 0$ и относительная скорость v_r равна скорости воздуха v_l .

Скорость воздуха, при которой тело находится во взвешенном состоянии, не опускаясь и не поднимаясь по трубопроводу — как бы парит, называют с о р о с т ь ю п а р е н и я или в и т а н и я. Обозначать ее будем v_s .

¹ Здесь всюду предположено, что тело введено в движущуюся с постоянной скоростью струю и отпущено без начальной скорости.

² Площадью миделевого сечения называется площадь проекции тела на плоскость, перпендикулярную к направлению скорости струи.



Фиг. 420. Силы, действующие на тело в вертикальном трубопроводе с восходящей струей.

При парении

$$G = K = kv_s^2. \quad (325)$$

Как показывают опыты, в действительности тело не находится в абсолютном покое, а колеблется вокруг некоторого равновесного положения, то поднимаясь, то опускаясь вдоль трубопровода, в зависимости от того, какой из своих поверхностей оно поворачивается к атакующему направлению струи. Поэтому v_s иногда называют еще колебательной скоростью.

Колебания относительно равновесного положения будут тем меньше, чем ближе тело по своей форме приближается к шару.

Если тело имеет форму шара, то при $K = G$ уравнение (324) принимает вид

$$K = G = \frac{\pi D_k^3}{6} \gamma_k = \psi \frac{\pi D_k^2}{4} \cdot \frac{v_s^2 \gamma_l}{g}, \quad (326)$$

здесь D_k — диаметр шара в метрах,

γ_k — удельный вес материала шара в кг/м³.

Если известно значение коэффициента ψ , то из уравнения (326) можно подсчитать величину скорости парения

$$v_s = \sqrt{\frac{2}{3} \cdot \frac{g \gamma_k}{\gamma_l} \cdot \frac{D_k}{\psi}}. \quad (327)$$

Или, наоборот, наблюдая из опыта величину скорости парения, можно определить значение коэффициента ψ по уравнению

$$\psi = \frac{2 g \gamma_k}{3 \gamma_l} \cdot \frac{D_k}{v_s^2}. \quad (328)$$

Если в уравнение 327 вставить полученное Геттингенской лабораторией значение коэффициента $\psi = 0,23$, то для определения скорости парения получим такое выражение:

$$v_s = \sqrt{28,4 \frac{\gamma_k}{\gamma_l} D_k}. \quad (329)$$

При определении опытным путем скорости парения v_s Deuschl получил для кускового материала (породы) значения v_s меньшие, чем это дает уравнение (329). Исследованию подвергались куски породы крупностью от 0 до 30 мм в поперечнике. В таблице 58 приведены полученные наибольшие, наименьшие и средние значения скорости парения; для сравнения, в графе 5 приведены диаметры шаров равновеликих по объему с кусками породы, а в графе 6 скорости парения, подсчитанные по уравнению (329). Отношение средней наблюдаемой на опыте скорости парения к подсчитанной по уравнению (329) служит мерой несовпадения расчетной и наблюдаемой величины v_s . Несовпадение объясняется тем, что острогранные куски материала представляют большее сопротивление воздушной струе, чем гладкий шар.

Таблица 58

Наибольшие, наименьшие и средние скорости парения

Размеры кусков (мм)	Скорость парения (м/сек)			Диаметр равновеликого шара (мм)	Скорость парения по уравнению (329) (м/сек) v_s	$\frac{v_s'}{v_s}$
	Наибольшая	Наименьшая	Средняя v_s'			
0 — 5	15,5	10,2	12,8	3,8	13,6	0,94
5 — 10	19,5	9,8	14,4	8,2	20,8	0,70
10 — 20	22,5	18,9	20,7	16,5	28,3	0,73
Плоские куски	—	—	13,9	16,5	28,3	0,49
20 — 30	—	—	19,2	26,0	35,4	0,54

В таблице 59 приведены значения скоростей парения для кусков из дерева в первой строке таблицы — для деревянного шара, в остальных — для прямоугольных кусков. Для тел более или менее правильной формы, как видим, разница между наибольшими и наименьшими значениями скорости парения невелика. Значения, взятые в скобки, относятся к случаям, когда тело становилось наименьшей площадью к направлению движения струи.

Таблица 59

Скорости парения для кусков из дерева

Размеры кусков (мм)	Скорость парения (м/сек)			Скорость парения, подсчитанная по уравнению (329) v_s	$\frac{v_s'}{v_s}$	$\frac{F'}{u}$
	Наибольшая	Наименьшая	Средняя v_s'			
Шар $d = 29,8$; $\gamma_k = 0,76$	27	25	26	23,2	1,12	0,50
24,1 × 23,8 × 23,8	16	14	15	21,2	0,71	0,57
30,0 × 29,7 × 15,5	15	13,8	14,4	21,3	0,68	0,68
40,4 × 20,8 × 17,3	(15)	14	14	21,5	0,65	0,58
16,7 × 17,2 × 40,5	(18)	13	13	20,7	0,63	0,63
40,0 × 40,0 × 8,05	(17)	9	9	21,0	0,43	1,03

Опытами Deuschl'a установлено, что тело, как правило, становилось к направлению движения струи своим наибольшим поперечным сечением. Наименьшее отношение $v_s' : v_s$ получалось для плоских кусков. В среднем для исследованных кусков $\frac{v_s'}{v_s} = 0,60$.

В результате своих опытов Deuschl приходит к выводу, что скорость парения v_s зависит не только от удельного веса и размеров тела, но и от отношения площади сечения тела, подверженной действию струи, к объему тела $\frac{F'}{u}$, а также и от острогранности кусков.

Влияние последних двух факторов еще недостаточно изучено, однако при подсчете скорости парения для тел, имеющих неправильную форму и острые углы, можно считать целесообразным пользоваться уравнением (330), где n — коэффициент, представляющий отношение $v_s' : v_s$ и равный, согласно опытам Deuschl'a, $\sim 0,60$.

$$v_s = n \sqrt{28,4 \frac{\gamma_k}{\gamma_l} D_k} = 0,6 \sqrt{28,4 \frac{\gamma_k}{\gamma_l} D_k} \quad (330)$$

Величины скорости парения v_s для некоторых других материалов приведены в таблице 60.

Проф. П. С. Козьмин¹ приводит для определения скорости парения шарообразных тел формулу

$$v_s = 5,8 \sqrt{\frac{\gamma_k}{\gamma_l} D_k}; \quad (331)$$

если коэффициент 5,8 внести под знак корня, то получим под корнем 33,6 вместо 28,4 по уравнению (329); таким образом уравнение (331) дает для v_s , по сравнению с уравнением (329), увеличенные значения.

¹ Проф. П. С. Козьмин, Элеваторы, транспортеры и конвейеры, 1929.

Скорости парения для некоторых материалов

Материал	Свойство	Удельный вес (кг/м ³)	Насыпной вес (кг/м ³)	Скоростной напор (кг/м ²)	Скорость парения (м/сек)
Цинковая обманка	Крупностью 0,5 см ²	4300	2280	19,1	17,7
Смоква	—	—	300—400	9,5—13,7	12,5—15,0
Фиги	Высуш. 3×4×1 см .	1000	465	8,7—19,7	11,9—13,2
Цикорий	Необожженный, средней крупности	980	390	8,7—11,2	11,9—13,5
	Обожженный, средней крупности	580	290	6,8—7,2	10,5—10,8
Орешек бур. угля	Средней крупности	1160	620	6,9—7,4	10,6—11,0
	Очень мелкий	—	750	4,6	8,7
Хлопковое семя .	Без пуха	1060	600	5,5	9,5
Маис	—	—	730	4,9—5,6	8,9—9,5
Пшеница	—	1260	830	4,9	9,8
Ячмень	—	—	650	4,6	8,7
Рапсовое семя . .	—	1220	730	4,1	8,2
Солод	—	—	500	4,0	8,1
Льняное семя . . .	Очищенное	—	660	1,7	5,2
Сосновая кора . . .	Средняя	—	360	1,1—2,0	4,2—5,7
Маковое семя . . .	—	—	590	0,4—1,1	2,5—4,3

Karg¹ при определении скорости парения пользуется методом Baumgartner'a, заключающимся в следующем:

$$\text{При парении} \quad pf = G, \quad (332)$$

где G — вес тела в граммах,

f — площадь миделевого сечения тела в мм²,

p — давление воздуха в г/мм², откуда

$$p = \frac{G}{f}. \quad (333)$$

Приняв p из таблицы 61, определяют скорость парения v_s .

Получающиеся этим способом скорости парения имеют обычно преувеличенные значения, и только для тел небольшого удельного веса, как например древесных стружек, получаются удовлетворительные результаты.

Величина скорости парения v_s имеет существенное значение при проектировании пневматических установок, так как на основании ее производится выбор рабочей скорости воздуха как для вертикальных, так и для горизонтальных участков трубопровода.

Для тела, имеющего форму шара, определение скорости парения опытным путем можно производить следующим образом.

Испытуемое тело подвешивается на тонкой нити в центре стеклянного цилиндрического участка вертикальной трубы (фиг. 421); вдоль трубы снизу вверх продувается воздух от воздуходувной машины. Увеличивая постепенно скорость воздуха, замечают то ее значение, при котором подвешенное тело начинает испытывать мелкие колебания по вертикали, — это и есть скорость парения.

Чтобы тело еще до начала парения не прибивалось давлением воздуха к стенкам, нить пропускают через особую витую пружину, которая удерживает его посредине трубы.

¹ Karg H., Pneumatische Materialtransport, 1927; см. также русский перевод Гостехиздата, 1930 г.

Соотношения скорости парения и давления воздуха

v_s (м/сек)	2	3	4	5	6	7
p (г/мм ²)	0,00025	0,00055	0,00098	0,00153	0,0022	0,0030
Разница для 0,1 м/сек	0,00003	0,000043	0,000055	0,00007	0,00008	0,00009
v_s (м/сек)	8	9	10	11	12	13
p (г/мм ²)	0,0039	0,0050	0,0061	0,0074	0,0088	0,0104
Разница для 0,1 м/сек	0,00011	0,00011	0,00013	0,00013	0,00016	0,00016
v_s (м/сек)	14	15	16	17	18	19
p (г/мм ²)	0,0120	0,0138	0,0157	0,0177	0,0199	0,0221
Разница для 0,1 м/сек	0,0018	0,00019	0,00020	0,00022	0,00022	0,00024
v_s (м/сек)	20	21	22	23	24	25
p (г/мм ²)	0,0245	0,0270	0,0296	0,0324	0,0353	0,0383
Разница для 0,1 м/сек	0,00025	0,00026	0,00028	0,00029	0,00030	0,00031
v_s (м/сек)	26	27	28	29	30	31
p (г/мм ²)	0,0414	0,0446	0,0480	*0,0515	0,0551	0,0588
Разница для 0,1 м/сек	0,00032	0,00034	0,00035	0,00036	0,00037	0,00039
v_s (м/сек)	32	33	34	35	36	37
p (г/мм ²)	0,0627	0,0667	0,0708	0,0750	0,0794	0,0838
Разница для 0,1 м/сек	0,00040	0,00041	0,00042	0,00044	0,00044	0,00046
v_s (м/сек)	38	39	40			
p (г/мм ²)	0,0884	0,0932	0,980			
Разница для 0,1 м/сек	0,00048	0,00048				

Измеряя количество протекающего воздуха V_1'' м³/сек и зная площадь поперечного сечения трубы F м², можно определить среднее значение скорости воздуха в сечении:

$$v_m = \frac{V_1''}{F} \text{ м/сек.} \quad (334)$$

Скорость воздуха в центре трубы v_s' больше среднего значения v_m , а именно:

$$v_s' = \frac{v_m}{\varphi}; \quad (335)$$

коэффициент $\varphi \cong 0,87$, что можно установить при помощи трубки Пито.

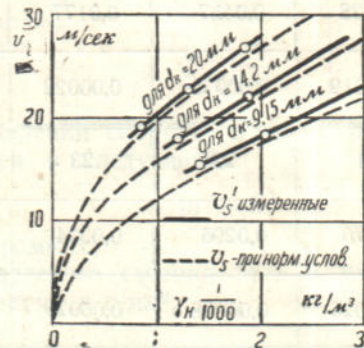
Полученное значение для скорости парения целесообразно отнести к нормальным условиям.

Так как скорость обратно пропорциональна корню квадратному из удельного веса воздуха (см. уравнение 327), то значение скорости парения при нормальных условиях определится из уравнения:

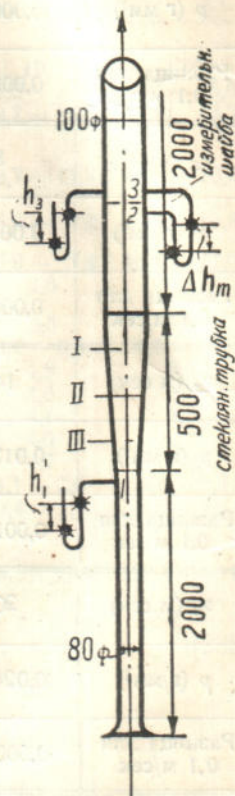
$$v_s = v_s' \sqrt{\frac{\gamma_1}{\gamma_{10}}}, \quad (336)$$



Фиг. 421. Труба для определения скорости парения.



Фиг. 422. Кривые зависимости скорости парения от удельного веса и диаметра шара.



Фиг. 423. Труба с коническим участком для определения скорости парения.

здесь γ_1 — удельный вес воздуха при испытании,
 γ_{10} — удельный вес воздуха при нормальных условиях,
 v_s' — скорость парения при испытании,
 v_s — скорость парения при нормальных условиях.

На фиг. 422 изображены кривые зависимости скорости парения от удельного веса шаров и их диаметров. Сплошными линиями показаны измеренные значения v_s' , пунктирными — отнесенные к нормальным условиям v_s .

Для определения скорости парения тел нешаровой формы пользуются трубой, снабженной коническим участком, благодаря чему, даже при постоянном расходе воздуха, скорости в различных сечениях различны (фиг. 423).

При продувании воздуха через трубопровод со скоростью, близкой к скорости парения, тело начинает совершать колебания вокруг некоторого среднего положения, что отчетливо можно наблюдать снаружи, так как конический участок делается стеклянным.

Площадь поперечного сечения того места трубы, относительно которого тело систематически совершает колебательное движение, служит для определения скорости парения, расчет которой производится так же, как и при цилиндрическом трубопроводе.

10. ДВИЖЕНИЕ ТВЕРДОГО ТЕЛА В ВЕРТИКАЛЬНОМ ТРУБОПРОВОДЕ

Приведенное выше уравнение движения (323) можно представить в дифференциальной форме, если заменить ускорение \dot{v}_k первой производной от скорости v_k по времени:

$$m \frac{dv_k}{dt} = K - G. \quad (337)$$

Замечая из уравнений (324) и (325), что

$$\frac{K}{G} = \frac{v_r^2}{v_s^2}, \quad (338)$$

и подставляя вместо массы его значение $m = \frac{G}{g}$, переписываем уравнение (337)

в такой форме:

$$\frac{dv_k}{dt} = \frac{g}{v_s^2} v_r^2 - g. \quad (339)$$

Так как относительная скорость $v_s = v_l - v_k$, то

$$\frac{dv_k}{dt} = \frac{g}{v_s^2} (v_l - v_k)^2 - g, \quad (340)$$

здесь g — ускорение силы тяжести — (величина постоянная),
 v_s — скорость парения, от времени не зависит — постоянная,
 v_l — скорость воздуха, от времени не зависит — постоянная,
 v_k — скорость движения тела — переменная.

Полученное нелинейное уравнение первого порядка может быть сведено к линейному второго порядка подстановкой

$$v_l - v_k = \frac{v_s^2}{g} \frac{d(\ln z)}{dt} = \frac{v_s^2}{g} \cdot \frac{1}{z} \frac{dz}{dt}, \quad (341)$$

при этом

$$\frac{dv_k}{dt} = \frac{v_s^2}{g} \left[\frac{1}{z^2} \left(\frac{dz}{dt} \right)^2 - \frac{1}{z} \frac{d^2 z}{dt^2} \right]. \quad (342)$$

Сопоставляя уравнения (341) и (342) с уравнением (340), получаем

$$\frac{d^2 z}{dt^2} - \frac{g^2}{v_s^2} z = 0. \quad (343)$$

Получившееся уравнение второго порядка легко интегрируется в конечной форме.

Характеристическое уравнение будет

$$k^2 - \frac{g^2}{v_s^2} = 0. \quad (344)$$

Корни характеристического уравнения следующие:

$$k_1 = \frac{g}{v_s}; \quad k_2 = -\frac{g}{v_s}. \quad (345)$$

Общим решением уравнения (343) будет:

$$z = c_1 e^{\frac{g}{v_s} t} + c_2 e^{-\frac{g}{v_s} t} = c_1 e^{\frac{g}{v_s} t} + c_2 e^{-\frac{g}{v_s} t}. \quad (346)$$

Производная от z по времени:

$$\frac{dz}{dt} = c_1 \frac{g}{v_s} e^{\frac{g}{v_s} t} - c_2 \frac{g}{v_s} e^{-\frac{g}{v_s} t}. \quad (347)$$

Подставляя в уравнение (341) вместо z и $\frac{dz}{dt}$ их значения из (346) и (347), получаем

$$v_l - v_k = \frac{c_1 e^{\frac{g}{v_s} t} - c_2 e^{-\frac{g}{v_s} t}}{c_1 e^{\frac{g}{v_s} t} + c_2 e^{-\frac{g}{v_s} t}} v_s. \quad (348)$$

Умножая числитель и знаменатель правой части уравнения (348) на $\frac{e^{\frac{g}{v_s} t}}{c_1}$ и обозначая $\frac{c_2}{c_1} = C$, приводим уравнение (348) к такому виду:

$$v_l - v_k = \frac{e^{\frac{2g}{v_s} t} - C}{e^{\frac{2g}{v_s} t} + C} v_s. \quad (349)$$

Произвольная постоянная C определится из начальных условий: пусть при $t = 0$, $v_k = v_{k_0}$; применяя начальные условия к уравнению (349), получаем:

$$C = - \frac{v_l - v_s - v_{k_0}}{v_l + v_s - v_{k_0}}. \quad (350)$$

Решая уравнение (349) относительно v_k и подставляя вместо C его значение по уравнению (350), определяем скорость движения тела как функцию от времени:

$$v_k = v_l - v_s \frac{e^{\frac{2g}{v_s} t} + \frac{v_l - v_s - v_{k_0}}{v_l + v_s - v_{k_0}}}{e^{\frac{2g}{v_s} t} - \frac{v_l - v_s - v_{k_0}}{v_l + v_s - v_{k_0}}}. \quad (351)$$

Если при $t = 0$ $v_{k_0} = 0$, то уравнение (351) принимает более простой вид:

$$v_k = v_l - v_s \frac{e^{\frac{2gt}{v_s}} + \frac{v_l - v_s}{v_l + v_s}}{e^{\frac{2gt}{v_s}} - \frac{v_l - v_s}{v_l + v_s}}. \quad (352)$$

С увеличением t дробь

$$\frac{e^{\frac{2gt}{v_s}} + \frac{v_l - v_s}{v_l + v_s}}{e^{\frac{2gt}{v_s}} - \frac{v_l - v_s}{v_l + v_s}} \quad (353)$$

быстро стремится к единице, при этом скорость движения тела приближается к своему наибольшему пределу

$$v_k = v_l - v_s. \quad (354)$$

К этому же пределу стремится v_k и согласно уравнению (351).

При помощи уравнения (340) можно исследовать также и пути перемещения тела S : замечая, что скорость является первой производной от пути по времени, то-есть

$$v_k = \frac{dS_k}{dt}, \quad (355)$$

Подставляем в уравнение (340) значение времени $dt = \frac{dS_k}{v_k}$, при этом:

$$v_k \frac{dv_k}{dS_k} = \frac{g}{v_s^2} (v_l - v_k)^2 - g. \quad (356)$$

В полученном уравнении переменные S_k и v_k отделяются, после отделения переменных имеем:

$$dS_k = \frac{v_s^2}{g} \cdot \frac{v_k dv_k}{(v_l - v_k)^2 - v_s^2}. \quad (357)$$

Интегрируем выражение (357)

$$S_k = \frac{v_s^2}{g} \int \frac{v_k dv_k}{(v_l - v_k)^2 - v_s^2} + C. \quad (358)$$

Интеграл, стоящий в правой части, можно привести подстановкой $v_l - v_k = z$ к более простому виду:

$$\int \frac{v_k dv_k}{(v_l - v_k)^2 - v_s^2} = - \int \frac{v_l dz}{z^2 - v_s^2} + \int \frac{z dz}{z^2 - v_s^2}. \quad (359)$$

Замечая, что

$$\frac{1}{z^2 - v_s^2} = \frac{1}{2v_s} \left(\frac{1}{z - v_s} - \frac{1}{z + v_s} \right). \quad (360)$$

разбиваем первый из интегралов уравнения (359) на два и выполняем интегрирование:

$$- \int \frac{v_l dz}{z^2 - v_s^2} = - \frac{v_l}{2v_s} \left[\int \frac{dz}{z - v_s} - \int \frac{dz}{z + v_s} \right] = - \frac{v_l}{2v_s} \left[\ln(z - v_s) - \ln(z + v_s) \right]. \quad (361)$$

Второй интеграл уравнения (359) интегрируется подстановкой

$$z^2 - v_s^2 = x \quad \text{и} \quad 2z dz = dx, \quad (362)$$

$$\int \frac{z dz}{z^2 - v_s^2} = \frac{1}{2} \int \frac{dx}{x} = \frac{1}{2} \ln(z^2 - v_s^2). \quad (363)$$

Подставляем полученные значения (361) и (363) в уравнение (358), тогда

$$S_k = \frac{v_s^2}{2g} \left\{ \frac{v_l}{v_s} \left[\ln(v_l + v_s - v_k) - \ln(v_l - v_s - v_k) \right] + \ln \left[(v_l - v_k)^2 - v_s^2 \right] \right\} + C. \quad (364)$$

Заменяя разность квадратов в квадратной скобке произведением, а логарифм произведения суммой логарифмов и приводя подобные, получаем:

$$S_k = \frac{v_s}{2g} \left\{ (v_l + v_s) \ln(v_l - v_k + v_s) - (v_l - v_s) \ln(v_l - v_k - v_s) \right\} + C. \quad (365)$$

Если при $S_k = S_{k_0}$ $v_k = v_{k_0}$, то:

$$C = S_{k_0} - \frac{v_s}{2g} \left\{ (v_l + v_s) \ln(v_l - v_{k_0} + v_s) - (v_l - v_s) \ln(v_l - v_{k_0} - v_s) \right\}. \quad (366)$$

Вставляя в уравнение (365) вместо постоянной C ее значение и приводя подобные, получаем:

$$S_k - S_{k_0} = \frac{v_s}{2g} \left\{ (v_l + v_s) \ln \frac{v_l - v_k + v_s}{v_l - v_{k_0} + v_s} - (v_l - v_s) \ln \frac{v_l - v_k - v_s}{v_l - v_{k_0} - v_s} \right\}. \quad (367)$$

¹ Уравнение (367) можно написать и в другой форме, если иначе группировать логарифмы:

$$S_k - S_{k_0} = \frac{v_s}{2g} \left\{ (v_l - v_s) \ln \frac{v_l - v_k - v_s}{v_l - v_k + v_s} - (v_l + v_s) \ln \frac{v_l - v_{k_0} + v_s}{v_l - v_{k_0} - v_s} \right\}.$$

Если в начале движения тело находилось в покое, как это имеет место при засасывании соплом, присоединенным непосредственно к вертикальному трубопроводу, то при $S_{k_0} = 0$; $v_{k_0} = 0$ и

$$S_k = \frac{v_s}{2g} \left\{ (v_l + v_s) \ln \frac{v_l - v_k + v_s}{v_l + v_s} - (v_l - v_s) \ln \frac{v_l - v_k - v_s}{v_l - v_s} \right\}. \quad (368)$$

Полученные уравнения (367) и (368) могут служить для определения пути перемещения тела только в начале движения, когда скорость v_k не приближается еще к своему предельному значению $v_k = v_l - v_s$. Если же $v_k = v_l - v_s$, то скорость движения тела постоянна и путь, проходимый им при этой скорости

$$S_k = v_k t. \quad (369)$$

11. ДВИЖЕНИЕ ТВЕРДОГО ТЕЛА В ГОРИЗОНТАЛЬНОМ ТРУБОПРОВОДЕ ПРИ СРАВНИТЕЛЬНО БОЛЬШИХ СКОРОСТЯХ

Наблюдениями над движением твердого тела в горизонтальном трубопроводе занимался Gasterstädt.

Твердое тело, изготовленное из листового железа, перемещалось струей воздуха по горизонтальному трубопроводу, имевшему два стеклянные участка на расстоянии около 110 м друг от друга. Вокруг стеклянных участков трубопровода помещались катушки с обмоткой, включавшиеся в одну цепь с индукционной катушкой и батареей. При проходе тела через катушки возникал, вследствие изменения магнитного поля, электрический толчок, который передавался через индукционную катушку на высокочувствительный гальванометр. Этим способом отмечались моменты прохода тела через различные участки трубопровода, а затем уже определялись соответствующие скорости движения.

При помощи искровой фотографии исследовалось распределение материала по поперечному сечению трубопровода, причем было выяснено, что при больших скоростях поперечное сечение заполняется материалом, вообще говоря, довольно равномерно. Более интенсивное скопление материала в нижней части сечения происходит только при больших коэффициентах смеси μ и при скоростях воздуха, меньших или приближающихся к скорости парения.

При транспортировании злаков было замечено, что они движутся вдоль трубопровода параллельно его оси, причем собственный вес зерен заметного влияния на движение не оказывает.

Сильное вращение отдельных зерен вокруг своей оси не оказывает замедляющего влияния, и зерна движутся почти с одинаковой скоростью во всех точках поперечного сечения. Это дает основание сделать предположение, что при транспортировании материала скорость воздуха во всех точках поперечного сечения примерно одинакова. Подобное явление при продувании чистого воздуха не имеет места.¹

Если скорость воздуха меньше скорости парения, то влияние силы тяжести становится уже заметным: движущееся тело под влиянием вертикальной силы веса то и дело ударяется о стенки трубопровода, получая при этом добавочное вращение вокруг своей оси.

Создающиеся при этом завихрения, а также потеря кинетической энергии тела при ударах повышают потери энергии струей, что сопровождается значительным падением давления и вследствие чего могут потребоваться, следовательно, более мощные воздушодувные средства.

Обычно однако скорость воздуха выбирают выше скорости парения, а потому указанные нежелательные явления имеют место только в незначительной мере.

Trefftz,² исследовавший теоретическим путем движение твердого тела в горизонтальном трубопроводе, пренебрегает влиянием силы собственного веса, что можно делать только при больших скоростях воздуха.

¹ При продувании чистого воздуха скорость в центре трубы приблизительно на 15% больше средней скорости.

² *Mitteilungen über Forschungsarbeiten d. V. d. I.*, № 265.

Дифференциальное уравнение движения для тела, помещенного в движущуюся струю воздуха в горизонтальном трубопроводе (фиг. 424), при пренебрежении влиянием собственного веса будет иметь вид:

$$m \frac{dv_k}{dt} = K, \quad (370)$$

где m — масса тела.

Подставляя $m = \frac{G}{g}$, а вместо K его значение из уравнения (338), получаем:

$$\frac{G}{g} \cdot \frac{dv_k}{dt} = G \frac{v_r^2}{v_s^2}; \quad (371)$$

Здесь v_r — относительная скорость движения тела, равная

$$v_l - v_k.$$

При этом дифференциальное уравнение движения примет вид

$$\frac{dv_k}{dt} = \frac{g}{v_s^2} (v_l - v_k)^2. \quad (372)$$

В полученном уравнении переменные легко отделяются и интегрирование сводится к квадратурам:

$$\int \frac{dv_k}{(v_l - v_k)^2} = \int \frac{g}{v_s^2} dt; \quad (373)$$

левый интеграл интегрируется подставкой $v_l - v_k = z$, следовательно $dv_k = -dz$, при этом

$$\int \frac{dv_k}{(v_l - v_k)^2} = - \int \frac{dz}{z^2} = \frac{1}{z} = \frac{1}{v_l - v_k}; \quad (374)$$

правый интеграл дает:

$$\int \frac{g}{v_s^2} dt = \frac{g}{v_s^2} t. \quad (375)$$

В результате интегрирования получаем:

$$\frac{1}{v_l - v_k} = \frac{g}{v_s^2} t + C, \quad (376)$$

здесь C — произвольная постоянная, определяющаяся из начальных условий.

Если в момент времени $t=0$, скорость тела была $v_k = v_{k_0}$, то при применении этого к уравнению (376), получаем:

$$\frac{1}{v_l - v_{k_0}} = \frac{g}{v_s^2} 0 + C, \quad (377)$$

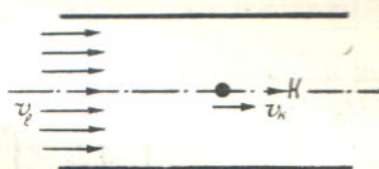
откуда определяется произвольная постоянная

$$C = \frac{1}{v_l - v_{k_0}}. \quad (378)$$

Подставляя полученное значение C в уравнение (376) и решая его относительно v_k , получаем:

$$v_k = v_l - \frac{v_s^2 (v_l - v_{k_0})}{g (v_l - v_{k_0}) t + v_s^2}. \quad (379)$$

Так как числитель и знаменатель во втором члене правой части уравнения оба положительны, то следовательно скорость движения тела v_k всегда меньше скорости движения воздуха v_r .



Фиг. 424. Твердое тело в горизонтальном трубопроводе при больших скоростях.

С увеличением времени t второй член правой части убывает и скорость движения тела приближается к скорости воздуха.

Если скорость тела в начальный момент равнялась нулю, например при отсчете времени с момента захвата кусков материала соплом, т. е. если при $t = 0, v_{k_0} = 0$, то уравнение (379) упростится:

$$v_k = v_l - \frac{v_s^2 v_l}{g v_l t + v_s^2}. \quad (380)$$

По уравнениям (739) и (380) можно теоретически определять скорость движения тела для любого момента времени t .

Выражая скорость v_k через путь S_k , проходимый телом, а именно

$$v_k = \frac{d S_k}{dt},$$

можем уравнение (379) переписать так:

$$d S_k = v_l dt - \frac{v_s^2 (v_l - v_{k_0}) dt}{g (v_l - v_{k_0}) t + v_s^2}. \quad (381)$$

Так как в полученном уравнении переменные отделены, то переходим к квадратурам:

$$\int d S_k = \int v_l dt - \int \frac{v_s^2 (v_l - v_{k_0}) dt}{g (v_l - v_{k_0}) t + v_s^2}. \quad (382)$$

Подстановкой $g (v_l - v_{k_0}) t + v_s^2 = z$; $g (v_l - v_{k_0}) dt = dz$ приводим второй интеграл правой части к виду:

$$\begin{aligned} \int \frac{v_s^2 (v_l - v_{k_0}) dt}{g (v_l - v_{k_0}) t + v_s^2} &= \int \frac{v_s^2}{g} \cdot \frac{dz}{z} = \frac{v_s^2}{g} \ln z = \\ &= \frac{v_s^2}{g} \ln \left[g (v_l - v_{k_0}) t + v_s^2 \right], \end{aligned} \quad (383)$$

следовательно:

$$S_k = v_l t - \frac{v_s^2}{g} \ln \left[g (v_l - v_{k_0}) t + v_s^2 \right] + C. \quad (384)$$

Произвольная постоянная C определяется из начальных условий: при $t = 0$, $S_k = S_{k_0}$. При этом:

$$C = S_{k_0} + \frac{v_s^2}{g} \ln v_s^2. \quad (385)$$

Подставляя полученное значение C в уравнение (384), получаем:

$$S_k - S_{k_0} = v_l t - \frac{v_s^2}{g} \ln \left[\frac{g (v_l - v_{k_0})}{v_s^2} t + 1 \right]. \quad (386)$$

Из уравнения (386) можно определить пути, проходимые телом по горизонтальному трубопроводу для любого момента времени t .

Путь тела можно выразить и в зависимости от скорости движения тела v_k : решая уравнение (379) относительно времени

$$t = \frac{v_s^2}{g (v_l - v_k)} - \frac{v_s^2}{g (v_l - v_{k_0})} \quad (387)$$

и подставляя это значение t в уравнение (386), получаем после небольших преобразований:

$$S_k - S_{k_0} = \frac{v_s^2}{g} \left[\frac{v_l (v_k - v_{k_0})}{(v_l - v_{k_0}) (v_l - v_k)} - \ln \frac{v_l - v_{k_0}}{v_l - v_k} \right]. \quad (388)$$

Здесь переменными являются только путь S_k и скорость тела v_k ; таким образом S_k выражается как функция только одного v_k .

Если при $t = 0$ $v_{k0} = 0$ и $S_{k0} = 0$, то уравнение (386) принимает более простой вид:

$$S_k = \frac{v_s^2}{g} \left[\frac{v_k}{v_l - v_k} - \ln \frac{v_l}{v_l - v_k} \right] \quad (389)$$

или иначе

$$S_k = \frac{v_s^2}{g} \left[\frac{1}{\frac{v_l}{v_k} - 1} - \ln \frac{1}{1 - \frac{v_k}{v_l}} \right]. \quad (390)$$

Таким образом для материалов, обладающих определенным значением скорости парения v_s , путь, проходимый телом, зависит от отношения $\frac{v_l}{v_k} = \varphi$, а не от абсолютного значения v_l .

При $v_k = v_l$ определение пути перемещения тела по горизонтальному трубопроводу производится по уравнению:

$$S_k = v_k t. \quad (391)$$

Диаграмма, приведенная на фиг. 425, показывает значение φ в зависимости от пути перемещения. Кривая построена при $v_s = 10$ м/сек. Как видно из диаграммы, тело сравнительно скоро достигает больших значений скорости, следовательно энергия, необходимая на сообщение телу определенной скорости, затрачивается главным образом в начале трубопровода.

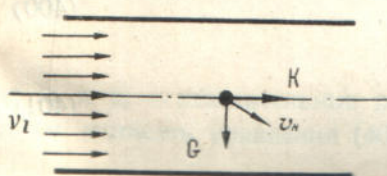
Еще раз необходимо подчеркнуть, что рассмотренная здесь теория движения тела в горизонтальном трубопроводе дает хорошие совпадения с наблюдениями только при скоростях воздуха, больших скорости парения.

12. ДВИЖЕНИЕ ТВЕРДОГО ТЕЛА В ГОРИЗОНТАЛЬНОМ ТРУБОПРОВОДЕ ПРИ СРАВНИТЕЛЬНО МАЛЫХ СКОРОСТЯХ

Исследования над движением тел, обладающих большим удельным весом, а следовательно и значительной скоростью парения, при сравнительно малых скоростях воздуха, показывают, что в этом случае пренебрегать влиянием собственного веса нельзя.

Тело движется не прямолинейно и не находится все время во взвешенном состоянии, а периодически наталкивается на стенки трубопровода, описывая криволинейные траектории.¹

Если обозначить истинную скорость движения тела v_k , а проекции ее на оси x и y , то дифференциальные уравнения движения будут иметь вид:



Фиг. 426. Тяжелое тело в горизонтальном трубопроводе.

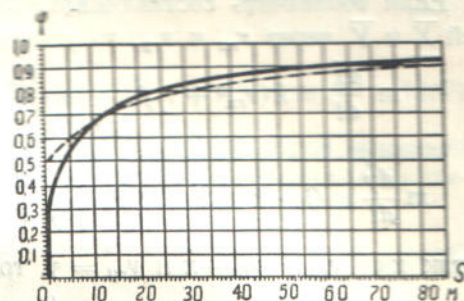
$$m \frac{dx}{dt} = \sum \bar{X}, \quad (392)$$

$$m \frac{dy}{dt} = \sum \bar{Y}, \quad (393)$$

здесь $\sum \bar{X}$ и $\sum \bar{Y}$ — суммы проекций сил, действующих на тело, на оси \bar{X} и \bar{Y} (фиг. 426).

На тело действуют только две силы: собственный вес G , направленный вертикально вниз, и сила K утолщающего действия выдуваемой струи, пропорционально квадрату относительной скорости v_r .

$$K = kv_r^2. \quad (394)$$



Фиг. 425. Зависимость φ от пути перемещения.

¹ K. Wagner, Handbuch der physikalischen und technischen Mechanik, B. VI, L. 2.

На ось \bar{X} проектируется только эта последняя сила, на ось \bar{Y} проектируются обе силы, при этом:

$$\left. \begin{aligned} m \frac{d\dot{x}}{dt} &= kv_r^2 \cos(v_r, \bar{X}), \\ m \frac{d\dot{y}}{dt} &= G - kv_r^2 \cos(v_r, \bar{Y}). \end{aligned} \right\} \quad (395)$$

Здесь $\cos(v_r, \bar{X})$ — косинус угла между направлением относительной скорости и осью \bar{X} ,

$\cos(v_r, \bar{Y})$ — то же, по отношению к оси \bar{Y} .

Если обозначить составляющие относительной скорости по направлениям осей \bar{X} и \bar{Y} через v_{rx} и v_{ry} , то уравнения (395) можно представить так:

$$\left. \begin{aligned} m \frac{d\dot{x}}{dt} &= k(v_{rx}^2 + v_{ry}^2) \frac{v_{rx}}{\sqrt{v_{rx}^2 + v_{ry}^2}} = kv_{rx} \sqrt{v_{rx}^2 + v_{ry}^2}, \\ m \frac{d\dot{y}}{dt} &= G - k(v_{rx}^2 + v_{ry}^2) \frac{v_{ry}}{\sqrt{v_{rx}^2 + v_{ry}^2}} = G - kv_{ry} \sqrt{v_{rx}^2 + v_{ry}^2}, \end{aligned} \right\} \quad (396)$$

а так как $v_{rx} = v_l - \dot{x}$ и $v_{ry} = \dot{y}$, то уравнения (396) принимают иной вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dv_{rx}}{dt} &= -\frac{k}{m} v_{rx} \sqrt{v_{rx}^2 + v_{ry}^2}, \\ \frac{dv_{ry}}{dt} &= g - \frac{k}{m} v_{ry} \sqrt{v_{rx}^2 + v_{ry}^2}. \end{aligned} \right\} \quad (397)$$

Полученные уравнения (397) можно упростить, в самом деле, можно считать, что относительная скорость движения тела в направлении оси \bar{Y} — v_{ry} мала по сравнению с v_{rx} , а потому

$$\sqrt{v_{rx}^2 + v_{ry}^2} \cong v_{rx}, \quad (398)$$

при этом условии

$$\left. \begin{aligned} \frac{dv_{rx}}{dt} &= -\frac{k}{m} v_{rx}^2, \\ \frac{dv_{ry}}{dt} &= g - \frac{k}{m} v_{ry} v_{rx}, \end{aligned} \right\} \quad (399)$$

В первом из уравнений (399) переменные легко отделяются, тогда:

$$\frac{dv_{rx}}{v_{rx}^2} + \frac{k}{m} dt = 0, \quad (400)$$

интегрируя получаем:

$$\frac{1}{v_{rx}} = \frac{k}{m} t + C, \quad (401)$$

где C — постоянная интегрирования.

Подставляя полученное значение для v_{rx} во второе из уравнений (399), получаем:

$$\frac{dv_{ry}}{dt} + \frac{k}{m} \frac{v_{ry}}{\frac{k}{m} t + C} = g \quad (402)$$

или

$$\frac{dv_{ry}}{dt} + \frac{v_{ry}}{t + C_1} = g, \quad (403)$$

где обозначено

$$C_1 = \frac{mc}{k}. \quad (404)$$

Получили линейное дифференциальное уравнение первого порядка со свободным членом.

Интегрируем его сперва без свободного члена, то-есть интегрируем уравнение такого вида:

$$\frac{dz}{dt} + \frac{z}{t+C_1} = 0. \quad (405)$$

Отделяя переменные и производя интегрирование, получаем:

$$\ln z + \ln(t+C_1) = \ln C_0 \quad (406)$$

или

$$z = \frac{C_0}{t+C_1}. \quad (407)$$

Варьируя произвольную постоянную C_0 , то-есть считая ее некоторой функцией от времени (метод Лагранжа), можем представить решение уравнения (403) следующим образом:

$$v_{ry} = \frac{C_0(t)}{t+C_1}; \quad (408)$$

здесь $C_0(t)$ — некоторая функция, подлежащая определению. Вставляя в уравнение (403) вместо v_{ry} и $\frac{d v_{ry}}{dt}$ их значения согласно уравнению (408), получаем:

$$\frac{d [C_0(t)]}{dt} = g(t+C_1), \quad (409)$$

откуда:

$$C_0(t) = \frac{g}{2} (t+C_1)^2 + C_2; \quad (410)$$

здесь C_2 — постоянная интегрирования.

Относительная скорость тела в направлении оси \bar{Y} при этом равна:

$$v_{ry} = \frac{g}{2} (t+C_1) + \frac{C_2}{t+C_1}. \quad (411)$$

Переходим ко вторичному интегрированию:
Замечая, что

$$\left. \begin{aligned} v_{rx} &= \frac{dx_r}{dt}, \\ v_{ry} &= \frac{dy_r}{dt}, \end{aligned} \right\} \quad (412)$$

где x_r и y_r — относительные перемещения тела в направлении осей \bar{X} и \bar{Y} , можем написать уравнения (401) и (411) в таком виде:

$$\frac{dx_r}{dt} = \frac{m}{k} \cdot \frac{dt}{(t+C_1)}, \quad (413)$$

$$\frac{dy_r}{dt} = \frac{g}{2} (t+C_1) dt + \frac{C_2}{t+C_1} dt. \quad (414)$$

Интегрируя уравнение (413), получаем:

$$x_r = \frac{m}{k} \ln(t+C_1) + C_3. \quad (415)$$

Интегрируя уравнение (414), получаем:

$$y_r = \frac{g}{2} \frac{(t + C_1)^2}{2} + C_2 \ln(t + C_1) + C_4. \quad (416)$$

Здесь C_3 и C_4 — постоянные интегрирования.

Обращаемся к определению постоянных интегрирования: C_1, C_2, C_3 и C_4 .

Начальные условия таковы:

$$\begin{aligned} 1) t = 0; v_{rx} &= v_{rx_0}, & 2) t = 0; v_{ry} &= v_{ry_0}, \\ 3) t = 0; x_r &= x_{r_0}, & 4) t = 0; y_r &= y_{r_0}. \end{aligned}$$

Применяя первое начальное условие к уравнению (401), определяем:

$$C = \frac{1}{v_{rx_0}}, \quad (417)$$

а используя выражение (404), находим

$$C_1 = \frac{m}{kv_{rx_0}}. \quad (418)$$

Применяя второе начальное условие к уравнению (411), определяем

$$C_2 = v_{ry_0} C_1 - \frac{g}{2} C_1^2, \quad (419)$$

или, принимая во внимание уравнение (418),

$$C_2 = \frac{mv_{ry_0}}{kv_{rx_0}} - \frac{gm^2}{2k^2 v_{rx_0}^2}. \quad (420)$$

Применяя третье начальное условие к уравнению (415), а четвертое к (416), получаем:

$$C_3 = x_{r_0} - \frac{m}{k} \ln C_1, \quad (421)$$

$$C_4 = y_{r_0} - \frac{gC_1^2}{4} - C_2 \ln C_1, \quad (422)$$

используя выражения (418) и (420), напомним постоянные интегрирования в такой форме:

$$C_3 = x_{r_0} - \frac{m}{k} \ln \frac{m}{kv_{rx_0}}, \quad (423)$$

$$C_4 = y_{r_0} - \frac{gm^2}{4k^2 v_{rx_0}^2} - \left[\frac{mv_{ry_0}}{kv_{rx_0}} - \frac{gm^2}{2k^2 v_{rx_0}^2} \right] \ln \frac{m}{kv_{rx_0}}. \quad (424)$$

Подставляя значения постоянных интегрирования в уравнения (415) и (416) и производя несложные переделки, получаем:

$$x_r - x_{r_0} = \frac{m}{k} \ln \left[\frac{kv_{rx_0}}{m} t + 1 \right], \quad (425)$$

$$y_r - y_{r_0} = \frac{gm^2}{4k^2 v_{rx_0}^2} \left[\left(\frac{kv_{rx_0}}{m} t + 1 \right)^2 - 1 \right] + C_2 \ln \left[\frac{kv_{rx_0}}{m} t + 1 \right]. \quad (426)$$

Выражения (425) и (426) дают возможность определять перемещения тела относительно потока воздуха в направлении осей \bar{X} и \bar{Y} .

Исключим время t из уравнений (425) и (426) и выразим x_r как функцию от y_r .

Из уравнения (425)

$$\ln \left[\frac{kv_{rx_0}}{m} t + 1 \right] = \frac{k}{m} (x_r - x_{r_0}), \quad (427)$$

откуда

$$\frac{kv_{rx_0}}{m} t + 1 = e^{\frac{k}{m}(x_r - x_{r_0})} \quad (428)$$

$$t = \frac{m}{kv_{rx_0}} e^{\frac{k}{m}(x_r - x_{r_0})} - \frac{m}{kv_{rx_0}} \quad (429)$$

Из уравнения (426):

$$\ln \left[\frac{kv_{rx_0}}{m} t + 1 \right] = \frac{y_r - y_{r_0}}{C_2} - \frac{gm^2}{4C_2 k^2 v_{rx_0}^2} \left[\left(\frac{kv_{rx_0}}{m} t + 1 \right)^2 - 1 \right] \quad (430)$$

Сравнивая выражения (427) и (430), получаем:

$$x_r - x_{r_0} = \frac{m(y_r - y_{r_0})}{C_2 k} - \frac{gm^3}{4C_2 k^3 v_{rx_0}^2} \left[\left(\frac{kv_{rx_0}}{m} t + 1 \right)^2 - 1 \right] \quad (431)$$

а используя выражение (428),

$$x_r - x_{r_0} = \frac{m(y_r - y_{r_0})}{C_2 k} - \frac{gm^3}{4C_2 k^3 v_{rx_0}^2} \left[e^{2 \frac{k}{m}(x_r - x_{r_0})} - 1 \right] \quad (432)$$

Разлагая $e^{2 \frac{k}{m}(x_r - x_{r_0})}$ в ряд:

$$e^{2 \frac{k}{m}(x_r - x_{r_0})} = 1 + \frac{1}{1!} \frac{2k}{m}(x_r - x_{r_0}) + \frac{1}{2!} \frac{2^2 k^2}{m^2}(x_r - x_{r_0})^2 + \dots \quad (433)$$

и ограничиваясь тремя первыми членами разложения, получаем:

$$\begin{aligned} x_r - x_{r_0} &= \frac{m(y_r - y_{r_0})}{C_2 k} - \frac{g}{2C_2 v_{rx_0}^2} \times \\ &\times \left[\frac{m^2}{k^2}(x_r - x_{r_0}) + \frac{m}{k}(x_r - x_{r_0})^2 \right]. \end{aligned} \quad (434)$$

Выражение (434) представляет собой квадратное уравнение относительно $(x_r - x_{r_0})$; решая его, получаем:

$$x_r - x_{r_0} = \left(\frac{m}{2k} + \frac{C_2 kv_{rx_0}^2}{gm} \right) + \sqrt{\left(\frac{m}{2k} + \frac{C_2 kv_{rx_0}^2}{gm} \right)^2 - \frac{2v_{rx_0}^2}{g}(y_r - y_{r_0})} \quad (435)$$

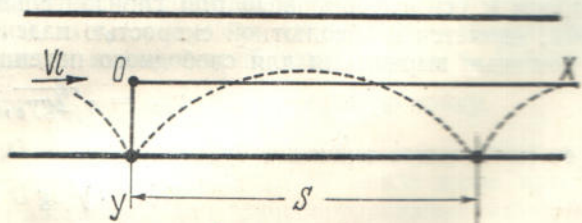
или, подставляя вместо C_2 его значение по выражению (420),

$$x_r - x_{r_0} = \frac{v_{rx_0} v_{ry_0}}{g} \left[\sqrt{1 - \frac{2g}{v_{ry_0}^2}(y_r - y_{r_0})} + 1 \right] \quad (436)$$

Уравнение (436) дает возможность определять относительные перемещения тела в направлении оси горизонтального трубопровода $(x_r - x_{r_0})$ в зависимости от перемещения его в направлении \perp к оси $(y_r - y_{r_0})$.

Тело движется не прямолинейно, а описывает криволинейные траектории, систематически наталкиваясь на стенки трубы.

На фиг. 427 приведена примерная схема движения тяжелого тела вдоль трубопровода. Определим длину S одного «скачка» тела, то-есть расстояние, которое оно проходит вдоль оси трубопровода между двумя соседними толчками о стенку.



Фиг. 427. Схема движения тяжелого тела по трубопроводу.

Перемещение тела относительно потока воздуха за период между двумя соседними толчками получим из уравнения (436) при $y_r - y_{r_0} = 0$:¹

$$s_r = [x_r - x_{r_0}]_{y_r - y_{r_0} = 0} = \frac{2v_{rx} v_{ry_0}}{g}. \quad (437)$$

Длина одного «скачка»

$$S = v_l t - s_r; \quad (438)$$

Здесь принимается, что на участке одного скачка скорость воздуха v_l неизменна.

По уравнению (429) время

$$t = \frac{m}{kv_{rx_0}} e^{\frac{k}{m}(x_r - x_{r_0})} - \frac{m}{kv_{rx_0}}. \quad (439)$$

Разложим $e^{\frac{k}{m}(x_r - x_{r_0})}$ в ряд, ограничиваясь тремя первыми членами разложения, тогда

$$t = \frac{m}{kv_{rx_0}} \left[1 + \frac{k}{m}(x_r - x_{r_0}) + \frac{k^2}{2m^2}(x_r - x_{r_0})^2 \right] - \frac{m}{kv_{rx_0}}. \quad (440)$$

Подставляя же вместо $x_r - x_{r_0}$ его значение по выражению (437), получим:

$$t = \frac{2v_{ry_0}}{g} + \frac{2k v_{rx_0} v_{ry_0}^2}{mg^2}. \quad (441)$$

Длина одного «скачка» при этом:

$$S = v_l \left[\frac{2v_{ry_0}}{g} + \frac{2k v_{rx_0} v_{ry_0}^2}{g^2} - \frac{2v_{rx_0} v_{ry_0}}{g} \right]. \quad (442)$$

Перемещение тела вдоль трубопровода начинается со «скачков» небольшой длины S , которые затем, все более и более увеличиваясь, приближаются к некоторому предельному значению. Например тело, обладающее скоростью парения $v_s = 28,5$ м/сек, при скорости воздуха $v_l = 24,6$ м/сек, в начале движения имеет $S = 0,066$ м, а после 20 скачков, в удалении около 32 м, достигает $S = 2,44$ м.

При приближении скорости тела v_k к скорости воздуха v_l , $v_{rx_0} \cong 0$ и длина «скачка»

$$S = v_k \frac{2v_{ry_0}}{g}. \quad (443)$$

Относительная скорость перемещения тела в направлении, перпендикулярном к оси трубопровода при горизонтальном направлении воздушного потока, является и абсолютной скоростью падения его и может быть определена с помощью выражения для свободного падения тела:

$$v_{ry_0} = \sqrt{2gy_0}, \quad (444)$$

а ее наибольшее значение будет при $y_0 = D$, где D — диаметр трубопровода

$$v_{ry_0} = \sqrt{2gD}; \quad (445)$$

длина скачка при этом

$$S = 2v_k \sqrt{\frac{D}{g}}. \quad (446)$$

¹ Это допущение мы считаем подлежащим дальнейшей экспериментальной проверке.

² О движении твердого тела в горизонтальном трубопроводе см. Б. Ф. Турицын, К теории процесса перемещения материалов пневматическим способом, «Отопление и вентиляция», 1935, № 1, стр. 11.

§ 3. КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ СОСТАВНЫХ ЧАСТЕЙ

Как уже указывалось, пневматическая установка состоит из следующих основных частей:

- 1) нагнетательной или всасывающей воздушной машины,
- 2) трубопроводов,
- 3) отделителя (разгрузителя),
- 4) фильтра,
- 5) всасывающих сопел или иных загрузочных устройств.

Выбор правильных размеров и конструкции этих частей обуславливает надежность и экономичность работы всей транспортной установки. Перейдем к рассмотрению тех основных положений, которыми нужно руководствоваться при их выборе.

1. НАСОСЫ ДЛЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ

а) Основные требования

Значение воздушного насоса в системе пневматического транспортирования столь велико, что его конструкции, производительности и надежности в эксплуатации должно быть уделяемо самое серьезное внимание. Недаром в литературе, когда определяют место насоса в общей схеме транспорта, называют его «сердцем» пневматической установки. Неправильно выбранный насос либо потребляет чрезмерно много энергии, либо не обеспечивает надежности в эксплуатации.

Общие требования, предъявляемые к насосу для пневматической установки, таковы: высокая производительность при возможно малом потреблении энергии (высокий к. п. д.), надежность в эксплуатации при различных режимах транспортирования, простота конструкции, а отсюда, как следствие, простота надзора и ухода, удобство управления и смазки, небольшие размеры занимаемой площади.

Помимо этих общих требований, насос для пневматического транспортирования должен обладать еще рядом специфических свойств, которые будут рассмотрены нами в дальнейшем.

Приводимые ниже примеры наглядно показывают, какое влияние оказывают конструкция, число оборотов и производительность воздушного насоса на расход энергии и производительность транспортной пневматической установки.¹

1. Одна из существующих плохо работающих всасывающих транспортных установок, производительностью в 20 т зерна в час, имела стационарный поршневой клапанный вакуум-насос двойного действия с такими нормальными характеристиками: диаметр поршня $D_0 = 900$ мм, ход поршня $H = 400$ мм, число оборотов $n = 132$ в минуту при фактической производительности воздуха $V'' = 835$ литров в секунду; создаваемое разрежение $0,38$ кг/см² (абсолютное давление $0,62$ кг/см²).

Средняя скорость в трубопроводе, состоявшем из двух транспортирующих труб диаметром 131 мм в свету, была $v_1 = 31$ м/сек. Общая длина транспортирования приблизительно 60 м, высота подъема приблизительно 10 м. Потребляемая мощность 53 л. с., что дает $\frac{53}{20} = 2,65$ л. с. на каждую тонну.

Из сравнения с существующими, правильно выполненными, установками следовало, что секундной производительности насоса $V'' = 835$ л/сек, при разрежении в $0,38$ кг/см², было бы достаточно для транспортирования вдвое большего количества, то-есть 40—42 т/час зерна на ту же длину и высоту. Двух труб диаметром по 131 мм было бы также вполне достаточно, чтобы обеспечить перемещение 40—42 т/час.

Потребление энергии на 1 т материала уменьшилось бы вдвое, то-есть составило бы всего $53 : 40 = 1,32$ л. с., что впрочем тоже не является достигнутым практическим минимумом.

¹ Bamag-Meguin, «Pneumatische Förderanlagen».

Для выяснения причин плохой работы и низкой производительности установки были предприняты следующие опыты.

1) Число оборотов насоса уменьшили наполовину — до $n = 65$ об/мин, причем один из трубопроводов выключили. В результате оказалось, что производительность установки понизилась не до 10 т/час, как это можно было предполагать, а до 4,5 т/час. Движущаяся струя очень послушно реагировала на изменения режима насоса, ускоряясь и замедляясь в такт числу ходов насоса, несмотря на компенсирующее влияние сравнительно больших пространств отделителя и трубопровода. Незначительное число ходов насоса, то-есть подач воздуха в трубопровод, равное $2 \cdot 65 = 130$ в минуту, препятствовало установлению в трубопроводе постоянной скорости и устойчивого транспортирования, что вызывало большое снижение производительности. Разрежение колебалось в пределах $0,25—0,33$ кг/см² (абсолютное давление $0,75—0,67$ кг/см²).

2) Производительность в 10 т/час достигалась при числе оборотов $n = 85$ в минуту и при разрежении в $0,37$ кг/см². Потребление энергии на тонну материала в этом случае было приблизительно на 50% больше, чем при нормальной работе установки на два трубопровода и $n = 132$ об/мин.

3) Наибольшая производительность одного трубопровода получалась при $n = 104$ об/мин. и достигала 14,5 т/час. Разрежение при этом повышалось до $0,46$ кг/см².

4) При дальнейшем повышении числа оборотов до $n = 132$ об/мин. производительность понижалась до 7,5 т/час, разрежение повышалось еще более и доходило до $0,59$ кг/см².

Анализ результатов, полученных при испытании этой установки, дает возможность сделать заключение, что основной причиной плохой работы ее была тихходность насоса. Воздух подается в трубопровод, хотя и значительными порциями, но через большие промежутки времени, что создает неустойчивый режим в трубопроводе, скорость и разрежение не постоянны, а колеблются в довольно широких пределах, например при $n = 65$ об/мин. вакуум колеблется в пределах от $0,25$ до $0,33$ кг/см². Вследствие этого производительность установки низка, несмотря на то, что количества воздуха, подаваемого насосом, достаточно для обслуживания установки с вдвое большей производительностью. Понижение производительности до 7,5 т при работе на один трубопровод и $n = 132$ об/мин. объясняется чрезмерным разрежением воздуха и понижением, в связи с этим, его способности увлекать по трубопроводу твердые тела.

2. Другая транспортная установка, такая же как и выше рассмотренная, была снабжена вакуум-насосом, имевшим два поршня двойного действия диаметром $D_0 = 800$ мм, ход $H = 210$ мм. Кривошипны расположены под углом 90° друг к другу.

Нормальное число оборотов $n = 102$ в минуту, что соответствует производительности насоса $V'' = 615$ л/сек; при диаметре трубопровода 131 мм, длине пути и высоте подъема как и в ранее рассмотренном случае, достигалась производительность установки в 20 т зерна в час; вакуум (разрежение) $0,35—0,38$ кг/см²; потребление энергии 38 л. с. Потребление энергии на тонну материала в этой установке равно $38 : 20 = 1,9$ л. с. против 2,65 л. с. в предыдущем случае.

Еще лучших результатов можно было бы достигнуть при помощи трехпоршневого насоса двойного действия с кривошипами, расположенными под углом 120° друг к другу.

3. Третья установка, такая же как и две выше рассмотренные, была оборудована вакуум-насосом ротационного типа. Она обладала значительно более благоприятными свойствами в смысле равномерной подачи воздуха, а поэтому, несмотря на меньший коэффициент полезного действия по сравнению с поршневыми насосами, дала потребление энергии на тонну всего лишь 1,53 л. с.

Суммируя результаты работы этих трех установок, приходим к такому выводу.

Первым и основным свойством хорошо работающего воздушного насоса является равномерная подача воздуха в трубопровод. Поэтому для пневматического транспортирования наиболее подходят **быстроход-**

ные многопоршневые насосы с числом поршней не меньше 3—2, малым ходом поршня и возможно высоким числом оборотов, которое только допускают регулирующие органы. Даже наличие отделителя и фильтра значительной емкости не компенсирует в достаточной мере вредного влияния медленно движущегося однопоршневого насоса, имеющего большой ход поршня.

Некоторые специфические свойства, которыми должен обладать всасывающий насос транспортирующей установки, вытекают из особых условий его работы. В то время как при нагнетательной системе насос всасывает из атмосферы сравнительно чистый воздух и подает его в трубопровод, при всасывающей системе через насос пропускается воздух из трубопровода, содержащий большое количество пыли и мельчайших частиц материала. Наличие отделителя и фильтра обычно не обеспечивает полной очистки воздуха.

Даже при применении лучших рукавных фильтров (по изобретениям фирмы *Vanag-Meguín*) на смазанных маслом стенках поршневого насоса остается 2—5 г мелкой пыли на каждый кубический метр всосанного воздуха. Осаждающаяся пыль загрязняет цилиндр и регулирующие органы, способствует быстрому их изнашиванию и образованию неплотностей.

Чтобы хотя отчасти парализовать эти явления, цилиндр и регулирующие органы обильно смазываются маслом, разведенным в керосине.

При особо загрязненном воздухе, как например при транспортировании золы, поршневые насосы быстро изнашиваются, а потому применяют специальные, так называемые «жидкостные» насосы, в которых засасывание воздуха и его очистка производятся при помощи вращающегося кольца жидкости. Описание этой конструкции приводится ниже. В качестве другого средства борьбы с загрязнением насоса пылью применяют, при поршневых насосах, сухую графитовую смазку.

В некоторых конструкциях поршневых насосов поршень делается меньшего диаметра, чем внутренний диаметр цилиндра, так что он движется в цилиндре с большим зазором, благодаря чему непосредственного соприкосновения между поршнем и стенками цилиндра нет, а поэтому не нужна и смазка. Воздух, всасываемый в сухой цилиндр, выталкивается в атмосферу не осажая пыли на стенках цилиндра. Однако насос этой конструкции обладает очень низким коэффициентом полезного действия благодаря большим пропускам воздуха через зазоры между поршнем и стенками цилиндра, несмотря на наличие лабиринтовых уплотнений.

На этом принципе работает также большинство поршневых насосов с вращающимися поршнями.

Таким образом всасывающий насос должен обладать способностью хорошо работать, без чрезмерного изнашивания своих частей, при пыльном и загрязненном воздухе.

Выше уже упоминалось, что в качестве воздуходувных средств для пневматического транспорта применяется несколько типов воздуходувок. Рассмотрим более подробно системы насосов — поршневой, с поступательным и ротационным рабочим движением, жидкостный, турбонасос и вентиляторный насос, а также насосы специального назначения.

б) Поршневые насосы с поступательным движением поршня

Поршневые насосы являются наиболее распространенным типом воздуходувного устройства благодаря целому ряду весьма ценных свойств, из которых главнейшим является невысокое потребление энергии по сравнению с другими типами воздуходувок.

Если обозначить через

F — полезную площадь поршня в м^2 ,

H — ход поршня в м,

n — число оборотов в минуту,

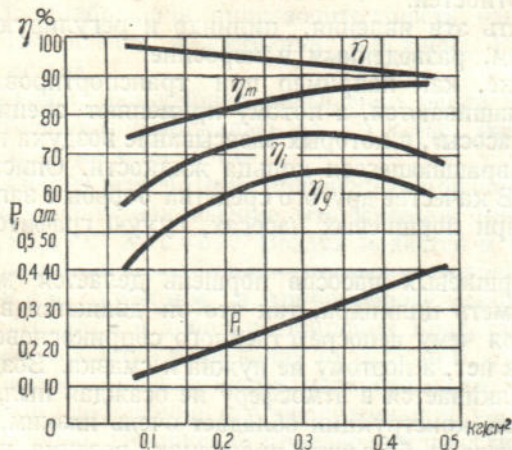
V_0' — теоретический объем воздуха, подаваемый насосом в $\text{м}^3/\text{мин}$,

V' — действительный объем воздуха, подаваемый насосом в м³/мин,
 p_i — среднее индикаторное давление в кг/м²,
 η_i — индикаторный коэффициент полезного действия,
 τ_n — механический коэффициент полезного действия,
 η — объемный коэффициент полезного действия,
 η_g — общий коэффициент полезного действия,
 N_i — индикаторная мощность в л. с.,
 N_{isot} — мощность в л. с. при изотермическом сжатии,
 N_e — действительная мощность, потребляемая насосом, в л. с.,
 m — число поршней,

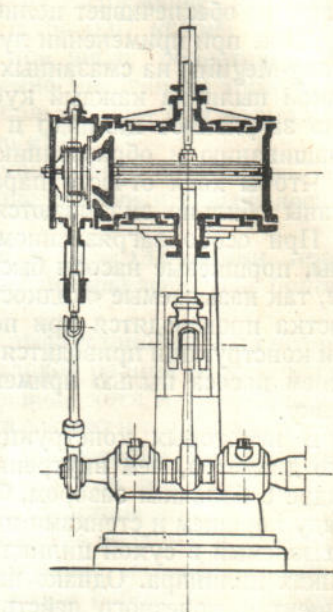
то теоретический объем воздуха, подаваемый насосом двойного действия в одну минуту, будет:

$$V_0' = 2FHnm \text{ м}^3/\text{мин.} \quad (447)$$

Действительное количество подаваемого воздуха



Фиг. 428. Кривые изменения индикаторного давления и коэффициентов полезного действия поршневого насоса в зависимости от давления.



Фиг. 429. Поршневой насос с золотниковым распределением.

будет меньше благодаря наличию вредного пространства и утечкам воздуха между поршнем и стенками цилиндра, а именно

$$V' = \eta V_0' \text{ м}^3/\text{мин.} \quad (448)$$

Индикаторная мощность насоса

$$N_i = \frac{2p_i F H n m}{60 \cdot 75} \text{ л. с. ,}$$

где p_i определяется при помощи индикаторных диаграмм.

Если бы рабочий цикл насоса происходил изотермически, то потребляемая мощность была бы:

$$N_{isot} = V' \frac{p_s}{60 \cdot 75} \ln \frac{p_d}{p_s}, \quad (449)$$

где p_s — абсолютное давление во всасывающей трубе,

p_d — абсолютное давление в нагнетательной трубе.

Индикаторный коэффициент полезного действия

$$\eta_i = \frac{N_{isot}}{N_i}. \quad (450)$$

Действительное потребление энергии выше индикаторного вследствие наличия механических потерь (работа трения и т. п.).

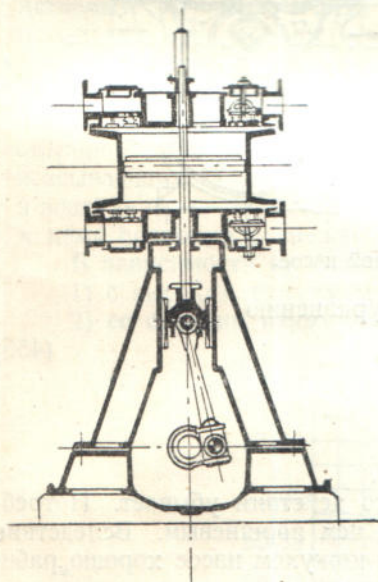
$$N_e = \frac{N_i}{\eta_m} \quad (451)$$

Общий коэффициент полезного действия

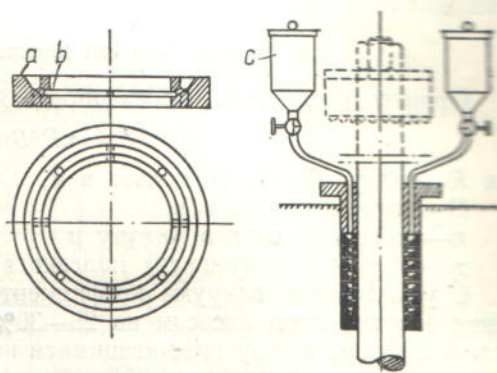
$$\eta_g = \eta_m \eta_i = \frac{N_{\text{полн}}}{N_e} \quad (452)$$

На диаграмме фигуры 428 нанесены кривые изменения индикаторного давления и коэффициентов полезного действия в зависимости от давления для хорошего поршневого насоса.¹

В целях экономии места поршневые насосы часто выполняются вертикальными. При производительности до 50 м³/мин обычно применяются насосы с золотниковым распределением (фиг. 429); при больших производительностях предпочтительней насосы с клапанным распределением (фиг. 430), которые получают более конструктивными. При загрязненном воздухе клапанное распределение работает надежнее золотникового, так как опасность задиранья поверхностей



Фиг. 430. Поршневой насос с клапанным распределением.



Фиг. 431. Сальник с сухой графитовой смазкой.

соприкосновения клапана и седла при попадании острогранных частичек пыли менее вероятно, чем задиранье золотника и зеркала.

Если, как указывалось, в поршневом насосе применяется графитовая смазка, то она осуществляется с помощью графитовых штифтов, вставляемых по всей окружности трущейся поверхности поршневых колец. Однако при графитовой смазке нужно обезопасить цилиндр от попадания внутрь его капель масла с уплотняющих сальников, а потому и эти последние должны снабжаться специальным графитовым уплотнением.

На фигуре 431 приведена схема одной из применяемых конструкций сальника с сухой графитовой смазкой.² Уплотнение достигается несколькими кольцами *a*, снабженными сверху канавками для приема пылевидного графита. Верхние кольцевые выточки связаны с внутренними кольцевыми выточками *b* горизонтальными канавками; между собой выточки соседних колец сообщаются вертикальными канавками. Таким образом сухой графит подводится из сосудов *c* по всем кольцам-уплотнениям.³

¹ Wagner K., Handbuch der physikalischen und technischen Mechanik, B. VI, L. 2.

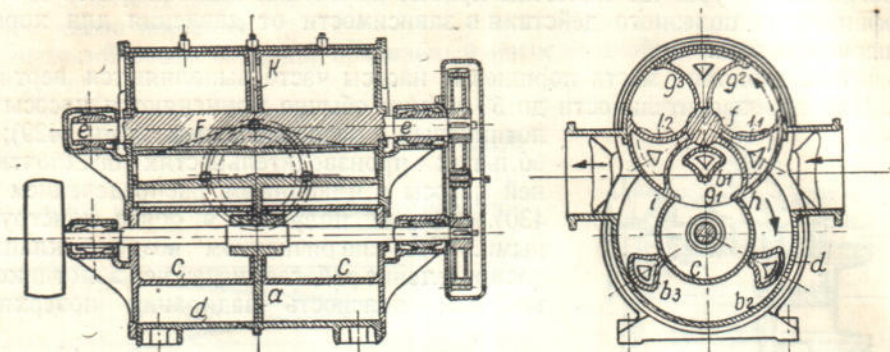
² «Fördertechnik und Frachtverkehr», 1928, № 15, стр. 275.

³ Исследование работы поршневых насосов см. Controle du fonctionnement des compresseurs d'air à pistons au moyen des diagrammes dynamométriques, relevés pendant leur marche, «La technique moderne», 1934, № 3, стр. 87 и № 7, стр. 233.

Экономичность работы насосов см. O. Leppin, Was kostet Druckluftbetrieb, «Maschinenbau», 1934, № 3/4, стр. 61.

в) Ротационные поршневые насосы

В установках, в которых не имеет особенного значения повышенный расход энергии, но важно уменьшить первоначальные затраты, применяют поршневые насосы ротационного типа (фиг. 432). Насос состоит из двух колес, вращающихся в противоположные стороны в чугунном кожухе. Колеса примыкают с небольшим зазором к стенкам кожуха и друг к другу и играют роль поршней, всасывая воздух с одной стороны в ячейки, которыми снабжено колесо и выталкивая его с другой стороны в нагнетательный трубопровод.



Фиг. 432. Ротационный поршневой насос.

Производительность насоса определяется по уравнению

$$V' = \pi R^2 B n \eta \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (453)$$

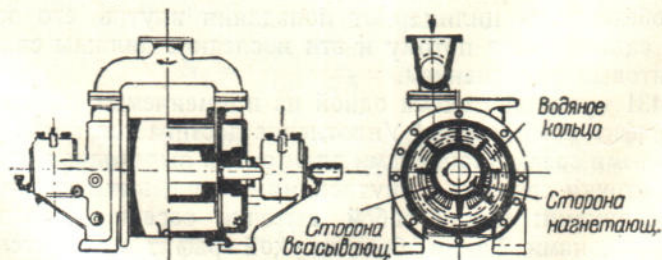
где R —радиус большого колеса в м,
 B —ширина колеса в м,
 n —число оборотов в минуту и
 η —объемный коэффициент полезного действия.

С увеличением вакуума коэффициент полезного действия убывает. Потребление энергии этим насосом на 25—30% больше, чем поршневым. Вследствие наличия зазора между вращающимися колесами и кожухом насос хорошо работает при загрязненном воздухе.

Вакуум, который можно создать при помощи этого насоса,—0,3 и максимум 0,5 кг/см².

г) Жидкостные насосы

Весьма оригинальна конструкция жидкостного насоса,¹ применяемого главным образом при очень загрязненном воздухе (фиг. 433). Насос состоит из крыльчатого колеса, посаженного эксцентрично в кожухе, полунаполненном



Фиг. 433. Жидкостный насос «Siemens Schuckert».

водою. При быстром вращении колеса ($n=600—3000$ об/мин.) жидкость также приходит во вращение и действием центробежной силы стбрасывается к пери-

¹ Z. V. d. I., 1923, стр. 875.

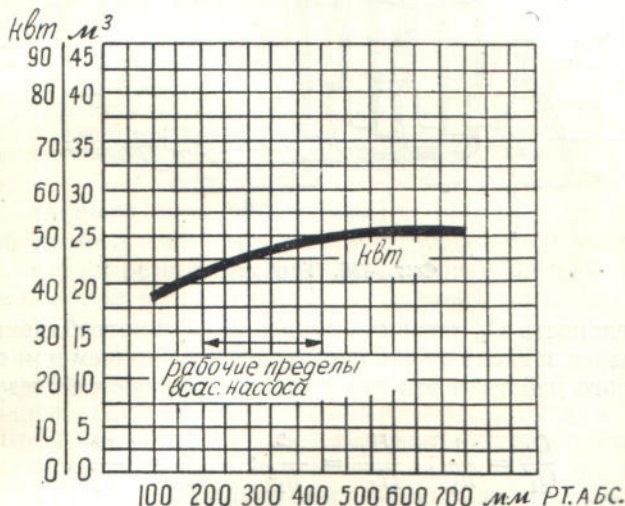
ферии кожуха (фиг. 434), образуя вращающееся кольцо, concentричное с кожухом. Благодаря эксцентричному положению вращающегося крыльчатого колеса жидкость заполняет его ячейки неравномерно — верхние ячейки совершенно заполнены жидкостью, нижние почти свободны от нее. При вращении колеса, по мере увеличения в ячейке объема, занимаемого воздухом, в ней создается разреженное пространство, куда и устремляется воздух из всасывающего трубопровода через особые щели в торцевых стенках кожуха. При последующем уменьшении объема воздуха в ячейке давление в ней повышается. Нагнетаемый из этих ячеек воздух попадает в трубопровод через щели, расположенные с другой стороны — в торцевых стенках кожуха. В зависимости от того, какой стороной приключается насос к трубопроводу, он может работать как для всасывающих, так и для нагнетательных транспортных систем. Закрывающаяся в воздухе пыль частично осажается в водяном кольце. Для очистки насоса к нему подводится свежая вода.



Фиг. 434. Заполнение жидкостью корпуса насоса при покое и при вращении крыльчатого колеса.

В зависимости от надобности жидкостные насосы изготавливаются:

- 1) с высоким вакуумом (до 99,5% от теоретически возможного),
- 2) со средним вакуумом—до 70 см рт. ст.,



Фиг. 435. Кривая зависимости производительности и потребляемой энергии жидкостного насоса в зависимости от давления воздуха.

3) компрессоры—до 1,5 ат ман. при одном насосе и 3 ат ман. при двух последовательных насосах. Производительность воздуха колеблется в пределах от 100 л/мин. для очень маленьких насосов, до 40 м³/мин. для крупных насосов. При повышении вакуума количество засасываемого воздуха уменьшается не так интенсивно, как при ротационных поршневых насосах. Однако расход энергии для жидкостного насоса примерно на 30% выше расхода энергии для поршневого ротационного и на 60—70% выше расхода энергии для обыкновенного поршневого насоса.

На фиг. 435 нанесена кривая производительности и потребляемой энергии (в кВт) жидкостного вакуум-насоса в зависимости от абсолютного давления воздуха.