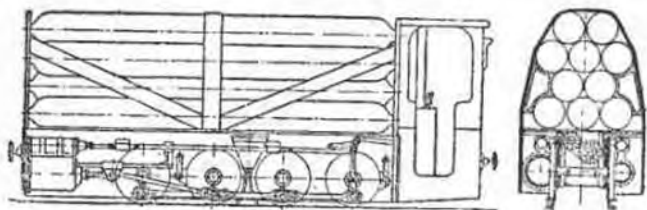
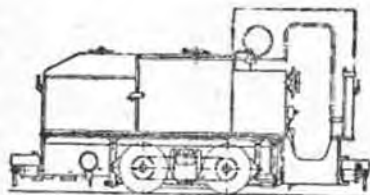


Полевой вагон-мотор системы Дейтц (фиг. 1404) 6 P.S., служит для перемещения легких грузов. Вес без балласта—кругло 1,3 т. Минимальный груз 0,8 т. Как паровоз для прицепок применяется на незначи-

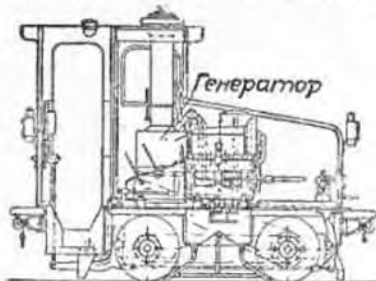


Фиг. 1402.

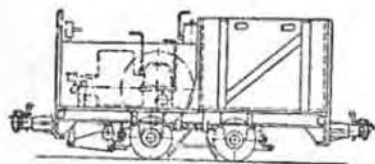
тельных подъемах; особенно удобоприменим на торфяных бологах, лесных дорогах и т. п., а также в сельском хозяйстве (свободно прол. путь, легко перемещаемые рельсы). Расход топлива на полезную 1 км около 14,3 г.



Фиг. 1403.



Фиг. 1405.

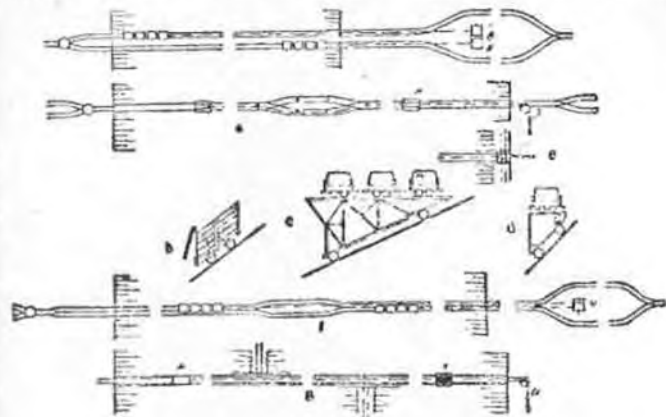


Фиг. 1404.

Газогенераторный паровоз (фиг. 1405) системы Ю. Пинч, Берлин. На 100 кг веса паровоза, включая топлива и запас топлива ≈ 3 час. и при ширине пути в 0,9 и 1 м (скорость перемещения до 10 км/ч)—успевает тянуть на криве при работе на древесных углях—19 кг, при работе на угле—13 кг. Расход угля на 1 км/ч—1,7 кг. Расход бензола на 1 км/ч—1,3 кг.

Перемещение канатом или цепью по двухрельсовому пути (канатоподъемная тига)—см. Железнодорожное дело, т. III¹⁾.

Тига открытым канатом по наклонному пути (Орештейн и Коппель, Берлин). 2 пути с коцевыми стрелками, либо поворотным кругом, (фиг. 1406 а до с), 1 движущая машина с 2 барабанами I и II в В. 1 путь со стрелкой в середине а, стрелки или поворотные круги на горизонтальных соединительных путях, 1 приводной двигатель с двумя блоками у D. Вагоны для перемещения (b до d) строятся согласно а (II) и с, с пересекающимися рельсами, согласно е, и с поворотными кругами по g (K). Вагоны согласно b и d предназначены для перемещения груза,

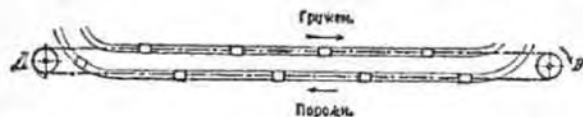


Фиг. 1406 а—г.

при чем первый для транспортирования собственно груза, второй же—для поднятого балласта. 2 пути из трех колеи со стрелками f; 2 пути, вмещающие друг друга g, с вагоном (K) и провисшем (M). Канат меняет направление движения. Груз может транспортироваться как вверх так и вниз. Для грузов, идущих вверх, необходима движущая сила или балласт; в последнем случае, вместо двигателя, как у опускаемых грузов, необходимо иметь тормозное приспособление для уничтожения избыточной силы энергии. Вагонетки могут передвигаться по рельсам только при тех подъемах, которые не превышают 30°; при более крутых подъемах требуется специальная поддерживающая конструкция с (откатка по наклонным плоскостям с тормозным шкивом).

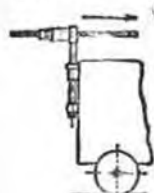
¹⁾ Вавен, Straßen-Einleitung, Берлин, 1905, по Газенингеру, Дюссельдорф, твердые многошпильные приемы с обмоточными канатами для транспортеров и канатных дорог показывают статически неопределенную форму и закрытые механизмы. Согласно этим особенностям они обладают вместе с соответствующими ведущими шкивами с квадратными роликом тлоким коэффициент и шпильного 1/80 и большим сжатием и т.д. См также Z. d. V. d. I., т. I, стр. 549 и 1915, стр. 1671, равно как и журнал „Fördertechnik und Frachtenverkehr“, 1920, стр. 52 и журнал „Glückauf“, 1921, стр. 885.

Тяга бесконечным или сомкнутым канатом (фиг. 1407). 2 пути. Канат ходит всегда в одном и том же направлении. Путь большей частью горизонтальный, может иметь поперечно подъемы и спуски. Очень часто направление пути меняется. Общий коэффициент трения

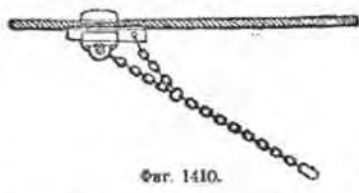


Фиг. 1407.

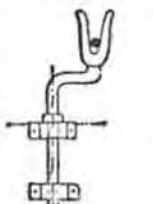
при хорошей конструкции и хорошем состоянии пути и вагонов—около 0,005, а со включением трения каната, поддерживающих и направляющих роликов—около 0,03. По Геккелю, Саарбрюкен, сопротивление резервуаров (вагонеток шахтных, корытообразных, опрокидывающихся и т. п.)



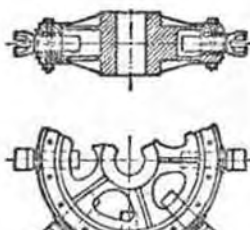
Фиг. 1408.



Фиг. 1410.



Фиг. 1409.



Фиг. 1411.

струкции Газежлевера (фиг. 1410) соединяет при помощи клиновидного замка и ц. и. л. не требующих особых приспособлений к вагону. Производительность 250 т/ч—не является необыкновенной; даже установки с производительностью до 30 т/ч работают также экономично.



Фиг. 1412.

на горизонтальном прямом пути принимается 0,5—2% общего веса вагона (в зависимости от системы колесного ската и смазки). Добавок увеличения трения ведущих катков и катящегося, а также сопротивления каната—зависит от строения пути¹⁾.

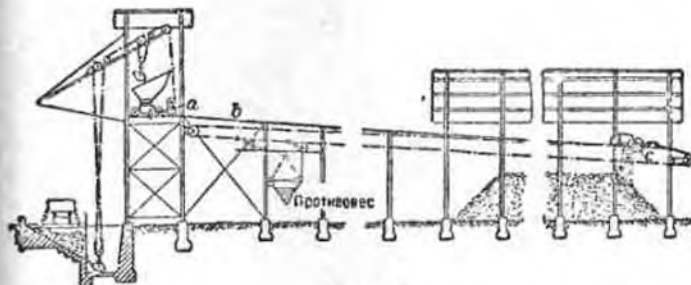
Канат перемещается либо над вагонеткой, которая и несет канат (верхний канат) либо под вагонеткой, между рельсами на катках (нижний канат). Вагоны захватываются при помощи «узлов» из цепи или металла, или обоих материалов вместе (фиг. 1408), захватывающих позад

Цепная тяга. Общее расположение как и для канатной тяги. Применяется, главным образом, для значительных подъемов и в тех случаях, когда число кривых весьма значительно. Движущий диск¹⁾ с цепными кулаками (фиг. 1411). Кулаки согласно фиг. 1412 (при расположении цепи впазу). Скорость цепи 0,75 до 1,5 м/сек (по Газежлеверу). В буровых конях производительность до 375 т/ч.

По Геккелю при системе верхнего цепного перемены, движение вагонеток происходит при помощи захватывающих дисков, расположенных по середине вагонеток или, в редких, на переднем шатке вагонеток.

При горизонтальном перемене и при большом количестве вагонеток для захватывания цепи достаточно собственного веса цепи. Для захватывания цепи—цепной с цепными кулаками, для цепных перемены—фрикционный диск. По сравнению с помощью нижнего каната, особенно для автоматического переключения в шахтах и т. п., происходит как при помощи скрепленной цепи, так и с цепью Газежлевера. Скорость цепи от 0,2 до 0,5 м/сек. Захватываем при помощи катушки, или отводится в сторону движущих вагонеток, захватывают за ось вагонеток и за другие части нижней части вагонетки.

Наклонные пути образуют замкнутый цикл. Вагонетка большой частью с некоторым наклоном (3%), автоматически движется вниз и над разгрузочной станцией, где вагонетка сама разгружается и уходит, с тем, чтобы в конце пути с наклоном перейти на канатный и цепной путь. Выравнивающий на возможно коротком пути потерю падения, и затем перемещается вновь к месту загрузки. Выравнивание очень часто происходит при помощи подъемников; требуемая мощность незначительна, так как вагонетки поднимаются из наиболее глубоких мест к месту загрузки пустыми. Устройство прихода при любом разветвлении возможно. Кривые затрудняют эксплуатацию и вызывают увеличение мощности двигателя.



Фиг. 1413.

Автоматические пути типа Гупт (конструкция П. Полжж. Фиг. 1413).

Двухрельсовый путь, вполне горизонтальный у погрузочного пункта, имеет далее, на небольшом участке *ab* (ускоряющем), более крутой уклон, переходящий затем в меньший уклон (не более 3:100), длиной до 180 (250) м. Двухрельсовый путь укладывается по прямой, иногда по кривой; ширина колеи 500 мм; гребни колес наружные. Вагоны

¹⁾ Булле, журн. Z. d. V. d. I. 1910, стр. 750; цепной диск Мут-Шмидта (Шнейдер) патент 204264.

емкостью до 2 т снабжены боковыми дверями (заслывками). Из доходя до точки *c* (разгрузка), которая может по желанию перемещаться и где вагон при помощи особого переставного захвата автоматически разгружается — переходит сменением вагона с бесконечным канатом: этим уравнивается живая сила движущегося вагона для подъема прицепляющегося противоположно: наклонная живая сила этого противоположно служит для того, чтобы порожний вагон привести обратно на наклонной плоскости к погрузочному пункту. Рельсы могут быть уложены непосредственно на грунте или на эстакаде; последняя может быть устроена передвижной и поворотной. Наибольшая скорость вагона от 5 до 7 м. сек.; производительность до 83 т/ч.



Фиг. 1414.

Вагоны (сравни. том III, Железнодорожное дело). Для исполненных до сего времени автоматических путей применяются следующие вагоны.

Опрокидывающиеся вагоны емкостью 0,5 до 5 м³ при колее от 500 до 750 мм. Различают вагоны с боковым опрокидыванием (фиг. 1414 и таблица 42), вагоны с опрокидыванием вперед (оси корыта и вагонетки параллельны) и вагоны с круговым опрокидыванием (разгрузка возможна по всем направлениям).

Таблица 42. Вагонетки с железными опрокидывающимися корытами.

Колея мм	500	500	500	600	600	600
Емкость м ³	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1
Общая длина рамы . . . мм	1560	1700	1850	1700	1800	2055
Общая ширина корыта . . мм	1090	1280	1470	1280	1470	1500
Высота края корыта над рельсом мм	1000	1015	1170	1000	1195	1275
Базис мм	450	350	570	550	550	650
Диаметр колес мм	300	300	300	300	500	350

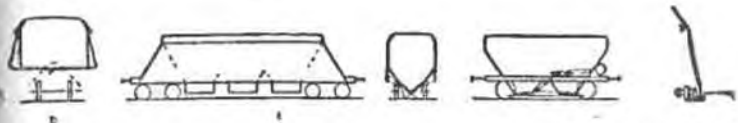
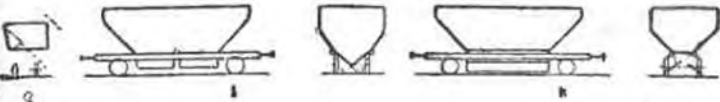
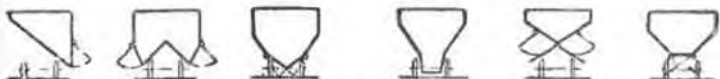
Саморазгружающиеся вагоны ¹⁾ с воронкообразным кузовом, седельным кузовом, вагон Талбота (боковая выгрузка) для земляных работ, перегрузки из вагонов узкоколейных в ширококолейные, насыпки угольных складов, щебня, гравия, овощей, полевых плодов и т. п. сбоку пути. Нижняя выгрузка для существующих эстакад, выгрузка из железнодорожных вагонов на суда, выгрузка руды в танки, химических препаратов в перемешивающие сосуды и т. п., нижняя и боковая выгрузка для балластировки ж-д полотна, опрокидывающиеся вагонетки и ковшовые вагоны (см. фиг. 1415 а до н и таблицу 43).

На фиг. 1415а изображен односторонний разгружаемый вагон (фиг. 1415 в до ж); вагоны с нижней разгрузкой других типов, нежелезные в фиг. 1415 г; фиг. 1415 ж — ковшовой вагон с двумя прицепами.

¹⁾ Ср. списки на стр. 1013, а также Буле, Z. d. V. d. L. 1925, стр. 1901 и журнал Glaser Ann. 1923 II, стр. 145.

Таблица 43. Саморазгружающиеся вагоны.
(Акц. О-во Оренштейн и Коппель).

Фиг. 1415	Т и п	Ширина шп.	Емкость м ³	Грузоподъем. т	Длина м.
f)	Вагон с боков. опрокидыв. 4-осный	1067	23	40	11500
	" " " " " " " " " "	1435	15/20/25	20	8000/8750
	" " " " " " " " " "	1435	25	50	10800
e)	" " " " " " " " " "	600/770	5/6	10	6500
	Нижняя выгрузка 4 " "	1435	25	19	7650
d)	" " " " " " " " " "	1435	30	25	8135
	" " " " " " " " " "	1435	25	20	8750
f)	Смет. руды боковой выгрузка	785 900	7	10	4550
	Седлообразный вагон с боковой выгрузкой 4-осный	900	20/27	15/20	8300/8600
b)	" " " " " " " " " "	1435	25	20	7600
	Седлообразный вагон с боковой выгрузкой с 4 наклонными осями	1435	65	50	9500
c)	Саморазгружающийся вагон с поворотом для н боков	900	5,3	12	4000
h)	Саморазгружающийся вагон с поворотом для н боков 4-осный	1435	64	50	12000



Подвесные пути с висящими на них вагонетками (стр. 989 и сл.). Подвесные однорельсовые пути, по возможности горизонтальные, главным образом внутри зданий и для соединения отдельных фабричных зданий между собой (см. отдел, Канатная и подвесная дороги, стр. 989 и сл. ¹⁾). Одня рабочий может перемещать вагонетку с грузом в 1 т до 1,2 т. Общее трение для хорошо настроенного пути в хороших вагонетках — 0,01, при наличии же шариковых подшипников — 0,008 до 0,006. Подвесные рельсовые пути эксплуатируются само-

Фиг. 1415 а—в.

¹⁾ Петровский, журнал „Der Betrieb“ 1926, стр. 396, „Подвесные канатные транспортеры в мастерских и фабриках“.

стойтельно или примыкают к канатным дорогам. Подвесные дороги на товарных станциях описаны в Z. d. V. d. I., 1911, стр. 2029. О подвесных дорогах для боев (Кайзер и К^о, Кассель; Бек и Генкель, Кассель) Z. d. V. d. I., 1912, стр. 345, то же для амбаров (разгрузочный вагон завода Альфа, Мюнхен) *Industriebau* 1912, стр. 69; Z. d. V. d. I. 1913, стр. 1263. В эту группу следует также отнести транспортеры для обслуживания стекольных заводов, кирпичных заводов, цементных заводов, изготавливаемые фирмой Стоц, Штутгарт (транспортеры для брикетов для перемещения их на расстояние больше 1 km); Фреденгаген, Оффенбах; Стэр, Оффенбах, Л. Блейхерт и К^о, Лейпциг; Машиностроительный завод Нильбургер; Шмельсер, Магдебург.

Канатные дороги (канатно-проводочные, подвесные) для непрерывной подачи всевозможных грузов на большие расстояния, системы Блейхерта, Отто-Польд, Геккель, Кайзер и К^о, Манзен и др., с двумя взвозными и одним тинущим канатом для больших нагрузок; для очень небольших передат, по данным Роз, тянущий канат является одновременно и сдвигим. В остальном сравн. отдел, Канатные и Подвесные дороги, стр. 989.

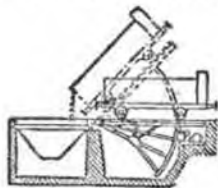
Для подачи по горизонтальным, либо с большим наклоном дорогам употребляют подъемники, лифты, мосты с кошками, либо перемещающиеся поворотные краны и т. п.

с) Опрокидыватели вагонов ¹⁾.

1. Опрокидыватели наперед служат для разгрузки вагонов путем опрокидывания их около оси, перпендикулярной к длине вагона, и при том так, что содержимое вагона высылается через концевую его стенку. Вагон удерживается на месте от скатывания либо крюком, либо укором.

Выгрузка в нижерасположенные резервуары и склады. Опрокидыватели приводятся в действие находящимся в вагоне грузом; нагруженный вагон при опускании поднимает противовес, который возвращает опорожненный вагон в первоначальное положение, или входящий на поворотную платформу груженный вагон при своем опускании поднимает выхлоп гидравлического цилиндра, имеющего маятниковобразное движение; вода в цилиндре поднимает при этом аккумуляторный груз, который затем при опорожнении вагона отдает под давлением воду гидравлическому цилиндру, поднимая его поршень и приводя платформу снова в горизонтальное положение ²⁾.

Очень простая конструкция Демаг изображена на фиг. 1416 (привод внизу и зубчатый сегмент). Лютер в Брауншвейге строит свои опрокидыватели (со вспомогательной лебедкой и без нее) большей частью в виде качающихся опрокидывателей, при условии, что приспособления, находящиеся на наклонных и откосах, не будут мешать основной работе этих опрокидывателей.



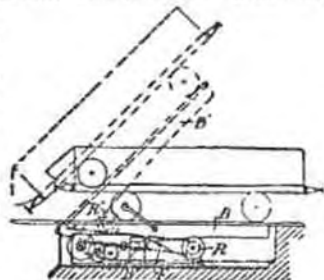
Фиг. 1416.

Ось вращения опрокидывателей находится, примерно, на высоте центра тяжести вагона и поэтому для подъема требует небольшой затраты энергии. Большая часть употребляется мотор в 7,5 P. S. незначительной стоимости, Лебедка рассчитывается для максимальной грузоподъемности таким образом, чтобы часовая производительность при 4-5 разгрузках в час была бы при 10 t и 30 t вагона 30-50 t и 60-100 t соответственно.

Если выгружаемая глубина невелика, то поворотная ось устанавливается у переднего конца площадки. Поднимание задней части рамы происходит при помощи канатов или цепей ¹⁾, или же двух, действующих при помощи электричества вертикальных винтовых шпindelей или системы колесчатых рычагов, вследствие вращения горизонтально расположенных шпindelей с правой или левой нарезкой.

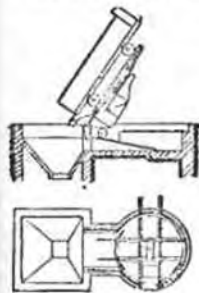
Опрокидыватель MAN (фиг. 1417) обладает незначительной глубиной, не имеет никаких надстроек и перемещается в обоих направлениях.

Цены и лебедка W перемещает R по направлению в сторону G к P¹ так, что площадка B приподнимается (B¹). Опрокидыватель строится для выгрузки вагонов до 20 t грузоподъемности с расстоянием между осями 4,8 m, с мотором в 15 P. S. Кроме того, наклонное положение вагона в 45° достигается в 2,5 мин. Часовая производительность — около 6 вагонов. Для привода в действие вагон и подвесная часть большегрузности в 4 т в работе применяется винтовой привод ²⁾.



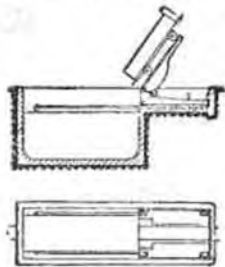
Фиг. 1417.

Во избежание поворота вагонов вместе с тормозной будкой, опрокидыватели Демаг строятся таким образом,



Фиг. 1418.

чтобы площадку можно было устанавливать под наклоном в обе стороны и притом она могла бы быть откинута назад так, что содержимое вагонов в обоих случаях упадет в одно общее место. То же достигает и фирма Гюйом на своих выголах с опрокидывателями. Площадка висит на 4-х цепях Галли; на подмостках, находящихся над



Фиг. 1419.

ней, передвигается кошка с двумя подъемными механизмами и одним приспособлением для перемещения. У опрокидывателя MAN (фиг. 1418) поворотный круг приделан к верхней платформе; опрокидыватель может быть применен для всевозможных им одновременно. Опрокидыватель

¹⁾ Аумунд, Z. d. V. d. I. 1909, стр. 1439, Загрузка в железнодорожном транспорте (стоимость и экономичность); затем Оттман и Лебедка, журнал Z. f. V. 1910, стр. 471 («пого источник»).

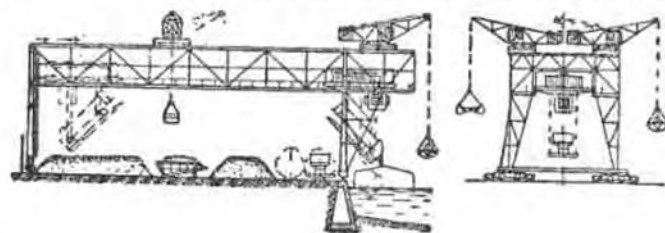
²⁾ Журнал *Glaser Ana.* 1908, стр. 8.

¹⁾ Вулф, журнал *Glückauf* 1911, стр. 621; в до 10 опрокидываний в час, потребляет мощность 15 P. S.

²⁾ Об наклонных опрокидывателях см. Z. d. V. d. I. 1925, стр. 1204; о поворотных опрокидывателях фирмы Демаг там же 1914 г., стр. 512.

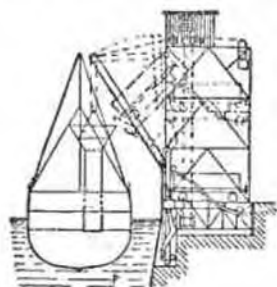
(фиг. 1419) разгружается по направлению продольной оси, благодаря чему яма остается свободной для захватчиков.

Большую производительность имеют перегрузочные платформы с кошкой Демаг (фиг. 1420); каждая из кошек опрокидывает от 12 до 18 вагонов в час, что означает при 20 t вагоне—груз от 240—360 t.

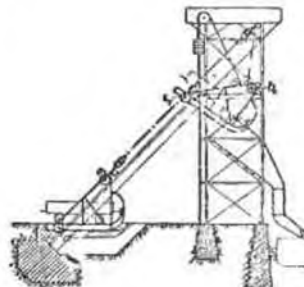


Фиг. 1420.

Опрокидывающая кошка выгружает вагон в любом месте на сушу и на судно. Поворотные краны выгружают при помощи захватчиков со склада в вагон или судно, при больших же расстояниях от склада до места погрузки—в опрокидывающиеся ковши, разгружаемые при помощи опрокидывающих кошек.



Фиг. 1421.



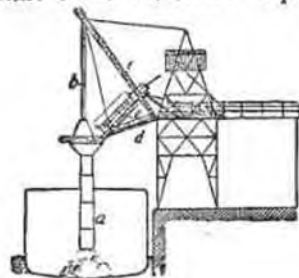
Фиг. 1422.

Выгрузка в высоко расположенные резервуары или при помощи спусков. Вагон поднимается при помощи крана и затем опрокидывается при помощи вертикальной подъемной машины (фиг. 1421)¹⁾. При помощи наклонного подъемника завода Полиг в Келье (фиг. 1422) вагон въезжает на снабженную упором и колесами *a* и *b* специальную платформу, которая канатами поднимается по наклонной плоскости; в верхней части путь

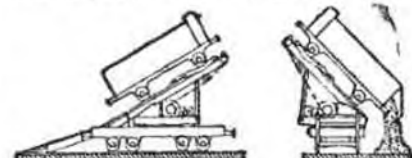
¹⁾ Буль, журнал *Sächsische* 1911, стр. 618; затем журнал *Z. d. V. d. I.* 1912, стр. 426 (начинающиеся опрокидыватели для речных и морских судов).

для платформы горизонтальный (положение *a*, *b*), вагон тогда опрокидывается. Еще более простым способом при высоко лежащем подъемном пути уголь или руда подаются на судно посредством качающегося опрокидывателя с телескопической трубой (Демаг), как показано на фиг. 1423. Труба *a* (средний диаметр 1 м) захватывает груз нескольких вагонов и остается постоянно наполненной настоем, чтобы в верхней воронке ее мог бы поместиться груз только одного вагона. Движение—посредством блока *b* и укосин *c*. На укосине *c* подвешены криволинейные рельсы *d*, на которых устанавливается перемещающаяся платформа *e*.

Боковые опрокидыватели. При опрокидывании всего вагона около его продольной оси, для приведения вагона в первоначальное его положение, используются противовесом (французские и итальянские железные дороги пользуются вагонами без подвижных, опрокидывающихся вперед кранов). Применяются также круговые опрокидыватели, работающие подобно обыкновенным опрокидывателям, для вагонов узкоколейных дорог; система Лютера (грузоподъемность опрокидывателя—15 t, часовая производительность—12 вагонов, потребная мощность—5 P. S.); американские опрокидыватели Тандем см. Glaser



Фиг. 1423.

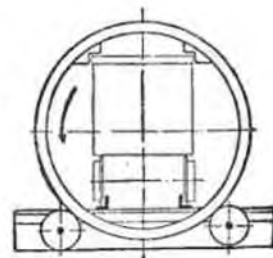


Фиг. 1424.

Апп. 1925 г., стр. 145, а также *Bautechnik* 1925, стр. 469.

2. Опрокидыватели с кривошипным подъемом (фиг. 1424), типа Лумвуд-Демаг, состоят из подвижного (или неподвижного)¹⁾, приспособления, которое может быть установлено так, что разгруженные вагоны после того, как они подняты на опрокидывающуюся площадку, посредством поворота верхней части опрокидывателя могут быть опущены с другой стороны (разгрузка ж.-д. составов без перемещения составов). Об опрокидывателях см. *Вестник нем. инженеров*, *Z. d. V. d. I.* 1912, стр. 322 и 493.

3. Опрокидывательные приспособления для шахтных вагонеток. Для быстрого опрокидывания вагонов, в также составов вагонов (многократные круговые опрокидыватели). Различают:

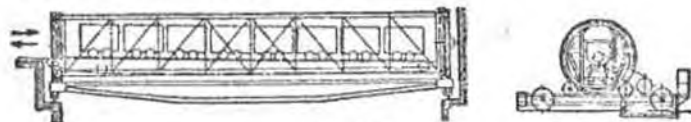


Фиг. 1425.

¹⁾ Журнал *Z. d. V. d. I.* 1920, стр. 738, Саморазгружных или опрокидывателей.

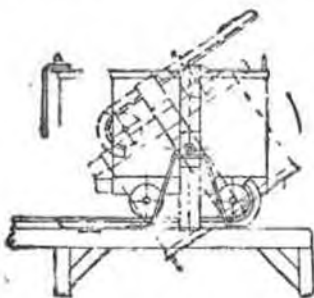
Круговые опрокидыватели; неподвижные (фиг. 1425) или подвижные; на эстакадах для загрузки руды, каменного угля и т. д. непосредственно в суда или вагоны, ширина пути—до 600 мм, вес—500 kg, производительность в минуту—от 4 до 6 вагонов, при емкости от 5 (7) hl—24 до 36 (28—42) hl угля (ручной привод).

[Двойные опрокидыватели для шахтных вагонов строят заводы Карлсхютте, Альтвассер (Силезия), Геккель (Саарбрюккен) и др.; см. журн. Glöckauf 1913, стр. 1390; 1914, стр. 959. В загрузочных установках горной промышленности часто употребляется механический привод (Шухтерман в Крэммер, Дортмунд)].



Фиг. 1425.

Для того, чтобы избежать применения человеческого труда, опорожнение вагонок производится автоматическими опрокидывателями (Гумбольдт, Кельн-Кадик)¹⁾. Это устройство может также применяться и к двойным опрокидывателям. Для подачи угля в котельную завод Тинглер, Дунсбург, изготовляет автоматические электрические двойные круговые опрокидыватели (скорость передвижения 1 м/сек.²⁾.



Фиг. 1427.

В многократных круговых опрокидывательных установках различают две главные группы: в одной из них вагоны вталкиваются и выталкиваются с одной и той же стороны (фиг. 1426) (реакционная цепь с центральным приводом, Геккель); в другой группе вагоны входят с одной стороны и выходят с другой. Такие опрокидыватели строятся с проходящей внутри барабана цепью и без нее.

Опрокидывательный барабан делает 5—6 оборотов в мин. Фирма Демаг строит поворотные опрокидыватели для состава в 12 вагонов.

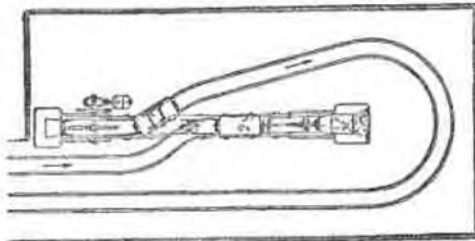
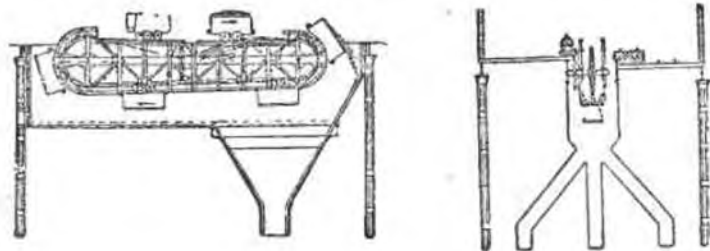
Вращающиеся бадьи (фиг. 1427) при выгрузке с эстакад в открытые склады.

Вагометка с опрокидывающимся вперед кузовом (фиг. 1394). Моторный грузовик с опрокидывательным приспособлением очень широко распространен (уголь, отбросы и т. д.).

¹⁾ Журнал Z. d. V. d. L. 1921, стр. 115.

²⁾ Булле, журнал Glöckauf, 1911, стр. 622, ср. также Лешнер, журнал Z. österr. Ing. und techn. Ver. 1911.

Ценной опрокидыватель (непрерывно работающий сбрасыватель). Автоматический шахтный опрокидыватель (разгрузаемый во время езды, Газенклевер, Дюссельдорф, фиг. 1428) состоит из петлеобразного пути, по которому направляются вагоны, подлежащие разгрузке, поворачивающиеся вокруг своей оси и, таким образом, опорожняющиеся. Направляющая образуется цепью Галля, обернутой вокруг двух цепных колес.



Фиг. 1428.

имеющей на определенных расстояниях друг от друга кулачковые захватчики, которые зацепляются за ось вагонов. Скорость цепи от 0,5 до 0,8 м/сек. Для того, чтобы вагоны могли быть вводимы и выводимы, цепь в середине верхнего хода стянута; к этому месту примыкает загрузка

пути. Такой сбрасыватель опорожняет в час 700 вагонов, емкостью в 7 hl угля. В остальном производительность в минуту от 10—21 вагонов, емкостью от 5 до 20 hl. Привод электрический. Потребная мощность от 4 до 5 P. S.

Г. Небольшие транспортеры¹⁾.

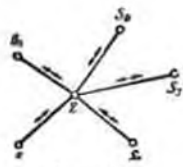
Небольшие транспортеры (конвейеры) для транспортирования телеграмм, деловых бумаг, актов, пакетов и т. п., весом перемещаемого груза от 500 до 1000 g, при определенных канатных приспособлениях

¹⁾ Литература: Шейтгофер, Города пневматической почты, Мюнхен, 1916. Описание установок пневматической почты в Берлине, состояние ее после 1 апреля 1908, изд. министерством почт и телеграфов. История пневматической почты 1898 до 1910. Гео. Н. Мусерли, Бостон.

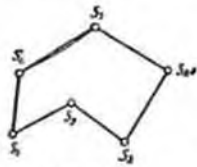
Журналы: Z. f. Fördertechnik und Frachtverkehr 1925, стр. 138, 155, 173, 328; Sonderdruck 1925; Z. d. V. d. L. 1917, стр. 79, 1924, стр. 681; ETZ 1925, стр. 1540; Z. f. Komp. u. Messig. Gasm. 1918, стр. 17, 58, 121, 165; 1917/18, стр. 25, 81, 97. Verkehrs-techn. Woche, 1925, стр. 721.

вес груза может быть большим. Подача быстрее, надежнее и экономичнее, чем при посредстве курьеров.

1. Пневматическая почта. Движущая энергия: сжатый или разреженный воздух, получаемый посредством поршневых насосов и воздуходувок. Машины работают непрерывно, или же регулируются посылаемыми патронами автоматически или полупавтоматически (экономия в работе).



Фиг. 1429.



Фиг. 1430.

Расположение установки: существует два способа раскладки пневматических установок: радиальный (фиг. 1429) и нонрадиальный (фиг. 1430). По системам их различают: централизованная

установка и стрелочная установка, система с постоянным притоком воздуха и система с прерывающимся дутьем.

Централизованная установка: патрон идет от передатчика к центральной станции, откуда посылается к месту назначения. Место назначения обозначается на патроне числом или буквой.

Стрелочная установка: отправленный патрон может непосредственно попасть на желаемую станцию путем переключения стрелки со станции отправления.

Расчет мощности: обозначим V — объем проходящего воздуха в m^3/sec — сечению трубы \times на скорость прохождения воздуха, h — давление в m вод. столба, или kg/m^2 , η — коэффициент полезного действия.

Тогда

$$N = Vh/\eta 75 \text{ (P.S.e.)}$$

коэффициент полезного действия η в зависимости от выбора установки колеблется от 0,60 до 0,90.

Внутренняя пневматическая почта. Переносные установки пневматической почты. Наибольшее расстояние станций друг от друга—30—40 м. Привод: вожкой или механический; транспортируемый груз: деловые бумаги, пробы товаров, деньги (отправка в патронах). Емкость около $1/2$ л. Скорость передвижения—3—6 м/сек. Диаметр трубы—50 мм. Материал—цельнотянутая латунная труба.

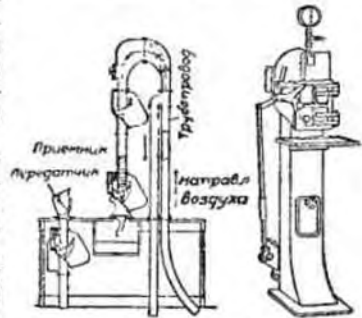
Стационарные установки. Двигатель-вентилятор с вращающимися поршнями. Транспортируемый груз—как в переносных установках. Диаметр трубы в свету—50, 55 и 75 мм. Материал—цельнотянутые латунные трубы толщиной стенки 1 мм. Емкость патрона от 0,5 до 1,5 л. Скорость передвижения от 8 до 10 м/сек. Потребная энергия—в зависимости от длины пути; максимум от 1,5 до 2,0 м вод. столба. Экономия до 60% в расходуемой энергии достигается особым приспособлением—пуско-регулирующий автомат.

Наблюдение за установкой и регулирование ее работы производится посредством световых сигналов, а также посредством электромагнитных и тормозных приспособлений. Стрелки, автоматически выбрасывающие патроны, приводятся в движение электромотором или электромагнитом и управляются на расстоянии звонковым контактом. Отправители и при-

емники по возможности приспособляются для непосредственной отправки патронов и приема их снизу, во избежание устройства высоких дуг.

Городские пневматические установки¹⁾. Двигатели: вентилятор с вращающимися поршнем, воздушные поршневые насосы. Трубопроводы диаметром 65 мм в свету. Материал—цельнотянутая стальная труба, толщина стенки в 3 мм. Транспортируемый груз, главным образом, телеграммы и письма. Быстрое сообщение с расположенными в разных районах города зданиями, например, почтовыми отделениями в городе, а также соединении одного города с другим и т. д. Длина пути от 1000 до 3000 м. Преодоление больших расстояний достигается соединением большого количества отдельных дистанций с автоматическим регулированием тормозных и включающих приспособлений и необходимого для эксплуатации воздуха. Рабочее давление в 2 ат abs. Скорость движения 10—20 м/сек.

Отправители и приемники. Автоматический выбрасыватель (системы Микс и Гестет, фиг. 1431)²⁾ и камерная установка (системы Дейтче Телефонверке, фиг. 1432). Автоматические выбрасыватели снабжены особым клапаном, который препятствует изменению атмосферного давления в трубе, не закрывая в то же время выхода для патронов.



Фиг. 1431.

Фиг. 1432.

В установке с камерным патроном движется и приближает к камере. Перед выстрелом патрона последняя запирается, и из нее выпускается попавший туда из трубы воздух.

Пневматическая почта для пересылки карточек. Служит для быстрого транспортирования и распределения карточек определенных размеров (карточки в библиотеках, квитанции в телефонных станциях и т. д.). Карточки складываются без патрона в трубы прямоугольного сечения 72×12 мм. Установка работает сжатым или разреженным воздухом. Преимущество по сравнению с патронами пневматической почты: экономия во времени, т. к. не требуется складывать карточки в патрон. Максимальная длина трубы—100 м. Скорость передачи от 8 до 10 м/сек. Потребная энергия—как в небольших внутренних пневматических установках.

Канатная почта³⁾. Служит для быстрого собирания деловых бумаг и телеграфных бланков в больших учреждениях. Небольшая вагонетка ставится на рельсы и тянется на канате или стальном тросе мотором. Приспособления для захватывания (трейферы) при нагрузке и разгрузке

¹⁾ Городские пневматические почты с трубами диаметром до 600 мм в свету работают в Америке как сумчатые пневматические почты.

²⁾ Журнал Е. Т. Z. 1925, стр. 1540.

³⁾ Журнал Z. d. V. d. I. 1917, стр. 709. Отдельный выпуск журнала *Fördertechnik und Frachtverkehr* 1925 (Швейцария).

регулируются направляющими. Рассылка вагонок производится с одной центральной станции (при количестве станций не более 24) или по выбору с одной из промежуточных. Лидки, установленные вместо грейферов, дают возможность транспортировать также пакеты и предметы весом до 10 кг. Нагрузка и разгрузка посредством особых электрических подъемников. Скорость передвижения от 0,5 до 1 м/сек.

Ленточные транспортеры (конвейеры). Для собирания и распределения деловых бумаг, чеков и т. п. Ленты движутся по роликкам в особых желобах. Большая разница в высоте преодолевается при помощи подъемников, где бумаги зажимаются между двух движущихся перпендикулярно транспортным лентам, или придерживаются посредством горизонтально движущихся ленточных транспортеров со скользящими на них узкими стальными или резиновыми лентами. Скорость передачи 0,5 до 1,5 м/сек.

Электрическая почта¹⁾. Особенно пригодна для массового транспортирования товаров на фабриках. По возможности связывается с подъемниками с электрическим регулированием. Применяется для автоматической загрузки и выгрузки тыры и автоматического размещения вагонок по отдельным помещениям фабрики. Скорость вагоночки 0,3 до 1 м/сек. Вес груза до 50 кг. Расход энергии на одну вагоночку от 0,1 до 0,3 W.

Небольшие электрические подъемники с контактами для уравнивания. Для транспортирования бумаг и небольших грузов до 25 кг. Автоматическая сигнализация движения клетки и закрывание дверей.

Г. Постоянные передвижные приспособления, непрерывные транспортеры.

По способу привода различают 1) транспортные приспособления с ручным приводом (качающиеся спускные рукава, ленточные транспортеры и цепные транспортеры); 2) транспортные приспособления с механическим приводом: А. Качающийся спускной рукав; б) подвесной на кресте (Флотман, Клейн); в) укрепленный на подставках (Гильельман, Вюрфель и Нейгауз); г) роликный транспортер; В. Транспортеры ленточный (Оберхаузен); С. Конвейеры; Д. Скребок (спусковой рукав с захватчиками (Вюрфель и Нейгауз, Бохус).

Перечисленные здесь транспортные приспособления строятся нижеследующими заводами: Ашер (Юрцен); Стор (Оффенбах и/М.); Сюти (Штутгарт); Ланерт (Бромберг); Бр. Вейсмайдлер, Франкфурт и/М.; Альбини (Аугсбург) Рейнское Maschinen- und Werkzeug-Общество, Нейсе, Лубангер, Силезия; Шмидт, Вурнен; Бр. Зек, Дрезден; Вино, Лейпциг, а также почти все прочие фирмы, упомянутые в Общем Отделе.

При подразделении по направлениям для горизонтального перемещения в груза преимущественно употребляются: 1) винты, спирали т. п.; 2) ленточный транспортер в желобчатый ленточный транспортер; 3) роликные транспортные приспособления; 4) желоб в 5) скребок; для перпендикулярного перемещения: конвейер с колесами (олматеры для перемещения в вагонах и параллельно); конвейер (цепь или канат с роликами, ватиконал цепь с колесами, круговой транспортер и т. п.); 2) землерейные машины, 3) спускные рукава, 4) пневматические транспортеры, 5) гидравлические транспортеры (всасывающая землерейная машина, золотушительные транспортеры, экскаваторы и т. п.).

а) Винты, спирали и подающие трубы.

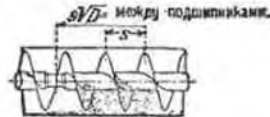
У обыкновенных транспортных винтов (фиг. 1433 и 1434) винтовые лопасти, правые или левые, изготовляются из котельного железа и прочно насаживаются либо на толстостенные полые железные валы, либо на валы

¹⁾ Система Гоос (Deutsche Telefon-Werke) Гадлер (Минк и Гелест).

сделанные; последние при большой длине соединяются на муфтах. Лопасти склеиваются. Вал на обоих концах лежит в подшипниках и при вращении подпадает вперед перемещающийся груз. Ось винта горизонтальна, но может иметь также уклон до 45° (производительность меньше); перископические винты редки. При длине больше 3 м необходимы еще средние опоры (из дерева). Концы подшипники из длинных чугунных втулок с металлическими вкладышами. При „переставных“ винтах (фиг. 1435 до 1437) винтовые ходы образуются при

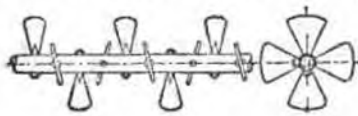


Фиг. 1433.

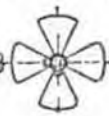


Фиг. 1434.

помощи отдельных лопастей (конкого чугуна), прикрепляемых к валу на винтах. Укрепление лопастей на валу может быть произведено для правого или левого перемещения, а также, при изменении подъема



Фиг. 1435.



Фиг. 1436.



Фиг. 1437.

лопастей, для ускорения и замедления подачи груза. Производительность на 20%, меньше производительности обыкновенных винтов.

Применяется главным образом в амбарах, мельницах, складах для цемента и шпалот, из фабрик нафты и т. п.; затем применяется для стиральных и сортировочных машин (Онсальер, Штутгарт), Ваденский машиностроительный завод, Дурлах). Винты для раздробления изюма изготовляет завод Денерт в Бромберге, Крупи-Грунгер, Зауэррей, Стасбург). Все затвердевшие по трещинам в складах части вырываются при транспортировании, чем уменьшается, как вверх, в какой-либо прочности, опасность взрывов. Расход энергии при этом в два раза больше, чем у обыкновенного винтового транспортера при одинаковом количестве оборотов. Расстояние между отдельными складами, вследствие большей загрузки, следует принимать:

1,5 м для винтов diam. от 150—250 мм,
2 „ „ „ „ „ 300—500 „

Винты заводов Лютер, Аммс, Гизке и Конеген, Зауэррей и др. катуше и поворачиваются, а также катуше и поворачиваются для различных приспособлений; загрузка 10-ти тонного вагона производится в течение 6—8 мин. (соло).

Таблица 44. Размеры и производительность винтов.

Горизонтальные транспортные винты завода Крупи в Магдебурге.

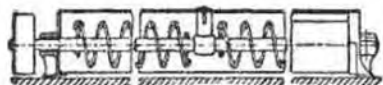
Диам. винта в мм	150	200	250	300	350	400	500
Кол-во оборотов в мин.	120	110	100	80	70	60	50
Мощь сть при 10 м длины в P.S.	0,5	0,8	1,0	1,5	2,2	3,0	5,0
Производит. (приблиз.) в м ³ /ч	2,4	6	10,5	16,5	25	37	60

Винты для зерна зав. Гроффениус, Франкфурт и/Майне.

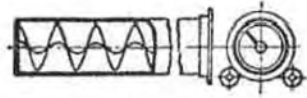
Наибольшая длина в м	37,5	30	27,5	25
Количество оборотов в мин.	90	85	75	65
Количество подачи зерна в м ³ /ч	20	34	47,5	60
Производ. в тонн/час	15	25	35	45
	11	19	26	33
Мощность на каждые 10 м в P.S.	7,5	12,5	17,5	22,5
	1	1,5	2	2,5

Спираль (фиг. 1438) состоит из изогнутых по спирали железных полос приращиваемых к валу через промежутки в 0,5 м. Потребляемая работа меньше, чем у транспортных винтов, но производительность на $2\frac{1}{2}$ ниже. Диаметр спиралей от 200 до 700 мм. Преимущество: меньшая вероятность засоривания, что особенно важно при неравномерных подачах перемещаемого груза.

Винты в спирали рекомендуются только для коротких ¹⁾ горизонтальных расстояний, или для наклонов до 30°. Коэффициент полезного действия от 0,12 до 0,15; эксплуатация относительно дорага. Перемещаемый груз сильно перемещается и легко повреждается; доступ воздуха недостаточный, пыль остается в желобе в состоянии смешивания с остальной массой. Обслуживание просто, впуск и выпуск перемещаемого материала может иметь место в различных местах по длине трубы. Перемещение груза весьма совершенное. Конструкция пнеумат для свободной вертикальной установки, для подвески или укрепления у стены. Передача ремнями или цепями и (при диаметре винта больше 230 мм) зубчатыми колесами.



Фиг. 1438.



Фиг. 1439.

Фиг. 1440.

Желоба из железных листов толщиной от 2 до 4 мм (огнестойкие и гладкие), а также из чугуна, дерева (доски от 20 до 25 мм) или бетона. Зазор между винтом и желобом от 3 до 6 мм, выпускное отверстие снабжается задвижками или неподвижными патрубками. Крышки (большая часть деревянные) легко снимаются.

Если d —диаметр и s —ход винта в м, n —число оборотов винта в мин, l —длина винта в м, L —действительная производительность в л/сек, L_1 —нашissima производительность в л/сек, γ —вес перемещаемого груза в кг/л, E —необходимая работа в пкВт/сек, N —необходимая работа в Р. С., тогда должно быть $d \approx 0,42 \sqrt{\frac{N}{L}}$; $s \approx 0,7 d$; $n = 45 \cdot \sqrt{d}$.

При наполнении сечения, равном $0,42 \cdot \frac{\pi d^2}{4}$, будем иметь

$$L_1 = 1000 \cdot 0,42 \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) 0,7 d \left(\frac{n}{60} \right) = 171 \sqrt{d^5} \text{ или } d = 0,128 \sqrt[5]{L_1}$$

Далее имеем $E = (1,35 \text{ до } 1,89) L \gamma \text{ пкВт/сек}$, $N = (0,018 \text{ до } 0,024) L \gamma \text{ Р. С.}$

По Ла мгартеру: производительность винтов: $L = 5 d^2 n \cdot s$, где L —количество, подаваемое в л/сек, d —диаметр винта в см, n —число оборотов в мин, s —ход винта в см. Необходимая работа: $P = Q/250000$ до $Q/200000$, где Q —производительность в кг/ч, i —длина, на которой происходит перемещение в м (окружная скорость винта равной 1,3 м/сек).

Подающие трубы (фиг. 1439, 1440) представляют собой горизонтальные или слабо наклонные вращающиеся трубы, на внутренней поверхности которых припаяны винтовые ребра. Преимущество: невозможность загромождения транспортируемых грузов, вследствие отсутствия внутренних

¹⁾ Винты для цементных заводов изготовляются длиной до 75 м (общая мощность Р. С. для восприятия осевого давления, опорного давления и давления гребневого подшипника).

подшипников, а также вследствие отсутствия пыли, полное опорожнение труб, сохранность транспортируемых грузов, перемешивание и сушка во время подачи.

б) Ленточные транспортеры.

Ленточные транспортеры представляют бесконечные, прямые или слегка наклонные (до 27°) ленты из резины с пенковыми прокладками (соединенные посредством шнурки, скелки или склейки), балата-ремни или хлопчатобумажные ремни, перемещающиеся по роликам и поддерживаемые ими.

Для грузов с острыми краями или грузов в тяжелых кусках (руда, графит с режущими гранями, песок, уголь, зола и т. п.) хлопчатобумажные ленты, покрытые слоем резины, оказывающей достаточное сопротивление, впервые применили Gobias Conveying Belt Co, Neckel, Muth-Schmidt, Berlin (фиг. 1441) и F. Clouth G. m. b. H. для предохранения от сырости и износа.

Continental-Caoutchouc & Guttapereha Co принимает сопротивление разрыву 500 кг/см²; но данным объединенных резиновых фабрик Харбург-Вена, допускаемое напряжение S на 10 мм ширины ремня составляет при 25-кратной надежности: $S = 7162000/bmr$, где b —число перемещаемых Р. С., b —ширина ремня в мм, n —число оборотов движущего винта, r —радиус движущего винта в мм.

Увеличенная опытными величина напряжения составляет при 25-кратной надежности для 10 мм ширины ремня от 1 до 10 прокладок.

При прокладке	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Допускаемое напряжение . . .	2,0	3,6	5,2	6,7	8,2	9,6	11,3	12,9	14,5	15,9



Фиг. 1441.



Фиг. 1442.

[Ленты прессуются под давлением в 250 ат и затем растягиваются для избежания последующего удлинения во время работы. Для более сыпучих грузов (бурый уголь, соль и т. п.) достаточно применены более тонких резиновых ремней (фиг. 1442). Весьма хорошо сопротивляются (также сырости) хлопчатобумажные ремни, пропитанные балата. Эти ремни несколько дешевле. Обыкновенные хлопчатобумажные и пенковые ремни гигроскопичны, балата в теплоте становится клейкой; применение их на открытом воздухе не рекомендуется. О ремнях Акц. О-ва Кальмон—Гамбург см. журнал Glaser Ann. 1913, I, стр. 82. Ср. также Гей м 1921, стр. 21 (формулы и таблицы)].

Также применяются железные шарнирные цепи, понаса из стальной проволоки, шириной от 0,2 до 1,5 м (стр. 1025). Ролики деревянные, чаще железные (обыкновенно легкие железные или стальные со вставными цапфами) в несущей части понаса улажены друг от друга в зависимости от веса и ширины понаса на расстоянии от 2 до 4 (5) м (зерно) и соответственно от 1,2 (0,9) до 1,8 м (уголь), в порожней части понаса расстояние равно от 4 до 6 м и соответственно 2,4 до 3,6 м; диаметр 80 до 150 мм. Направляющие ролики в тех местах, где происходит перемена направления и складывание груза, — диаметром от 300 до 500 мм; при небольшом изменении направлении диаметр от 150 до 200 мм.

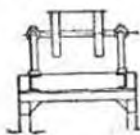
Таблица 46. Транспортные ленты для зерновых продуктов, завода Гроффеншупе, Франкфурт на Майне (подходящие к таблице 50, стр. 1032).

Номер	Количество, перемещ. в час ¹⁾				Общая длина в м			Расход, метр. в Р. С.		
	м ³	Пшеница t	Ячмень t	Овес t	a	b	c	a	b	c
1 (а) - -	13,6	10	7,5	5	15	45	—	1,5	2,0	—
2 (а) - -	27	20	15	10	15	45	—	1,75	2,25	2,75
3 (а) - -	40,5	30	22,5	15	15	45	—	1,75	2,25	2,75
4 (а, б) -	54	40	30	20	15	45	75	1,75	2,25	2,75
5 (а, б) -	67,5	50	37,5	25	15	45	75	1,75	2,5	3,15
6 (а, б) -	81	60	45	30	15	45	75	1,75	2,5	3,25
7 (а, б) -	94,5	70	52,5	35	15	45	75	1,75	2,75	3,75
8 (а, б, с) -	115	85	64	43	15	45	75	2,0	3,0	4,0
9 (а, б, с) -	135	100	75	50	15	45	75	2,0	3,25	4,5

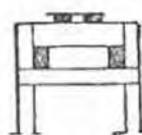
Для твердых кусковых массовых грузов¹⁾ при большом количестве перемещаемого груза вместо резиновых и хлопчатобумажных лент целесообразно применять с т а б л и ц ы е транспортные ленты, ковшевые ленты и транспортные доски; последние представляют собой ряд металлических досок, соединенных между собой продольно в бесконечную цепь. Транспортеры этого рода лучше сохраняют груз, чем черпальные транспортеры и требуют меньшей затраты рабочей энергии, но вместе с тем, как правило, стоимость их выше. При лентах горизонтальных, или наклонных к горизонтали под углом в 15°, сбрасывание происходит у крайнего шкива или посредством движущегося сбрасывателя, при наклонных транспортных лентах (от 15 до 45—60°) только у крайнего шкива вследствие особой формы поддерживающей плиты (важня и боковая плита под углом к поддерживающей плите), препятствующей сползанию груза. Расход работы, затрачиваемой на преодоление сопротивления трению (2/30 веса ленты, включая находящийся на ней груз) и на подъем груза, мал, так как на переднем зажимном болте звеньев цепи насажены ролики из твердого чугуна с автоматической смазкой (губки в полых итулках) перемещающиеся по стальным шинам. Стоимость установок несколько больше, чем у транспортных лент, но стальные ленты более долговечны. Эти цепи могут быть в одной части горизонтальными, а в другой наклонными; при перемещении направляются необходимыми наклонными шинами. Ширина ленты от 0,75 до 1 м; скорость от 0,25 до 0,4 м/сек; часовая производительность до 150 т угля. Жесткая работа (подготовительные установки, транспортеры для шлака и золы); мощный привод рассчитан с большим запасом. Напряжения в цепях редко поддается точному расчету (задержки, ущемления и т. д.). О количестве перемещаемого груза и расходе стальных транспортеров, как, например, для подготовительных установок, см. т. IV.

¹⁾ Как, например, для блага на конках, Z. d. V. d. I. 1914, стр. 1066.

Ременные транспортеры Сандзит (журн. „Fördertechnik“ 1919, вып. 13 и 14)¹⁾ готовятся (из высококачественной стали изготовленной на древесном угле) длиной до 100 м, шириной до 400 мм в одном куске, подвергнутом холодной прокатке и, во избежание растрескивания закатоном. Вес ленты: 300 · 0,8 : 1,9 kg/m; 300 · 0,9 : 2,2 kg/m; 350 · 0,9 : 2,5 kg/m; 400 · 0,9 : 2,9 kg/m. Вместо роликовых опор (фиг. 1440) часто употребляются песты на деревянных балках (фиг. 1447), не влияющие на износ ленты. Расстояние между роликами у верхнего, нагруженного отруба от 2 до 4 м, у нижнего отруба от 8 до 10 м.



Фиг. 1446.



Фиг. 1447.



Фиг. 1448.

Диаметр конечного шкива — 1 м, ширина на 100 мм меньше ширины ленты. Приспособление для натяжения необходимо только для больших транспортёрных установок, а также для перемещения тяжелых грузов, так как лента почти не расширяется. Подъем не должен, как правило, превышать 14° (25%), для сахара и глины допускают 20° (35%). Для сбрасывания груза служит односторонний или двусторонний сбрасыватель, образуемые стальными дисками, стационарные или передвижные сбрасыватели, сбрасывающие даже вязкие материалы почти без остатка. Скорость перемещения от 1 до 1,5 м/сек. Производительность для угля $v = 1$ м/сек (для 14 л/м), достигает около 50 м³/ч или 56 т/ч при скользящей опоре грузового отруба; при $v = 1,5$ м/сек, 44 м³/ч или 63 т/ч мелкого мусора горных пород. Для угля можно считать 121 м, для кокса — 10 л/м, для сахара — 15 л/м на свободной иращиваемой ленте. Имеются изготовленные транспортеры длиной до 350 м для золы и шла а, с подъемом на протяжении 150 м круто до 30 м. Также для руды, брикетов, цемента, известняка, сушеной моркови и других с-х продуктов, равно как и для мешков с весом до 100 кг. Эти ленты сох. хорошо опираются.

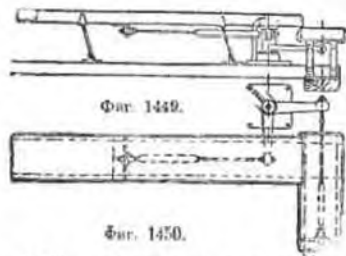
с) Роликовые транспортеры, транспортные желоба и скребки. Роликовые транспортеры весьма удобны для длинных предметов (например, рельсов, балок и т. п. в прокатных мастерских (роликовые желоба Stahl u. Eisen 1910, стр. 313, 710, 1021; 1911, стр. 153; затем Z. d. V. d. I. 1909, стр. 198 и 798, перемещающийся стол с роликами), колоды, доски и т. п. в лесопильных заводах и т. д.), багаж и т. д., при поворотных станциях также с приводом поддерживающих роликов, которые перемещают груз. Роликовые дороги для грузов, транспортируемых на жел.-дор. склады. Вращающийся транспортер для песка и формовочной транспортёр Z. d. V. d. I. 1912, стр. 1520; транспортёр для соломы,

¹⁾ Sandritzen Transportband G. m. b. H., Шарлоттенбург.

сочки и сена Z. d. V. d. I. 1913, стр. 1264. Автоматические роликовые транспортеры (фиг. 1448)¹⁾ для транспортирования ящиков от бутылок, щипков, плит, камня, брикетов; эти транспортеры изготовляются также, как движущиеся подмости. Переносные роликовые транспортеры изготовляются заводом Шооф и Вейгель, Эрфурт; ср. журн. Organ 1912, табл. 47, а также Fördertechnik 1912, стр. 247 (Транспортер листового железа). Далее: Ландсберг, журн. Z. d. V. d. I. 1918, стр. 541 („Роликовые дороги и их применение для загрузки товаров“ — включ. Спиральные спуски наклонные рукава для сыпучих заводов Зигер и Гоальман, Мангейм; Штоц (Шгутаг), и другие). Германис, Тяжелые транспортеры для картофеля, журн. Werkst.-Techn. (изд. B) 1918, стр. 169; см. также Z. d. V. d. I. 1921, стр. 157 (Rollbahn-Schrottleiter) и журн. Fördertechnik 1925, стр. 314.

Желоба (спуск со ветряской, желоб со ветряской, желоб с лучковым ножным приводом, качающийся рычаг)²⁾, приводится в движение действием качающейся, несущей груз, подкладки на самый груз. Такие транспортеры не требуют за собой большого ухода в работе. Цифровые данные об износе см. журн. Stahl u. Eisen 1911, стр. 2073.

Транспортные желоба. По роду движения различаются: транспортирование с изменяющимся направлением, движение желоба при посредстве обыкновенного кривошипного привода с длинной тягой, движение желоба под действием давления груза на подкладку при подаче прямым и обратным ходом. Для достижения постоянного движения в одном направлении выравнивающая подкладка сделана наклонной по отношению к направлению транспортирования, так что при подаче вперед давление желоба против груза увеличивается, при обратном же ходе уменьшается. Перемещение и направление зависят от наклона опирающегося катка. Небольшой диаметр кривошипа, большое количество оборотов.



Качающиеся желоба на подвесах (деревянные или трубчатые пружины, металлические штанги и т. п.), горизонтально или с наклоном до 15% укрепленные к полу, потому (фиг. 1449 и 1450) или стенам, приводятся в качающееся движение от кривошипной передачи. Входное и выходное отверстия (в конце или посредством отверстия над головой) выбираются по желанию, возможны входные и выходные отверстия сразу во многих местах (ваздвижки). Этажные желоба при недостатке места также же, как для чистки и сортировки складываемого. Эти желоба строятся длиной до 15 м. Для больших величин при большой производительности балансирование производится посредством разделения.

¹⁾ Ср. А. М. Шиндт. Транспортное дело — вопрос организации, Maschinenbau Betrieb 1922/23, стр. 18, а 225 (стр. 737).

²⁾ Рихтер. Результаты эксплуатации спусков со ветряской, Glückauf 1913, стр. 1717, то же, 1916, стр. 473. Z. d. V. d. I. 1920, стр. 108 (роликовый желоб Гинзельманна, Ессен). Ср. так же Glückauf 1919, стр. 633. (Завертывающий ветряковой приемки Сименса и Шукерта). То же, Siemens-Zeitschr. 1921, стр. 77.

Подъем у желобов фирмы Крейс (Гамбург) и у балансирных желобов (патент Циммер, Лондон) от 25 до 30 мм, количество оборотов в мин. от 300 до 350 (последнее значение для наклонных желобов). Расход энергии от 1:200 до 1:30 P. S. на метр-тонну-час; у более длинных и широких желобов (с большей производительностью) расход энергии значительно меньше, чем в малых установках.

Горизонтальный путь при одном обороте $\left\{ \begin{array}{l} 25 \text{ мм} \\ 30 \text{ мм} \end{array} \right.$

Вертикальный
Скорость перемещения груза в 1 сек. колеблется от 165 до 265 мм.

Таблица 47. Желоба завода Крейс, Гамбург.

Глубина мм	150	350	600	800	1000
Глубина мм	130	150	300	250	250
Пропускная способность . . . т ^п	3	11	28	45	70

Длина изготовленных установок доходит до 100 м, ширина до 2 м (большие размеры возможны). Особенно часто употребляются для разгрузки угля и кокса из вагонов (стол с присоединением для встряхивания Вейсса), для транспортирования к элеватору; точно так же для песка и на химических фабриках¹⁾ для золы, шлаков и цемента в раскаленном состоянии.

Желоба для сильно спекающихся материалов снабжаются легко заменяемыми вставками из стальных листов. Очень широкие желоба делаются на два, лежащие рядом, корыта; привод от общей оси посредством двух кривошипов, расположенных один к другому под 180°. Применяются как охладители (сахар) и сита (одновременное транспортирование и сортировка).

Транспортирование посредством действия центробежной силы на пропеллер или подъемный механизм. Желоба исключительно с горизонтальным движением; желоб и транспортируемый материал медленно подаются вперед, затем желоб резко подается назад. Количество оборотов значительно меньше, чем в предыдущем устройстве.

Таблица 48. Желоб с пропеллером (зав. Маркус).

Ширина желоба внизу в мм	250		350		450		550		650		800		
	т/ч	P.S.	т/ч	P.S.	т/ч	P.S.	т/ч	P.S.	т/ч	P.S.	т/ч	P.S.	
Ширина желоба вверху в мм	400		500		600		720		830		1000		
Глубина желоба в мм	150		150		150		170		180		200		
Производительность в т/ч	7		10		14		20		26		34		
Пропуск, способ. на каждые 10 м	0,4		0,6		0,8		1,0		1,3		1,6		
Материалы	Кокс	7	0,4	10	0,6	4	0,75	20	0,9	26	1,0	34	1,3
	Вурый уголь	11	0,5	16	0,7	20	0,85	32	1,0	40	1,2	55	1,8
	Каменистый уголь	14	0,6	0	0,8	28	0,9	40	1,1	52	1,3	68	1,45
	Зерновые продукты	15	0,65	22,5	0,85	30	1,0	45	1,2	58	1,4	76	1,5
	Золы и шлак	18	0,7	25	0,9	32	1,05	50	1,3	64	1,5	85	1,6
	Камни	25	0,8	35	1,0	45	1,1	70	1,4	90	1,6	120	1,7
Рука	32	0,9	45	1,1	58	1,2	90	1,5	115	1,7	160	1,8	

¹⁾ Ср. Z. d. V. d. I. 1923, стр. 850. (Механическая подготовка земель в английской).

Желоба с прокатными завода Маркус, Кельн ¹⁾, работают по принципу центробежной силы, пригодны для транспортирования почти всех материалов, особенно для сильно слегающихся материалов (вследствие легкой замены ложащих на две стальных листа толщиной от 3 до 5 мм), а также для горячих грузов, так как конструкторы предоставляют возможность расширения от теплоотдачи. Малое количество оборотов, горизонтальное движение, отсюда спокойный ход. Производительность и расход энергии см. таблицу 48.

Другие системы: Торнело акц. о-ва Амме, Гизеке и Коенген, Брауншвейг, журн. Z. d. V. d. I. 1911, стр. 340 и 721, желоба завода Полизнус (Дессау), Z. d. V. d. I. 1920, стр. 619.

О производительности и расходе энергии разгрузочных и качающихся желобов, например, для заготовки угля, см. т. IV. Сравни с данными Гренкель (Бохум).

Загрузочные транспортеры при помощи установочного приспособления дают погружаемому материалу определенную скорость в заранее предусмотренном и изменяющемся направлении таким образом, что материал (уголь, брикеты и т. п.) перемещается по определенному, большому или малому, пути (напр., на колосниках) (Мюнквер и К^о, Байтцен). В Америке употребляется в качестве автоматического читателя для паровозных топок ²⁾.

Центробежный транспортер Гейманина, изготовляемый заводом Шенк в Дарштадте, служит для транспортирования материала, в виде пыли или в виде кусков, преимущественно на горизонт. пути. Качающиеся перемещение, отсюда незначительное слежание. От 1000 до 1500 спусковых колебаний в 1 мин.; длина амплитуды от 1 до 4 мм. Скорости подачи большею частью от 5 до 6 м/мин.

Таблица 49. Центробежный транспортер завода Шенк.

Ширина желоба в мм . . .	180	300	500	700	1000
Производительность м ³ /ч . .	0,5-3	2-8	8-25	20-60	50-100
Наибольшая длина желоба м	30	40	40	30	30

Пропускная способность 0,3 P. S. при 8 м³/ч и 10 м длины желоба, до 6 P. S. при 100 м³/ч и 30 м.

Скрепки (таскалки, цепи и канаты с таскалками) фиг. 1451 до 1453, представляют приспособления для передвижения, состоящие из гибких тел (цепи и канаты), по которым на определенных расстояниях прикреплены пальцы из круглого железа, скрепки из металла или дерева, доски и т. п., толкающие вперед груз, находящийся в особом желобе. Перемещающие скрепки при помощи направляющих планок или роликов поддерживаются особыми рельсами. Подача и выход перемещаемого груза может происходить в любом месте, а равно и во многих местах одновременно. Эксплуатация проста, дешева и надежна; почти не требует обслуживания. На газовых заводах, в котельных помещениях, равно как и на разных заводах легко достигается наполнение угольных резервуаров.

¹⁾ Ливидер, журн. Fördertechnik 1912, стр. 31.

²⁾ Буле, журн. Ginzler Annal. 1925, II, стр. 130.

Скрепки системы акц. о-ва Амме, Гизеке и Коенген (Брауншвейг) применяются также для разгрузки соляных амбаров ¹⁾.

Пусть обозначают:

Q — количество подаваемого груза в м³/сек,

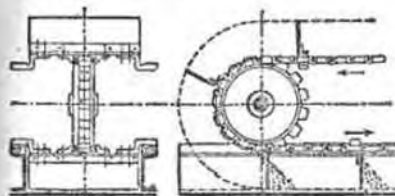
J — объем груза, находящегося впереди скребок, в м³,

a — расстояние между скребками в м (до 0,6) ²⁾,

v — скорость в м/сек (0,2 до 0,6) ²⁾,

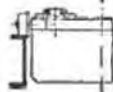
ϵ — степень наполнения (колеблется, в зависимости от рода груза и скорости скребка, между 40 и 80% объема между скребками), тогда будем иметь:

$$aQ = Jvc.$$



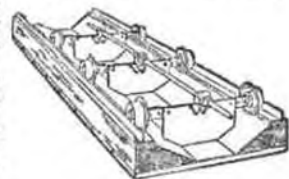
Фиг. 1451.

Скрепки системы Эйсле, Штутгарт (фиг. 1451 и 1452). Желоб из двух полос корытного железа с приклепанным к нему дном. Нижняя сторона бесконечной цепи при



Фиг. 1452.

помощи особых полузупов скользит по деревянным (твердого дерева) полосам, прикрепленным к верхним полкам корытного железа. Возвращающаяся часть цепи поддерживается вельвыми колесами. В более лучшем исполнении нижняя рабочая часть цепи также ходит на роликах (фиг. 1452). Цепи Шмидта, Вурлен и Саксонии: цепные звенья круглого железа чередуются со звеньями плоскими, к которым прикрепляются скрепки. Цепи Ливк-Бельт-Додже (В. Фреденгаген в Оффенбахе) фиг. 1453. Транспортные желоба с приспособлениями для гашения раскаленного кокса, сист. Броуера, особая конструкция ВМАГ (Берлин) из конькообразного железа, желоба кленовые, с бесконечной цепью из полос с скребками из плоского железа, $v = 0,3$ м/сек, до 500 hl/h кокса. 1 до 1,5 P. S. на каждые 10 м длины желоба.



Фиг. 1453.

Скребокные лопатки, журн. Z. d. V. d. I. 1906, стр. 1627; элеваторы, журн. Fördertechnik 1909, стр. 142.

¹⁾ Ср. Фоссе. Большие складские баггеры (Г. Лювер, Брауншвейг), Z. d. V. d. I. 1918, стр. 697 (согласно с др.). Скрепки для удаления золы и шлака, Industrie und Technik 1923, стр. 241; то же для автоматического отапливания локомотивов, журн. Wärme- und Kältetechnik, 1926, стр. 1.

²⁾ По Циммеру $a = 0,457$ до 0,614 м; $v = 0,3$ до 0,9 м/сек (нормальное значение относится к конусу, большее к телам не обесценивающимся от дождя). П. Шенк:

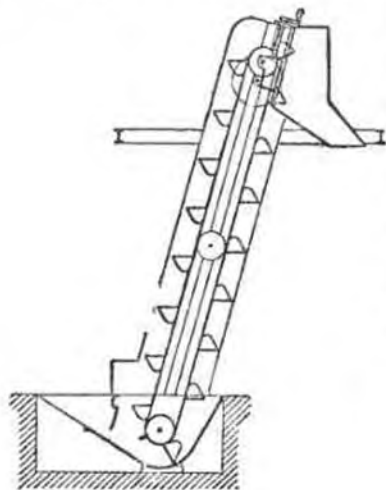
1. Ковш 610 мм ширины,	$a = 0,610$,	$v = 0,51$	производительность	≈ 30 т/ч (уголь)
2. " 508 " " "	$a = 0,457$,	$v = 0,91$	" "	≈ 40 т/ч (уголь)
3. " 685 " " "	$a = 0,610$,	$v = 0,24$	" "	≈ 20 т/ч (кокса).

d) Элеваторы.

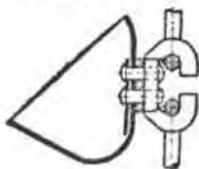
1. Элеваторы (ковши или порни¹⁾ служат, главным образом, для перемещения зачерпываемых материалов (песка, зерна, угля, кокса и т. п.) снизу вверх, на высоту от 20 до 50 м (конвейер, стр. 1032). Ковши прикрепляются к перекинутым через два шкива бесконечным лентам, материал которых зависит от характера поднимаемого груза: хлопчатобумажные, резиновые, гуттаперчевые, кожаные (дороги), резиновые, также применяются для этой цели цепи (фиг. 1454, Ейтле, Штутгарт). Ленты перекидываются через обыкновенные шкивы, а цепи через цепные блоки или барабаны. Применяются шарнирные цепи, а для особенно больших элеваторов — красные и судовые цепи.

Ковши из белой жести, котельного железа, листовой стали, оцинкованного или луженого железа, ковкого чугуна, красной меди или латуни, иногда продрывляются или эмалируются (фиг. 1455).

Ковши из белой жести, котельного железа, листовой стали, оцинкованного или луженого железа, ковкого чугуна, красной меди или латуни, иногда продрывляются или эмалируются (фиг. 1455).



Фиг. 1454.



Фиг. 1455.

Форма и размеры ковшей зависят от характера и количества перемещаемого материала. Ширина ковша на 10 до 15 мм меньше ширины ленты. Ленты с ковшами (элеваторы) могут работать как вертикально, так и под всяким углом. У небольших элеваторов лента натягивается соответственным натяжением места соединения концов ленты. У больших элеваторов натяжение при помощи передвигаемых подшипников от действия противовеса или винта. Передвигаемые подшипники у небольших элеваторов устанавливаются внизу (заборное корыто), а у больших элеваторов — сверху, у съемного сосуда, принимающего выходящий материал.

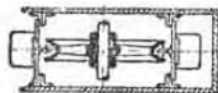
Передача движения происходит у верхнего шкива элеватора при помощи ременной и зубчатой, а также и червячной передачи (электродвигатели). Скорость ленточных элеваторов до 2 м/сек; центробежная сила увеличивается с квадратом скорости, поэтому надежная опорожнение ковшей может быть легко достигнуто²⁾.

¹⁾ Механические порни (Польша) журн. Glöckner 1912, стр. 2025.

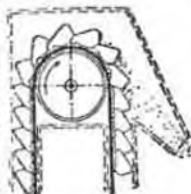
²⁾ Диссертация, Мюллер, журн. „Постройка мельниц и амбаров“, 1918, тетр. 12 до 14; „Добавление к объяснению процесса разгрузки у быстроразгружающихся ковшевых приспособлений“.

[Рабочая часть ленты поддерживается роликами. Конструкция рамы у небольших элеваторов из двух профилей прокатного железа, а у больших — легкая железная решетчатая конструкция. Скорость 0,3 до 0,6 м/сек, для угля (исключая с орех) до 1 м. Объем ковша от 2,5 до 15—20 л. По Полюги у наклон 60 до 70°, скорость до 0,5 м/сек, емкость ковша от 25 до 100 л, производительность более 100 м³/ч. Большие угольные элеваторы дают производительность до 100 т/ч.

Элеваторы для больших скоростей, а равно и такие, которые поднимают материалы, образующие пыль, окружаются камерой из железных листов или деревянных досок. Для надзора за ковшами, на случай их засорения, в стенках камеры ставятся дверки. Строительная длина камеры от 4 до 6 м; стенки склеиваются угольниками. Ковши полезно покрывать камерой со всех сторон, отчего образуется как бы рукав, с круглым или прямоугольным сечением. К стенкам камеры изнутри прикрепляются рельсы, по которым



Фиг. 1456.



Фиг. 1457.

при помощи направляющих, скользят ковши (фиг. 1455 и 1456); для очень больших элеваторов употребляют автоматически смазывающиеся цепи.

Патентованные ковши снет. Упру и Либиг, Лейпциг (фиг. 1457), насажены вплотную друг к другу, так что задняя стенка их как бы представляет желоб, отчего выдвигается на размерах и стойности. Поддача и выдвигание происходит всегда без ударов. Ковши себя хорошо оправдывают, расходуемая энергия мала, скорость велика. Часто выгода достигается тем, что груз может быть пущен на ковши в любом месте по высоте элеватора, т. е. нет необходимости первоначально помещать груз в нижней части элеватора. Наибольшие элеваторы¹⁾ (судовые) этой конструкции построены для производительности 400 т/ч; сравн. также с фиг. 1479²⁾.

По данным Амме, Гизеке и Конгена (Брауншвейг), если i — объем ковша в м³; d — число ковшей на длине 1 м цепи или ленты, зависящее от формы ковшей и от скорости v ; большее или меньшее расстояние между ковшами на цепи или ленте при условии хорошего зачерпывания и выдвигания груза зависит от формы ковшей;

v — скорость в м/сек,

¹⁾ О подземных снет. Брун-Грозенверк и В. К. Э., см. Буле, журн. Bautechnik, 1924, стр. 129. Соединение квалитовых перемещающихся элеваторов (разгрузка железнодорожных вагонов, Гейнцельман и Платриберт, Гамбург), журн. Stahl und Eisen 1919, № 19, Organ 1919, № 20; ETZ. 1920, № 3. Ср. также Буле, журн. Technische Hilfsmittel, стр. 67. Производительность 30 до 40 т/ч и 60 до 70 т/ч. — Пластичные элеваторы Винтерман и Бер, журн. Glöckner 1913, стр. 239. — Машини для укладки инал Фреденгаген Оффенбах (мас. 500 до 600 мм, P.S.), журн. Organ 1912, стр. 132. — Элеватор для подачи кирпича в лаваста, журн. Fördertechnik 1916, стр. 146. — Перемещающиеся ленточные, журн. Verkehrstechn. Woche 1926, стр. 81.

²⁾ О ковшевых приспособлениях снет. Гейнцельман — В. К. Э., для железнодорожных вагонов, работающих на складах. Ср. Буле, журн. Bautechnik, 1924, стр. 134 и 638; то же, журн. Glaser Ann. 1925, II, стр. 151.

φ — степень наполнения ковшой (зависит от v и от рода перемещаемого груза),

M — производительность элеватора в m^3/h ,

T — производительность элеватора в t/h ,

γ — удельный вес в kg/dm^3 ,

$$M = 3600 d \cdot i \cdot \varphi \cdot v; \quad T = 3600 d \cdot i \cdot \varphi \cdot v \cdot \gamma.$$

Для зерновых элеваторов большой производительности целесообразно принимать $v = 2\sqrt{D}$ m/sec , где D — диаметр верхнего барабана в m ; тогда имеем $\varphi \approx 0.6$ до 0.75 .

Работа A , расходуемая элеватором, состоит из работы трения у верхнего и нижнего барабанов, сопротивления от изгиба гибкого тела или цепи по кривой барабана и работы для подъема груза.

Если:

A_n — полезная работа в P.S.,

A_r — работа для движения порожнем, т.е. работа, расходуемая на трение, сопротивление воздуха и изгиб гибкого тела,

T — подаваемое количество груза в t/h ,

h — высота подъема в m ,

то имеем:

$$A = A_r + (T \cdot 1000) : 3600 \cdot \left(\frac{h}{75}\right) P.S. = A_r + A_n$$

Таблица 50. Ковшечные установки для зерна, завода Грорфениус, Франкфурт и Майнц.

№	Производительность в час				Половина высота в м	Расход энергии в P.S. на каждую 10 м	Средний расход энергии на подъемные T.S.
	м ³	Пшеница t	Ячмень t	Овес t			
1	13,5	10	7,5	5	30	0,6	3,0
2	27	20	15	10	30	1,1	3,5
3	40,5	30	22,5	15	30	1,6	4,0
4	54	40	30	20	30	2,1	4,5
5	67,5	50	37,5	25	20 (40)	2,6	5,0
6	81	60	45	30	20 (40)	3,1	5,5
7	94,5	70	52,5	35	20 (40)	3,6	6,0
8	117	85	64	43	20 (40)	4,3	7,0
9	135	100	75	50	20 (40)	5,1	7,5

¹⁾ Петер, Устройство и расчет мультиковых и качающихся ковшечных приспособлений, журн. Prakt. Maschinenkonstr. 1920, стр. 145.—Ср. также «Качающиеся транспортеры», стр. 791.—«О ночной работе», «Транспортные средства посредством цепей» и т. п. см. Буле, журн. Glaser Ann. 1925, II, стр. 106 и 111, а также Fördert. schick 1925, стр. 110 (Америка).—Ср. также Шлезингер, журн. Z. d. V. d. I. 1925, стр. 269, также Мекба и Квинцле, «Половина работы», изд. V. D. I., Берлин 1926, с добавлением Саксенберга, Шиндлер-Шелка (Дарштадт) и др.—Ср. журн. Z. d. V. d. I. 1926, стр. 213 (Полочная работа; то же журн. Verh.-Ber.-Sitz. 1925, стр. 631).

²⁾ При большой длине вертикальной подачи применяются элеваторы с присоединяющимися транспортными звеньями, автоматическими конвейерами, ядовитыми и валковыми дорогами и т. д.

так и вверх, и вниз. Главным образом, для снабжения углем котельных помещений и паровозов, а также для промывки угля, коксовых печей, газовых заводов и т. д. (журнал Z. d. V. d. I. 1911, стр. 317). Затем транспортируются мусора, ящиков, корзин, тюков, мешков, бочек, бутылок и т. п.

Ковшечная цепь Гунта по конструкции П. Полиг в Кельве (фиг. 1458) представляет двойную шарнирную цепь, в точках соприкосновения которой насажены катящиеся по рельсам ролики твердого чугуна. Смазка роликов непрерывная. В промежутке между цепями укреплены свободно качающиеся (точка качания выше центра тяжести) на шарнирах ковши, находящиеся всегда в вертикальном положении; ковши наполняются без всяких потерь из особых, расположенных над ними на-



Фиг. 1458.

сильных отверстий. Ковши подвешены вплотную друг к другу, или на определенных расстояниях. Для выгрузки служит особый, по желанию перемещающийся, останов, установленный в верхней, горизонтальной части цепи. Останов этот опрокидывает ковш. Передача движения производится от любого двигателя при помощи кулачного колеса. В кривых частях цепи поддерживается особыми рельсами или колесами. В надлежащих местах должны быть особые натяжные приспособления для натяжения цепи. Цепь должна быть направлена только в одной плоскости. (См. Лумунд, журнал Z. d. V. d. I. 1911, стр. 376).

Энергия, необходимая для действия конвейера, состоит из энергии на преодоление сопротивления от трения (равна, примерно, $\frac{1}{2}$ веса движущейся нагруженной конвейерной цепи) и энергии для подъема полезного груза. Производительность более 150 t/h ¹⁾.

Таблица 51. Ковшечная цепь Гунт-Полига.

Скорость движения . . . m/sec	0,15—0,30				
Объем l	10	20	50	100	150
Подаваемое количество . . . t/h	8—10	15—20	25—30	40—50	60—80
Вес цепи kg/m	50	80	120	140	170

Конвейерной кабель Брэдлей (конструкция BAMAG) представляет бесконечное гибкое корыто, состоящее из отдельных, соединенных между собой на шарнирах, перекрывающихся друг друга коротких желобов, исключающих возможность каких-либо неплотностей и соединений. Каждый отрезок корыта лежит на особой оси, снабженной самосмазывающимися кольцами; последние закрепляются по особым рельсам. К отрезкам корыт прикрепляются ковши, качающиеся на двух боковых цапфах. Оси укрепляются на одинаковых взаимных расстояниях к двум (или более) стальным бесконечным канатам, находящимся во время наполнения под а при опорожнении — в над ковшами. Износ частей незначителен; большая надежность в работе, быстрый ремонт и легкая замена ковшей и поврежденных частей новыми; аксиоматична дешева.

¹⁾ Ср. Z. d. V. d. I. 1924, стр. 777; также Михопфельдер, Машиностроение, 1922/23, стр. 224.

Наполнение производится в произвольном месте вертикальной или горизонтальной части кабеля (автоматически или от руки). Опорожнение производится в верхней горизонтальной части кабеля, при помощи особого опрокидывателя; в углах имеются направляющие. Натяжение кабеля производится особыми приборами, устанавливаемыми в раме. Передача движения производится любым двигателем при помощи кулачатого диска с зубчатой передачей. Для удаления груза, прилипающего к ковшам, имеется особый скребок.

Ковшееры завода Шенка, Дармштадт¹⁾ могут, переключаться также и по спиральным кривым (фиг. 145В).

Таблица 52. Ковшевая цепь Шенна (для угля).

№	Производительность (т/ч)	Скорость м/сек	Расстояние между ковшами м	Емкость ковша кг
1	6—12	0,15—0,3	0,9	10
2	7—14	0,15—0,3	0,9	12
3	10—20	0,1—0,3	0,9	18,5
4	12—24	0,15—0,3	0,8	21
5	20—40	0,15—0,3	1,2	45
6	25—50	0,15—0,3	1,2	52



Фиг. 145А.

е) Ссыпные трубы, корыта, желоба, спуски²⁾.

Эти приспособления подают груз сверху вниз, а равно и наклонном положении без всякого двигателя. (Фиг. 1472, фиг. 1485, фиг. 1491—1497). Башенные ссыпные трубы для угля, камней, ящиков и т. д.; спуски по винтовой линии для посылок, мешков и т. п. (одно- до трехходных), движущиеся нагрудные спуски для несака и т. д., движущиеся желоба (Блейхерт) для угольных складов, спускные трубы для руды, кокса и т. д. (телескопной формы) (Т на фиг. 1464), поворотные трубы (распределение бетона на постройках, журнал *Вautechnik* 1925 г., со стр. 134 и с 477).

г) Всасывающие и нагнетательные воздушные установки.

Пневматические элеваторы³⁾. Воздушные насосы (вентилятор с вращающимися поршнями или поршнеган воздуходувка—рабочее давление

¹⁾ Z. d. V. d. I. 1909, стр. 361; тоже 1911, стр. 338.

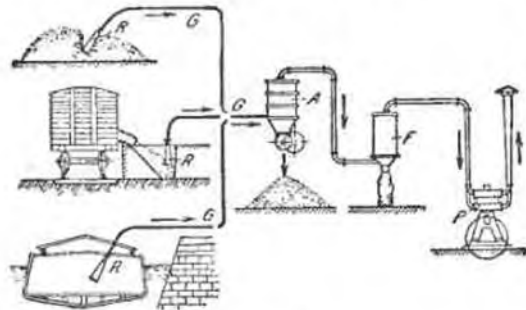
²⁾ Вагнер, Механическое и автомобильное строительство 1924, стр. 58.

³⁾ Ср. также Luftg., журнал *Fördertechnik* 1913, стр. 12. Расход энергии согласно данных фирмы Амье, Галле и Коэнген следующей:

Производительность при подаче тяжелых шлонов в т/ч	20	40	75	100	150
Средняя мощность приводного мотора в P. S.	50	85	150	200	300
Эффективная мощность в P. S.	43	75	135	175	250

В остальном расход энергии зависит от длины трубопровода и удельного веса поданного материала. Для зерна, поднимаемого на 20—300 м, он достигает 1,2 до 2,5 P. S. на каждые 1000 кг подачи. При подаче тяжелого зерна эффективная мощность для часовой производительности в 1000 кг составляет 1,0 до 2,5 P. S. (0,9 для соевого) для установок длиной от 20 до 200 м, в то время как для гладких последующих 30 м берется прибавка в размере 0,25 P. S. Для учета перерасхода энергии на каждый изгиб следует для каждого

20 до 40 см радиуса столба) дают в трубах сильную струю воздуха, увлекающую за собой материал, подлежащий транспортированию. В конце трубопровода, благодаря уменьшению скорости, транспортируемый материал высвобождается в резервуар. Этот способ транспортирования чрезвычайно удобен для зерновых продуктов и грузов в кусках или в виде пыли, как, например, зерно, цемент, шлак, сушеный бурый уголь, мелкий каменный уголь, а также препараты химической промышленности: сода, сульфат (также в раскаленном виде, непосредственно из печи), селитра, сервокислый аммоний, железный колчедан и т. п., барит, резина и отбросы, если только они не клееки и имеют не больше 20% влаги.



Фиг. 1460.



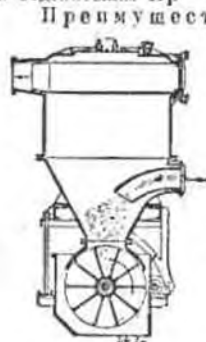
Фиг. 1461.

[При всасывающих установках (фиг. 1460) насос P сосет воздух через фильтр F, резервуар A и трубу G, в конце которой материал через всасывающую трубу R (фиг. 1461, бр. Зек, Дрезден) увлекается в трубопровод. Разгрузка из герметически закрытого прибора происходит при посредстве барабанного колеса A (фиг. 1462). Фильтр (фиг. 1463), обдуваемый автоматически или вручную, задерживает пыль, уносимую воздушной струей¹⁾. Всасывающие установки следует применять для транспортирования груза в одно место из нескольких пунктов (например, разгрузка судна несколькими рукавами) (фиг. 1464); при необходимости транспортирования груза из одного места и несколько пунктов применяются

из них прибавить 5 м транспортируемой длины. По этим данным для ориентировочного расчета данным установкам в 20 м длиной потребует 2,5 P. S. в 300 м—3,4 P. S. При работе с пневматическими элеваторами системы Лютер транспортируется 248 т/ч тонкого зерна при потребной мощности в 250 P. S. с 4 всасывающими рукавами, т. е. 62 т для каждого шлона.—Затем Кун, журн. *Werkst.-technik* 1913, стр. 496 и Львовский и Гилекауп 1920, стр. 714 (Лютер) (уголь); Клуг, журн. *Fördertechnik und Fruchtverkehr* 1919, стр. 117 (аного пример) и 1921, стр. 303, то же Гольдберг, журн. *Chemische Apparatur* 1919, стр. 145 и Клом, журн. *Jahrbuch d. Schiffbautechn. Ges.* 1918, стр. 173; Gasterstädt, журн. *Mitt. Forschungsarb.* том 265 (диссертация); Буле, журн. Z. d. V. d. I. 1923, стр. 873, а также журн. *Fördertechnik* 1915, стр. 181; Баргер, *Образование потока воздуха для пневматического транспорта*, журн. Z. f. d. ges. Mühlenwesen 1924, стр. 85; то же (диссертация, Дрезден, 1925); *Theoretische Untersuchung des pneumatischen Fördervorganges* (Справочник по механике, I т., Барг, Лейпциг 1925).

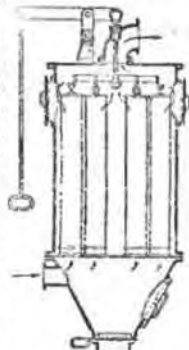
¹⁾ Вместо фильтра хорошо также употребить центробежный разделитель (циклон); но тогда насос должен быть нечувствителен к пыльному воздуху.

установки, действующей под давлением (фиг. 1465); воздушная струя, идущая от насоса *P*, захватывает материал, поступающий при посредстве барабанного колеса *Z*, и по желобу направляет к отделителю *A*.



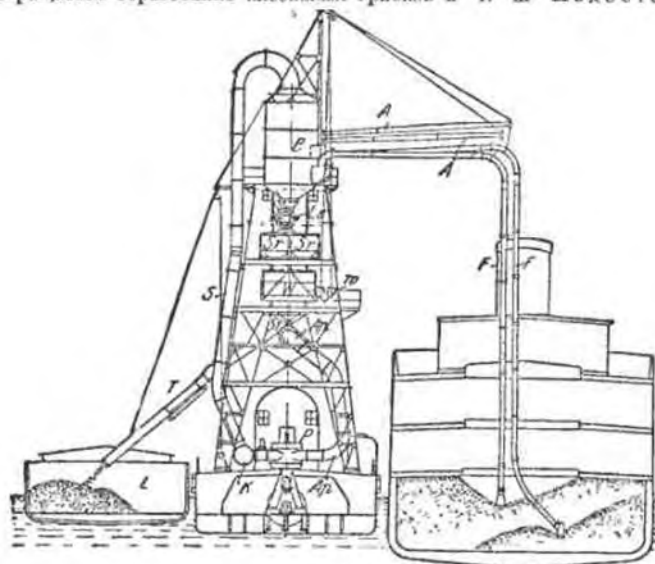
Фиг. 1462.

Преимущества этого способа транспортирования: несложная работа, отсутствие пыли, экономия на рабочей силе, осторожное обращение с материалом, никаких потерь во время транспортирования, проветривание и очистка подвижного состава, независимость от погоды и времени дня, быстрая разгрузка судна, сравнительно небольшая площадь, небольшая стоимость (несложный и недорогой монтаж). Зерновые грузы при таком транспортировании улучшают свое качество и повышаются поэтому в цене



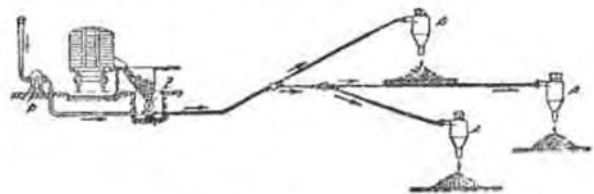
Фиг. 1463.

(обеспиливание, удаление песка и т. д.) влажный материал охлаждается; прекращается образование плесневых грибов и т. п. Недостатки:



Фиг. 1464.

большой, по сравнению с механическими транспортерами, расход энергии; сравн. *Z. d. V. d. I.* 1919, стр. 163 (зерно) и журнал *Glückauf*, 1920, стр. 714 (уголь). По данным механического завода Гартман и К^о (Оффенбах и Майне)¹⁾ количество материала на 1 P. S. составляет



Фиг. 1465.

Таблица 53. Количество материала на 1 P. S.
(данные завода Гартман, Оффенбах).

Па расстоянии	20—100 м	100—200 м	200—300 м	300—350 м
Для зерна kg	600	500	350	270
• угл. (орех)	480	400	280	220
• горючей золы	240	200	140	110
• бур. угля	360	300	210	160
• пылеобр. матер.	180	150	100	80

В зависимости от назначения, установка бывает: плавучей, перемещающейся по суше (фиг. 1478) или стационарной; путь транспортирования при разнице высот до 45 м может достигать до 300 м.

Плавающие подъемники (фиг. 1464) с производительностью до 300 т/ч изготавливаются заводом Лютер (Брауншвейг), Амме, Гизке и Колеген и заводом бр. Зек в Дрездене для перегрузки зерна из пароходов в диктера (насос *P*, воздушная камера *K*, всасывающая труба *S*, слизовой резервуар *B*, трубы *F*, воздушный шлюз *LS*, уравнительный резервуар *Sr*, весы *W*, воронкообразная насадка *Sl*, труба телескопа *T*, диктер *L*, выходящая труба *Ar*). Укосины *A* для всасывания трубы *F* имеют размах на 180° в перпендикулярном направлении и могут подниматься и опускаться при помощи подъемника *se* на 3 м. Привод у воздушных компрессоров или дизель-двигателем или электродвигателем.

Пневматические элеваторы для злы²⁾ системы Зек (Дрезден); (фиг. 1467), *A* — воздушный насос, *B* — водный фильтр (фиг. 1466), *C* —

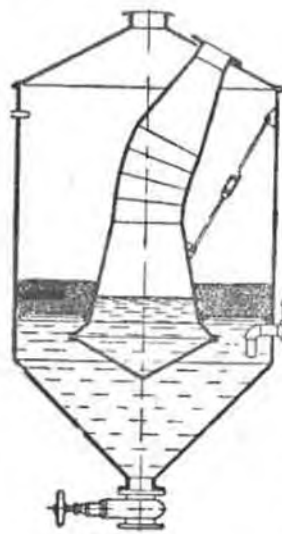
¹⁾ О подробностях конструкции Гартмана (всасывающее сопло, колесо, рукав, шлюз, фильтр, воздушный насос) ср. журн. *Z. d. V. d. I.* 1918, стр. 319, и журн. *Fördertechnik* 1925, стр. 181.

²⁾ *Glückauf*, 1916, от стр. 333, ср. Отделители пыли и золы сист. Шенбах. Затем Вагнер, «Постройка мельниц и амбаров» 1920, от стр. 99. Там же 1921, стр. 761, и *Fördertechnik* 1921, от стр. 156. В а у м а н, *Z. d. V. d. I.* 1923, стр. 964.

Таблица 54. Расход энергии пловучих элеваторов по данным завода бр. Зек, Дрезден.

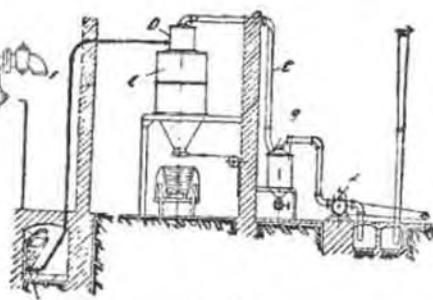
Пропускной способ и P.S. при производительности в т/ч					
	5	10	20	50	100
при длине пути 30 м	10	18	35	55	170
" " " 80 м	13	24	46	105	210
" " " 130 м	15	27	52	115	230

воздухопровод, *D* — резервуар для золы, *E* — общий резервуар, *F* — трубопровод и *Gr* — сопло. Фиг. 1463 изображает очистку жаровой трубы по системе Сименс и Шувкерт, Берлин. При плавании в золе шлаков применяется перемещающаяся дробилка, помещаемая перед местом засасывания воды.

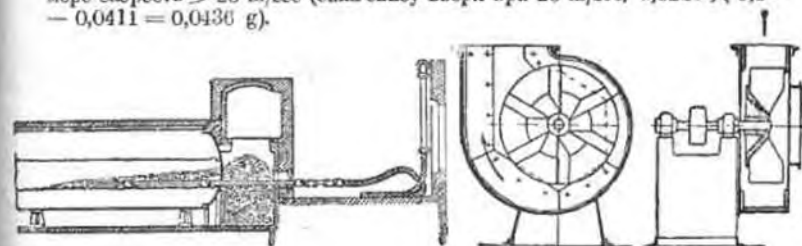


Фиг. 1466.

Если v — скорость воздуха в м/сек.
 p — давление на круглые или заостренные тела в г/мм², то по Баумгартнеру ¹⁾ соблюдается следующее соотношение:



Фиг. 1467.



Фиг. 1468.

Фиг. 1469.

При $h = \begin{pmatrix} 1200 \text{ мм} \\ 1500 \text{ мм} \\ 2000 \text{ мм} \end{pmatrix}$ разрежения по водяному столбу имеем по

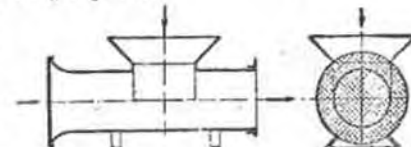
Нерн и гу теоретическую скорость воздуха

$$v = 3,961 \sqrt{h} = \begin{pmatrix} 137,21 \text{ м/сек} \\ 153,41 \text{ м/сек} \\ 177,14 \text{ м/сек} \end{pmatrix}, \text{ т. е. при коэфф. истечения } 0,65$$

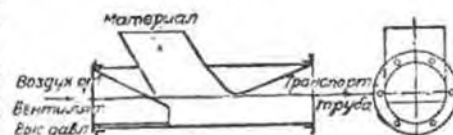
имеем: $v = \begin{pmatrix} 80,19 \text{ м/сек} \\ 94,72 \text{ м/сек} \\ 115,14 \text{ м/сек} \end{pmatrix}$

(трубы, отводы, колена ¹⁾ и т. п. уменьшают скорость). Пневматическая почта, стр. 796, Z. d. V. d. I., 1923, стр. 850.

Устройства требующие воздуха. И здесь — для транспортирования служит струя воздуха в трубопроводе. Скорость воздуха больше угловой скорости транспортируемого материала. Движение воздуха производится центробежным всасывающим вентилятором (фиг. 1469, центробежный вентилятор, всасуется в вентилятор системы Зек). Всасывающие установки преимущественно являются обобщенным системам всасывающих и нагнетательных уста-



Фиг. 1470.



Фиг. 1471.

¹⁾ Чешуйчатый рукав, зап. Якоб, Циннау (Z. d. V. d. I., 1914, стр. 154 и журнал Glaser Annal., 1917, II, стр. 70.

Таблица 55. Соотношение скорости воздуха и давления у пневматических элеваторов.

$v =$	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22
$p =$	0,00098	0,002	0,0030	0,0061	0,0088	0,012	0,0155	0,0198	0,0245	0,0296
$v =$	24	26	28	30	32	34	36	38	40	
$p =$	0,0358	0,0414	0,0481	0,0551	0,0627	0,0706	0,0792	0,0835	0,098	

¹⁾ Mühlenbau I 1, стр. 28, и I 2, стр. 787.

новок: у них материал проходит непосредственно через шлюз. Подача производится во всасывающую трубу посредством паспичных воронок (фиг. 1470), или магнетательных труб, и магнетательных же установках — через шлюзы или сола (фиг. 1471). Отделение материала от струи воздуха происходит под действием центробежного отсосителя (инлош), либо выдуванием наружу в амбар на свободном конце трубопровода.

Область применения ограничивается достигаемым давлением всасывающего вентилятора, и связанной с этим грузоподъемностью струи воздуха. Незначительная удельная нагрузка (т.-е. отношение kg материала к m^3 воздуха) струи воздуха вызывает при данной производительности большие затраты воздуха; поэтому трубопроводы больших диаметров (до 800 мм) вызывают лишь небольшое сопротивление трению. Производительность до 12 000 kg/h , длина пути от 300 м и больше. У больших установок применяются вентиляторы высокого давления, либо два последовательно соединенных; общее давление доходит до 500 мм водяного столба.

Вентиляционные установки строятся стационарные и передвижные; последние применяются особенно часто для загрузки больших амбаров, с легко перемещаемой всасывающей трубой (складной). Часто применяются для бесшумного отвода материала от мельничных, дробильных и машин для пестования на разрыв, а также для деревообделочных станков. Там, где нет опасений насорения вентилятора приходящим материалом (через мерное раздробление, порча и т. п.), соединенная всасывающая-магнетательная установка создаст простейшие и надежнейшие условия работы. Выгрузка и высасывание материала могут происходить в одном или нескольких местах попеременно или одновременно. В последнем случае (установки для отсасывания опилок) для поддержания струи воздуха одинаковой скорости, сума сечений ответвлений должна равняться сечению магистральной трубы. В месте загрузки материал должен свободно падать в струю воздуха, ускоренную до грузоподъемной ее способности (фиг. 1470).

Центробежный всасывающий вентилятор (фиг. 1469) имеет, в случае объединения систем всасывания и магнетания, для беспрепятственного прохождения материала открытое крыльчатое колесо с большой сопротивляемостью ударам попадающих вместе с транспортируемым материалом посторонних элементов (кусков железа и т. п.). Кожух, во избежание быстрого износа снабжен легко заменяемыми пластинами. Более легкие конструкции применяются на лесохозяйственных заводах. Коэффициент полезного действия этих вентиляторов от 0,35 до 0,45; давление до 300 мм вод. столба.

В магнетательных установках прохождение материала через вентилятор не имеет места; там имеются крыльчатые колеса, работающие с возможно большим коэффициентом полезного действия (0,6 до 0,65). До 250 мм вод. столба среднего давления, выше же этого предела употребляются вентиляторы высокого давления. При загрузке материала в трубопровод, для преодоления избыточного давления в трубопроводе устраивается шлюз.

Для материалов, которые не могут пройти через вентилятор или шлюз (хлопок, макарона, резиновые мячи и т. п.), необходимо устройство подающего сола; материал свободно падает в струю воздуха (фиг. 1471).

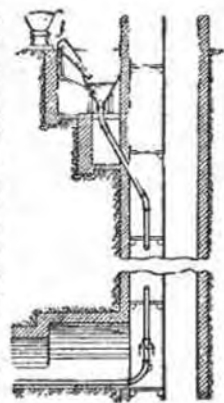
Расход энергии вентилятора равен приблизительно расходу пневматической установки той же мощности (Z. d. V. d. I. 1923, стр. 875).
Насосы и баггера системы Маммут см. стр. 1098.

г) Всасывающие и магнетательные транспортеры.

У всасывающих землечерпалок (насосных землечерпалок), III том 9 отд., строительные машины, вместо ковшевой конструкции применяется всасывающая труба, внутри которой устанавливаются валы с лопами для отделения грунта. Большой частью илистый или болотистый грунт подается через всасывающую головку во всасывающую трубу, и отсюда, при помощи ковшевых или центробежных насосов, попадает в пловучую или на понтонах магнетательную трубу, в которой грунт разбавляется водой. По Dingler Pol. J. 1907, стр. 4, производительность до 4500 t/h . Наибольший землесос системы Фюрлинг, построенный в Шаху, имеет производительность 5000 m^3 в час; наибольший английский землесос имеет производительность 10 000 t песка в 50 мин. при глубине 21,3 м. (Z. d. V. d. I., 1910, стр. 371).

Эжекторы для золы (зав. Говальд, Киль) (Буле. Руководство для техников: массовые грузы, III том, в Fördertechnik, 1911, стр. 67) служат для выкидывания золы из судовых котлов в море. Они состоят из установленной на полу котельной насыпной воронки с решеткой, через которую насыпаемая зола попадает в нижнюю часть вертикально направленной выкидной трубы. У дна воронки выходит конец эжекторной трубы. Выкидная труба оканчивается выше ватерлинии при полной нагрузке. При двукратном, в течение 24 часов, пользовании прибором, зола и шлаки от 24 t угля могут быть удалены в течение от 16—24 мин. из котельного помещения в море. Давление воды от 5 до 15 ат, высота выкидывания от 4 до 9 м. Необходимое количество воды \approx 400 до 900 l/min , в зависимости от величины наконечника, давления, длины и положения выливной трубы. Наклон выливной трубы к вертикали — от 20 до 30°. Для небольших судов диаметр выкидной трубы — 100 мм; для всех судов подходит диаметр выкидной трубы 125 мм; для судов с особо большими котлами — 150 мм.

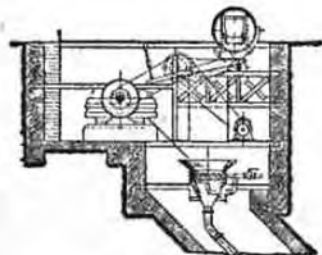
Дальнейшее применение этих транспортеров для перемещения сахарной свеклы и т. п. из желдор. вагонов (по системе Грудман-Фельге). Буле, журн. Fördertechnik, 1912, от стр. 121 (см. также 1922, стр. 67), и журн. Techn. Rundschau 1917, стр. 74 (см. также Z. d. V. d. I. 1921, стр. 545); также для отбросов и т. д., равно и для транспортирования обыкновенной свеклы и т. п. при помощи силаных желобов, угля — посредством насосов, при сооружении тоннелей — для удаления щебня.



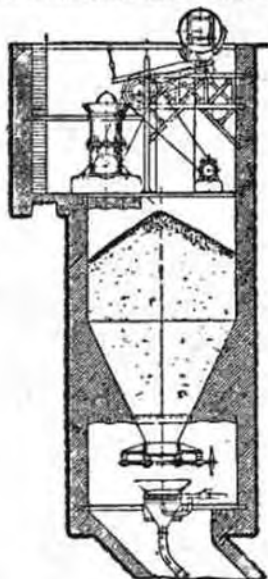
Фиг. 1472.

*) Ср. Веде, Handb. d. I.-W., т. IV, в. 1, изд. 3, от стр. 87; Z. d. V. d. I. 1916, стр. 880.

Промывание во избежание повреждения горных пород¹⁾ (фиг. 1472 до 1474); Мегуин, Бунбах-Гессен, рис. 1472: заполнение ливневых после разрушения волах пространств; рис. 1473: приспособление с дробилкой со щетками, рис. 1474: с дробилкой и запасным баком (ср. стр. 1054, затворы резервуаров). Для зерен величиной до 50 мм движется транспортирование по трубам при посредстве воды. Материалы: земля, песок, глина, ил, гравий. Лом осматривается каменной (строительный лом), шлак, шлаковый песок, шпальный гравий, зола. О применении воды для получения угля, Berg- u. Hüttenm. Rundschau, 1912, от стр. 39].



Фиг. 1473.



Фиг. 1474.

II. Склады и амбары²⁾.

а) Здания.

1. Амбары³⁾ представляют собой склады товаров, как-то: фруктов рассыпных или в мешках (злаки, кофе, рис и т. п., бочки, салоны, ящики и т. п. Амбары для мешков (см. Z. d. V. d. I. 1912, стр. 1940, со-

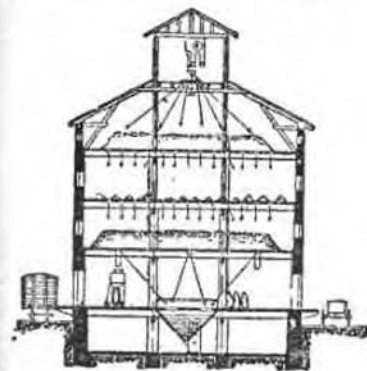
¹⁾ P r i t z, Das Spülversatzverfahren, 2 изд., Берлин, 1915, Арбейн, журн. Gluckauf, 1917, № 19 и 20, журн. Stahl, Eisen 1906, стр. 795, 1907, стр. 1819 (трубы с фарфоровой облицовкой; олео-трубопроводы для промывания в трубах завода Gess Nischaf für Pochwerk-Rohrleitung gen., ш. в. П. Берлин 1908, ч. 1, стр. 107; Тиссен и К^о Мельгейм также изготовляет асбестовые трубы для промывания (Z. d. V. d. I. 1909, стр. 108). О горючих транспортных дорогах, Z. d. V. d. I. 1910, стр. 49 и 1912; затем Каммерер, Z. d. V. d. I. 1910, стр. 1975; S e i d l, Das Spülversatzverfahren in Oberschlesien (Катовиц 1922).

²⁾ Л а н д с б е р г, Размер установок для транспортирования, складывания и выдачи материалов, смот. журн. El. Betrieb 1913, стр. 239; то же стр. 361 и журн. Glaser Ann. 1913, I, стр. 160. Затем Аумунд (теория ость акклиматизации), Z. d. V. d. I. 1925, с.р. 1235 (Экономические основы складского дела).

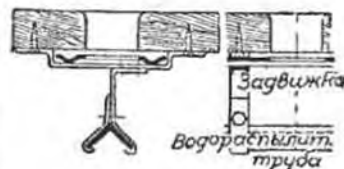
³⁾ Буле, журн. Z. d. V. d. I. 1913, стр. 44; Луффт, журн. Fördertechnik 1910, стр. 230, а также Эйлер, Z. d. V. d. I. 1912, стр. 1064; Лейпольд, Восточная гавань Берлина, Z. d. V. d. I. 1914, стр. 108; Краузе, Западная гавань Берлина, журн. Zentralbl. Bauw. 1923, стр. 489; Було, журн. Bautechnik 1923, стр. 1.

стоящие по преимуществу из аланит от 5 до 6 (10) этажей, большей частью разделенных на несколько частей промежуточными стенами (толщиной 38 см и возвышающимися над крышей на 1 - 1,5 м). Наиболее ценными участками для сооружения амбаров являются места, где водные и сухопутные пути сообщения, по возможности находятся близко друг от друга. Форма в плане большую часть прямоугольная (длинный фронт); глубина от 12 до 32 м. Предельные размеры для высоты этажей: подвального от 2,3 до 3,5 м, первого этажа (партер) от 3 до 4,8 м, вышележащие этажи от 2,7 до 4 м, чердак от 2,5 до 5,5 м. Полезная нагрузка на 1 м² для легких амбаров — 1 т, для тяжелых амбаров в партере — 1,8 т до 2 т, для других этажей 1,25 до 1,8, для чердаков от 0,5 до 1 т⁴⁾.

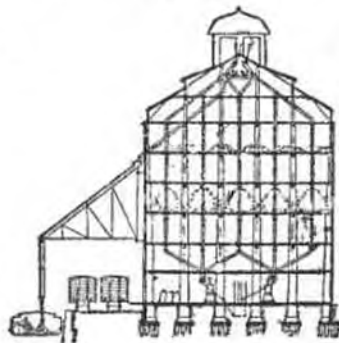
Особые конструкции. Амбары для сыпья зерна (фиг. 1475) часто соединяются с элеваторными (силосами). Главным образом применяются в малых и сельскохозяйственных предприятиях и со-



Фиг. 1475.



Фиг. 1476.



Фиг. 1477.

вах, в качестве мельничного амбара и т. д., пригодны для хранения влажных фруктов, так как в соединении с увлажнителями (фиг. 1476) достигается естественная вентиляция и сушка. Высота насыпного слоя от 1,2 до 2 м (чем больше сырьё зерна, тем меньше высота слоя; для зерна нового урожая высота только 0,5 м). Увлажнители (фиг. 1476) находятся в балке одного из разделов амбара (фиг. 1475) с соответствующими отверстиями в полу и затворами из полосового железа под полом. Затвор из полосового железа системы завода Бр. Зек состоит из легкой листовой стали

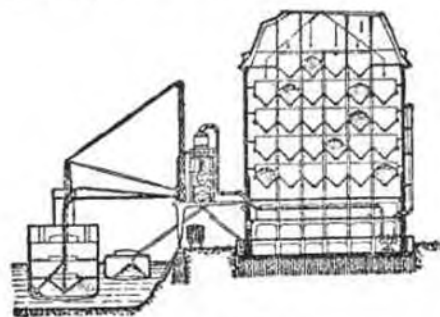
⁴⁾ Об основании. См. журн. Baukunde d. Architekt, Берлин, 1907, т. II, ч. 4 стр. 477. (Орт) и Луффт, журн. Deutsche Bauz. 1909, стр. 146; то же, 1914, стр. 142.

с вальцованными полукруглыми выступами, благодаря чему достигается большая сопротивляемость изгибу и продольному изгибу, при чем легко передвигается вследствие незначительного трения плоскостей. Диаметр отверстий 50 мм, расстояние друг от друга от 0,5 до 0,6 м. Через открытые засовы фрукты для лучшей вентиляции сыплются на увлажненные крышки. Оставшаяся на чердаке масса (кругло $\frac{1}{10}$ общего количества груза) подается вручную. Увлажнение насынного слоя в 1,2 м требует ≈ 10 м³ (при ручной работе от 2,5 до 5 т/ч). Величина мельничного амбара у больших мельниц рассчитана на запас размером от 25 до 30-кратной дневной производительности мельницы. Очень большие амбары рассчитаны на трехмесячный запас.

Расстояние между отдельными местами насыпки в этажах от 0,8 до 1,5 м ширины.

[Перемещение зерна в вертикальном направлении при помощи зерновых элеваторов (стр. 1030) и сыпных труб (фиг. 1477), которые при посредстве поворотных приспособлений размещают зерно по полу амбара. Этим достигается также пересылка фруктов, благодаря чему в транспортерах не остается залежавшихся фруктов.

При постройках больших амбаров этого рода, перемещение зерна в горизонтальном направлении происходит посредством винтов (стр. 1018) и ременных транспортеров (стр. 1021), распределение происходит посредством присоединенных к распределительной трубе патрубков (см. патрубки Денни, завода Грэффенуус, Франкфурт н/М., фиг. 1491, стр. 1050). Этим достигается возможность разгрузки и загрузки любого



Фиг. 1478.

чердака, быстрое выемание фруктов из мешков, повышение производительности благодаря возможности одновременного высыпания груза в различных местах].

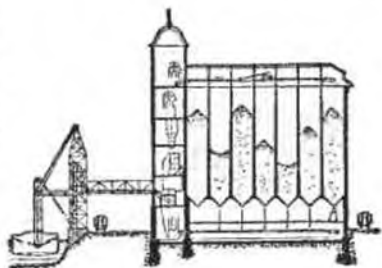
Преимущества многоэтажных амбаров: возможность использования для крупных грузов и упаковок, возможность легкого отбирания проб, вентиляция, хранение сырых фруктов; недостатки: непродуктивное (от 2 до 3 раз) использо-

вание площади (емкость груза для обыкновенных амбаров составляет по весу на 1 м² площади амбара от 2000 до 4000 кг, дороговизна эксплуатации по сравнению с силосом и амбарами с воронками (см. ниже), так как в последних для перемещения груза не требуется человеческого труда.

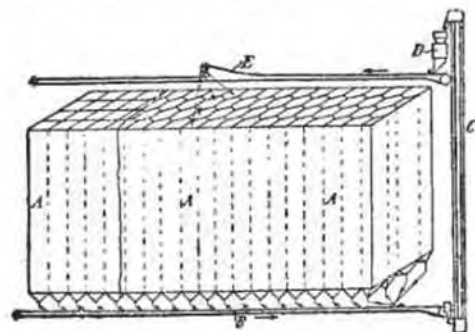
Амбары с воронками для рассыпки зерна (фиг. 1478, завод Зек, Дрезден) также с сыпными рукавами, с приспособлением для увлажнения; лучшее использование площади (большие преимущества по сравнению с 1, так как разгрузка воронок происходит автоматически, без примене-

ния человеческого труда). Конструкции деревянные; наиболее целесообразные конструкции — бетонные.

2. Силосы или шахтные амбары. Постройка силосов получила широкое распространение с развитием железобетонного строительства для хранения сухих и сыпучих материалов (злаков, угля, кокса, цемента, соли, муки, зола, извести, опилок, песка, серы и т. п.) Засыпанный сверху в ячейку материал может разгружаться по мере необходимости из самого низкого места ячейки. Железобетонная конструкция проста, стойка и долговечна, при незначительных расходах по содержанию. Чистота, безопасность в пожарном отношении, безопасность от повреждения со стороны хранимых материалов. Различают амбары с ячейками или силосы в собственном значении слова, силосы многоэтажные больших размеров и склады, расположенные на уровне и ниже уровня земли¹⁾.



Фиг. 1479.



Фиг. 1480.

У силосов или амбаров с ячейками (фиг. 1479 и 1480 и таблица 61. (см. т. III, отд. Железобетон), которые в Европе часто строятся вместе с обыкновенными многоэтажными амбарами²⁾ размеры ячеек, в которых преимущественно можно хранить сухие зерновые продукты без доступа воздуха, равны от 1,5 до 8 м длины и ширины (у круглых ячеек диаметр достигает до 12 м), глубиной до 30—35 м. Такие ячейки доверху

¹⁾ Meyer, Deutsche Bauzeit 1918, часть бетон, стр. 76, патен Дюрр, Силосы, 14 т. Пособия для бетонного строительства, 8 изд., Берлин, 1924. Вальдемар Эрст и сын.

²⁾ Башенный склад в Кельсберге (силос над землей), з. д. V, д. I, 1924, стр. 1261.

засыпаются зерном. Сечение ячеек треугольное, прямоугольное (квадратное), шестиугольное, восьмиугольное или круглое. Ячейки окружаются стенами из камня, железа, дерева, бетона, при помощи якорных тяг связываются как между собой, так и со стенами самого амбара, имеющего особое перекрытие. Ячейки четырехугольной формы из дерева имеют основную воронку из железобетона¹⁾.

Из затвора ячеек *A* зерно попадает на ленту *B*, отсюда к элеватору *C* и после перемены направления снова попадает на ремневый транспортер *E* через распределитель, находящийся на чердаке (фиг. 1476 и 1477), в ячейку *A* или изменяется²⁾ и насыпается в мешки для дальнейшей переработки, переработки и т. д.).

Преимущества хранения в силосах: сравнительно дешевое устройство и незначительная площадь, так как досыпан конструкция и наполнение пельдиобани объема (емкость груза составляет по весу на 1 м² нагруженной площади от 5000 и 16000 кг), простота и дешевизна эксплуатации, легкая, простая и вполне механическая загрузка, выемка зерна без применения человеческого труда; возможно очень хорошее перебивание; удобная перебивка зерна с целью его очистки и сушки; удобное разделение конструкции силосов на отделения по возрасту и сор-

¹⁾ Деревянные стенки легки, дешевы и пригодны для хранения фруктов, но огнеопасны. По Баумгартнеру толщина стенок может быть определена по формуле:

$$h = 0,1081 \sqrt{\frac{P}{b}},$$

где обозначают: *P* — давление на 1 доску в кг, *l* — отверстие ячейки в см, *b* — толщину доски в см, *h* — ширину доски в см. По опытам Янсенс *Z. d. V. d. I.* 1895, стр. 1045, давление от зерна вышесказанной вычисляется по формуле:

$$p = s(1 - \alpha - 0,8\alpha \cdot s)$$

где: *p* — давление на 1 м² для ячейки в тоннах, *s* — длина квадратной стороны сечения ячейки в м, *α* = 2,71828, *α* — высота в метрах зерна в м.

Осыла Баумгартнер вычисляет следующую таблицу.

Таблица 56. Давления на дно ячейки для пшеницы в т/м².

Высота ячейки м	Длина стороны в м				Высота насыпки м	Длина стороны в м			
	1,5	2	3	4		1,5	2	3	4
4	1,320	1,60	1,95	2,20	9	1,488	1,94	2,72	3,34
5	1,395	1,72	2,22	2,53	10	1,492	1,96	2,77	3,44
6	1,47	1,82	2,38	2,80	12	1,497	1,94	2,78	3,64
7	1,462	1,88	2,55	3,04	14	1,498	1,99	2,79	3,76
8	1,471	1,91	2,52	3,20	16	1,500	2,00	2,80	3,84

Божье давление от зерна составляет 0,75 приведенного давления. Давление для ржи равно 0,9, но трение несколько больше, а вес единицы объем меньше. Для ячменя (очень галдящий) давление в 1,2 раза больше.

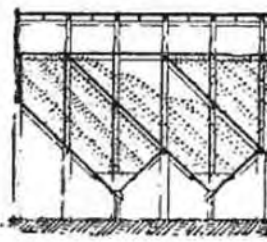
Ср. также Эммергер. Руководство по железобетонному строительству (отдел Силосы). Ауфг., Соотношение давлений в ячейках силосов, Берлин (Вильгельм Эрнст и С.) 2 издание; также журн. „Fördertechnik“, 1919, стр. 78; Булле, журн. *Z. d. V. d. I.* 1910, стр. 1463 (большое количество источников). Кроме того, Эндерс (давление стенок в силосах в шахтных толках) журн. Mitt. Fördertechnik, а. 121 (журн. *Z. d. V. d. I.*, 1912, стр. 2169) — журн. *Z. d. V. d. I.*, 1916, стр. 260.

²⁾ Dingl. Pol. Journal 1809, стр. 370; *Z. d. V. d. I.* 1911, стр. 1549; Весы для угля, *Z. d. V. d. I.* 1911, стр. 1547; Fördertechnik, 1913, стр. 231. Согласно Анд. Обл., Грессинг, Франкфурт, для зерновых амбаров употребляются автоматические ясы, насылающие 180 мешков (по 100 кг) пшеничного или 165 мешков ячменя, или 125 т овса (*Z. d. V. d. I.* 1926, стр. 226).

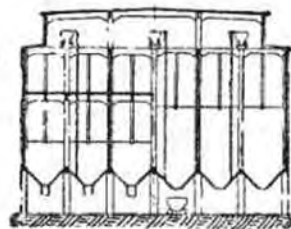
там; нейтральный валзор за работой по реиному регулированию на реестральной распределительных приспособлений (рекомендуется устройство телетермометров). Недостатки: зерно должно быть по возможности сухим.

В большинстве случаев соседние мест получения и взвешивания грузов с местами предварительной очистки и элеваторами в отдельной ленточной пристройке, как правило, помещаются в передней части здания. Вентиляционное устройство для обеспыливания и сушки при слишком влажных злаков (ячейки для большого зерна)¹⁾. В общем, при больших затратах на устройство — рекомендуется пристройка силосов, если зерно может переносить долгое лежание в ячейках; вообще же выбор между пристройкой силосов, амбаров в других специальных помещений зависит от условий транспортных, эксплуатационных и разных особых условий. В качестве тортовых складов применяются мельничные амбары. Загрузочные приспособления для них в механизмирующие транспортные приспособления рассчитаны на большую часовую производительность, в мельничных амбарах — на дневную производительность мельницы. Пердача и распределение энергии производится электрическим путем, по преимуществу — переменным током (налы).

Большие силосы не имеют отделений, либо обладают такими, которые имеют по сравнению с высотой большую площадь основания. Этот род силосов применяется для хранения материалов в крупных одинаковых по размеру кусках, как напр. уголь, руда и др.



Фиг. 1481.



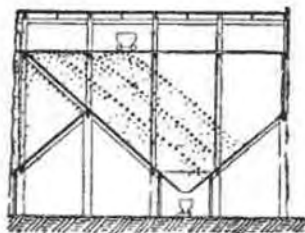
Фиг. 1482.

Силосы для хранения руды употребляются, главным образом, в горной промышленности и применяются как большие силосы в тех случаях, когда находятся в стороне от места добычи руды. Для поддержания регулярной доставки запасов необходимых для производства, транспорт руды из силосов производится тележками, но не непосредственно, а поездами, при чем разгрузка силосов очень облегчается большим количеством разгрузочных отверстий (последнее обстоятельство очень важно). (Журн. St. u. Eisen 1921 г., стр. 1006).

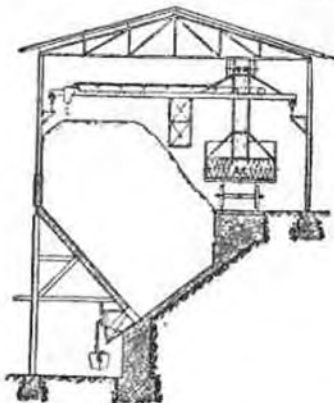
Силосы для угля (фиг. 1481, 1482 и 1483), бр. Райк, Мюнхен, вместимость малых ячеек — 550 тонн, высота слоя в 7,5 м, в больших же яч-

¹⁾ *Z. d. V. d. I.* 1920, стр. 734 и журн. Deutsche Bauz. 1919 (с. Бетон, стр. 1) — бр. Райк, Мюнхен, Вентиляция и охлаждение зерна. — Охлаждение силосов для зерна, и т. п.

ках вместимость до 1000 т и высота слоя 10 м. Отлогие стены, для того чтобы можно было при небольшом слое достичь большой вместимости ячеек. Ср. журн. Bauingenieur, 1920, № 18 (Новейшие железобетонные угольные склады). Еккель дает в журн. Journ. f. Gasbel. & Wasservers. 1917, стр. 433 и 1919, стр. 41 для таких силосов больших размеров указания для предотвращения самовозгорания (причины возникновения самовозгорания): не слишком большие силосы, широкие входные отверстия, герметическое закрывание для предотвращения проникновения кислорода.



Фиг. 1483.



Фиг. 1484.

Ср. т. III, отдел, Железобетонное строительство. О подземных силосах для минералов (соли калия и др.) Буле, Z. d. V. d. I., 1913, стр. 1867 и 1914, стр. 780; о пловучих амбарах, журн. Fördertechnik 1912, стр. 162; силосы для торфа, журн. ETZ, 1920, стр. 889; продовольственные амбары, журн. Z. d. V. d. I. 1921, стр. 75 и 503.

Карманные силосы (фиг. 1484), Гейндельман и Шпармберг, Ганновер, см. стр. 1031 св. 1) и 1031 св. 2), небольшая высота слоя в главном образом, наклонные стены и полы. Карманное устройство ставится необходимым тогда, когда складывание на наклонных спусках необходимо из-за ограниченной высоты слоя. Выравнивание происходит в большинстве случаев из-за больших размеров установок. Разгрузочное отверстие не должно лежать перпендикулярно к месту засыпки. Различают: склады, расположенные над уровнем земли, и ниже уровня земли. Ср. также: затворы резервуаров (стр. 1050).

Резервуары, расположенные на высоте (Ш т., отд. Железобетонное строительство) строятся из дерева, железа или камня для складывания угля, кокса, руды, золы, песка, цемента и др., особые бункера призматические, цилиндрические и корытообразные 1) (фиг. 1485) для хранения запасов сырья у основания колошниковых подъемников, да-

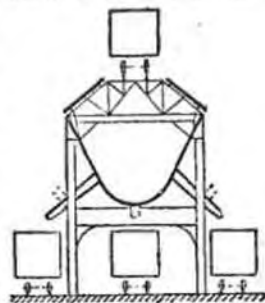
1) Буле. Z. d. V. d. I. 1916, стр. 184.

лее: для загрузки судов, для снабжения локомотивов или загрузки вагонов 1) так же, как и для брикетных 2) и кирпичных заводов и т. п. 3).

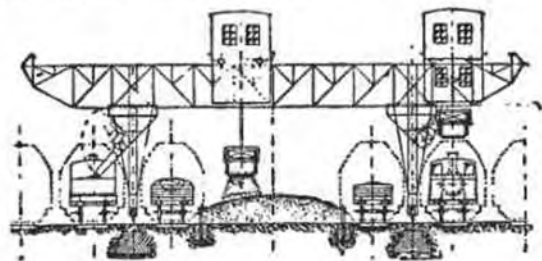
Бункера устанавливаются также над паровыми котлами в котельных помещениях 4) и над ретортами в газовых заводах, равно как и для хранения и распределения угля для городских нужд и т. п. (фиг. 1485, загрузка из вагонов, расположенных на нормальном пути, распределение угля на уровне улиц). Перемещаемые резервуары (литейные — формовочный песок, St. и E. 1918, от стр. 680.

Склады ниже уровня моря (загрузочные воронки подземных помещений, бункера, фиг. 1474) часто применяются при переменном уровне воды для загрузки судов из ж.-д. вагонов (фиг. 1487, загрузка угля и руды из вагонов в суда); сохранение сырых материалов. Склады ниже

уровня земли для руды возле доменных печей, для угля, для снабжения паровозов топливом, на газовых заводах и в котельных установках,



Фиг. 1485.



Фиг. 1486.

для загрузки кокса (Блейхерт), журн. St. p. Eisen 1916, стр. 1057, для вспомогательных материалов в рудниках и т. п.

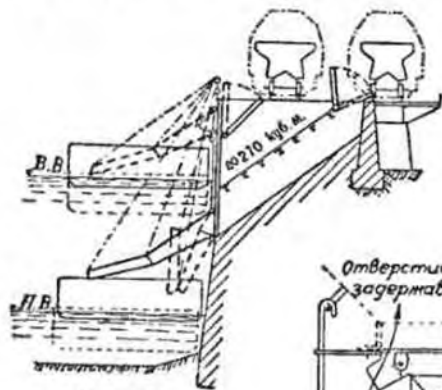
1) Organ, 1912, стр. 205 и 311; 1913, стр. 242, 1914, стр. 24 (товарные станции). В приспособленных для снабжения углем локомотивов, определение количества угля подлежащего загрузке, не должно производиться посредством учета взвешиваемого топлива, так как этот способ, в виду изменяющегося количества содержащегося в кусках угля частоте изменения сорта угля заметна углем козсом различного рода, — негод к большим неточностям. Топливо должно измеряться, и все записываться автоматически. Ср. также диссертацию Фойгта (Надательство Гельмга, Ганновер, 1916) и Раасклер (Мезер, Берлин, 1917), также журн. Organ, 1915, стр. 52, стр. 99 (Далсберг) и журн. Z. d. V. d. I., 1921, стр. 1132; 1925, стр. 1436 (Радла), также журн. Glaser Annal. 1925, I, стр. 129; радио и фиг. 1486. О производительности и стоимости эксплуатации журн. Verkehrst. Woche, 1922, стр. 51.

2) Franke, Handb. d. Belkettbereitung, Stuttgart 1909.

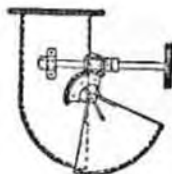
3) Pantzer u. Galko, Leitfaden f. d. Ziegelmaschinenbetrieb, München, 1910. Марр. Сушено и сушки, 2 изд., Мюнхен 1914.

4) Клингенберг. "Постройка больших аэрических станций". — Хранение и транспортирование угля и золы. Берлин. 1924, изд. Юл. Шпрингер.

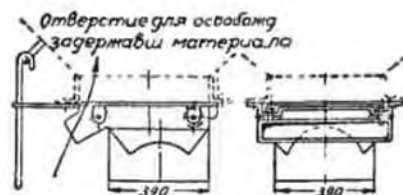
Затворы резервуаров¹⁾. Также как и для жидких и текучих тел, так и для сыпучих тел усраиваются также приспособления для выпуска, выпуска и предохранения грузов, которые должны быть приурочены



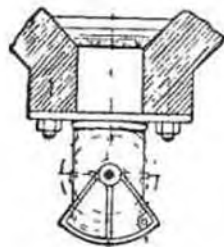
Фиг. 1457.



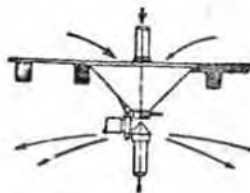
Фиг. 1489.



Фиг. 1490.



Фиг. 1488.



Фиг. 1491.



Фиг. 1492.

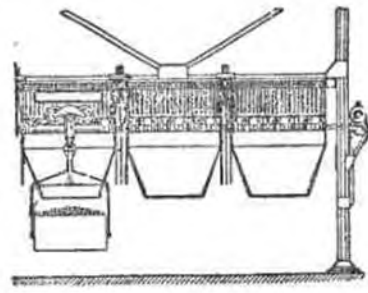
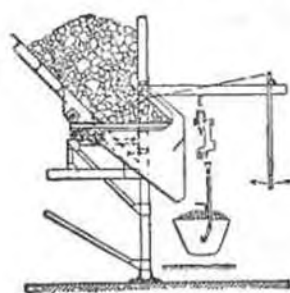
к роду материалов. Перпендикулярные (или приблизительно перпендикулярные) затворы, лежащие непосредственно в наклонной части бункера, применяются для мелкозернистых материалов, солей, для крошечной свеклы и т. п.

[Фиг. 1488, отверстие силоса с круглой заслонкой (поворотный шарнир, ручный клапан, круговой сектор), открывающийся при помощи цепного колеса и при закрывании отводящийся в первоначальное положение массой вытекающей струи. В больших установках движение дости-

¹⁾ Веттик, St. u. Eisen. 1915, стр. 521; Буле, Резервуары для отвалов и затворов. Göttinger 1915, стр. 62; того же автора. Охваты и новые конструкции затворов для зернохранилищ и кусковых продуктов. Z. d. V. d. I. 1916, стр. 141; Lillig, Hochofenberichtsangelegenheiten, Berlin 1913, стр. 18.

гается при помощи зубчатого сегмента и червяка (фиг. 1489 Па:оль и Кемп, Гамбург); таким образом, применяется с успехом для грузов в крупных кусках (тышке и для угли). Регулирование высывающейся массы доускается в широких границах. В затворах силосов, согласно фиг. 1490 (Амме, Бизеке и Консвен, Брауншвейг), заслонка движется на роликах; привод ручным рычагом.

При помощи особых штуцеров (фиг. 1491 и 1492) Денни-Греффеншус, Фринбург на Майне, можно произвести оттягивание и разгрузку любой грядки верхнего этажа, не затрагивая зерен, лежащих на нижних этажах. Впускное отверстие диаметром от 700 до 1000 мм; до 80% всей массы груз высывается. При необходимости засылки на пол, в то время, как трубопровод закрывается цилиндрической муфтой и когда зерно должно проходить через него, на ось трубы насаживается конус.



Фиг. 1493.

Как затвор для силоса (фиг. 1492), конструкции штуцеров Денни дает возможность избежать нежелательных нагромождений зерна или его перемешивания; закрывание происходит при помощи цилиндра с отверстиями, препятствующего лежащим в средней оси ячейкам выпускать прежде тяжелые зерна.

К числу наиболее заслуживающих внимания конструкций затворов MS, U, K в т. д.) относятся корытообразные конструкции Блейхерта (журн. Z. d. V. d. I. 1916, стр. 184). Фиг. 1493 изображает заслонки MS затвора, в нижней части снабженные зубчатыми рейками. Они обслуживаются спереди. Предохранительное приспособление в виде маятниковой решетки. Как правило, работает только средняя заслонка; Соковая заслонка препятствует образованию сводов и мостов из зерна. Колеччатый спуск (фиг. 1494 и 1495), состоящий из верхней неподвижной и нижней опрокидывающейся части, наиболее часто применяется там, где имеется достаточно места под засовом (загрузка паромов). Точного



Фиг. 1494.

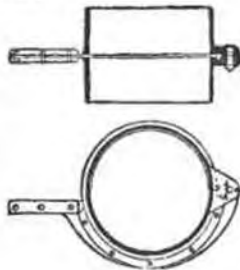


Фиг. 1495.

обмера произвести нельзя. Лучше всего ступенчатое задержание материала посредством нескольких заслонов или клапанов (фиг. 1495, Блейхерт). Отверстие бункера закрывается двумя (или несколькими) самостоятельными круглыми заслонками, из которых одна действует от ручного рычага или тягового стержня, другая приводится в движение ножным приводом. Сначала открывается нижняя малая заслонка, затем верхняя. При закрытии воздух задерживается верхней заслонкой. Фиг. 1496 показывает оправдавший себя в работе патент для угля с зубчатой стержневой заслонкой (для газовых заводов и т. д.), завода Вельман-Сивер-Морган, Клевеленд.



Фиг. 1495.



Фиг. 1497.



Фиг. 1498.

Фиг. 1497 изображает тупиковую трубу с поворотной задвижкой завода Нагель и Кемп, Гамбург, для мелкозернистых солей. Эта задвижка, приводимая в действие вручную, вращающаяся вокруг цапфы, проникает через боковую щель в тупиковую трубу и, смотря по надобности, замыкает диаметр ее полностью или частично. Часто для калийных солей, цемента и т. п. замыкание этой трубы производится дроссельными заслонками (фиг. 1498). Мешки укрепляются в нижней части чугунного штуцера посредством узких ремней, и при поворачивании заслонок, сначала сильно, а потом медленно, мешки соответственно вываливаются сначала быстро, а потом медленно (примечание 2-ое к стр. 1016). В остальном ср. также фиг. 1476, 1462 и 1474. О затворах сист. Гумбольта, Келья-Кальк — см. Буле, 1924, от стр. 156.

б) Склады на уровне земли.

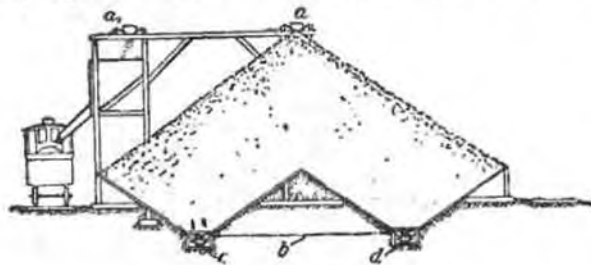
Склады на уровне земли различаются по форме загрузки и разгрузки (пересыпание, самовозгорание)¹⁾.

Форма складывания: а) гребни (фиг. 1409), б) призмы (полосы), в) полный конус, д) усеченный конус (фиг. 1500 и 1501), е) сегменты (фиг. 1502), f) составные формы согласно фиг. 1503.

Способ засыпки: а) (фиг. 1504) с откатных путей, по которым перемещаются опрокидывающиеся вагоны, б) стационарные вагоны

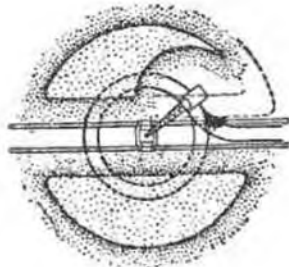
¹⁾ Ср. Гудлер, Способ складывания угля в связи с самовозгоранием и выветриванием, Gütschaf 1915, стр. 869.

тяжелого тиа (стр. 1007)¹⁾, устроенные таким образом, что кривые лежат в начале, в то время как разгрузочный путь подходит в виде прямой или лучей, весра или параллельно. Для перемещения с горы вниз эти

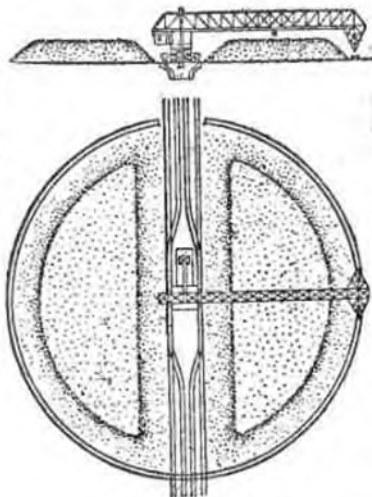


Фиг. 1499.

пути делаются передвижными, перемещение производится по прямой или по кругу (фиг. 1505). Там, где такие пути не могут быть проложены, избирают с) кабельные пути; d) подвесные канатно-проволочные пути (стр. 989,



Фиг. 1500.



Фиг. 1501.

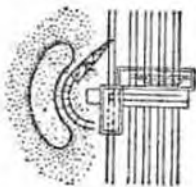
992 и 1009)²⁾, к которым относятся пути Блейхерта (фиг. 1503, 1505 и 1507) (длина мостового звена около 7 м), а также пути системы Геккеля³⁾ с неподвижной круглой, диам. около 3 м, конечной, башней с автоматическим обходом. Изготавливаемая из листового железа внутри бетонированная, башня нечувствительна к падающим на нее

¹⁾ См. на стр. 1007: Автоматические пути.

²⁾ Orga 1913, стр. 238, далее St. u. E. 1916, стр. 1084.

³⁾ Ср. также Z. d. V. d. I. 1924, стр. 668.

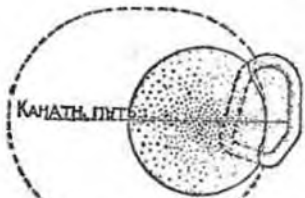
массам. Производительность до 180 т/ч. Такие дороги проведены на высоте до 125 и 110 м. Относительно блейхертовских бесконечных поперечных транспортеров, увеличивающих слой насыпи см. Glückauf



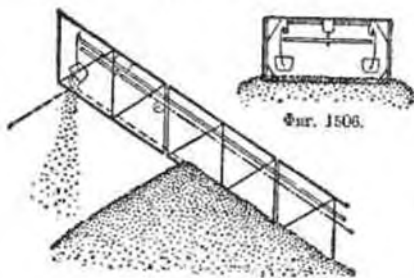
Фиг. 1502.



Фиг. 1503.



Фиг. 1503.



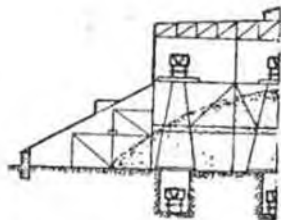
Фиг. 1506.

Фиг. 1507.

к) транспортные ленты¹⁾, стальные транспортные ленты (стр. 1025), часто связанные с элеваторами (стр. 1030); л) транспортные желоба (стр. 1026)²⁾; м) маятниковые (стр. 1032).

¹⁾ Журн. Stahl u. Eisen 1907, стр. 1820.

²⁾ Журн. Fide.technik 1913, стр. 45.



Фиг. 1504.



Фиг. 1505.

1911, стр. 490; е) наклонные пути, стр. 1007, г) мостовые краны, стр. 963 и след.; г) кабельные краны (Z. d. V. d. I. 1916, стр. 501), л) поворотные краны на прямом пути или по круговому сегменту (фиг. 1512), либо кругу (фиг. 1500), или большое количество последовательно соединенных круговых путей (Glückauf 1909, стр. 1308); и) круговые железнодорожные краны (фиг. 1501);

Насыпка в склад и расходование из складов лопатами, элеваторами (автоматически выполняющиеся ковшами или лопатами) Грейфера в сочетании с канатными дорогами, кабельными кранами, ж. д. и поворотными кранами, путями ниже уровня рельс и рам, транспортными желобами, транспортными лентами, скреками, конвейерами, элеваторами, беггерами и т. п., равно как и пневматическим способом (см. соответственные отделы).

III. Машины для подъема жидкостей (насосы).

Насосы подразделяются на:

А. Поршневые насосы, основанные на принципе вытеснения прямолинейно движущегося взад и вперед поршня. С ним сходны крыльчатые и ротативные насосы, у которых вытесняется производят качающееся или вращающееся движение.

В. Центробежные насосы, основной частью которых является вращающееся колесо с лопатками (обратное водяным турбинам).

С. Особые устройства (Насосы Мамута, пульсометры, насосы Гумфрел, Виддера, струйные насосы).

Высота подачи насоса это не только геодезическая разница высот между уровнем всасываемой воды и нагнетаемой, но полезный прирост энергии для 1-kg подаваемой воды в м вод. столба, или, так называемая, манометрическая высота подъема H , так как потери, возникающие в присоединяемых трубопроводах, не могут быть отнесены к насосу.

Согласно фиг. 1508 обозначают (взяв любой центробеж. и насос):

p', p'' — давление на уровень всасываемой воды в kg/cm^2 ,

e — геодезическая разность высот между уровнями всасываемой воды и нагнетаемой в м,

H_w — сопротивление потоку во всем трубопроводе (исключая насос) в м вод. столба,

c_a, c_e — скорость воды при входе и выходе из насоса, в м/сек

γ — плотность воды в kg/m^3 .

Тогда высота подачи

$$H = (p'' - p') \cdot 10000/\gamma + e + H_w \dots \dots \dots (1)$$

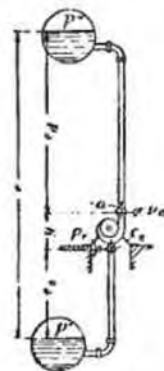
это значит, что она равна сумме: разницы давлений, выраженной в м водяного столба, в камере сжатия и всасывания, разницы высот обоих верхов вод и сопротивления трубопроводов.

Если зеркала всасывания и давления находятся под давлением атмосферы, то, так как $p'' = p'$:

$$H = e + H_w \dots \dots \dots (2)$$

Сопротивления H_w вычисляются по данным т. I, стр. 377 и сл.

Высота подъема у насосов устанавливается измерением давления p_e у всасывающего патрубка, p_a — у нагнетательного патрубка (в kg/cm^2),



Фиг. 1508.

разницы высот y в м между обоими местами измерения (фиг. 1508) при помощи уравнения

$$H = (p_a - p_c) \cdot (10\,000 : \gamma) + y + [(c_a^2 - c_c^2) : 2g] \dots (3)$$

Так как у поршневых насосов места измерений для давлений лежат у воздушных колпаков воздушных колпаков, то для y следует взять разницу высот водяного зеркала когда под давлением и всасывающего воздушного колпака.

Полезная производительность насоса составляет

$$N_n = QH : 75 \text{ P.S.}$$

При этом Q — подаваемый вес в kg/sec .

Потребная мощность получается из $N_e = QH : 75 \eta$ (в P.S.), при чем коэффициент полезного действия содержит все потери в самом насосе (не включая труб) и имеет следующие значения (табл. 1):

Таблица 1. Коэффициент полезного действия насосов.

- $\eta = 0,90$ до $0,95$ у поршневых насосов, работа на приводе в действие измерена у поршневого штока,
 $\eta = 0,80$ до $0,90$ у поршневых насосов, работа по привождению в действие измерена у кривошипного вала или на сидящем на нем шкиве,
 $\eta = 0,85$ до $0,90$ у больших, приводимых в действие электричеством, непосредственно с мотором соединенных, поршневых насосов,
 $\eta = 0,6$ до $0,8$ у центробежных насосов, непосредственно соединенных с мотором.

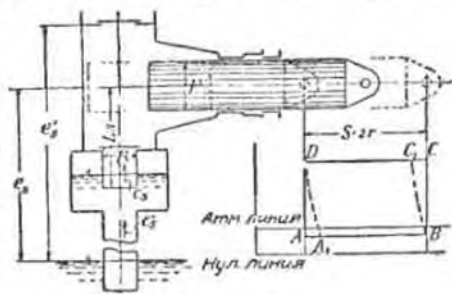
С 1 kg перегретого пара 10—15 ат abs, 300—350°, поршневой насос, соединенный с машиной с конденсацией, подает 50 до 60 шт (метротонны), соединенный же с турбиной центробежный насос подает 30 до 44 метротонны в подпиткой воде¹⁾. Соответствующая полезная работа насоса в P.S. h или kWh получается: 1 P.S. h = 270 mt, 1 kWh = 367 mt.

А. Поршневые насосы.

а) Способ действия.

Допустим, что приводимый в движение кривошипным механизмом насос (фиг. 1509) и присоединенный к нему трубопровод заполнены водой. Так как вода и корпус насоса обладают весьма незначительной упругостью, то при начале движения поршня вправо (всасывающий ход) давление падает соответственно линии DA (фиг. 1509) настолько, что внешнее атмосферное давление в состоянии открыть всасывающий клапан и впускать воду под поршень. При обратном мертвом положении всасывающий клапан закрывается, и при начале обратного хода (нагнетательный ход) происходит внезапное повышение давления от B до C , так что нагнетательный клапан открывается, и вода прогоняется в нагнетательный трубопровод. Если сопротивления движению воды во время всасывающего и нагнетательного ходов остаются постоянными, то индикаторная диаграмма получается в виде прямоугольника $ABCD$.

Действительная индикаторная диаграмма отклоняется от формы прямоугольника, так как сопротивления во время хода поршня меняются. Далее, проникающий воздух является причиной того, что боковые пограничные линии получают форму гипербол DA_1 соотв., BC_1 (фиг. 1509), вследствие чего действительный ход уменьшается по величине отрезка AA_1 , и приходится совершать бесполезную работу сжатия. Неполадки (поршневая, вентиляционная) вызывают такие же изменения диаграммы.



Фиг. 1509.

У насоса без воздушных колпаков надо особенно считаться с сопротивлениями инерции движущейся по трубопроводам воды.

Пусть обозначают (фиг. 1509):

- F — площадь поперечного сечения поршня в m^2 ,
 k — ускорение поршня в m/sec^2 ,
 L_a, F_a — длину, соотв. площадь сечения всасывающей трубы в m , соотв. m^2 .

Тогда дополнительное для преодоления сопротивления инерции давление на поршень в m водяного столба¹⁾ при всасывающем ходе будет

$$h_{ik} = L_a \cdot (F : F_a) \cdot (k : g) \dots (4)$$

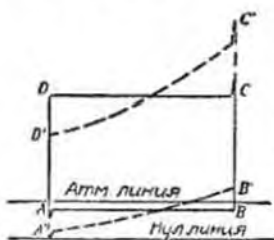
Так как ускорение поршня меняется (см. стр. 116, здесь $k = \rho$) то вышеприведенное выражение получает наибольшее значение в начале хода, приблизительно в середине хода оно равно нулю, а в конце хода абсолютное значение этого выражения опять наибольшее. Если принять во внимание остальные сопротивления, а именно: трение в трубах, которое в мертвых точках равно нулю и возрастает к середине хода, далее сопротивление клапанов, которое в начальный момент хода больше, чем сейчас после этого, — то получается для насоса без воздушного колпака индикаторная диаграмма $A'B'C'D'$, показанная на фиг. 1510 прерывистой линией. Эта диаграмма по виду значительно разнится от нанесенной на том же рисунке диаграммы $ABCD$ для насоса с воздушным колпаком, а именно: сильным падением давления на поршень в точке A' , т.е. в начале хода.

Если это давление становится меньше давления насыщенного пара при температуре воды, то наступает парообразование, т.е. отрывание воды от поршня и водный удар при следующем сопряжении воды с поршнем. Чрезмерное повышение давления в точке C' тоже нежелательно из-за дополнительных напряжений в корпусе насоса и штифтах. Отсутствие воздушного колпака служит причиной неспокойного хода и ухудшения работы насоса.

¹⁾ Ср. также числовую таблицу Шредера, журн. Gasbel. u. Wasservers. 1912, стр. 188.

¹⁾ Ср. П. Вегг, Поршневые насосы, 1—3 изд., Берлин, Ю. Шпрингер.

При включении всасывающего и напорного воздушных колпаков, т.е. при наполнении воздухом объема перед всасывающим и за нагнетательным клапанами, ускорение должно быть сообщено собственно только объему воды между обоими воздушными колпаками. Поэтому надо ставить эти последние возможно ближе к насосу.



Фиг. 1510.

в) Наибольшая возможная высота всасывания.

Наибольшая допустимая высота всасывания достигается тогда, когда давление в рабочем пространстве цилиндра падает настолько, что наступает парообразование. За высоту всасывания надо принять расстояние от уровня всасывания воды до высшей точки в пространстве цилиндра, непосредственно под нагнетательным клапаном, так как там давление наименьшее. Согласно фиг. 1510, далее всего начало всасывания, для которого уравнение (4) принимает вид:

$$h_{(sk)_0} = \frac{n}{30} \cdot V_s \cdot \frac{L_s}{F_s} \left(1 + \frac{r}{l}\right) = \frac{n}{30} c_s L_s \left(1 + \frac{r}{l}\right) \dots (5)$$

Здесь:

V_s — количество подаваемой одной стороной цилиндра воды в $m^3 \text{ sec}$,

n — число оборотов в минуту,

l — длина штува в м, S — ход поршня в м, $r = S : 2$ радиус кривошипа,

c_s — скорость воды между воздушным колпаком в цилиндре, соотв. при насосе без воздушного колпака между поверхностью всасываемой воды и цилиндром в м/сек.

Обозначим далее через:

A — давление внешней атмосферы в м вод. столба.

H_t — соответствующее температуре воды давление насыщенных паров в м вод. столба.

c'_s — расстояние высшей точки в пространстве цилиндра от поверхности всасываемой воды в м,

c_s — рассматриваемую, как постоянную, скорость воды во всасывающем трубопроводе между поверхностью всасываемой воды и воздушным колпаком в м/сек,

$H_w' = (c'_s)^2 : 2g (\Sigma \zeta_s + 1)$ — напор, соответствующий сопротивлению во всасывающем трубопроводе от поверхности всасываемой воды до всасывающего воздушного колпака в м вод. столба, при чем величины сопротивления ζ_s получены согласно т. I, стр. 381 и сл.

$h_{(sk)_0}$ — сопротивление открытия всасывающего клапана в м вод. столба.

Тогда наибольшая возможная высота всасывания

$$c'_{s \max} = A - H_t - h_{(sk)_0} - h_{(sk)_0} - H_w' \dots (6)$$

В случае насоса со всасывающим воздушным колпаком, вместо L_s в уравнение (5) надо вставить короткий путь воды между колпаком и поршнем. Для насоса без всасывающего колпака, очевидно, $H_w' = 0$.

Из уравнения (6) следует, что высота всасывания может быть тем больше:

1. Чем больше давление атмосферы A , чем, следовательно, ниже установившийся насос. Для A даны средние значения для различных высот в таблице 4, т. I, стр. 362. Так как возможны колебания до $\pm 5\%$, то в предыдущие формулы надо вставлять уменьшенные на 5% соответственные значения таблицы.

2. Чем меньше упругость паров H_t , т.е. чем ниже температура воды. Значения H_t в м вод. столба можно получить из таблицы 2, т. I, стр. 520 и сл., если приведенные в этой таблице упругости пара в ат, соответствующие различным температурам, умножить на ≈ 10 . Для $A = 10$ м при не очень длинном всасывающем трубопроводе достаточного сечения и клапанах надлежащих размеров, уравнение (6) дает следующие значения:

Таблица 2. Числовые значения к уравнению (6).

Для t	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100°
" H_t	0,09	0,12	0,24	0,43	0,75	1,25	2,02	3,17	4,82	7,14	10,33 м
" $c'_{s \max}$	7,00	6,97	6,86	6,66	6,34	5,84	5,07	3,93	2,27	-0,05	-3,24 м

3. Чем меньше сопротивление открытия $h_{(sk)_0}$ всасывающего клапана (узкие поверхности уплотнения).

4. Чем меньше сопротивление впереди $h_{(sk)_0}$, т.е. чем ближе к цилиндру расположен всасывающий воздушный колпак, чем больше сечение соединяющего трубопровода и чем меньше число оборотов.

5. Чем меньше сопротивление во всасывающей линии. Поэтому предпочтительнее короткий прямой трубопровод большого диаметра. Лучшее всего герметичное направление трубопровода. Перед подключением к насосу следует испробовать трубопровод давлением на плотность. При укладке под землей применять не флисовые, а только раструбные трубы. В нижней точке всасывающей линии должна быть поставлена всасывающая сетка с клапаном, чтобы в насос не попадала крупица грязи, и чтобы возможно было залить насос перед пуском.

В уравнении (6) не предусмотрено влияние растворенного в воде воздуха. Этот последний частично выделяется во время поднятия воды во всасывающей трубе, вследствие уменьшения давления (закон Пегу-Dalton).

[Вышеприведенные числа дают средние значения для высоты всасывания. Высота эта может достигать 8 м, у небольших насосов, однако, не превышает 5 до 6 м].

с) Расчет воздушного колпака.

При расчете надо иметь в виду либо (ранее рассмотренные) явления во время работы насоса, т.е. предупреждение значительных колебаний давления в цилиндре в точности всасывающего и соответственно нагнетательного хода, либо явления при пуске. В последнем случае значение

воздушного колпака состоит в том, что находящаяся в нагнетательном трубопроводе масса воды не получает ускорения, соответствующего возрастанию числа оборотов насоса, и работа насоса воспринимается воздушным колпаком. Благодаря этому уменьшается опасность чрезмерного возрастания давления в насосе и перегрузки мотора (черезгорания предохранителей).

Таким же образом при остановке насоса воздушный колпак должен редуцировать значительные замедления движения масс воды в нагнетательном трубопроводе.

1. Расчет на основании явлений во время работы насоса. а) Считая скорость в наружном трубопроводе постоянной. Обозначим через:

W_m, W_{max}, W_{min} — средний, наибольший, наименьший объем воздуха в колпаке в m^3 ,

h_m, h_{min}, h_{max} — соответственные давления в m вод. столба,
 $J = W_{max} - W_{min}$ — "текущее количество воды", т.е. наибольшее колебание содержания воды (или воздуха) в колпаке в m^3 ,

$\delta_p = \frac{h_{max} - h_{min}}{h_m}$ — "степень неравномерности воздушного колпака", которая очевидно характеризует действие колпака.

Тогда $W_m = J \cdot \delta_p \dots \dots \dots (7)$

Здесь надо считать:

- $\delta_p \leq 0,1$ для всасывающих воздушных колпаков,
- $\delta_p \leq 0,05$ " напорных воздушных колпаков,
- $J = 0,55 FS$ для насосов простого действия ($S = \text{ход}$),
- $= 0,21 FS$ " " двойного
- $= 0,42 FS$ " " двойных насосов двойного действия с кривошипными под углом 90° ,
- $= 0,009 FS$ для строчных насосов простого действия с кривошипными под углом 120° .

По уравнению (7) определяется объем воздушного колпака. При конструировании обращать внимание на то, чтобы воздушный объем колебался в целом на величину J .

б) Принимая во внимание переменную скорость в наружном трубопроводе. Колебания давления в воздушном колпаке в действительности вызывают соответственные ускорения и замедления воды, так что предположавшееся нами до сих пор равномерное движение воды на самом деле не имеет места, а происходит колебания. В предположении равномерного вращательного движения маховика, расчет ¹⁾ показывает, что эти колебания состоят из двух элементарных колебательных движений, частота которых с одной стороны равна числу

¹⁾ Ср. указанный в прим. на стр. 1067 работу Berg, также A. Gramberg. Wirkungsweise und Berechnung der Windkessel, Mitt. Forschungsarb., Heft 129, или Z. d. V. d. I. 1911, стр. 842.

оборотов кривошипа в секунду $\omega/2\pi$, а с другой стороны равна частоте собственных колебаний водного столба в наружном трубопроводе, пружинящего под действием воздушного колпака (в предположении, что кривошип в покое). Последняя равна

$$\frac{q}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{gh_m F_d}{L_d W_m}} \dots \dots \dots (8)$$

L_d, F_d длина и площадь сечения наружного трубопровода (всасывающего или нагнетательного) в m и соответственно m^2 и h_m, W_m отнесены к состоянию равномерного течения перед и за воздушным колпаком. Резонанс наступает, т.е. колебания давления в колпаке неограниченно возрастают, в том случае, когда отношение обеих частот принимает следующие значения:

- $q/\omega = 1, 2, 3$ и т. д. у насосов простого действия,
- $q/\omega = 2, 4, 6$ и т. д. у насосов двойного действия.

Хотя и при этих критических значениях давление в воздушном колпаке в действительности не бесконечно велико (вследствие трения и выливания маховика из такта), однако, безусловно следует избегать этих значений. Для практических целей важны только те значения q/ω , которые значительно меньше 1.

Уравнение (8) показывает, что отношение q/ω , а, следовательно, и опасность наступления резонанса, тем больше, 1) чем меньше L_d , т.е. чем короче трубопровод; 2) чем больше h_m , т.е. чем больше среднее давление (= геодезической высоте подачи + трение в трубах) в воздушном колпаке; 3) чем больше сечение F_d трубопровода; 4) чем меньше средний воздушный объем W_m воздушного колпака. Таким образом, опасность резонанса особенно велика в случаях больших напоров при коротких трубопроводах, как, например, в питательных линиях паровых котлов, где колебательные движения воды в трубопроводе часто проявляются в том, что обратные клапаны на котлах сильно бьют; в линиях, соединяющих два соседние воздушные колпака и т. д. Из этих же соображений воздушные колпаки насосов двойного действия должны быть соединены общей воздушной трубой, чем достигается также увеличение действующего воздушного объема.

2. Расчет напорного воздушного колпака на основании явлений при пуске в ход. Пусть означает:

- V — количество подаваемой насосом воды в $m^3/\text{сек}$,
- W_0 — объем воздуха в колпаке, когда насос не работает, в m^3 ,
- $h_0 = A + e_d$, соответственное давление в колпаке в m вод. столба, где e_d — вертикальное расстояние от поверхности воды в колпаке до поверхности нагнетательной воды,

h_{max} — наибольшее допустимое давление в m вод. столба,
 L_d, F_d — длину и сечение нагнетательного трубопровода за воздушным колпаком, в m и соответственно m^2 .

Тогда W_0 определяется из уравнения:

$$W_0 = \frac{L_d}{2gh_0} \cdot \frac{V^2}{F_d} \cdot \frac{1}{\ln\left(\frac{h_{max}}{h_0}\right) + \left(\frac{h_0}{h_{max}}\right) - 1} \dots \dots (9)$$

При этом принято, что достигнуто полное число оборотов насоса, прежде чем вода в трубопроводе пришла в заметное движение (самый невыгодный случай). Затем не приняты во внимание гидравлические сопротивления в трубопроводе. Если же учитывать эти сопротивления, то W_0 получает несколько большее значение, чем даваемое уравнением (9).

При большой, сравнительно с высотой напора, длине трубопровода способ расчета 2 дает для воздушного объема колпака большую величину, чем способ 1.

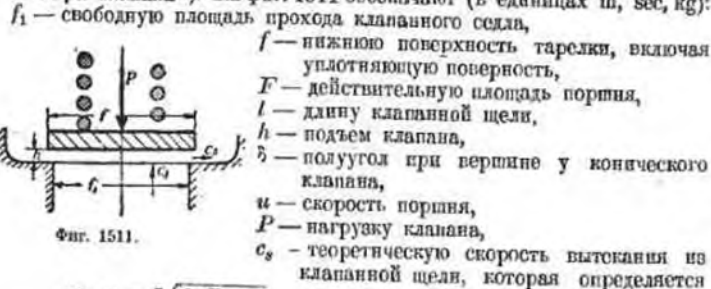
При длинных трубопроводах вычисления согласно 2 размеры воздушных колпаков получаются столь значительными, что, вместо колпака над телом насоса, приходится ставить отдельный воздушный колокол в машинном помещении.

Специальные приспособления. Во всасывающем воздушном колпаке выделяется воздух из воды. Поэтому здесь необходимо либо предусмотреть приспособление для выпуска воздуха, либо отвести излишний воздух вместе с током воды.

В напорном воздушном колпаке вода обнаруживает стремление к дальнейшему поглощению воздуха. Во избежание нежелательного повышения уровня воды должен подводиться воздух извне, — либо при помощи особого воздушного компрессора — в больших установках, либо же присасыванием — в малых.

д) Клапаны.

1. **Игра клапана**¹⁾. На фиг. 1511 обозначают (в единицах m, sec, kg):



Фиг. 1511.

f_1 — свободную площадь прохода клапанного седла,
 f — нижнюю поверхность тарелки, включая уплотняющую поверхность,
 F — действительную площадь поршня,
 l — длину клапанной щели,
 h — подъем клапана,
 δ — полуугол при вершине у конического клапана,
 u — скорость поршня,
 P — нагрузку клапана,
 c_s — теоретическую скорость вытекания из клапанной щели, которая определяется из $c_s = \sqrt{2gP : \gamma f_1}$, при чем принято, что сила P воспринимается равномерно распределенным по площади f_1 давлением, μ — некоторый поправочный коэффициент, которым учитывается с одной стороны неравномерность распределения давления воды, а с другой трение и сужение струи в клапанной щели.
 $Q_s = \gamma V_s = \gamma F S n : 60$ — секундное весовое количество протекающей воды.

¹⁾ Ср. стр. 69 и сл., затем Р. Штукко, Автоматические насосные клапаны в последние 50-летие, Берлин 1925, Юл. Шарнгер; Вестфаль, Z. d. V. d. I. 1903, стр. 311; Клейн, журн. Mitt. Forschungsarbeiten, том. 22; Краусс, журн. Mitt. Forschungsarbeiten, № 238.

Тогда по Вестфалю:

$$Fu = \mu c_s l h + f \frac{dh}{dt}, \dots \dots \dots (10)$$

т. е. объем, вытесняемый поршнем = количеству вытекающей воды + объем, вытесняемый клапаном.

Вследствие вытесняемого объема клапан открывается и закрывается уже после мертвого подожжения кривошипа, при некотором угле поворота кривошипа φ_0 . Принимая отношение для шатуна $r : l = 0$, можно определить этот угол из уравнения:

$$\operatorname{tg} \varphi_0 = \frac{f \omega}{\mu_0 c_s l} = \frac{f \omega}{\mu_0 l \sqrt{2g} \cdot l_0 : \gamma f_1} \dots \dots \dots (11),$$

при чем величина с индексом 0 относится к моменту начала подъема ($h = 0$ в уравнении 13 до 15).

Движения клапана совершаются со сдвигом фаз в $90^\circ + \varphi_0$ по отношению к движениям поршня. Он поднимается от седла с наибольшей скоростью и движется с постоянным замедлением, равным $\omega^2 h$. Наибольший ход клапана равен

$$h_{\max} = \frac{F \omega}{\mu c_s l} = \frac{1}{\gamma} \frac{Q_s \pi}{\mu l \sqrt{2g} \cdot l_{\max} : \gamma f_1} \dots \dots \dots (12)$$

и при заданном клапане зависит только от количества воды, но не от числа оборотов или хода и диаметра поршня.

[По Л и в д е р у ¹⁾ можно принять

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1+5x}} \text{ для тарелчатых клапанов } \dots \dots \dots (13)$$

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{0,5+x}} \text{ для конических клапанов } \dots \dots \dots (14)$$

где $x = hl / f_1$ в соответствии для конических клапанов с полууглом δ при вершине $x = (hl / f_1) \sin^2 \delta$. Так как в седле клапана возможны различные состояния потока ²⁾, которые частично переходят одно в другое скачкообразно, то уравнения (13) и (14) действительны только для ограниченных областей x . (Дальнейшие данные см. стр. 70).

Если пренебречь трением в направляющих, то нагрузка на клапан P складается из собственного веса G_w , за вычетом давления воды, натяжения пружины $F = F_0 + Ch$ (где C — постоянная пружины) и сопротивления ввертывания $m_s k = -m_s \omega^2 h$, так что

$$P = G_w + F' + m_s k = G_w + F_0 + Ch - m_s \omega^2 h \dots \dots \dots (15)$$

Масса клапана содействует уменьшению P , по уравнению (12) увеличению хода клапана. Однако у нормальных, нагруженных пружинами клапанов влияние массы столь незначительно, что в дальнейшем член $m_s \omega^2 h$ опускается.

О сопротивлении клапана ср. стр. 79.

¹⁾ Z. d. V. d. I. 1908, стр. 1392.

²⁾ Ср. Schreck, Mitt. Forschungsarb., Heft 272.

2. Спокойный ход. Удар клапана может происходить при закрытии (удар закрытия) и при открытии (удар открытия).

Безразлично, ставить ли внешнюю допустимую удара в зависимости от предельных значений скорости закрывания (Вестфаль) или хода в мертвой точке (Берг), — спокойный ход обеспечивается большой нагрузкой на клапан $P_0 = G_w + F_0$. Однако, у всасывающего клапана нагрузка может быть увеличена только в такой мере, чтобы не наступило парообразование, усиливающее удар открытия.

[По Баху и Бергу на границе одновременного закрывания клапана имеет место

$$Q_0 \eta l = \text{const.}, \dots \dots \dots (16)$$

где постоянная имеет определенное значение для каждой системы клапана. Отсюда выт. кают дальнейшие меры для предупреждения удара клапана: 1. Большая длина окружности щели, по сравнению с количеством воды, следовательно большой клапан, 2. Малое число оборотов n .

Браун¹⁾ на основании опытов Баха и Берга вывел следующую несколько более общую зависимость

$$n \frac{u_m \sqrt{G_w} \sqrt{V}}{l} \sin^2 \alpha = k(P_0 - R), \dots \dots \dots (16a)$$

где $u_m = Sn:30$, $k \approx 1000$ и R обозначает сопротивление в направляющих клапана.

По Крауссу границы спокойного хода обуславливаются не ударом закрытия, а ударом открытия. Этот последний почти незаметен у всасывающего клапана, но зато довольно резок у нагнетательного, так как там скопится вышедший воздух. Удар тем сильнее, чем больше высота всасывания, число оборотов и сопротивление всасывающего клапана. После дие следует уменьшить только путем увеличения размеров клапана (а не уменьшением нагрузки), чтобы не усилить удара закрытия всасывающего клапана (который совпадает по времени с ударом открытия нагнетательного клапана). Удар открытия нагнетательного клапана усиливается также при больших напорах. Поэтому у насосов с большой высотой подачи должно быть обращено особое внимание на условия всасывания].

3. Расчет клапана. Надо исходить из средней скорости прохождения воды c_{1m} по площади седла f_1 , т. е. при всасывающих, соответственно нагнетательных, клапанах на одной стороне ворши из

$$c_{1m} = Fu_m : f_1, \text{ где } u_m = Sn:30, \text{ откуда } f_1 = Fu_m : c_{1m}. \quad (17)$$

и считать $c_{1m} = 0,6$ до 1 до 1,6 m/sec. Небольшие напоры обуславливают малые значения c_{1m} (в полях уменьшения сопротивления клапана). Это относится также к большим высотам всасывания и большим числам оборотов. При больших напорах же по той причине нужны большие скорости, что по условиям прочности короска должна быть небольших размеров.

Клапан следует конструировать так, чтобы масса его была по возможности меньше, при чем надо иметь в виду сказанное на стр. 77—78

относительно ширины уплотняющей поверхности, направляющих и т. д. Длина окружности щели l должна быть гзита больш: величины, получаемой из уравнения (16), при условии, что значение постоянного в уравнении для данной системы клапана известно. Определивши G_w , находят нагрузку пружины F_0 , припимая

$$P_0 : \gamma f_1 = (G_w + F_0) : \gamma f_1 = 0,2 \text{ до } 0,6 \text{ до } 1,5 \text{ m водного столба.} \quad (18)$$

соответственно $c_{10} = \sqrt{2g P_0} : \gamma f_1 = 2 \text{ до } 3,5 \text{ до } 5,5 \text{ m/sec.}$

Чем большим было выбрано c_{1m} , тем большее значение надо взять и для этой последней величины (уравнение (20)). Большая нагрузка на клапан обеспечивает мягкое закрывание клапана и небольшие размеры его, однако, увеличивает сопротивление клапана и поэтому в случае всасывающего клапана в некоторых случаях нежелательна (из-за увеличения высоты всасывания и усиления удара открытия у нагнетательного клапана).

Напряжение пружины $F_{\max} = F_0 + Ch_{\max}$ можно определить, задавши наибольшим ходом клапана h_{\max} , из уравнения (12), где $P_{\max} = G_w + F_{\max}$. Этим определяется также постоянная пружины C . Если h_{\max} выбирается так, что $h_{\max} l = f_1$, т. е. если клапан должен подниматься настолько, чтобы поверхность щели равнялась площади проекции седла, то получается

$$C = \gamma l [c_{1m}^2 / (8\mu^2) - (G_w + F_0) / (f_1 l)], \dots \dots \dots (19)$$

где, согласно уравнения (13), так как $\alpha = 1$, $\mu = 1 : \sqrt{6} = 0,41$.

Согласно уравнения (19) нагрузка пружины без подъема возможна только до тех пор, пока

$$(G_w + F_0) : f_1 l < C_{1m}^2 : 8\mu^2 \dots \dots \dots (20)$$

Это надо иметь в виду при пользовании уравнениями (17) и (18).

4. Конструкция клапанов (стр. 83). Трехстворчатые клапаны применяются только при незначительных количествах протекающей жидкости; в остальных случаях кольцевые или групповые клапаны. При чистой воде уплотнение металлическое; при воде, содержащей песок, но холодной, прокладки из кожанных колец (клапан Fernis, фиг. 172). Другие уплотняющие материалы: каучук, твердая резина и дерево. Для густых, грязных жидкостей применяются также шаровые клапаны. При крупных примесях створчатые клапаны. В последнее время применяются весьма пружинные створчатые для быстроходных насосов. Для канализационных насосов в большом употреблении большие кольцевые клапаны с нагрузкой помощью плоской пружины, конструкции Schoene (фиг. 1520¹⁾). Необходимо обеспечить доступность клапанов устройством люков с крышками.

Однорядные клапаны (кольцевые) надлежащих размеров предпочтительнее, в смысле спокойного хода насоса, перед групповыми.

Для кольцевого клапана с α кольцами при обозначениях согласно фиг. 1512 и 1513, имеем

$$l = 2\pi (d_1 + d_2 + d_3 + \dots) = 2\pi (zd_0 + z^2x), \quad f = l_2 \cdot e, \quad f_1 = l_2 \cdot e_1.$$

¹⁾ Z. d. V. d. I. 1925, стр. 1412.

¹⁾ Z. d. V. d. I. 1913, стр. 1246, 1914, стр. 856. Ср. также фиг. 185.

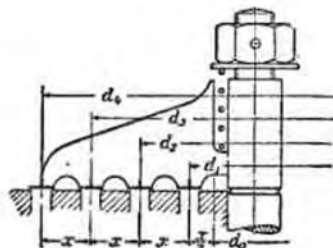
Потребная для группового клапана площадь, по Бергу, равна площади круга нижеуказанного диаметра D_0 , если каждому отдельному клапану соответствует диаметр d_0 :

при	4	5	7	9	12	15	19	25	клапанов
$D_0 =$	2,44	2,74	3,06	3,97	4,17	4,60	4,90	6,15	d_0 .

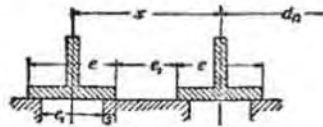
Использование места более экономно при 7, 15, 19, 25 клапанах, чем, например, в случае 9 и 12 клапанов.

5. Управляемые клапаны открываются автоматически. Движение закрывания, производимое внешним управлением, доходит почти до клапанного

седла. Окончательное закрывание опять независимое, под действием пружины помещенной между управлением и клапаном. Так как преимущества незначительного сопротивления клапана достигаются и без внеш-



Фиг. 1512.



Фиг. 1513.

него управления, — простым выбором большого, свободно движущегося, клапана, — то управляемые клапаны находят применение только там, где необходим особый большой ход (канализационные насосы).

е) Основные размеры, выбор числа оборотов.

Благодаря присутствию воздуха в рабочем пространстве, а также неплотности клапанов и поршни, отношение нагнетаемого количества жидкости V к объему, описываемому поршнем, всегда меньше 1. Отношение это называют объемным коэффициентом полезного действия и обозначают через η_v ; η_v может быть принято в 0,97 до 0,99, для больших насосов лучшей конструкции, 0,94 до 0,98 — для хороших насосов средних размеров, 0,85 до 0,94 — для небольших насосов.

Сечение поршня F и ход S определяются из

$$FS = 60V : \eta_v j n,$$

где V в m^3/sec , $j = 1$ для насосов простого действия, $j = 2$ для насосов двойного действия.

Большие числа оборотов обуславливают небольшие высоты всасывания, большие клапаны, а, следовательно, и большие клапаные коробки. Уменьшается только объем одного хода FS . Поэтому стоимость изготовления быстрходных и тихоходных насосов почти одинакова. В настоящее время доходит до 250 и больше оборотов в минуту (ср. таблицу 3, стр. 1068). Нормальными величинами для средних и небольших количеств подаваемой воды являются 60 до 100 оборотов/минуту.

г) Части поршневого насоса.

Расчет толщины стенок кожуха согласно стр. 102. Материал: чугун, при больших давлениях (> 20 ат) фосфористая бронза, стальное литье или ковчаная сталь. Конструкция корпуса насоса должна быть таковой, чтобы не образовалось воздушных мешков; нагнетательный клапан должен располагаться в самой высшей точке рабочего пространства.

Поршень выполняется обычно в виде штыря с неподвижным и поэтому легко доступным уплотнением, несмотря на вызываемую этим необходимость разделения кожуха у насосов двойного действия. Дисковые поршни применяются только при напорах 30 м, — из-за опасности испортности. Напряжения штыря от наружного избыточного давления (I том, стр. 747) Набивка на пенки, хлопчатой бумагой, кожи. Металлическая набивка только при чистой воде. Вращение кривошипа влево, чтобы давление на параллели было направлено вверх (стр. 120).

Расчет маховика согласно стр. 333 и сл., со степенью неравномерности от $1/20$ до $1/30$.

Принадлежности. Всасывающая коробка с клапаном у начала всасывающей линии для возможности заполнения всасывающей трубы, или же вместо этого пароструйный аппарат для удаления воздуха. У всасывающего воздушного колпака: вакуумметр, водомерное стекло, клапан для впуска воздуха, приспособление для отсасывания излишнего воздуха при помощи эжектора или конденсатора паровой машины, обводная труба у всасывающего и нагнетательного клапанов для заполнения, фыркающей клапан на корпусе насоса. У напорного воздушного колпака: манометр, предохранительный клапан, водомерное стекло, приспособление для подвода воздуха при помощи небольшого компрессора.

г) Привод и регулирование поршневых насосов.

При электрическом приводе надо принимать во внимание низкий коэффициент нагрузки тихоходного мотора трехфазного тока. Невоспешный привод паром применяется у насосов для питания паровых котлов, насосов водоснабжения, водопольных. Маховые колеса применяются в тех случаях, когда утилизруется расширение пара; насосы без махового колеса в тех случаях, когда простота конструкции важнее, чем экономия в расходе пара.

Регулирование насосов с маховым колесом. 1) Ручное регулирование. При постоянной высоте напора более быстрый ход насоса обуславливает большее наполнение, чем медленный ход, ибо, с одной стороны, сопротивление в трубопроводе увеличивается, а с другой, — пар при большей скорости подвержен большему сжатию и полагает в цилиндр с меньшим давлением. Разность наполнения, однако, большею частью незначительна. Если давление пара перед машиной колеблется, то при постоянном наполнении в паровом цилиндре насос значительно меняет число оборотов. То же наблюдается, если происходит, хотя бы незначительное, изменение высоты напора. Чувствительность насоса при вышеуказанных условиях значительно уменьшается, если снимать пар перед паровпускным клапаном; расход пара при этом, однако, увеличивается.

2) Регулирование при помощи регулятора работы. Регулятором работы можно изменять число оборотов, а следовательно и

Таблица 3. Вместительность отжимы

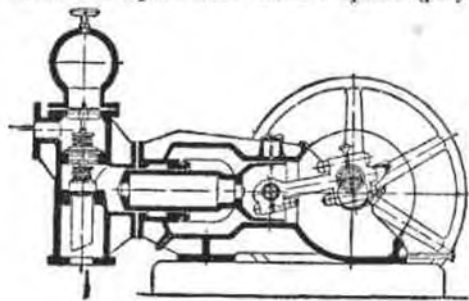
Напор до	40 м					70 м					130 м					Производительность l/min
	H	n	S	Конструкц. шаг	Запол.	H	n	S	Конструкц. шаг	Запол.	H	n	S	Конструкц. шаг	Запол.	
100	30	81	130	IDK1	KSB	60	38	80	sDK1	AH	130	134	100	sDEP1	AH	
	40	38	80	sDK1	AH	70	64	130	sEP1	WM	130	160	90	sEP2	WM	
	35	107	120	sEP1	KSB	70	95	130	sEP2	WM	130	210	60	sEP3	AH	
	35	100	80	sEP2	WM	70	115	130	sDP2	KSB	130	122	150	IDP1	WM	
	40	132	60	IDP1	KSB	70	168	190	IDP1	WM	130	132	130	IDP1	KSB	
200	30	65	200	IDK1	KSB	61	47	100	sDK1	AH	130	109	130	sEP2	WM	
	40	47	100	sDK1	AH	70	64	130	sEP2	WM	130	175	130	IDP1	AH	
	35	116	110	sEP2	WM	70	77	135	sDP2	KSB	130	175	80	sEP3	AH	
	40	97	120	sDP2	KSB	70	160	150	IDP1	WM	130	114	200	IDP1	KSB	
	40	185	130	IDP1	WM	60	72	80	sEP3	AH	130	139	130	IDP2	KSB	
300	40	70	130	sDK1	AH	62	70	130	sDK1	AH	130	160	150	sEP2	WM	
	40	70	130	IDK1	AH	70	62	200	sEP2	WM	130	147	150	sDP1	AH	
	35	85	150	sEP2	WM	70	63	200	sDP2	KSB	130	135	160	IDP1	AH	
	40	102	135	sDP1	KSB	70	125	130	IDP1	WM	130	134	100	sEP3	AH	
	40	150	150	IDP1	WM	60	59	100	sEP3	AH	130	108	200	IDP1	KSB	
500	25	82	150	sDK1	KSB	63	70	160	sDK1	AH	130	70	200	sEP2	WM	
	40	70	160	sDK1	AH	70	42	200	sEP2	WM	130	138	160	sDP1	AH	
	35	83	180	sEP2	WM	70	70	200	sDP2	KSB	130	118	200	IDP1	AH	
	40	73	180	sDP1	KSB	70	110	100	IDP1	AH	130	119	100	sEP3	AH	
	40	122	130	sDP2	KSB	70	90	200	IDP2	KSB	150	175	250	IDP1	ES	
750	40	149	180	IDP1	WM	75	160	200	IDP1	ES	180	76	360	IDP1	KSB	
	30	195	150	IDP1	ES	80	76	300	IDP1	KSB	130	90	200	IDP2	KSB	
	25	75	200	sDK1	KSB	64	65	200	sDK1	AH	130	125	200	sDP1	AH	
	40	65	200	IDK1	AH	70	44	300	sEP2	WM	130	107	250	IDP1	AH	
	35	60	220	sEP2	WM	70	101	200	WM	11	AH	130	108	160	sEP3	AH
1000	40	79	200	sDP1	KSB	66	66	160	sEP3	AH	150	160	300	IDP1	ES	
	40	90	150	sDP2	KSB	70	87	200	IDP1	KSB	130	79	300	IDP1	KSB	
	40	121	230	IDP1	WM	73	170	200	IDP1	ES	130	87	200	IDP2	KSB	
	30	20	150	IDP1	ES	80	79	300	IDP1	KSB						
	40	78	300	IDP1	KSB	80	87	200	IDP2	KSB						
1500	30	60	300	IDK1	KSB	65	55	250	sDK1	AH	130	103	200	sDP1	AH	
	25	57	200	sDK1	KSB	66	70	160	sEP3	AH	130	103	250	IDP1	AH	
	35	54	250	sEP2	WM	60	108	260	IDP1	WM	180	88	200	sEP3	AH	
	40	78	200	sDP1	KSB	70	76	300	IDP2	KSB	100	76	300	IDP1	KSB	
	40	73	180	sDP2	KSB	75	150	200	IDP2	ES	130	76	300	IDP2	KSB	
2000	40	142	230	IDP1	WM	80	76	300	IDP1	KSB						
	30	205	150	IDP2	ES	80	76	300	IDP2	KSB						
	30	61	300	IDK1	KSB	63	66	200	sEP3	AH	130	104	300	IDP1	AH	
	40	79	200	sDP2	KSB	60	73	300	IDP1	KSB	130	84	250	sEP3	AH	
	40	142	260	IDP1	WM	70	79	300	IDP2	KSB	130	106	350	IDP1	WM	

массов для различной производительности.

Напор до	200 м					300 м					500 м					Производительность l/min
	H	n	S	Конструкц. шаг	Запол.	H	n	S	Конструкц. шаг	Запол.	H	n	S	Конструкц. шаг	Запол.	
100	200	160	150	IDP1	WM											
	100	<p>Обозначения: H — высота подьема в м; n — число оборотов в мин.; S — ход поршня в мм; I — горизонтальный; α — вертикальный; DK — поршневой насос двойного действия; EP — плунжерный насос простого действия; DP — плунжерный насос двойного действия; DP — дифференциальный плунжерный насос; 1 — с одним кривошипом; 2 — с двумя кривошипами; 3 — с тремя кривошипами; KSB — Klein, Schaezlin & Becker A. G., Frackenthal (Rheinfalz); AH — Amag-Hilbert, Nürnberg; WM — Weisse & Menck, Halle (Saale); ES — Ehrhardt & Scherzer, Saarbrücken.</p> <p>Указанные числа оборотов не совпадают вполне с нормальными в тех случаях, когда номинальная производительность не равна той, которая указана в первом столбце. Перевес производится в соответствии с количеством поднимаемой воды, так что диаметр поршня может быть вычислен.</p>														
		200	127	220	IDP1	WM	500	135	300	IDP1	ES	500	130	350	IDP1	ES
		200	130	220	IDP1	WM	300	190	175	IEP2	ES	500	125	400	IDP1	ES
		200	114	300	IDP1	WM	300	135	300	IDP1	ES	500	125	400	IDP1	ES
500	200	150	250	IDP1	ES	300	173	210	IEP2	ES	500	125	400	IDP1	ES	
	200	240	140	IEP2	ES	300	190	175	IEP3	ES						
	200	195	250	IDP1	ES											
	200	113	300	IDP1	WM	300	130	350	IDP1	ES	500	125	400	IDP1	ES	
	200	150	500	IDP1	ES	300	173	210	IEP2	ES						
750	200	185	175	IEP2	ES	300	190	175	IEP3	ES						
	200	240	140	IEP3	ES											
	200	180	300	IDP1	ES											
	200	120	300	IDP1	WM	300	135	350	IDP1	ES	500	120	450	IDP1	ES	
	200	150	300	IDP1	ES	300	155	700	IDP2	ES	500	130	350	IDP1	ES	
1000	200	150	250	IDP2	ES	300	150	250	IDP2	ES						
	200	215	175	IEP2	ES	300	150	210	IEP2	ES						
	200	195	250	IDP2	ES											
	200	135	350	IDP1	ES	300	135	400	IDP1	ES	500	115	500	IDP1	ES	
	200	150	300	IDP2	ES	300	130	350	IDP2	ES	500	125	400	IDP2	ES	
1500	200	193	210	IEP2	ES	300	163	245	IEP2	ES						
	200	215	175	IEP3	ES	300	163	210	IEP3	ES						
	200	130	450	IDP1	ES											
	200	180	300	IDP2	ES											
	200	135	350	IDP1	ES	300	135	450	IDP1	ES	500	115	500	IDP1	ES	
2000	200	150	300	IDP2	ES	300	135	350	IDP2	ES	500	130	450	IDP2	ES	
	200	158	245	IEP2	ES	300	183	245	IEP3	ES						

Напор до	40 м					70 м					130 м				
	И	н	S	Конструкция	Завод	И	н	S	Конструкция	Завод	И	н	S	Конструкция	Завод
3000	40	60	250	sDP2	KSB	60	125	350	IDP1	WM					
	40	134	300	IDP1	WM	70	72	300	IDP2	KSB					
	30	150	200	IDP2	ES	75	170	350	IDP1	ES					
	40	87	300	IDP1	KSB	75	210	250	IDP2	ES					
	40	73	300	IDP2	KSB	80	73	300	IDP2	KSB					
5000	40	63	300	sDP2	KSB	75	135	450	IDP1	ES					
	40	85	400	IDP1	KSB	75	180	300	IDP2	ES					
	30	110	300	IDP1	ES										
	30	160	250	IDP2	ES										
	40	85	400	IDP1	KSB										

приводительность насоса, в широких пределах. Наиболее простая форма: сильно статический регулятор с переставляемыми от руки распределительными штангами; но при изменении давления пара или высоты напора необходимое изменение наполнения может быть достигнуто только при значительном изменении числа оборотов. Приравнивание к изменяющемуся давлению подаваемой жидкости достигается автоматической установкой точки вращения регуляторного рычага, выключающим механизм для ограничения числа оборотов (регуляторы Вейсса, Толаге) или же регулятором Штумпфа, в нижней части статическим, а в верхней почти астатическим.



Фиг. 1514.

между насосными цилиндрами обеих сторон предусматривается соединительная линия с дроссель-клапаном, или же пуск производится при открытых обводах у нагнетательных клапанов.

h) Конструкция.

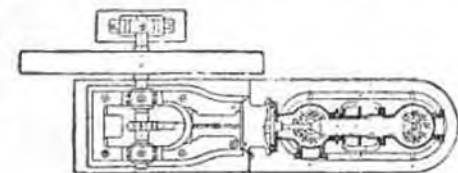
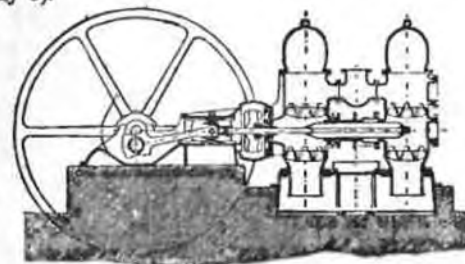
Насосы простого действия (фиг. 1514, горизонтальная конструкция) строятся только для небольших количеств воды и не очень

Продолжение таблицы 3-й.

200 м					300 м					500 м					Напор до
И	н	S	Конструкция	Завод	И	н	S	Конструкция	Завод	И	н	S	Конструкция	Завод	
200	125	450	IDP1	ES	300	123	500	IDP1	ES	500	120	600	IDP1	ES	3000
300	150	350	IDP2	ES	300	135	400	IDP2	ES	500	115	500	IDP2	ES	
300	188	215	IEP2	ES	300	160	315	IEP2	ES						
300	158	245	IEP3	ES	300	188	245	IEP3	ES						
200	130	450	IDP2	ES											
200	120	500	IDP1	ES	300	120	550	IDP1	ES	500	115	500	IDP2	ES	5000
300	128	400	IDP2	ES	300	125	450	IDP2	ES						
300	150	315	IEP2	ES	300	150	350	IEP2	ES						

больших напоров. При больших количествах воды или больших напорах стремится уравновесить неодинаковое распределение сил при прямом и обратном ходе соединением нескольких насосов простого действия, при чем получают 2 кривых под углом 180° , 3 под углом 120° и 4 под углом 90° (ср. таблицу 3).

Насос двойного действия в исполнении согласно фиг. 1515, т.е. сваренными внутри сальниками, пригоден тоже только для средних напоров, так как при больших давлениях диаметр поршневого штока получается слишком большим по сравнению с размерами поршня, благодаря чему получается значительная разница между действующими площадями на обеих сторонах поршня. Помощь этому можно поворотом обоих цилиндров на 180° так, чтобы сальники лежали снаружи, и применением обводных штоков (фиг. 1516). Для небольших количеств воды в этом случае может быть применен также дифференциальный насос (фиг. 1517). У этого насоса с одинарным всасыванием и двойным



Фиг. 1515.

нагнетанием имеется на стороне, противоположной клапанной коробке, второе рабочее пространство без клапанов, которое соединено с пространством нагнетания, и в котором поршень уменьшен до сечения f . [Этим достигается: при

$f = \frac{F}{2}$ одинаковое распределение количества воды на оба хода;

$$\text{при } f = \frac{F}{2} \cdot \frac{H}{h_d},$$

одинаковое распределение работы на оба хода у горизонтальных насосов; или

$$f = (FH + 2G/\gamma) : 2h_d,$$

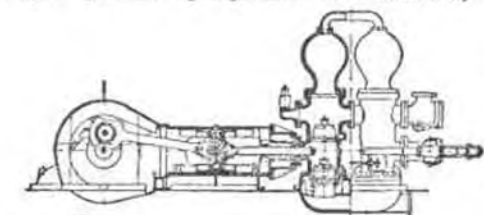
одинаковое распределение работы на оба хода у вертикальных насосов.

Здесь обозначают:

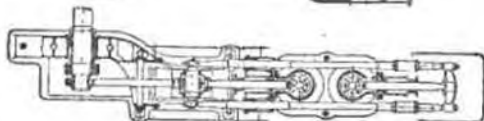
h_d манометрическую высоту напора в м,
 G вес штока в кг,
 $\gamma = 1000$ — плотность воды в кг/м^3 .

Для поднятия воды из скважин с уровня

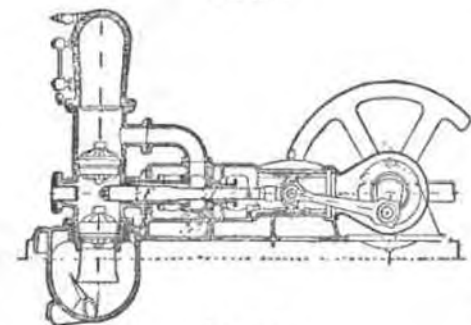
воды на значительной глубине применяются вертикальные шахтные нагнетные насосы, которые опускаются в скважины. Нагнетательный клапан у этих насосов расположен в дисковом поршне. П здесь можно воспользоваться дифференциальным действием, устройством вытеснителя, сечение которого f определяется по последнему уравнению, если желательно уравновесить силы тяжести. Последнего можно достичь также давлением воздуха или противовесами, которые, однако, не совсем удобны из-за увеличения действия масс. При напорах, больших чем 30 м, вместо дискового поршня применяется трубчатый (насосы Риттингера, фиг. 1519, с клапаном u), причем насосный цилиндр приводится в движение вверх и вниз двойными тягами по всасывающей линии (сечение F) и над нагнетательной линией (сечение f). Число оборотов всех шахтных насосов, из-за действия масс тяг и воды в нагнетательном трубопроводе, должно быть невелико (около 20 до 30), так что в настоящее время для поднятия воды из скважин предпочитают центробежные насосы.



Фиг. 1516.



Фиг. 1517.



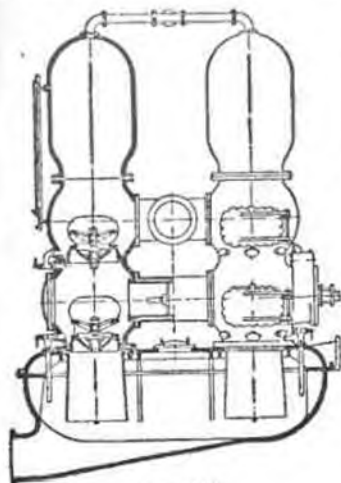
Фиг. 1518 показывает насос двойного действия для грязной воды с дисковыми поршнями (Борзинг), для высоты напора до 60 м. На фиг. 1520 показан клапан этого насоса (клапан Schesse).

Паровые насосы без маховика отличаются простотой, но требуют значительно больше пара, чем насосы с маховиком (30 до 50 кг/ P. Sch.), так как распределение работает с полным наполнением. Если расположены рядом 2 цилиндра, работающие вместе (компаунд), то расход пара значительно уменьшается (почти на одну треть). У одноцилиндровых машин (насосы симплекс) парораспределение приводится в действие поршнем; у двухцилиндровых машин (насосы дуплекс) перестановка производится поршневыми штоками, работающими со сдвигом на $1/4$ фазы.

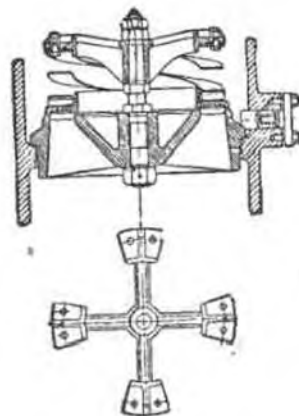
К поршневым насосам относятся также диафрагмовые (мембранные) насосы, в которых вытеснение производится не поршнем, а легко деформирующейся стенкой (из резины, кожи и так далее). Они употребляются для напоров до 30 м, если необходимо избегать сальников (например, в случае едких жидкостей).

А. Крыльчатые и ротационные насосы.

У крыльчатых насосов поршень заменен крылом, которое колеблется взад и вперед около оси цилиндрического кожуха, в котором оно уложено. Всасывающие клапаны раз-

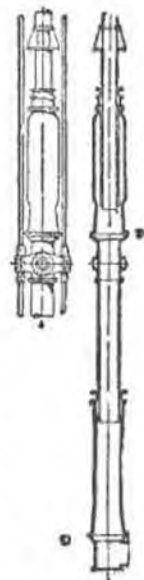


Фиг. 1518.



Фиг. 1520.

Хетто, Т. П.



Фиг. 1519.

мешены в кожу, выгнетательные — в крыле. Привод обычно от руки. Угол колебаний около 90° . Пригодны только для небольшой производительности и малых напоров. Плотность между крылом и стенкой кожуха трудно достижима. Объемный коэффициент полезного действия 0,8 до 0,9.

У ротационных (коловратных) насосов вытеснитель совершает равномерное вращательное движение. Клапаны, а также воздушные колпачки не нужны. Способность всасывания такая же, как у поршневых насосов.

Число оборотов доходит до 2000/мин., в зависимости от производительности и рода жидкости. Коэффициент полезного действия около 0,5 до 0,6.

Вытеснительное действие может производиться также зацеплением двух зубчатых колес — зубчато-колесные насосы. Машиностроительный завод Ft. August Neidig, Mannheim строит такие насосы, по фиг. 1521, с отверстиями во впадинах между зубьями одного колеса и бороздками на неработающих боковых поверхностях зубьев, так что заполнение и опорожнение впадин возможно без предного повышения давления. Высота напора до 40 м, при работе с перерывами — до 70 м.



Фиг. 1521.

Одновалвные насосы, у которых вытеснитель выколен в виде золотника с осевым или радиальным движением, тоже применяются для жидкостей (как для газов)¹⁾ (см. стр. 1120). Высота напора до 500 м²⁾.

В. Центробежные насосы³⁾.

Сообщение энергии воде производится лопатками вращающегося колеса, причем получается повышение как давления, так и скорости. Чтобы полученное увеличение скорости также использовать для повышения давления, воду, по выходе ее из рабочего колеса, направляют через неподвижные, постепенно расширяющиеся, направляющие каналы, в совокупности образующие направляющее колесо. В некоторых случаях направляющим аппаратом служит кольцевое пространство с гладкими стенками или спиральная камера. Весь процесс обратный тому, который имеет место в водяной турбине.

а) Основное уравнение.

Приходящаяся на 1 кг воды работа лопаток H_{th} в mkg/kg или m и высота напора H уравнения (1) (стр. 1055) связаны отношением

$$H_{th} = H : \eta_{th} \dots \dots \dots (1)$$

$\eta_{th} = \frac{H}{H_{th}}$ есть гидравлический коэфф. полезного действия, учитывающий потери, имеющие место в насосе (за исключением

¹⁾ Ср. Z. d. V. d. I. 1907, стр. 1066 и 1908, стр. 804, другая конструкция Z. d. V. d. I. 1910, стр. 253.

²⁾ Archiv für Wärmewirtschaft 1924, N. 9, стр. 170.

³⁾ Ср. P. Felderer, Die Kreiselpumpen, Berlin 1924. Jnl. Springer.

трубопроводов) в виде потерь давления. Коэффициент этот на приблизительно 7 до 15% больше, чем общий коэффициент полезного действия η , так как последний учитывает также потери в зазорах, трение в колесе и подшипниках. η_{th} надо выбрать между 0,7 и 0,9. H_{th} можно также вычислять теоретической высотой напора.

Пусть означают (как в водяных турбинах):

w окружную скорость,

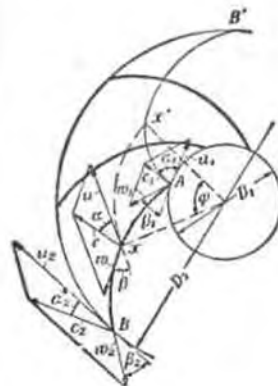
c абсолютную,

w_0 относительную скорость,

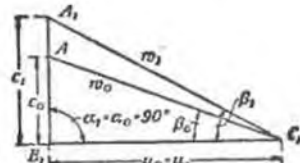
α угол между c и w

β угол между w и отрицательным направлением u (фиг. 1522), индексы 0, 1 пункты непосредственно перед и соответственно за входом в колесо, 2, 3 пункты непосредственно перед и соответственно за выходом из колеса.

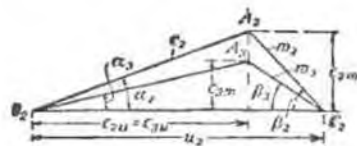
При бесконечно большом числе лопаток относительная скорость w_0 одинакова по всей окружности выхода и направлена под углом β_2 соответствующего элемента лопатки. И при входе в данное су-



Фиг. 1522.



Фиг. 1523.



Фиг. 1524.

чае скорость w_1 должна быть направлена под углом лопатки β_1 , чтобы избежать удара, как это требуется. Между скоростями существует геометрическая зависимость, указанная на фиг. 1523 для входа при $\alpha_0 = 90^\circ$, а на фиг. 1524 для выхода, при чем вследствие конечной толщины лопаток c_1 и c_2 (измеренной в направлении окружности) при шаге лопаток t_1 и t_2

$$c_1 = c_0 t_1 : (t_1 - c_1), \quad c_{2m} = c_{2m} (t_2 - c_2) : t_2 \dots \dots (2)$$

Повышение давления $H_{p \infty}$ в рабочем колесе с бесконечно большим числом лопаток складается из величины $(u_2^2 - u_1^2) : 2g$, обусловленной

круговым движением колеса, и величины $(w_0^2 - w_2^2) : 2g$, обусловленной расширением каналов рабочего колеса, за вычетом потерь Z_1 от сопротивлений движению воды

$$H_{p\infty} = [(u_2^2 - u_1^2 + w_0^2 - w_2^2) : 2g] - Z_1 \quad (3)$$

[Индекс ∞ показывает здесь, как и в дальнейших уравнениях, что выводы справедливы только при бесконечно большом числе лопаток].

Наряду с повышением давления имело место также увеличение скоростного напора на $(c_2^2 - c_0^2) : 2g$, так что полная работа лопаток

$$H_{th\infty} = H_{p\infty} + [(c_2^2 - c_0^2) : 2g] + Z_1 = \\ = (u_2^2 - u_1^2 + w_0^2 - w_2^2 + c_2^2 - c_0^2) : 2g$$

или, если подставить вместо w_0 и w_2 их значения из треугольников $A_0B_1C_1$ и $A_2B_2C_2$,

$$H_{th\infty} = (1 : g) (u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_0 \cos \alpha_0) = (1 : g) (u_2 c_{2n} - u_1 c_{0n}) \quad (4)$$

Замечательно, что высота потерь Z_1 не влияет на величину $H_{th\infty}$. Уравнение (4) представляет собой основное уравнение. Из него видно, что высота напора не зависит от рода жидкости. Наоборот, расход работы $\gamma V H : \eta$ на данный объем пропорционален удельному весу жидкости.

Для наиболее часто встречающегося случая $\alpha_0 = 90^\circ$ уравнения (3) и (4) получают вид:

$$H_{p\infty} = [(u_2^2 - w_2^2 + c_0^2) : 2g] - Z_1 \quad (5)$$

$$H_{th\infty} = c_2 \cos \alpha_2 \cdot u_2 : g = c_{2n} \cdot u_2 : g \quad (6)$$

б) Выбор величины угла лопатки β_2 .

Угол β_2 и еще одна величина при расчете лопаток могут быть выбраны, так как основное уравнение дает только одно условие для построения треугольника скоростей при выходе. Формы лопатки, соответствующие трем возможным значениям $\beta_2 \leq 90^\circ$ при одном и том же угле входа β_1 , показаны на фиг. 1525 до 1527. Они дают загнутую назад, или с перпендикулярным концом, или загнутую вперед лопатку.

При загнутой назад лопатке форма канала благоприятнее, чем при остальных двух случаях, так как получается мало искривленный, слабо расширяющийся канал, в котором не надо опасаться сопряженного с потерями отделения струи воды от стенок. Поэтому дается предпочтение острому углу β_2 , несмотря на больший путь трения.

Как влияет величина угла β_2 на производительность, видно из фиг. 1528, на которой изображены треугольники скорости у выхода при пяти различных углах β_2 , соответственно точкам A, B, C, D, E , при чем $AC = CE$. Окружная скорость $LM = u_2$, а также составляющая $c_{2n} = c_2 \cdot \sin \alpha_2$, во всех пяти случаях одна и та же.

Если $\alpha_0 = 90^\circ$, то по уравнению (6) теоретическая высота напора $H_{th\infty}$ пропорциональна касательной слагающей скорости c_2 , следовательно, по порядку отрезкам: нуль, $A\bar{B}$, $A\bar{C}$, $A\bar{D}$ и $A\bar{E}$. В первом случае при $\beta_2 = \beta_2^*$ AML теоретическая высота напора была бы, таким образом, равна нулю (холостые лопатки). С увеличением β_2 $H_{th\infty}$ возрастает.

Итак, при одинаковой окружной скорости вращения загнутые вперед лопатки дают большую высоту напора, чем отогнутые назад. Но так как, согласно фиг. 1523, вместе с β_2 возрастает и c_2 , то давление в зазоре относительно уменьшается. По уравнению (5) давление это становится равным нулю в случае угла $\beta_{2max} = \beta_2^*$ LME , если $c_0 = c_{2n}$, $Z_1 = 0$, так как $EM^2 = w_2^2 = u_2^2 + c_{2n}^2$

(насос со свободной струей). За эту величинную давление в зазоре стало бы даже отрицательным. Однако, небольшие давления в зазоре, т.-е. большие скорости выхода, сопровождаются высоким коэффициентом полезного действия, так как замедления скорости всегда связаны с повышенными потерями. Поэтому вполне оправдано предпочитают загнутые назад лопатки, несмотря на необходимость большей окружной скорости. Обычные значения $\beta_2 = 18$ до 50° .

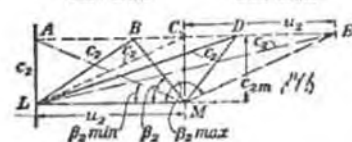


Фиг. 1525.



Фиг. 1526.

Фиг. 1527.



Фиг. 1528.

в) Поправки на конечность числа лопаток.

Получаемая из основного уравнения расчетная величина $H_{th\infty}$ на 10 до 50% больше действительной работы лопаток $H_{th} = H : \eta_n$, если вместо η_n оставить значение, совместимое с достигнутым общим коэффициентом полезного действия.

Причиной уменьшения мощности служит давление лопаток, которое тем больше, чем меньше число лопаток. Благодаря этому давлению, а равно отделению струи от стенок, вследствие расширения канала, вода по окружности отклоняется противоположно направлению вращения, и касательная составляющая c_{2n} вытекающей жидкости, имея место при бесконечном числе лопаток, уменьшается на величину $\alpha_2 u_2$, так что истинное значение ее только $c'_{2n} = c_{2n} - \alpha_2 u_2$. Поэтому при конечном числе лопаток основное уравнение должно быть написано в форме:

$$H_{th} = (1 : g) (u_2 c'_{2n} - u_1 c_{0n}) \quad (7)$$

или при перпендикулярном вступлении воды

$$H_{th} = (1: g) u_1^2 c_{2u} \dots \dots \dots (8)$$

Диаграмма скоростей для выхода принимает теперь вид, представленный на фиг. 1529, где $A_2 B_2 C_2$ соответствует случаю бесконечно большого числа лопаток, а $A_2' B_2' C_2'$ — действительным соотношениям. По первому треугольнику определяются углы рабочих лопаток по второму — углы направляющих лопаток и пром. водителю.

У входа тоже имеется отклонение, которое, однако, не оказывает влияния на производительность. Хотя это отклонение несколько и уменьшает угол лопатки при безударном вступлении, оно столь незначительно, что можно этим изменением пренебречь.

Можно пользоваться следующим простым приближенным уравнением для определения $H_{th \infty}$ ¹⁾

$$H_{th \infty} = H_{th} [1 + (\psi r_2^2 : sS)] \dots \dots (9)$$

где

$$\psi = \mu \sin \beta_2 \dots \dots \dots (9a)$$

Здесь μ есть опытный коэффициент, который при загнутых назад лопатках имеет значение между 1,6 и 2, $r_2 = D_2 : 2$ — радиус колеса у выхода,

z — число лопаток, S — относительный к оси вращения статический момент протекающей между входной и выходной кромкам части водяной струйки в меридиональном сечении. Для радиальной лопатки имеем:

$$S = \int_{r_1}^{r_2} dr \cdot r = \frac{1}{2} (r_2^2 - r_1^2),$$

поэтому

$$H_{th \infty} = H_{th} \left[1 + 2 \frac{\psi}{s} \frac{1}{1 - (r_1 : r_2)^2} \right] \dots \dots \dots (10)$$

и для опытного значения $r_2 = 2 r_1$

$$H_{th \infty} = H_{th} [1 + (8:3) \cdot (\psi : z)] \dots \dots \dots (11)$$

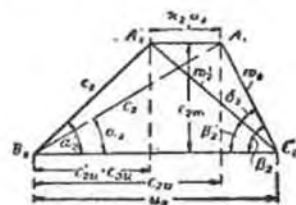
В случае осевой лопатки (фиг. 1530) получается:

$$H_{th \infty} = H_{th} [1 + (0,16 \psi t : e)] \dots \dots \dots (12)$$

д) Определение размеров колеса.

Даны: количество воды V в м³/сек, высота напора H в м и число оборотов в минуту n . По H , задавшись η_{th} , определяют при помощи уравнения (1) H_{th} , а из него, согласно уравнений (9) до (12), $H_{th \infty}$. Форму колеса принимаем по фиг. 1531, с радиальным подводом воды, который чаще всего применяется.

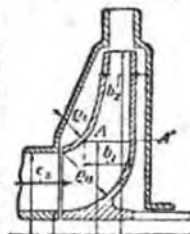
¹⁾ См. примеч. 3 на стр. 1074



Фиг. 1529.



Фиг. 1530.



Фиг. 1531.

I. Вход. Скорость у входа в колесо $c_1 = 2$ до 4 м/сек, в предельных случаях еще больше. При больших значениях скорости способность всасывания уменьшается, но зато получаются небольшие колеса и соответственно малое трение в колесах. Вследствие потерь в зазоре и с целью выдвинуть производительность, принимают при расчете количество $V' = 1,03$ до 1,1 V , при чем меньшие значения берутся для случаев больших количеств и малых напоров. Если диаметр втулки d_n выбран по возможности малым, принимая во внимание необходимые размеры вала (нормы DIN 270 для центробежных насосов), то диаметр всасывающего патрубка получается из

$$c_1 (\pi D_n^2 : 4) - (\pi d_n^2 : 4) = V' \dots \dots \dots (12a)$$

Теперь выбирают диаметр D_1 окружности входа, по которой расположены головки лопаток, и определяют ширину колеса у входа из

$$b_1 = V' : (\pi D_1 c_0 \sin \alpha_0) \dots \dots \dots (13)$$

где обычно $\alpha_0 = 90^\circ$ и $c_0 \sin \alpha_0 = c_{0m}$ равно или немного больше, чем c_r . Так как c_1 определяется из уравнения (2), в котором принимают $t_1 : (t_1 - c_1) = 1,15$ до 1,25 и $u_1 = (\pi D_1 n) : 60$, то треугольник скоростей при входе известен, и $\text{tg} \beta_1 = c_1 : u_1$ при $\alpha_0 = 90^\circ$.

В заключение может быть проверено принятое для $t_1 : (t_1 - c_1)$ значение, если выдаться толщиной лопаток у входа s_1 , и числом лопаток z , так как $c_1 = s_1 : \sin \beta_1$, $t_1 = \pi D_1 : z$. Если требуется, расчет делается вторично. Число лопаток обыкновенно берется между 6 и 12, и оно тем больше, чем больше D_2 , H_{th} , $D_1 : D_2$ и β_1 .

2. Выход. Задают угол $\beta_2 = 15$ до 50° и еще какой-либо одной величиной, лучше всего шириной у выхода b_2 или меридиональной скоростью $c_{2m} = c_2 \sin \alpha_2$ (фиг. 1524), так как в этом случае можно предусмотреть форму колеса. Целесообразно ширину колеса уменьшить наружу, чтобы каналы колеса снаружи не слишком расширились, и чтобы направляющие каналы получили подходящую форму.

а) Если задаться определенной шириной колеса b_2 у выхода, то из основного уравнения находят

$$u_2 = \sqrt{g H_{th \infty} + u_1 c_0 \cos \alpha_0 + (V' n : 60 b_2) \text{ctg} \beta_2 \cdot [t_2 : (t_2 - c_2)]} \dots (14)$$

или, если $\alpha_0 = 90^\circ$

$$u_2 = \sqrt{g H_{th \infty} + (V' n : 60 b_2) \text{ctg} \beta_2 \cdot [t_2 : (t_2 - c_2)]} \dots \dots (15)$$

может быть при достаточно плавном очертании лопаток принято равным 1.

в) Если задаться определенной меридиональной скоростью $c_{2m} = c_2 \sin \alpha_2$, то из основного уравнения можно определить

$$u_2 = [c_{2m} : (2 \text{tg} \beta_2)] + \sqrt{[c_{2m} : 2 \text{tg} \beta_2]^2 + g H_{th \infty} + u_1 c_0 \cos \alpha_0} \dots (16)$$

или, если $\alpha_0 = 90^\circ$

$$u_2 = [c_{2m} : (2 \text{tg} \beta_2)] + \sqrt{[c_{2m} : 2 \text{tg} \beta_2]^2 + g H_{th \infty}} \dots \dots (17)$$

Найдя u_2 из уравнения (15) или (17), вычисляют $D_2 = 60 u_2 : \pi n$, при чем у одноступенчатых насосов D_2 может быть равно или немного больше $2D_1$, у многоступенчатых насосов может доходить до $3D_1$, и именно тем больше, чем больше число ступеней.

Далее имеем для случая б)

$$b_2 = [V' : (\pi D_2 c_{2m})] \cdot [t_2 : (t_2 - c_2)] \dots (17a)$$

Переход от ширины колеса b_1 до ширины b_2 может быть сделан на глаз. Для насосов с числом ступеней i надо в предыдущие уравнения вместо $H_{th\infty}$ вставить $\Delta H_{th\infty} = H_{th\infty} : i$, при чем $i \leq 10$. Если требуется больше чем 10 ступеней, то исключают последовательно два многоступенчатых насоса.

Приближенно уравнение для определения окружной скорости. При определении диаметра колеса по предыдущему может оказаться, что D_2 получается по сравнению с D_1 чрезмерно большим или чрезмерно малым, и в таком случае становится необходимым перейти к какой-нибудь другой конструкции, например, с несколькими ступенями (фиг. 1561 до 1563) с несколькими струями (фиг. 1564) или с лопатками двойной кривизны. Можно заранее предвидеть конструкцию насоса, пользуясь приближенным уравнением,

$$H = v \cdot (u_2^2 : 2g) \dots (18)$$

которое может быть написано также в следующем виде:

$$H = kn^2 D_2^2 \dots (19)$$

В случае загнутых назад лопаток в радиальных колесах обычной формы можно принять в этих уравнениях:

$$v = 0,93 \text{ до } 1,1 \text{ и соответственно } k = 1,3 \text{ до } 1,5 \cdot 10^{-4}$$

у насосов с направляющим колесом для выходящей воды;

$$v = 0,70 \text{ до } 1,0 \text{ и соответственно } k = 1,0 \text{ до } 1,4 \cdot 10^{-4}$$

у насосов без направляющего колеса.

Пример. Расчет рабочего колеса многоступенчатого центробежного насоса для производительности $Q = 16 \text{ л/сек}$ и напора $H = 96 \text{ м}$ при 1450 об./мин без направляющих лопаток у входа, следовательно $\alpha_0 = 90^\circ$.

а) Вход. Диаметр вала принят в 48 мм, что обуславливает $d_n = 60 \text{ мм}$. Потери в зазоре = 5%, следовательно $V' = 1,05 \cdot 0,016 = 0,0168 \text{ м}^3/\text{сек}$. При $c_w = 2,5 \text{ м/сек}$ уравнение (12а) дает $D_w = 0,11 \text{ м} = 110 \text{ мм}$. Теперь может быть выбрано значение $D_1 = 110 + 15 = 125 \text{ мм}$, и при $c_0 = c_w = 2,5 \text{ м/сек}$ определяется из уравнения (13) $b_1 = 0,0171 \text{ м}$, полученное значение b_1 округляется книзу, во избежание уменьшения скорости. Таким образом $b_1 = 17 \text{ мм}$, чему соответствует

$$c_0 = 2,5 \cdot 17,1 : 17 = 2,51 \text{ м/сек.}$$

Если теперь задать отношением $t_1 : (t_1 - c_1) = 1,20$, то по уравнению (2) получается $c_1 = 1,2 \cdot 2,51 = 3,01 \text{ м/сек}$, а так как

$$u_1 = (\pi \cdot 0,125 \cdot 1450) : 60 = 9,50 \text{ м/сек,}$$

то получаем

$$\tan \beta_1 = 3,01 : 9,5 = 0,317; \beta_1 = 17^\circ 37'.$$

Проверка $t_1 : (t_1 - c_1)$:

Если число лопаток $z = 7$, то $t_1 = 125 \pi : 7 = 56 \text{ мм}$;

какие, при

$$s_1 = 3 \text{ мм, } c_1 = 3 : \sin \beta_1 = 3 : 0,303 = 9,92 \text{ мм,}$$

так что $t_1 : (t_1 - c_1) = 1,21$. Полученное значение вполне согласуется с принятым.

б) Выход. Для определения числа ступеней принимаем предварительно, имея в виду последующую проверку, $D_2 = 2D_1 = 0,250 \text{ м}$.

По уравнению (19) высота напора ΔH одного колеса при $k = 1,4 \cdot 10^{-4}$ получается $\Delta H = 1,4 \cdot 10^{-4} 1450^2 \cdot 0,25^2 = 18,4 \text{ м}$; поэтому число ступеней $i = 96 : 18,4 = 5,2$.

Округляем книзу, так как при многоступенчатых насосах допустимо и желательно большее отношение $D_2 : D_1$, чем 2, таким образом $i = 5$, а $\Delta H = 96 : 5 = 19,2 \text{ м}$. При $\eta_{th} = 0,83$ теоретическая высота напора одного колеса $\Delta H_{th\infty} = 19,2 : 0,83 = 23,2 \text{ м}$, и при $\beta_2 = 30^\circ$ по уравнению (8а) получается $\psi = 1,7 \sin 30^\circ = 0,85$. Если теперь воспользоваться уравнением (11), то получаем $\Delta H_{th\infty} = 23,2 \cdot [1 + (8 : 3) \cdot (0,85 : 7)] = 30,7 \text{ м}$. Для дальнейшего подсчета заданная, согласно случаю б), величиной $c_{2m} = 2,6$, что согласно уравнению (17), дает

$u_2 = [2,6 : (2 \cdot 0,577)] + \sqrt{[(2,6 : 2) \cdot 0,577]^2 + (9,81 \cdot 30,7)} = 19,76 \text{ м/сек}$, поэтому $D_2 = 60 u_2 : \pi n = 0,260 \text{ м} = 260 \text{ мм}$, а по уравнению (17а), при $t_2 : (t_2 - c_2) = 1$, $b_2 = 0,008 \text{ м} = 8 \text{ мм}$. Колесо вычерчено на фиг. 1534

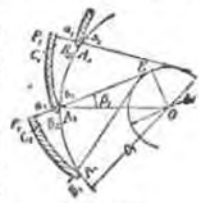
Так как теперь оказывается, что $D_2 : D_1 > 2$, то должно быть применено уравнение (10) вместо уравнения (11). Проверка при $r_1 : r_2 = D_1 : D_2 = 125 : 260$ дает значение $\Delta H_{th\infty} = 30,5 \text{ м}$. [Вследствие незначительной разницы между полученным и ранее принятым значениями вторичного пересчета не требуется].

в) Вычерчивание рабочих лопаток.

Направленные под углами β_1 и β_2 концы лопаток должны быть соединены таким образом, чтобы каналы между лопатками не получились излишне длинными, при чем, однако, надо избегать также чрезмерного уширения каналов.

1. Дугобразные лопатки. В этих лопатках концы очущаются по дуге круга, при чем у входа иногда бежит дуга круга, заменяющая дугу эвольвенты (развертки).

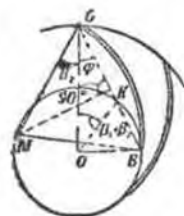
В последнем случае радиус основного круга эвольвенты (фиг. 1532) $d_1 = D_1 \sin \beta_1$, далее при z лопатках $a_1 + s_1 = d_1 \pi : z$. Заменяющая эвольвенту дуга круга получается следующим образом: из 3 точек деления A_1, A_2, A_3 (деления соответствуют числу лопаток z) проводятся касательные к окружности диаметра d_1 , на продолжении этих касательных откладываются наружу отрезки s_1 и $a_1 + s_1$, от указанных точек деления до точек B_1, B_2, B_3 и соответственно C_2, C_3 ; через точки A_1 и C_2 и соответственно A_2 и C_3 проводятся дуги окружностей из центров, лежащих в непосредственной близости от точек K пересечения касательных.



Фиг. 1532.

При уменьшающейся наружи ширине колеса очерчивание концов лопаток производится по дуге круга, несколько большего радиуса, чем радиус круга, заменяющего эвольвента, который в этом случае проводится с сохранением угла β_1 , и дает большую ширину a_1 . Это имеет место например для колеса, рассмотренного в предыдущем примере, которое обозначено на фиг. 1534 и 1535 центром E окружности входа.

Продолжение лопатки может быть очерчено по любой постоянной кривой или по дуге другого круга; во всяком случае внешняя окружность должна быть пересечена под углом β_2 . Центр этого круга M (фиг. 1535) в таком случае лежит на свободной стороне угла β_2 , построенного у выбранной конечной точки G на радиусе OG , и подбирается пробой.



Фиг. 1533.



Фиг. 1534.

Фиг. 1535.

Возможно также воспользоваться одной общей дугой круга для очерчивания всей лопатки. Для этого, согласно фиг. 1533, у точки O на линии GO строят угол $\beta_1 + \beta_2$; прямую GK продолжают до второй точки пересечения B с окружностью входа; из середины GB восстанавливают к ней перпендикуляр, пересечение которого со свободной стороной GO угла $OGM = \beta_2$ и дает центр искомого круга. При таком способе очерчивания лопаток, вообще говоря, получается у входа большое расширение канала. У входа лопатки следует заострить, а у выхода удлинить.

Спроектировав очерченные по дуге круга лопатки, следует проверить правильность изменения сечения канала (фиг. 1534 и 1535). Для этого значения ab наносятся в зависимости от длины соответственной средней струйки S_1, S_2 . На фиг. 1536 это сделано для разобранных численного примера. Если полученная таким образом линия имеет постоянный наклон вверх или вниз под умеренным углом, то лопатки годятся.

2. Построение профиля лопатки по точкам. В то время как очерчивание лопаток по дуге круга является в некоторой степени произвольным, при построении по точкам профиль лопатки вполне определяется по всей своей длине. При этом задается характер изменения скорости w или c , или угла β , или же момента скорости τc_m и т. д., в виде соединительной линии между известными начальным и конечным значениями. Уравнение лопатки в полярных координатах имеет вид ¹⁾:

$$\varphi^c = \frac{180}{\pi} \int_r^r \frac{dr}{r \lg \beta} \dots \dots \dots (20)$$

¹⁾ Ср. примечание ²⁾ стр. 1074.

при чем угол φ (в градусах) измеряется от начальной точки A лопатки (фиг. 1538).

[Значение интеграла может быть определено графически или подсчетом при помощи таблиц для каждой точки лопатки, если известно изменение β .

Если мы имеем меридиональное сечение колеса, и задаю, например, изменение относительной скорости w в виде соединительной линии между конечными пунктами, определяемыми значениями w_1 и w_2 — то для любой точки P лопатки (фиг. 1538) имеем:

$$c_m = \frac{V_1}{2r\pi b} \frac{t}{t-\sigma} \dots \dots \dots (21)$$

при чем линия $t : (t - \sigma)$ должна быть выбрана из соображений о закруглении или заострении лопатки в конечных точках. Этим дается угол β из: $\sin \beta = c_m : w \dots \dots \dots (21a)$



Фиг. 1536.

Фиг. 1537.



Фиг. 1538.



Фиг. 1539.

Фиг. 1540.

Фиг. 1541.

Если исходить из момента скорости τc_m , начальное значение которого при перпендикулярном входе всегда равно нулю, а конечное значение τc_{2m} получается из основного уравнения (6), то изменение этой величины дает в то же время картину перенесенного вращающего момента. Линия β тогда определяется, если в уравнения

$$c_m = (\tau c_m) : r, \quad \lg \beta = c_m : (u - c_w) = c_m : (r\omega - c_w)$$

вставить значение c_m по уравнению 21).

О наиболее благоприятной форме кривых, которой следует отдаваться, пока в литературе не имеется достаточных опытных данных.

[Построение по данному способу лопатки для численного примера показано на фиг. 1540, при чем на фиг. 1541 в основу положено изменение w . Там же нанесена также линия c_m , которая вычисляется значением $c_{1m} = c_1 = 3,04$ и кончается значением $c_{2m} = 2,8$ м/сек. Соответственные значения для линии w суть:

$$w_1 = \sqrt{u_1^2 + c_1^2} = \sqrt{9,5^2 + 3,01^2} = 9,95 \text{ м/сек.}$$

$$w_2 = c_{2m} : \sin \beta_2 = 2,8 : 0,5 = 5,2 \text{ м/сек}$$

Определение углов φ дано в нижеприведенной таблице, или же производится тоже только графически.

Для контроля значения φ нанесены также на фиг. 1541].

Таблица 4. Сводка величин для расчета лопаток.

r м	c_m м/сек	w м/сек	β из ур.(21a)	$B = \frac{1}{r \lg \beta}$ м	$\Delta f = \frac{R_n + R_{n-1}}{2} \Delta r$	$\Sigma \Delta f$	$\varphi = \frac{180}{\pi} \Sigma \Delta f$
0,0625	3,01	9,95	17° 37'	50,3	0,000	0,000	0°
0,07375	2,94	9,15	18° 50'	39,8	0,507	0,507	29,1°
0,0850	2,87	8,36	20° 10'	32,1	0,405	0,912	52,3°
0,09625	2,81	7,57	21° 50'	25,9	0,327	1,239	71,0°
0,1075	2,74	6,78	23° 50'	21,1	0,265	1,504	86,3°
0,11875	2,67	5,99	26° 30'	16,9	0,214	1,718	98,5°
0,1300	2,60	5,20	30°	13,3	0,170	1,888	108,2°

Такой же способ применим и для лопаток с двойной кривизной. Наиболее подробно приведены в книге, указанной в примечании на стр. 1074, в которой также рассмотрены осевые лопатки с малым и большим шагом.

г) Направляющие аппараты.

Скорость выхода c_3 из рабочего колеса имеет составляющие

$$c_{3u} = g H_{13} : u_2, \quad c_{3m} = V : \pi D_2 b_2;$$

при неизменяющемся расстоянии b_3 между боковыми стенками вода движется свободным потоком по логарифмическим спиральям с углом наклона $\lg a_3 = c_{3m} : c_{3u}$; $b_3 = b_2 + 1$ до 2 мм (фиг. 1534).

1. Направляющее колесо (фиг. 1535). Диаметр D_3 окружности входа большей частью на несколько мм больше диаметра D_2 . За линию AB у входа (строго говоря логарифмическая спираль) можно принимать эвольвенту с диаметром основного круга $d_1 = D_3 \sin a_3$, при чем

$$a_3 + s_4 = d_1 \pi : s_1.$$

Число лопаток s_1 не должно совпадать с числом z лопаток рабочего колеса; $s_1 = 2$ до 5 мм, следовательно a_3 тоже определяется. Вычерчивание эвольвенты производится при помощи заменяющей ее дуги окружности (стр. 1081).

[Для численного примера получаются

$$c_{3u} = 9,81 \cdot 23,2 : 19,76 = 11,5;$$

$$c_{3m} = 0,016 : (\pi \cdot 0,260 \cdot 0,008) = 2,45 \text{ м/сек};$$

$$\lg a_3 = 2,45 : 11,5 \text{ соотв. } a_3 = 12^\circ 1'.$$

Если дальше выбрать

$$D_3 = 260 + 5 = 265, \quad s_4 = 3 \text{ мм}; \quad s_1 = 9,$$

то получается

$$d_1 = 260 \sin a_3 = 54; \quad a_3 + s_4 = 54 \pi : 9 = 18,8;$$

$$a_3 = 18,8 - 3 = 15,8 \text{ мм}.$$

Продолжение направляющего канала по возможности без искривлений, соответственно утирению сечения максимум в 10 до 12°. В многоступенчатых насосах соединительные каналы между соседними ступенями следует выполнять по возможности в виде продолжения направляющих каналов с переходом к скорости входа у следующего колеса.

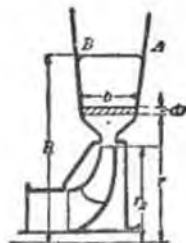
2. Гладкое направляющее кольцо, состоящее из двух стенок, составляющих продолжение стенок рабочего колеса и выполненных в виде поверхностей вращения. В этом случае имеет место некоторое замещение окружной составляющей c_{3u} согласно закона

$$c_{3u} = c_{3m} r_2 : r \quad \dots \dots \dots (22)$$

[Таким образом действие зависит только от радиальных размеров кольца, а не от того, расширяется оно или суживается. Только при большом угле a_3 коэффициент полезного действия такой же, как у направляющего колеса, в противном случае хуже].

3. Спиральная камера. В основу расчета спиральной камеры может быть положена одинаковая средняя скорость для всех поперечных сечений спирали, так как, благодаря центробежным силам, давление, в следовательно и скорость, уменьшается по направлению от окружности рабочего колеса кнаружи. Поэтому средняя скорость уменьшается тем сильнее, чем больше увеличивается поперечное сечение спирали.

Правильно сконструированная спиральная камера ограничена поверхностями вращения, как в случае гладкого направляющего кольца, а спи-



Фиг. 1542.



Фиг. 1543.



Фиг. 1544.

раль ее представляет как бы материальное осуществление пути водного потока, который в направляющем кольце течет свободно. Между конечным сечением спирали и круглым отверстием нагнетательного штуцера имеется конусообразный переход. Спираль с коническим утирением действует точно таким же образом, как направляющий канал направляющего колеса.

Расчет в предположении произвольного очертания AB поперечных сечений. Через весьма малый элемент площади $b dr$ (заштрихованный на фиг. 1542) протекает количество воды $dV_{\varphi} = b dr c_u = bdr \cdot (K:r)$, где для насоса без направляющего колеса $K = r_2 c_{3u}$. Если теперь принять во внимание, что через рассматриваемое

поперечное сечение протекает количество воды $V_{\varphi} = (\varphi^0 : 360) V$, то, при обозначениях согласно фиг. 1543, получается

$$\varphi^0 = \frac{360}{V} K \int_{r'}^R \frac{b dr}{r} \dots \dots \dots (23)$$

Отсюда возможно графическое определение изменения φ в зависимости от R путем нанесения значений $b : r$ в зависимости от r и постоянного интегрированием.

Если b постоянно, то получается логарифмическая спираль.

В случае круглого поперечного сечения камеры подобный же расчет, при обозначениях, согласно фиг. 1544, приводит к уравнению

$$\rho = \frac{\varphi^0}{C} + \sqrt{\frac{2r' \cdot \varphi^0}{C}}, \quad \text{где } C = \frac{720 \pi K}{V} \dots \dots \dots (24)$$

а r' тоже может меняться с изменением φ .

Спиральной камере следует, как правило, отдавать предпочтение перед направляющим колесом в том случае, если конечное сечение ее получается настолько большим, что возможен плавный переход к отверстию нагнетательного штуцера.

г) Условия работы.

Если количество подаваемой насосом воды отлично от того, которое соответствует безударному входу, то меняется также и высота напора. Точно также с изменением числа оборотов меняется производительность или высота напора, или и то и другое вместе. Полную картину взаимной зависимости между производительностью, числом оборотов и напором даст поверхность, получающаяся при изображении переменных V_x , n , H_x в системе трех координат. (Индекс x показывает, что значения не должны совпадать со значениями при безударном входе). С практической точки зрения особенно важное значение имеют линии одинакового числа оборотов, которые можно построить опытным путем, если при неизменном числе оборотов менять при помощи дроссельного клапана на нагнетательной трубе количество подаваемой воды V_x и измерять соответственные значения V_x и H_x . Полученные таким образом кривые $V_x H_x$ следует поэтому называть кривыми дросселирования. Их можно получить вычерчиванием, если исходить из закона изменения работы лопаток. Изображение этих величин дает прямую линию, направление которой дано на фиг. 1545 для $\beta_2 \leq 90^\circ$ при бесконечно большом числе лопаток. Отсюда следует, что теоретическая высота напора при загнутых вперед лопатках на ΔH_1 больше, а при загнутых назад лопатках на ΔH_2 меньше, чем при лопатках с радиальными концами. При $V_x = 0$ (состояние вибрации) все три вида лопаток дают одинаковые значения.

Из этих линий получаются кривые дросселирования, если, как это показано на фиг. 1546, по порядку вычесть следующие величины:

1. Уменьшение мощности вследствие конечности числа лопаток. Получающаяся линия H_{thx} тоже прямая и пересекает ось абсцисс в той же точке F , что и линия $H_{th\infty}$.

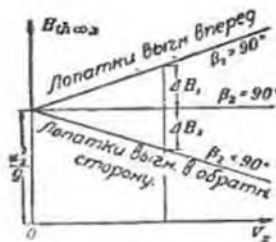
2. Трение в каналах, включая потери от изгибов и поворотов, которые возрастают вместе с V_x по закону параболы.

3. Потери от удара при входе в рабочую и в направляющее колеса, которые также изменяются по закону параболы с вертикальной осью и вершиной в конечной точке абсциссы $V_x = V$ (парабола EGJ).

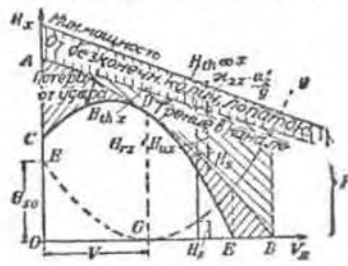
Получающаяся таким образом кривая дросселирования CDE есть опять-таки парабола с вертикальной осью.

[Построение кривой дросселирования. Прежде всего проводят прямую $H_{th\infty}$ соединив между собой точки пересечения F и A этой прямой с осями V_x и H_x , при чем расстояние этих точек от начала координат равно: на оси V_x $\overline{OF} = u_2 p D_2 b_2 \lg \beta_2$, на оси H_x $\overline{OA} = \frac{u_2^2}{(1+p)g}$, где

$p = \frac{\psi}{\sigma} \cdot \frac{D_2^3}{4S}$ (значения S и ψ , стр. 1078). Затем наносит параболы потерь от трения и от удара. Обе параболы заданы вершиной, осью и одной точкой (I т., стр. 109). Вершиной параболы трения является нулевая



Фиг. 1545.



Фиг. 1546.

точка, а вершина параболы удара лежит в конечной точке G абсциссы V . Вторая точка параболы трения задана абсциссой V и ординатой $H_{th} - H = (1 - \eta_h) H_{th}$, а вторая точка параболы удара есть точка E пересечения ее с осью H_x , при чем

$$\overline{OE} = H_{eo} = \frac{\varphi}{2g} \left[u_1^2 + \left(\frac{u_2}{1+p} \cdot \frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right],$$

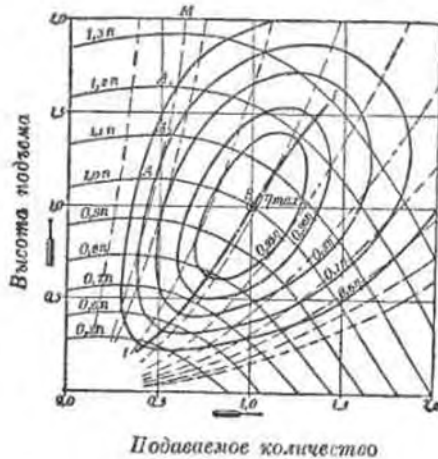
где $\varphi = 0,50$ до $0,60$. V , H_{th} и H здесь представляют значения величин при безударном входе. Искомая кривая дросселирования получается, если из ординат прямой линии AF вычитать сумму ординат обеих парабол.

Конгруэнтность кривых дросселирования. Теория и практика согласно приводит к следующему закону:

Кривые дросселирования данного насоса конгруэнтны для всех чисел оборотов. Вершины их A лежат на параболе OM фиг. 1547, проходящей через начало координат и имеющей ось H_x . Если поэтому кривая дросселирования построена (в результате испытаний или подсчетом) для одного какого-либо числа оборотов, то она легко может быть уже построена для любого другого числа обо-

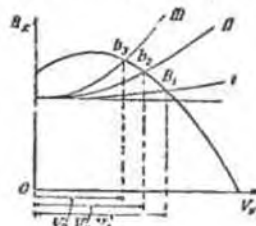
ровов, так как абсциссы точек A относятся между собой как соответственные числа оборотов.

[На фиг. 1547, кроме группы кривых дросселирования нанесены также кривые одинакового коэффициента полезного действия¹⁾. Для каждого насоса существует одна точка B наилучшей работы, от которой во все стороны идет понижение коэффициента полезного действия. Все



Фиг. 1547.

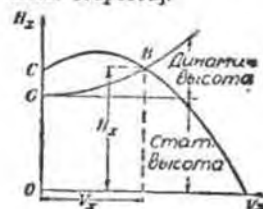
Определение рабочей точки. Высота напора, которую должна преодолеть насос, складывается, согласно уравнению (2), стр. 1055,



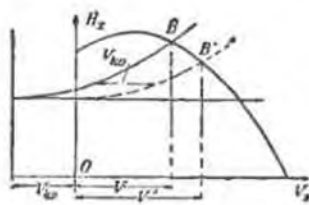
Фиг. 1549.

является постоянной (статической) частью, равной геодезической высоте подачи, и переменной частью, возрастающей по закону параболы вместе с V_{Σ} и равной высоте сопротивлений в трубопроводе. Поэтому в диаграмме $V_{\Sigma}H_{\Sigma}$ изменение высоты напора представляется параболической кривой

точки одинакового удара (а значит и точки безударного входа) делат на показанных нуах парабол с вершиной в начале координат. Для них производительность пропорциональна первой степени, высота напора — второй, а коэффициент полезного действия — третьей степени числа оборотов.]



Фиг. 1548.

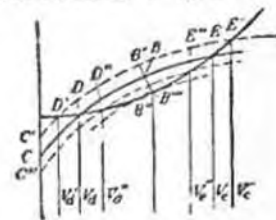


Фиг. 1550.

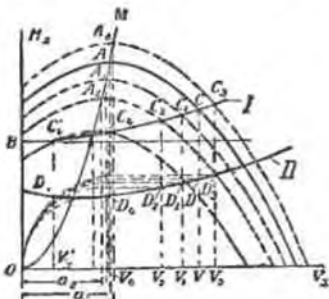
GB (фиг. 1548), которую можно назвать характеристической кривой трубопровода, так как она не зависит от типа насоса и места установки. Рота насоса приходится в точке B пересечения этой кривой с кривой дросселирования насоса.

Если несколько насосов работают на такую же сеть, то высота сопротивлений в случае двух насосов почти в четыре раза, в случае трех насосов почти в девять раз больше, чем при одном на осе. Соответственно этому рабочая точка перемещается из B_1 в B_2 , соответственно в B_3 (фиг. 1549). Таким образом с увеличением числа насосов, питающих общую сеть, производительность отдельных насосов падает.

При параллельной работе поршневого и центробежного насосов количество воды $V_{ко}$, подаваемое поршневым насосом (фиг. 1550), остается тем же, а производительность центробежного насоса уменьшается от V' до V .



Фиг. 551.



Фиг. 1552.

[Области неустойчивой работы. Так как внутри определенного рабочего участка появляются две точки D и E пересечения кривой дросселирования с характеристической кривой трубопровода (фиг. 1551), при чем левая точка пересечения D дает при увеличении числа оборотов уменьшение производительности, а при падении числа оборотов — увеличение количества подаваемой воды, то можно ожидать неустойчивости в работе, которая и наступает, когда насос работает на отрезке кривой $B''DU$. Насос перестает работать, когда число оборотов ниже того, которому соответствует касательная кривая дросселирования.]

h) Регулирование.

1. Изменение числа оборотов. Это самый лучший способ регулировки и самый экономный даже в том случае, когда при электрическом приводе, например от асинхронного мотора, изменение числа оборотов должно производиться изменением силы тока в якорь. Прочное изменение количества подаваемой воды кратно (4 до 10-ти кратного) изменению числа оборотов.

Последнюю картину производительности при различных числах оборотов дает кривая (nV_{Σ}) (фиг. 1552), для построения которой должны быть известны характеристическая линия I трубопровода BC и кривая дросселирования Π насоса для какого-либо числа оборотов.

¹⁾ То же самое, что и в Z. d. L. 1913, стр. 1315.

Исходя из конгруэнтности кривых дросселирования, чертят одну такую кривую на прозрачной бумаге и переносят ее параллельно самой себе таким образом, чтобы вышшая ее точка A двигалась на параболе

AM . Точки пересечения C_1, C_2, C_3, \dots с линией BC дают количества воды V_1, V_2, V_3, \dots и абсциссы a_1, a_2, a_3, \dots перемещающейся точки A дают соответственные числа оборотов, при чем масштаб абсцисс определяется по отрезку a , которому соответствует число оборотов исходного положения кривой дросселирования. Полученная кривая DD_1D_2 имеет горизонтальную касательную, точка касания которой дает наименьшее возможное число оборотов).

2. При неизменяющемся числе оборотов количество подаваемой воды чаще всего устанавливается при помощи дроссельной задвижки на нагнетательном трубопроводе. В всасывающей линии дросселирование не рекомендуется из-за образования высокого разрежения перед насосом и описания отрыва воды (допускается только при подаче газобразных тел). Вращающиеся направляющие лопатки (как у водяных турбин) дают заметную экономию только в отдельных особо благоприятных случаях¹⁾. Если производительность насоса должна быть изменена на продолжительное время, то вместо дросселирования следует закрыть несколько каналов рабочего колеса (по возможности у входа и у выхода). Впуск воздуха во всасывающий трубопровод при небольших изменениях производительности (не менее 70% нормальной) также надо считать более выгодным, чем дросселирование, но такой впуск воздуха создает опасность отрыва водного столба во всасывающей линии.

г) Наибольшая допустимая высота всасывания.

Наибольшая допустимая высота всасывания достигнута тогда, когда в каком-либо месте водного потока начинается парообразование (иустотность). В центробежных насосах в этом случае, помимо падения производительности и понижения коэффициента полезного действия, имеет место растрескивание материала.

Отношения, подробно рассмотренные для поршневых насосов (стр. 1058), имеют место и здесь. На фиг. 1553 приведена зависимость манометрической высоты всасывания от температуры воды для средних условий.

При центробежных насосах особенно важно, чтобы всасывающий трубопровод, а также сальник на всасывающей стороне, были абсолютно плотны во избежание образования воздушных мешков во всасывающей линии. Условие всасывающей способности достигается также следующими конструктивными мероприятиями: 1) малым отношением $\frac{r_1^2}{S}$, т. е. при радиальных насосах малым $\frac{r_1}{r_2}$, 2) большим числом лопаток; 3) плавной кривизной боковых стенок у входа; 4) малым углом лопаток β ; и малой изогнутостью лопаток назад; 5) небольшой высотой напора для отдельных колес, следовательно большим числом ступеней, в случае, если перед насосом не предвзякчев подводящий насос с малой высотой напора.

Осевые насосы отличаются особенно слабой способностью всасывания. Для больших высот напора они не могут применяться, вследствие парообразования, если вода не подается к ним под напором.

¹⁾ Ср. журнал *Z. V. d. I.* 1924 г., стр. 1169.

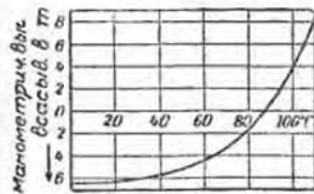
к) Пределы применимости центробежных насосов; специфическое число оборотов.

При малых количествах воды и больших напорах для одного колеса коэффициент полезного действия сильно понижается, вследствие трения в каналах между лопатками и о стенки колеса, а также вследствие потерь в вазоре. Если допустить определенную предельную величину общих потерь в колесе и вазоре, то наибольшая допустимая высота напора одного колеса при количестве воды V в м³/сек получается из

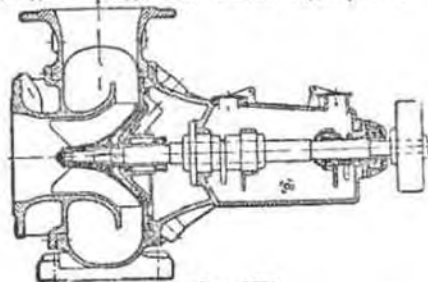
$$H_{\max}^{3/2} = \text{const } \Gamma n^2, \dots \dots \dots (26)$$

где значение const тем меньше, чем больше потери допущены. Для обычного радиального колеса может быть принято $\text{const} = 0,02$. При превышении этого предельного значения надо перейти к многоступенчатому насосу или же к поршневому, если число оборотов не может быть повышено. Малые количества подаваемой воды обуславливают таким образом большие числа оборотов.

При сохранении определенной формы лопаток возникает для H явное предельное значение, которое различно для различных форм лопаток и при чисто радиальных колесах больше, чем при колесах с двойной кривизной лопаток или при осевых колесах. При значениях, меньших явного предела, необходимо разделение массы воды (многоструйность).



Фиг. 1553.



Фиг. 1554.

Для характеристики различных форм колеса и типов насоса пользуются термином «специфическое число оборотов», под которым разумеют число оборотов такого одноступенчатого насоса, лопатки которого во всех частях геометрически подобны лопаткам построения насоса и имеют такие размеры, что дают полезную работу в 1 P.S. при высоте напора в 1 м, следовательно производительность в 75 kg/sec. Это специфическое число оборотов он делается из

$$n_s = 3,65 n \sqrt{V}: H^{1/4}, \dots \dots \dots (27)$$

[Оно прежде всего тем больше, чем больше отношение $b_2 : D_2$. Поэтому при переходе от формы I на фиг. 1554 к формам II, III, IIIa быстрота все в возрастает. Дальнейшее повышение возможно при переходе к осевому насосу. Затем n_s возрастает с уменьшением угла β_2 и с уве-

линейном отношении $c_{2m} : m_2$. Относительно ограниченный при выборе n_2 остается в силе (применительно к данному случаю) сказанное в отделе водяных двигателей].

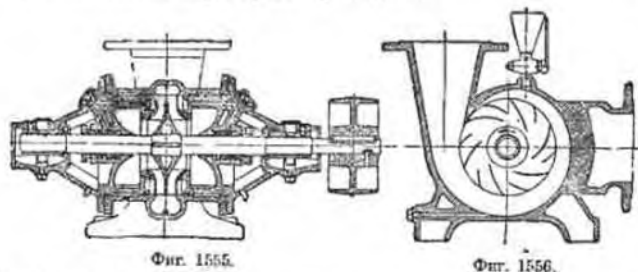
Таблицы на стр. 1090 (нижние горизонтальные ряды) дают обзор встречающихся на практике специфических чисел оборотов для различных конструкций.

1) Пуск в ход.

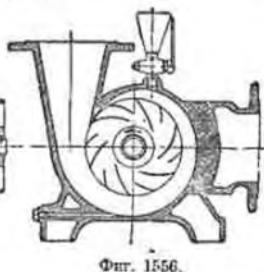
Перед пуском насос надо залить при помощи эжектора, воронки или из напорной магистрали. В последних двух случаях необходимы: заборный клапан (во всасывающей коробке) и воздушные краны во всех ступенях. Воздушные краны должны оставаться открытыми, пока не покажется из них вода. Когда из насоса удален воздух, пускают его в ход при закрытых воздушных кранах и закрытой задвижке на нагнетательном трубопроводе. Когда достигнуто полное число оборотов, постепенно открывают задвижку, но только настолько, чтобы мотор не перегружался. Расход энергии при закрытой задвижке составляет почти одну треть расхода при нормальной производительности.

м) Конструкция центробежных насосов.

При небольших скоростях воды рабочие и направляющие колеса могут быть из чугуна, при больших скоростях (насосы высокого давления) следует применять вязкую бронзу. Поверхность скольжения, как например в месте прохода вала через сальники, следует предохранять от ржавления либо применением стали с примесью никеля, либо же при помощи бронзовой втулки в соответственном месте вала. Во всех зазорах должны ставиться сменные кольца из нержавеющей материала, стойкого против износа. В случае воды с большим содержанием газов должны быть приняты особые меры против ржавления.



Фиг. 1555.

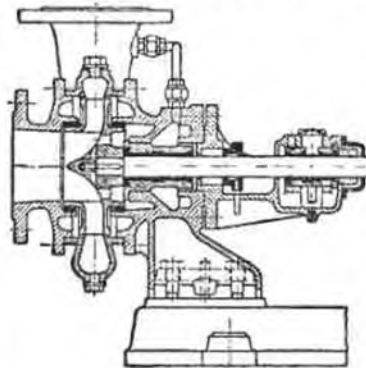


Фиг. 1556.

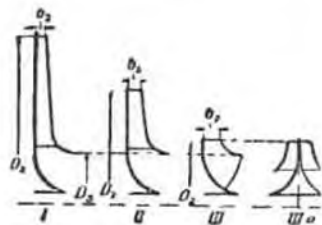
На фиг. 1555 и 1556 показан насос низкого давления с двусторонним входом воды (Ortenbach & Vogel A. G., Bitterfeld). Осевое давление уравновешено не полностью, и небольшое остаточное давление передается двумя установочными кольцами на подшипник. Водяное кольцо в сальнике предохраняет от всасывания воздуха через сальники. Вода под давлением для кольца берется из пространства зазора. Ведение всасывающих каналов через камеру делает необходимым резкий поворот воды перед самым входом в колесо. Поэтому при больших количествах

воды изогнутые входные каналы примыкают непосредственно к всасывающему отверстию рабочих колес.

Изменение направления поступающей воды избегнуто в конструкции по фиг. 1557 (A. Borsig G. m. b. H., Berlin-Tegel). Водяной подшипник смазывается водой из впадинчатого пространства. При больших количествах воды подшипник этот приставляется на всасывающей стороне, чтобы колесо не было расположено на весу. Смазка в этом случае — маслом. Направленное всегда влево осевое давление, разгруженное устройством для в колесной втулке и вторым уплотняющим зазором, воспринимается установочным кольцом. Камера на весу привинчена к кронштейну подшипника и может быть повернута вокруг его оси. Конструкция для больших напоров отличается большой приспособляемостью к местным условиям.

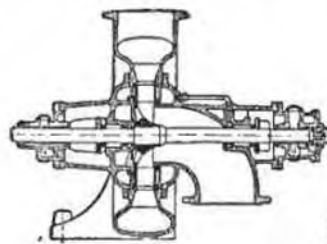


Фиг. 1557.



Фиг. 1558.

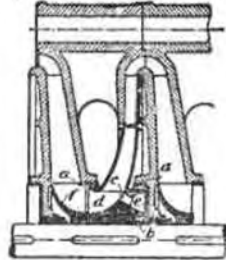
На фиг. 1554 изображен насос низкого давления завода Weise Söhne с винтообразно изогнутыми поверхностями лопаток, следовательно с большим числом оборотов (тип Myria). Вдающиеся далеко



Фиг. 1559.



Фиг. 1560.



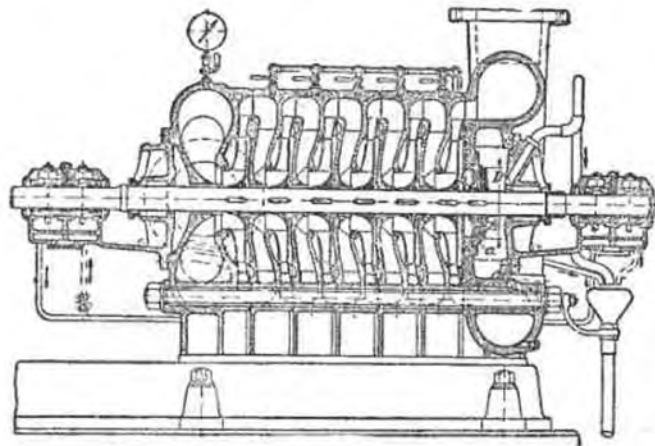
Фиг. 1561.

во всасывающее пространство лопатки обеспечивают, несмотря на быстроту, прекрасную всасывающую способность насоса, так что при соответственном направлении всасывающего трубопровода насос может

присасывать воду на высоту до 2 м без предварительного удаления воздуха из насоса. Для воды, загрязненной крупными примесями, насос строится только с двумя лопатками. Лопатки на задней стороне стенки колеса служат для восприятия осевого давления.

При больших, в сравнении с количеством подаваемой воды, напорах лучший коэффициент полезного действия достигается применением направляющего колеса (фиг. 1559 и 1560, завода А. G. Bafcke, Frankenthal) — насосы среднего давления.

В многоступенчатых насосах надо различать камерный тип, когда все ступени помещены в одном общем кожухе, и кольцевой тип, когда кожух выполнен в виде отдельных колец, каждое из которых включает одну ступень (фиг. 1561 и след.).

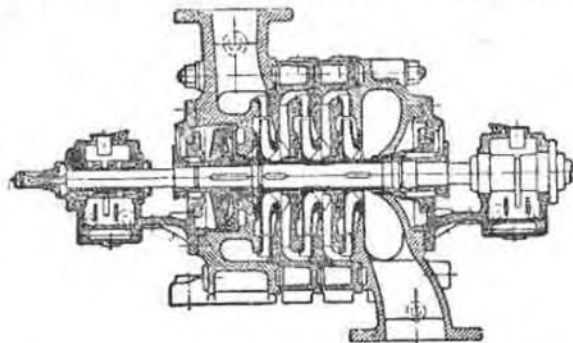


Фиг. 1562.

[В Германии в настоящее время строятся насосы только кольцевого типа, так как ремонт таких насосов даже после продолжительной службы не представляет трудностей, и облегчается также серийное изготовление насосов. Но не надо упускать из виду необходимость при этом типа взаимного уплотнения колец, разборки и удаления трубопровода при ремонте, а также выверка насоса заново при сборке после ремонта].

Уравновешение осевого давления может происходить внутри ступеней, например, противоположным размещением рабочих колес попарно, соответственно двумя группами, или же созданием одинаковых и одинаково нагруженных поверхностей давления на обеих сторонах колеса (фиг. 1561) посредством второго уплотняющего зазора *a* и отверстий *e* в колесной втулке. Теперь предпочтительно применяют одну общую для всех ступеней уравновешенную шайбу *A* (фиг. 1562, выполнение Borsitz). Образованный этой шайбой зазор *a* (с осевой шириной) вместе с доба-

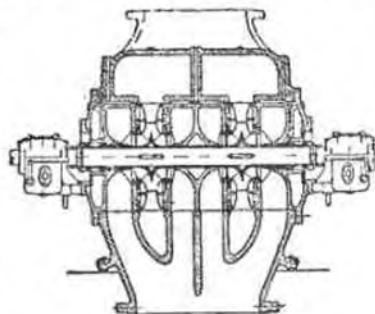
вочным зазором *b* (с радиальной шириной) действует таким образом, что достигается автоматическое уравновешение, безразлично, в каком направлении перемещается крыльчатка. Благодаря такому уравновешивающему приспособлению разгружается сальник высокого давления.



Фиг. 1563.

Фиг. 1563 показывает трехступенчатую конструкцию (Weise Söhne Halle-Saale), в которой потеря воды, вызываемая применением общего уравновешивающего приспособления, незначительна по той причине, что шайба и добавочный зазор имеют как радиальные, так и осевые (цилиндрические) поверхности уплотнения, а сами колеса частично разгружены посредством второго уплотняющего зазора, подобие показанного на фиг. 1561. Чтобы сделать подвижные (рабочие) каналы доступными для обработки, обращенная ко входу боковая стенка ставится на заклепках.

В насосе на фиг. 1564 (Maffei-Schwarzkopf-Werke, Berlin) высокая быстрходность достигается параллельным включением нескольких колес, т. е. многоструйностью (приспособление для достижения быстрходности). Эти насосы с направляющими колесами особенно пригодны для непосредственного соединения с паровыми турбинами в установках для водоснабжения. В насосах для охлаждающей воды для больших конденсационных установок также применяется многоструйность, но в целях еще большего увеличения числа оборотов насосы эти строятся без направляющих колес.



Фиг. 1564.

Таблица 5. Производительность центробежных насосов (Weise-Söhne, Halle-Saale).

Насосы низкого давления без направляющего колеса с спиральной камерой.

Диаметр колеса . . . мм	Рабочее колесо с односторонним всасыванием			Рабочее колесо с двусторонним всасыванием							
	140	175	200	250	285	320	400	425	450	500	600
Диаметр штуцера . . . мм	30-50	60-80	90-100	90-150	90-160	125-175	200	200-225	225-250	300-350	500-550
Производительность, м ³ /мин	0,1-0,3	0,4-0,6	1,0-1,5	7-3	1-3	1,5-3	4-6	5-7	8-10	15-20	30-40
Высота напора . . . м	5-25	5-30	5-40	5-40	5-40	5-45	5-10	5-50	5-50	5-50	5-25
Число оборотов в мин.	400-3000	1200-2500	300-1800	150-1700	150-1800	170-1480	100-1300	100-1300	150-1260	150-170	170-590
Расход воздуха в м ³ /с	0,3-1,4	1-5,6	2,2-15	1,2-37	2,2-37	3-42	6,5-90	9-105	13-146	26-300	60-590
Коэффициент полез. действия	25-60	45-65	50-66	40-72	50-72	65-72	65-74	65-75	65-76	65-76	70-75
Специфическое число оборотов в (Уравн. 27, стр. 1091) н ₉	63-69	108-80	135-82	114-91	92-90	113-76	142-91	150-87	192-99	204-132	350-183

Одноступенчатые центробежные насосы с направляющим колесом.

Рабочее колесо с двусторонним всасыванием.

Диаметр колеса мм	180	210	240	275	335	400	450	485
Диаметр штуцера мм	80	100	125	160	175	225	250	300
Производительность м ³ /мин	0,4-0,7	0,7-1,2	1,1-1,5	1,5-2,2	2,2-3,5	3,5-5	5-8	8-12
Высота напора м	12-11	16-15	20-19	30-23	42-40	64-63	72-70	83-80
Число оборотов в мин.	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450
Расход воздуха в м ³ /с	2-4,75	4,5-6,4	7,3-9	15-19,5	31-43,4	69-93	107-164	910-280
Коэффициент полез. действия, %	54-62	55-63	67-70	67-70	66-72	72-76	70-76	70-76
Специфическое число оборотов (Уравн. 27, стр. 1091) н ₉	67-63	72-68	75-62	68-84	62-80	67-69	62-80	71-89

Одноступенчатые центробежные насосы Murg'a 1).

Диаметр колеса мм	90	185	210	240	255	320	430
Диаметр штуцера мм	80	135	150	250/200	260	400	500
Производительность м ³ /мин	0,4	0,6	0,8	1	1,5	2	3
Высота напора м	7	5	3	8	6,5	4,5	9
Число оборотов в мин.	2800	1450	1450	1450	1450	1450	1450
Расход воздуха в м ³ /с	1,1	1,1	3,2	3,4	5,8	5,9	5,9
Коэффициент полез. действия, %	57	60	48	66	66	59	52
Специфическое число оборотов (Уравн. 27, стр. 1091).	192	300	513	142	303	313	163

1) Сравн. фиг. 1556.

Многоступенчатые центробежные насосы.

Диаметр колеса мм	140	175	205	250	300	375	425	475	510
Диаметр штуцера мм	60/40	70/60	80/70	125/60	150/125	175/150	200/175	250/200	300/250
Производительность м ³ /мин	0,05-0,175	0,2-0,5	0,5-0,7	0,7-1,1	1,2-2	1,8-3	3-4,5	4-6	6-8
Высота напора м	7	11-10	15-14	22-21	32-30	62-50	85-62	86-83	95
Число оборотов в мин.	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450
Расход воздуха в м ³ /с	0,23-0,6	1-1,85	2,7-3,35	5-7	12,2-18,3	26,6-45	58,5-83	102-146	167-220
Коэфф. полезного действия, %	31-45	50-60	62-65	67-72	70-73	74	75	74-76	76-77
Наибольшее од.стк. число ступеней	10	10	10	10	10	10	9	9	8
Специфическое число оборотов (Уравн. 27, стр. 1091).	33-66	61-86	63-79	56-73	49-76	47-63	52-66	49-61	56-64

1) Данные относятся к одной ступени, хотя вообще многоступенчатые модели не подходят для выполнения в виде одной ступени.

в) Сравнение поршневых и центробежных насосов.

Хотя по данным, приведенным на стр. 1035/56, коэффициент полезного действия центробежных насосов приблизительно на одну пятую меньше, чем коэффициент полезного действия поршневых насосов, однако в следующих случаях центробежному насосу должно быть от дано предпочтение перед поршневым, благодаря его меньшей стоимости, меньшему занимаемому месту, меньшим расходам по обслуживанию и ремонту, большей простоте и надежности в работе:

1. при больших количествах воды, подаваемой на небольшую высоту;
2. при кратковременной работе;
3. как правило при электрическом приводе (отпадает промежуточное звено, удешевляется и улучшается мотор), для питания котлов при средних и больших производительностях, для обслуживания рудников, для гидравлических установок в качестве передвижных насосов (водоотливные насосы, пожарные насосы) ¹⁾.

В случае привода от паровой машины применяется преимущественно поршневой насос даже при больших количествах подаваемой воды.

При выборе системы насосов часто дают предпочтение центробежному насосу даже в том случае, если общая сумма эксплуатационных расходов несколько выше, чем для поршневого насоса, так как имеется целый ряд преимуществ, которые обычно не учитываются при подсчете расходов (отсутствие помоек и выгнательном трубопроводе при выкрывании задвижки, отсутствие толчкообразного движения воды в трубопроводе и т. д.).

С. Специальные конструкции.

Каждая подъемная машина может быть использована для подъема воды, например, подъемный кран с привешанной к крюку кадкой. Получающиеся таким образом подъемные механизмы для жидкостей, к которым относятся также водочерпалки, транспортные шнеки, центральные насосы, рассмотрены в предыдущей главе о технике транспортирования.

Ниже рассмотрены еще те конструкции, в которых нагнетающая жидкость (газ, пар, вода) приходит в непосредственное соприкосновение с нагнетаемой.

а) Подъем сжатым воздухом.

1. Насосы Маммут ²⁾. Действие основано на том, что находящаяся в нагнетательной трубе *r* жидкость смешивается с воздухом, вследствие чего уменьшается ее удельный вес. Поэтому окружающая жидкость в состоянии поднять смесь на поверхность. Глубина погружения под уронцем всасываемой воды, которую следует держать по возможности большой, должна быть следовательно тем большей, чем на большей глубине находится уровень воды ($1/3$ до $2/3$ высоты подачи и больше). Подвод воздуха по воздухопроводу *l*, присоединенному к компрессору (фиг. 1565). Насос находит применение при подъеме воды из шахтин, а также для поднятия горючих жидкостей, для подачи взрывчатой или содержащей

песок, а также химически пепельной воды. Коэффициент полезного действия колеблется, в зависимости от высоты напора и подаваемого количества, приблизительно от 0,25 до 0,5, считая по работе, затрачиваемой на приведение в действие компрессора.

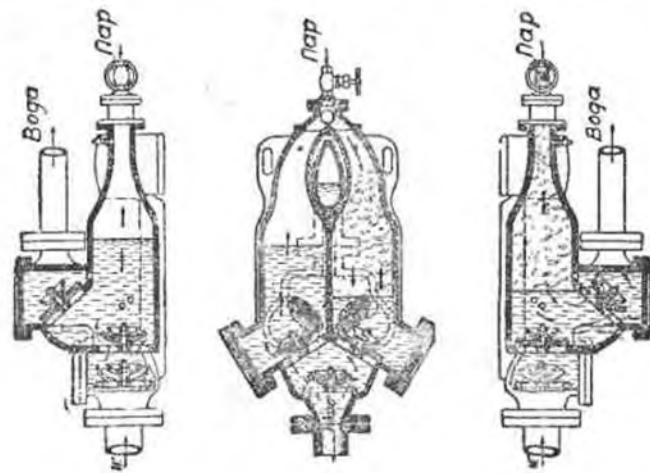
[² Мэнтинг. Для подъема сока и едких жидкостей служат закрытые сосуды, в которые притекает подлежащая подаче жидкость, в то время как воздух уходит через воздушный кран. Затем приток жидкости и выпуск воздуха прекращается, и подводится воздух под давлением, который и поднимает жидкость. Распределение затем переставляется, и процесс начинается сначала. Распределение от руки или автоматическое. Иногда вместо сжатого воздуха применяется пар].



Фиг. 1565. 1—воздушная камера; 2—воздушный цилиндр; 3—паровой цилиндр.

б) Пульсометры.

Пульсометры представляют собою беспоршневые насосы с 2 камерами. Пар поступает в камеры попеременно при помощи распределительного шара (M. Neuhaus & Cie., Berlin-Luckenwalde, фиг. 1566), являюща (Gebt



Фиг. 1566.

Körting A.-G., Hannover) или клапана и вытесняет воду через нагнетательный клапан. Пар затем конденсируется и происходит всасывание.

[Применяется, когда небольшие первоначальные затраты и простота установки важнее, чем величина парорасхода. Наиболее высокая

¹⁾ Ср. Шредер. Журнал Z. d. V. d. I. 1924, стр. 277.

²⁾ Журнал Z. d. V. d. I. 1898, стр. 981; 1904, стр. 1080; Zeitschr. des Oberst. Berg und Hüttenmännischen Vereins, 1926, т. I.

всасывания 2 до 4 м, но может доходить до 8 м. Всасывание прекращается при температуре воды 50° С, и тогда вода должна поступать самолетом. Высота нагнетания до 50 м; при больших высотах несколько пульсометров располагаются один над другим, при чем верхние ступени все-таки нагнетания воды работают хуже.

Давление пара при небольших высотах подъема около 1,5 ат, при больших на 2 до 3 ат выше, чем давление пара в ат; при работе мягким паром можно получать еще паров в 2 до 4 м высоты. Пар должен быть возможно сухим. Производительность при паров в 5 м до 7 м³/мин; при 50 м до 2 25 м³/мин.

В обыкновенных хорошо построенных пульсометрах объем израсходованного пара равен 2 до 3-кратному объему подаваемой воды. 1 кг пара дает полезную работу в поднятой воде в 3000 до 5000 мкг, что соответствует расходу пара в 54 до 90 кг/е.Р.С.н.

При небольших высотах подъема получаются менее выгодные цифры производительности, чем при больших. В соответствии с вышеприведенными цифрами повышение температуры водной воды составляет около 2° при высоте подъема до 10 м; на каждые добавочные 10 м высоты подъема надо считать повышение температуры в 1,5°.

3. Газовые нагнетательные насосы. Для больших производительностей находит применение насосы 1) Гумфри до 420 е.Р.С. (315 м³/мин на высоту, достигающую 6 м). О способе действия этих насосов ср. стр. 1434.

Общий коэффициент полезного действия, взятый по теплопроизводительности газа в работе в поднятой воде, около 0,16 до 0,25. Расход угля (антрацита) в газогенераторе 0,4 до 0,65 кг, расход газа кругло 2,2 м³ на 1 е.Р.С.н (при теплотворной способности газа в 1300 ккал/м³). Установка дешевая; для пуска служит сжатый воздух.

Для небольших производительностей применяется двухтактная конструкция, при которой сжатый газ поднимает в цилиндре поршень, связанный с шкивом насоса. Обратное движение совершается посредством груза, связанного с рабочим поршнем].

с) Гидравлический таран (фиг. 1567).

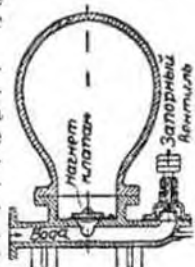
Динамическое давление протекающей рабочей воды закрывает запорный клапан, вследствие чего вода приходит в состояние покоя и производит удар, который открывает самодействующий нагнетательный клапан тарана и нагнетает часть воды. Вследствие падения давления рабочей воды нагнетательный клапан закрывается, а запорный клапан открывается собственным весом. Процесс начинается снова.

Применение. Когда вместе в распоряжении в большом избытке рабочая вода под небольшим давлением для подъема меньших количеств воды на большую высоту. Водопровод рабочей воды целесообразно иметь не длиннее 20 м. Количество подаваемой воды — от 0,003 до 0,25 м³/мин. Коэффициент полезного действия колеблется между 0,3 и 0,85 и тем меньше, чем больше отношение высоты нагнетания к действующему

пару. Для обычных случаев коэффициент полезного действия тарана равен 0,7].

Гидрофор 1) (Ottenser Eisenwerk A.-G., Altona-Ottensen) употребляется на оросительных и осушительных установках, — вообще в установках с большим расходом воды, а также в качестве повысителя напора для водосливных установок. Может давать большие производительности, чем таран.

[Конструкция: запорный и нагнетательный клапаны тарана заменены изогнутыми каналами в подвижном (распределительном) колесе. Рабочая вода приводит распределительное колесо в равномерное вращательное движение и посредством каналов в колесе соединяет попеременно отводную и нагнетательную трубы с трубой для притока рабочей воды, благодаря чему возникает действие удара, как в таране. Выполнение вертикальное или горизонтальное. Подвижное колесо из чугуна, бронзы или стали, вал в шариковых подшипниках. Коэффициент полезного действия около 0,7. Достоинства: простота, тихий ход, слабое изнашивание, дешевизна].



д) Струйные насосы.

1. Водоструйные насосы. Вытекающая из сопла рабочая вода всасывает нагнетаемую жидкость, смешивается с ней и подает смесь на высоту.

[Водоструйные насосы находят широкое применение в горном деле (при откачивании воды, в особенности при удлинении существующих шахт), при сооружении оснований, для откачивания воды из подвалов и т. д. Благодаря простоте и отсутствию движущихся частей насосы эти пригодны также для подъема илестой или грязной воды.]

Производительность до 150 м³/ч, обычно 0,6 до 10 м³/ч. Давление рабочей воды 3 до 800 м падения, большей частью 3,5 до 4 ат (давление водопровода). Коэффициент полезного действия 0,1 до 0,3 зависит от отношения давления рабочей воды к высоте нагнетания и от высоты всасывания].

2. Пароструйные насосы (эжекторы) применяются для подъема таких жидкостей, которые допускают конденсирование пара и употребляются как колдунные насосы, насосы для откачки воды из сушек, для подъема мутных жидкостей, кислот, щелочей и, в специальной конструкции, как пожарные насосы на фабриках 2).

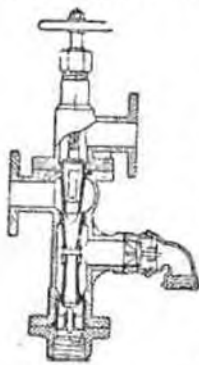
[Большой расход пара; температура воды повышается с увеличением высоты подъема. Коэффициент полезного действия сравнительно мал, а потому применению эжекторов для постоянных водоснабжений и больших количеств воды не имеет места, за исключением тех случаев, когда теплота поднятой воды может быть утилизирована. В этих случаях эжектор превосходит всякий другой прибор своей простотой и надежностью в работе].

1) Журнал Z. d. V. d. I. 1911, стр. 267; 1913, стр. 885 и 942; 1914, стр. 86, 1100 и 1598; St. и Eis. 1914, стр. 1136.

1) Z. d. V. d. I., 1911, стр. 267.

2) Ср. стр. 643 и сл.

Пинжекторами называются пароструйные насосы, служащие для питания паровых котлов. Применяются также в установках районного водного отопления.



Фиг. 1568.

Различаются пинжекторы всасывающие и всасывающие. Всасывающие пинжекторы (Фиг. 1568) (Шеффер и Буденберг) снабжены шпindelом для регулирования пара. При пуске в ход в сопло пускают сначала тонкую струю пара, пока вода не начнет вытекать из всасывающего клапана; тогда усиливают паровую струю до такой степени, что она вытесняет пароводяную смесь через обратный клапан в котел. Накачиваемый пинжекторами вода может преодолевать противодавление большее, чем давление пара. Пинжекторы, работающие мытым паром, могут еще питать котлы при давлении в них до 7 ат манометра; однако, питательная вода должна притекать к ним самотеком, и температура воды не должна быть выше 18°. Вода нагревается пинжекторами до температуры 70 до 90°.

IV. Воздуходувки и компрессоры¹⁾ (газосгустители).

Классификация.

А. Поршневые сгустители (поршневые воздуходувки, поршневые компрессоры). Сжатие производится прямолинейно движущимся взад и вперед поршнем. Сюда относятся также роторные сгустители (сгустители с круглым поршнем), в которых поршень совершает вращательное движение.

В. Центробежные сгустители (вентиляторы, турбовоздуходувки, турбокомпрессоры), существенной частью которых является вращающееся колесо с лопатками.

С. Специальные конструкции (струйные воздуходувки, гидравлические компрессоры).

Общие данные.

1. Значение охлаждения. Для каждого сжатия, при средней теплоемкости c_p в $A = 1:427$, имеет место:

$$\Delta L_i = c_p (t_2 - t_1) + q \dots (1)$$

Тепловой эквивалент вту-
тронной (подкапорной) ра-
боты уплотнителей, отно-
сительной к 1 кг. = Увеличение теплосо-
держания газа. + Тепло, отданное
охлаждающей воде.

Таким образом, сжатие сопровождается повышением температуры $t_2 - t_1$, которое может быть уменьшено или уничтожено охлаждением. При

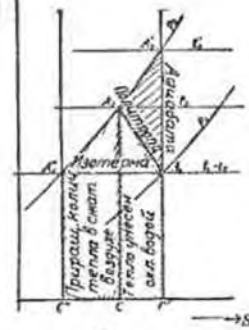
¹⁾ Литература: P. Ostertag, Kolben- und Turbokompressoren, 3 Auflage, Berlin 1923, Jol. Slinger; A. Pinz, Thermodynamische Grundlagen der Kolben- und Turbokompressoren, Berlin 1924, Jul. Springer; H. Baer, Dampfturbinen und Turbokompressoren, Berlin 1924, Jul. Springer.

одном и том же давлении p (Фиг. 1569) подаваемый объем тем больше, чем выше температура, следовательно, без охлаждения (v') больше, чем при охлаждении (v). Линия сжатия $A_1 A_2'$ неохлажденного компрессора в диаграмме pv направлена поэтому более круто, чем таковая охлажденного компрессора ($A_1 A_2$). Таким образом, благодаря охлаждению, экономится рабочая площадь $A_1 A_2 A_2'$ (заштрихованная), лежащая между обеими кривыми. Относительное сбережение работы тем больше, чем выше кратность сжатия $p_2:p_1$. При больших степенях сжатия охлаждение необходимо еще по той причине, что значительные повышения температуры опасны в смысле надежности работы (воспламенение смазочного масла и т. д.).

В неохлажденном компрессоре, без внутренних потерь, (следовательно, без трения в газе, без неплотностей), сжатие происходит по адиабате.



Фиг. 1569.



Фиг. 1570.

Уравнение кривой сжатия $A_1 A_2'$ в диаграмме pv имеет вид $pv^x = p_1 v_1^x$. В диаграмме TS (Фиг. 1570) линия сжатия параллельна оси T . Потребная работа изображается площадью $A_1 A_2' B_2 B_1$ (Фиг. 1569) в mkg , соответственно площадью $A_1 A_2' A_2'' C' C''$ (Фиг. 1570) в $kcal$.

[Работа эта, сообщаемая сгустителю, отнесенная к 1 кг, определяется из

$$L_{ad} = \frac{x}{x-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(x-1)/x} - 1 \right] = \frac{x}{x-1} R \cdot T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(x-1)/x} - 1 \right] \quad (2)$$

или $L_{ad} = (1:A) c_p (t_2' - t_1) \dots \dots \dots (2a)$

где для двухатомных газов при обычной температуре $x = c_p : c_v = 1.4$ и для сухого воздуха $c_p = 0,241$, $R = 29,27$ (см. 1 т. стр. 500), — для влажного воздуха последнее значение может быть исправлено соотв. т. 1 стр. 537, p в kg/m^2 , v в m^3/kg , таблица показателей степени $p_2:p_1$, в 1 т. стр. 514, где индексы 1 и 2 должны быть переставлены. При пользовании таблицами iS значение ΔL_{ad} получается непосредственно, как расстояние по вертикали между начальным состоянием и изобарой конечного давления.