

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ «МИСиС»

Новотроицкий филиал

С.А. Иванов

А.В. Нефёдов

Н.А. Чиченев

Металлургические подъемно-транспортные машины

Рекомендовано учебно-методическим объединением вузов
по образованию в области металлургии
в качестве учебника

Новотроицк, 2015

УДК 669.2

Рецензенты:

Точилкин В.В., профессор кафедры «Проектирование и эксплуатации металлургических машин и оборудования» ФГБОУ ВПО «МГТУ им. Носова»,
д.т.н, доцент;

Братковский Е.В., зав. кафедрой «Металлургических технологий»
НФ НИТУ «МИСиС», к.т.н., доцент.

Иванов С.А.

Металлургические подъемно-транспортные машины: учебник для вузов/ С.А. Иванов, А.В. Нефедов, Н. А. Чиченев. –Новотроицк: НФ НИТУ «МИСиС», 2015. – 209 с.- ISBN 978-5-903472-19-2.

Рассмотрены машины и агрегаты, применяемые в металлургическом производстве для подъема и транспортирования материалов, заготовок и оборудования. Изложены принципы действия и области применения, приведены конструкции и методики расчета грузоподъемных машин и механизмов, машин непрерывного транспорта и специальных механизмов и устройств металлургического производства.

Учебник предназначен для студентов, обучающихся по специальности 150404 «Металлургические машины и оборудование» и направлениям подготовки бакалавров 22.03.02 «Металлургия» и 15.03.02 «Технологические машины и оборудование».

Рекомендовано Методическим советом НФ НИТУ «МИСиС».

ISBN 978-5-903472-19-2

© ФГАОУ ВПО Национальный
исследовательский
технологический университет
«МИСиС» Новотроицкий филиал,
2015

© С.А. Иванов, А.В. Нефедов, Н.А.
Чиченев,
2015

Оглавление

Предисловие	6
Условные обозначения	7
Введение	9
1. Виды и производительность подъемно-транспортных машин	11
2. Metallургические грузоподъемные машины	15
2.1. Metallургические грузоподъемные машины общего назначения	15
2.2. Специальные мостовые краны и устройства	16
2.2.1. Мостовой магнитно-грейферный кран	16
2.2.2. Напольно-крышечный колодцевый кран	18
2.2.3. Клещевой колодцевый кран	21
2.2.4. Кран с подхватами	30
2.2.5. Кран с управляемыми клещами	34
2.2.6. Кран магнитный с поворотной траверсой	39
2.2.7. Кран с механизмом вращения главного крюка	40
2.2.8. Разливочный (литейный) кран	42
2.2.9. Посадочный кран	50
2.3. Загрузочные машины	54
2.3.1. Скиповый подъемник	54
2.3.2. Напольно-завалочная машина	57
2.3.3. Загрузочная полупортальная машина	62
2.3.4. Мостовой завалочный кран	64
2.3.5. Загрузочная машина непрерывного действия	65
2.4. Грузозахватные приспособления	67
2.4.1. Клещевой захват для слябов	67
2.4.2. Рычажный захват для проката	70
2.4.3. Клещевой захват для рулонов	71
2.4.4. Эксцентриковый захват	73
2.4.5. Передвижной вакуумный подъемник	74

2.4.6. Подъемные электромагниты.....	78
2.4.7. Грузозахватные приспособления для сыпучих грузов ...	81
3. Metallургические транспортирующие машины	88
3.1. Ленточные конвейеры	88
3.1.1. Ленточный конвейерный подъемник доменной печи ...	88
3.1.2. Ленточный конвейерный тракт доставки сыпучих материалов	89
3.1.3. Определение основных параметров ленточного конвейера ..	91
3.2. Рольганги	105
3.3. Конвейеры с тяговым органом	109
3.3.1. Скребокый конвейер для уборки обрезки	109
3.3.2. Подвесной крюковый конвейер	111
3.3.3. Цепенесущий конвейер для рулонов	114
3.4. Толкающие конвейеры (шлепперы)	116
3.4.1. Цепной	116
3.4.2. Канатный	118
3.4.3. Штанговый	121
3.4.4. Реечный шагающий конвейер	122
3.5. Винтовые конвейеры для горячих материалов	124
3.5.1. Винтовые трубы	124
3.5.2. Шнеки	127
3.6. Вибрационные конвейеры для горячих материалов	129
3.7. Пластинчатый конвейер для горячего агломерата	135
4. Специальные механизмы и устройства	138
4.1. Толкатели и выталкиватели	138
4.1.1. Общие сведения	138
4.1.2. Реечный толкатель	138
4.1.3. Винтовой толкатель	142
4.1.4. Гидравлический толкатель	145
4.1.5. Рычажный толкатель	148

4.1.6. Фрикционный выталкиватель	149
4.1.7. Выталкиватель с цепным приводом	151
4.2. Транспортирующие механизмы нагревательных печей	152
4.2.1. Общие сведения	152
4.2.2. Цепные конвейерные поды	153
4.2.3. Шагающий под	158
4.2.4. Роликовый под	163
4.2.5. Вращающиеся поды	165
4.2.6. Выдвижные поды	167
4.3. Перегрузочные механизмы и устройства	171
4.3.1. Перегрузатель слитков	171
4.3.2. Перегрузатель заготовок	173
4.3.3. Перегрузатель бунтов	174
4.3.4. Перегрузатель рулонов	178
4.3.5. Перегрузатель-кантователь листов	181
4.3.6. Вагонопрокидыватели	183
4.4. Питатели	193
4.4.1. Ленточный питатель	194
4.4.2. Пластинчатый питатель	195
4.4.3. Скребковый питатель	197
4.4.4. Винтовой питатель	199
4.4.5. Качающийся питатель	201
4.4.6. Вибрационный питатель	202
4.4.7. Дискový (тарельчатый) питатель	203
4.4.8. Барабанный питатель	205
Библиографический список	207

Предисловие

Развитие экономики России требует повышения уровня производства металлов при одновременном улучшении их качества. Успешное решение этой проблемы во многом зависит от эффективных технологий металлургического производства и применяемого для их осуществления механического оборудования. Поэтому подготовка специалистов в области металлургических машин и оборудования является стратегически важной задачей, необходимой для обеспечения национальной безопасности страны.

Дисциплина «Металлургические подъемно-транспортные машины» является продолжением курса «Подъемно-транспортные машины общего назначения» и изучается в цикле специальных (профильных) дисциплин. Его целью является ознакомление студентов с областью применения, принципом действия, конструктивными особенностями и методиками расчета грузоподъемных машин и механизмов, машин непрерывного транспорта и специальных подъемных и транспортирующих механизмов и устройств металлургического производства.

Учебное пособие написано на основе опыта эксплуатации, модернизации подъемно-транспортных машин на ОАО «Уральская Сталь» и, соответственно, курса лекций, которые более 10 лет читаются авторами в Новотроицком филиале Национального исследовательского технологического университета «МИСиС» для студентов, обучающихся по специальности 150404 «Металлургические машины и оборудование» и направлениям подготовки бакалавров 22.03.02 «Металлургия» и 15.03.02 «Технологические машины и оборудование».

Условные обозначения

a	размер кусков материала
a, b, c, d, e	расстояние
A	площадь
B, b	ширина
D, d	диаметр
e	эксцентриситет
E	модуль упругости материала
f	коэффициент трения
F	сила
g	ускорение свободного падения
G	вес
E	модуль упругости
i	передаточное число
I, J	момент инерции
H, h	высота
K, k	коэффициент (общее обозначение)
L, l	длина
m	масса
M	момент
n	частота вращения, число циклов
p	давление
P	мощность
Q	грузоподъемность
q	погонная масса
R, r	радиус
S, s	перемещение, шаг, зазор

t	время, период
T	температура
V	объем
$v,$	скорость
w	коэффициент сопротивления движению
W	сила сопротивления движению
Z, z	количество (роликов, зубьев, циклов и др.)
$\alpha, \beta, \gamma, \theta$	угол
φ	угол трения, угол естественного откоса
ε	относительная деформация
μ	коэффициент Пуассона, коэффициент трения качения
η	коэффициент полезного действия
δ	толщина
λ	гибкость
ψ	коэффициент заполнения
ω	частота вращения
Π	производительность
ρ	объемная масса, насыпная плотность груза
σ	нормальное напряжение
τ	касательное напряжение

Введение

Механизация технологических процессов металлургического производства в значительной степени зависит от рационального использования различного подъёмно-транспортного оборудования, начиная от подачи сырья и кончая выдачей и отправкой готовой продукции.

По принципу действия разделяют на две основные группы подъёмно-транспортных машины (ПТМ):

- машины периодического действия, к которым относятся грузоподъёмные машины различных типов (мостовые краны, лебёдки, погрузчики и др.);

- машины непрерывного действия, к которым относятся разнообразные транспортирующие машины (конвейеры, эскалаторы, рольганги и др.).

Грузоподъёмные машины предназначены для подъёма и перемещения грузов в различных направлениях и работают в повторно-кратковременном режиме (периодически). Для них характерна периодическая подача грузов и перемещение их отдельными порциями, при этом загрузка и разгрузка осуществляется, как правило, при остановке машины. Цикл работы машины периодического действия состоит из следующих этапов: остановка машины для захвата и подъёма груза, движение с грузом, остановка для освобождения груза, обратное движение без груза; после чего цикл повторяется.

Транспортирующие машины также предназначены для подъёма и перемещения грузов, но в отличие от грузоподъёмных машин работают, как правило, в непрерывном режиме. Для них характерно непрерывное перемещение грузов насыпных или штучных грузов по заданной трассе без остановки для загрузки и разгрузки. При перемещении насыпного груза он располагается сплошным слоем на несущем элементе машины (ленте, сетке и т.п.) или отдельными порциями в непрерывно движущихся ёмкостях (ковшах, бадьях, паллетах и т.п.), которые последовательно расположены на некотором

расстоянии друг от друга. При непрерывном перемещении штучных грузов они располагаются на грузонесущем элементе в заданной последовательности один за другим; при этом рабочее (с грузом) и холостое (без груза) движения грузонесущего элемента происходят одновременно.

Производство подъёмно-транспортных машин основано на принципе блочных унифицированных конструкций, состоящих из отдельных относительно самостоятельных узлов-блоков, собранных между собой с помощью разъёмных соединений. К таким конструктивным блокам относятся: унифицированные узлы металлоконструкций, двигатели, редукторы, блоки ходовых колёс, крюковые подвески, барабаны, полиспасты и др.

Наличие большого количества конструктивных типов ПТМ вызвано разнообразием видов и свойств перемещаемых грузов (сыпучие материалы, штучные грузы), способов их перемещения и спецификой различных технологических процессов.

От рационального выбора типа ПТМ, правильного определения основных параметров и грамотной эксплуатации в значительной мере зависит надёжность работы, производительность и безопасность труда.

1 Виды и производительность подъёмно-транспортных машин

Одним из важнейших средств обеспечения нормального функционирования производственных процессов металлургических предприятий являются подъёмно-транспортные машины и специальные устройства, позволяющие практически полностью механизировать выпуск различных видов металлопродукции и устранить ручной труд.

На современных металлургических предприятиях используется большое разнообразие подъёмно-транспортного оборудования. Оно применяется как для транспортировки грузов между цехами, так и для выполнения технологических операций внутри цехов.

Для перевозки грузов на территории предприятия применяются в основном железнодорожный и автомобильный транспорт.

Железнодорожный транспорт служит для перевозки сырья (руды, угля, агломерата, металлолома, известняка и других материалов), а также для перемещения технологического оборудования (передвижных бункеров, мультовых тележек, тележек для ковшей, конвертеров, изложниц и слитков, сталеразливочных тележек). Он также используется для перевозки готовой продукции (отливки, прокат, поковки).

Автомобильный транспорт служит для перевозки небольшого количества производственных грузов (шихты, стружки, ферросплавов, обрезков металла, флюсов, окалины, угля, готовой продукции и др.).

Для подъёма и перемещения грузов используются домкраты, лебёдки, тали, различные подъёмные краны.

Для перемещения грузов применяются конвейеры (ленточные, цепные, канатные, шагающие, вибрационные), рольганги и винтовые трубы.

Для выполнения технологических операций применяются специальные механизмы и устройства: толкатели и выталкиватели, выдвигные и

вращающиеся поды нагревательных печей, перегрузочные механизмы и устройства (кантователи, опрокидыватели, поворотные устройства).

Одним из основных показателей подъёмно-транспортной машины является её производительность.

Производительностью подъёмно-транспортной машины называют массу рабочего груза, перемещаемого в единицу времени.

Часовая производительность грузоподъёмной машины $\Pi_{\text{ч}}$, т/ч, равна:

$$\Pi_{\text{ч}} = n_{\text{цч}} \cdot Q,$$

здесь Q – номинальная грузоподъёмность крана, т;

$n_{\text{цч}}$ – число рабочих циклов в час, час⁻¹, равное

$$z = 3600/t_{\text{ц}},$$

где $t_{\text{ц}}$ – расчётное время цикла работы крана, с.

При работе грузоподъёмной машины с насыпными грузами её часовая производительность равна:

$$\Pi_{\text{ч}} = n_{\text{цч}} \cdot V \cdot \rho \cdot \psi,$$

где V – вместимость емкости (грейфера, ковша, бадьи и т.п.), м³;

ρ – насыпная плотность груза, т/м³;

ψ – коэффициент заполнения емкости (для грейфера $\psi = 0,6 \dots 1,0$, для ковша и бадьи $\psi = 1$).

Суточная производительность грузоподъёмной машины $\Pi_{\text{с}}$, т/сутки, вычисляется по формуле:

$$\Pi_{\text{с}} = m_{\text{ср}} \cdot n_{\text{цс}} \cdot Z_{\text{с}},$$

здесь $m_{\text{ср}}$ – среднее значение массы поднимаемого груза за смену, т;

$Z_{\text{с}}$ – число смен в сутках.

$n_{\text{цс}}$ – число подъёмов груза (циклов) за смену, равное:

$$n_{\text{цс}} = 3600 \cdot t_{\text{рч}} \cdot K_{\text{с}} \cdot K_{\text{тор}} / t_{\text{ц}},$$

где $t_{\text{рч}}$ – число рабочих часов в смену, ч;

K_c – коэффициент использования крана по времени в течение смены, $K_c = 0,8 \dots 0,9$;

$K_{\text{тор}}$ – коэффициент ремонта и техобслуживания, $K_{\text{тор}} = 0,95$;

$t_{\text{ц}}$ – расчётное время цикла работы крана, с.

Расчётное время цикла можно определить по формуле:

$$t_{\text{ц}} = \frac{1,2 \cdot (H_{\text{под}} + H_{\text{оп}})}{v_{\text{под}}} + 1,35 \cdot \left(\frac{S_{\text{кр}}}{v_{\text{кр}}} + \frac{S_{\text{тел}}}{v_{\text{тел}}} \right) + t_{\text{руч}},$$

где $H_{\text{под}}$ и $H_{\text{оп}}$ – высота подъёма и опускания груза в начале и конце цикла, м;

$v_{\text{под}}$ – средняя скорость подъёма груза, м/с;

$S_{\text{кр}}$ и $S_{\text{тел}}$ – ход крана и тележки соответственно, м;

$v_{\text{кр}}$ и $v_{\text{тел}}$ – средние скорости передвижения крана и тележки, м/с;

$t_{\text{руч}}$ – время ручных операций (строповки, подводки и др.).

Часовая производительность машин непрерывного действия (конвейеров, элеваторов и др.) определяют по общей формуле, т/ч:

$$P_{\text{ч}} = 3,6 \cdot q_{\text{гр}} \cdot v_{\text{гр}},$$

где $q_{\text{гр}}$ – погонная масса груза, т.е. масса груза, приходящаяся на единицу длины транспортирующего устройства, кг/м;

$v_{\text{гр}}$ – скорость движения груза, м/с.

При перемещении материала непрерывным потоком, например с помощью ленточного конвейера производительность находят по формуле, т/ч:

$$P_{\text{ч}} = 3600 \cdot A \cdot \rho \cdot v_{\text{л}},$$

где A – площадь поперечного сечения груза на ленте, м²;

ρ – насыпная плотность груза, т/м³;

$v_{\text{л}}$ – скорость движения ленты, м/с.

Производительность конвейера при перемещении штучных грузов, т/ч:

$$P_{\text{ч}} = 3,6 \cdot (m_{\text{гр}} / S_{\text{гр}}) \cdot v_{\text{л}},$$

где $m_{\text{гр}}$ – масса единичного груза, т;

$S_{\text{гр}}$ – шаг расположения грузов на конвейере, м.

Если насыпные грузы перемещаются отдельными емкостями (порциями) в контейнерах, ковшах или опоках, то производительность конвейера или элеватора находят по формуле, т/ч:

$$P_{\text{ч}} = 3,6 \cdot (V \cdot \psi \cdot \rho / S_{\text{гр}}) \cdot v_{\text{л}},$$

где V – объем (емкость) контейнера, ковша или опоки, м³;

ψ – коэффициент заполнения емкости;

ρ – насыпная плотность груза, т/м³;

$S_{\text{гр}}$ – шаг расположения емкостей на конвейере, м.

При перемещении сыпучих материалов волочением производительность скребкового конвейера определяется по формуле, т/ч:

$$P_{\text{ч}} = 3600 \cdot B \cdot h \cdot \rho \cdot v_{\text{л}} \cdot \psi,$$

где B – ширина скребка, м;

h – высота скребка, м;

ψ – коэффициент заполнения объема между скребками, $\psi \approx 0,25$.

Производительность винтового конвейера для сыпучих материалов составит, т/ч:

$$P_{\text{ч}} = (\pi \cdot D^2 / 4) S_{\text{винт}} \psi \rho n,$$

где D – диаметр винта, м;

n – частота вращения винта, об/мин;

$S_{\text{винт}}$ – шаг винта;

ψ – коэффициент заполнения желоба ($\psi = 0,25 \dots 0,4$).

2 Metallurgical lifting machines

2.1 General purpose lifting machines

Lifting machines and devices, used in metallurgical plants, can be divided by purpose and by type of operations performed.

The simplest types of lifting machines are mechanisms and devices, having only a lifting mechanism and ensuring lifting and lowering of the load. To such mechanisms belong jacks (screw, chain, hydraulic) and winches, mounted on a horizontal base.

To lifting machines, ensuring both lifting and lowering of the load to a certain height, as well as its movement along a straight or curved path, belong cranes, which are suspended on a monorail and have manual or electric drive.

Wide application find rotating cranes, having a lifting winch and a jib, fixed to a rotating platform or column. Rotation of the platform or jib is carried out by a mechanism with manual or electric drive. Cranes of this type are intended for performing auxiliary lifting work in warehouses, loading areas and so on. Cranes of this type can have a jib with constant or variable reach.

When servicing a technological process in metallurgical shops, application find console cranes, moving along a crane rail, laid along the wall of the building.

More complex types of lifting machines, ensuring lifting and lowering of the load, as well as its movement to any point of the serviced area, are mobile cranes: bridge, gantry, portal and others, used for servicing technological and transport processes in a metallurgical enterprise. Cranes of this type, except for one

или нескольких механизмов подъема, имеют также механизмы передвижения крана и тележки, вращения платформы, поворота и изменение вылета стрелы. Совмещение работы этих механизмов обеспечивает выполнение комплекса подъемно-транспортных работ и обслуживание практически любой точки производственной площади.

Принципы действия, области применения, конструкции и методики расчета грузоподъемных машин и механизмов общего назначения рассмотрены в курсе «Подъемно-транспортные машины общего назначения».

Необходимо отметить, что наиболее широко применяемыми на металлургическом предприятии являются мостовые краны, на базе конструкции которых созданы специальные краны различного назначения.

2.2 Специальные мостовые краны и устройства

2.2.1 Мостовой магнитно-грейферный кран

К специальным кранам металлургических цехов относят: магнитно-грейферные краны; крановые загрузочные машины; напольно-крышечные и клещевые колодцевые краны; посадочные краны; краны с подхватами и др.

Общий вид мостового магнитно-грейферного крана представлен на рис. 2.1. На кране (в отличие от кранов общего назначения) смонтированы две тележки, которые передвигаются по верхнему поясу фермы моста по одной рельсовой колее. Мост крана 1 состоит из двух продольных сварных балок коробчатого сечения, концы которых соединены поперечными балками с ходовыми колесами, пружинными буферными устройствами и концевыми выключателями передвижения моста.

Механизм передвижения моста 2 состоит из центрального привода, быстроходного трансмиссионного вала и двух редукторов у приводных колес моста. Два колеса моста холостые и два приводные.

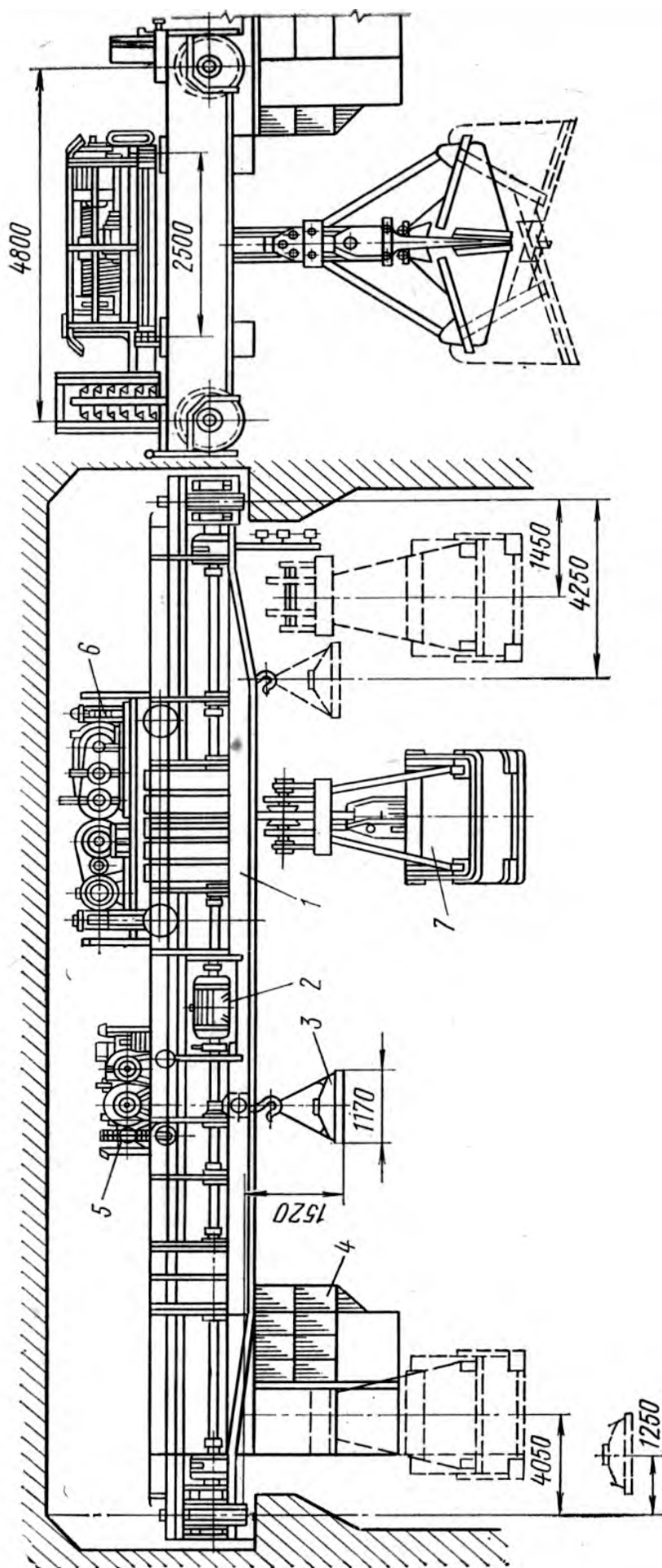


Рис. 2.1. Мостовой магнитно-грейферный кран:

- 1 – мост, 2 – механизм передвижения моста, 3 – электромагнит, 4 – кабина, 5 – тележка электромагнита, 6 – тележка грейфера, 7 – грейфер.

Узлы механизма передвижения расположены на горизонтальной площадке моста и для доступа к ним устроен люк с крышкой из кабины 4 управления крана. Обе тележки моста имеют собственные механизмы передвижения с приводом на два колеса. На грейферной тележке 6 установлен механизм подъема и механизм управления двухканатным грейфером, состоящих из двух одинаковых однобарабанных грузовых лебедок кранового типа. На тележке 5 с грузовым электромагнитом 3 расположены механизм подъема и барабан для гибкого кабеля, по которому подводится ток к электромагниту.

Механизм подъема электромагнита представляет собой лебедку кранового типа. Вал барабанной лебедки приводит во вращение барабан гибкого кабеля, обеспечивая постоянное его натяжение и предупреждая таким образом образование петель. При набегании и сбегании гибкого кабеля с барабана подвод к нему тока от внешней электросети осуществляется с помощью кольцевого токоприемника со скользящими контактами.

2.2.2 Напольно-крышечный колодцевый кран

Напольно-крышечные краны предназначены для подъема и отведения в сторону крышек нагревательных колодцев при загрузке и выгрузке слитков. Краны передвигаются вдоль или поперек цеха. В соответствии с этим различают продольные и поперечные напольно-крышечные краны.

Продольный напольно-крышечный кран представляет собой мостовой кран, передвигающийся по рельсам вдоль цеха над двумя рядами нагревательных колодцев. Кран рассчитан на подъем только одной крышки и ручное управление из кабины. В более совершенной конструкции кран обслуживает один ряд нагревательных колодцев с управлением всеми движениями с пульта, расположенного вне крана.

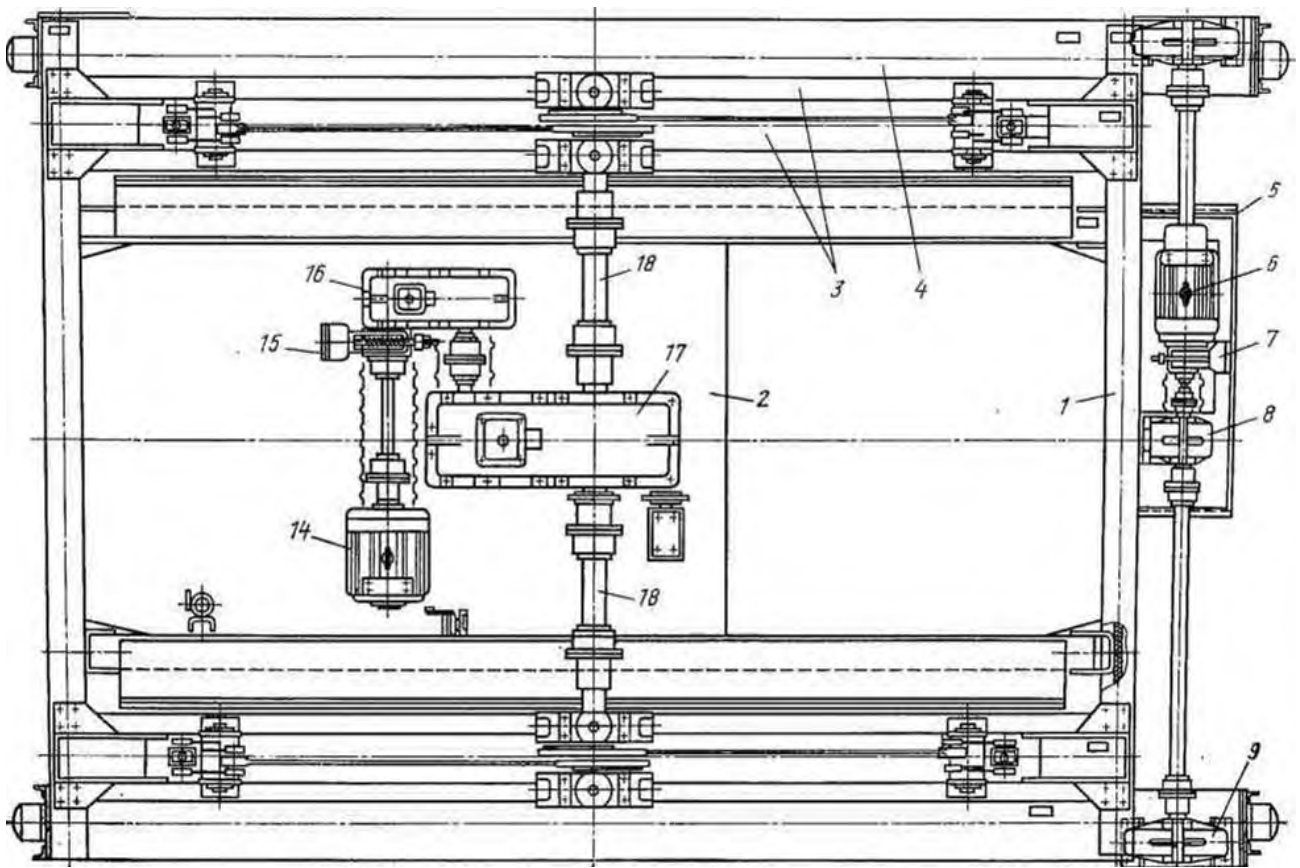
Основными узлами продольного напольного крышечного крана (рис.2.2) являются мост, механизм передвижения моста, механизм подъема крышки и

электрооборудование. Мост крана состоит из двух концевых балок 1, двух пролетных 4 и двух балок 3 под эксцентриковые механизмы подъема, площадки 2 под привод механизма подъема и консоли 5 под привод механизма передвижения. Привод механизма передвижения установлен на консоли моста и состоит из электродвигателя 6, тормоза 7 и вертикальных редукторов, один из которых 8 расположен посередине пролета и два 9 расположены у приводных колес 10 моста. Два других колеса 11 неприводные, и установлены на угловых буксах 12. Все узлы механизма передвижения соединены промежуточными валами и зубчатыми муфтами. Концевые балки моста снабжены пружинными буферами 13 для смягчения ударов о концевые упоры или о соседний кран.

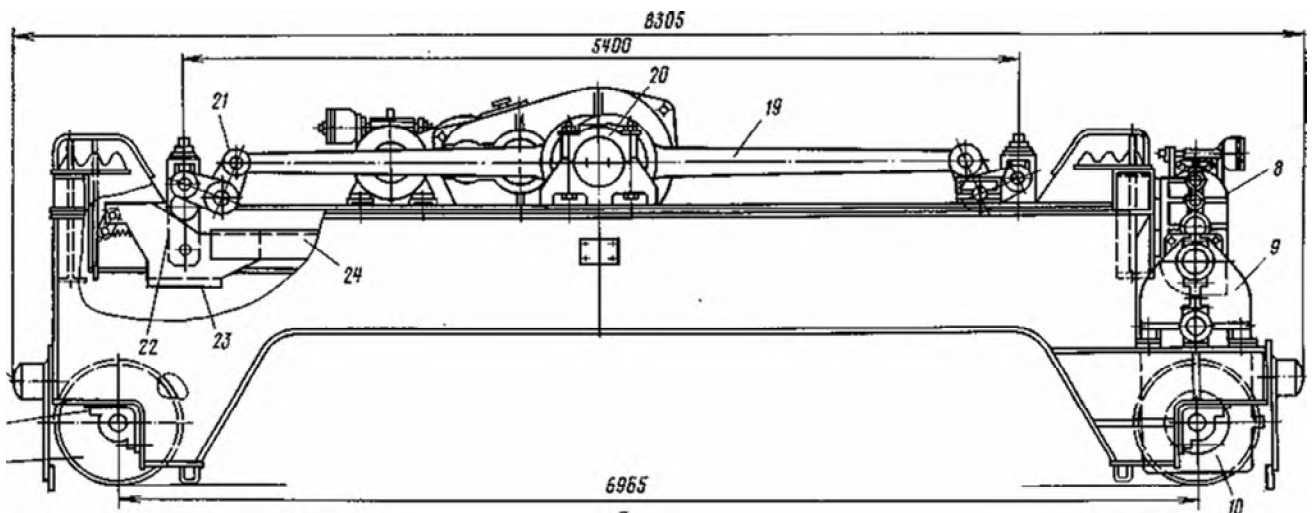
Механизм подъема крышек имеет электродвигатель 14, тормоз 15, два редуктора 16 и 17, промежуточные валы 18 с зубчатыми муфтами, два шатунно-эксцентриковых механизма с траверсами и захватами. Шатунно-эксцентриковый механизм состоит из двух шатунов 19 с эксцентриковыми шайбами 20, насаженными на шлицы приводного вала, двух угловых рычагов 21, соединяющих шатунные механизмы с вертикальными подвесками 22, на которых подвешены траверса 24 с захватами 23 с амортизаторами.

Питание электроэнергией механизмов крана и их связь с механизмами печей осуществляется гибким кабелем. Автоматическое управление обеспечивает следующие блокировки: точность остановки крана по центру крышки; невозможность передвижения крана в момент подъема или опускания крышки; отключение подачи топлива в печь при открывании крышки.

Кран работает в следующем порядке: с опущенными захватами наезжает и останавливается над крышкой; захваты поднимают крышку за полки двутавровыми балками 25 (рис. 2.3), приваренных к каркасу крышки, и кран отъезжает в сторону. Закрывают колодец в обратном порядке.



а)



б)

Рис. 2.2. Передвижной напольно-крышечный кран:

а – вид в плане; б – вид сбоку

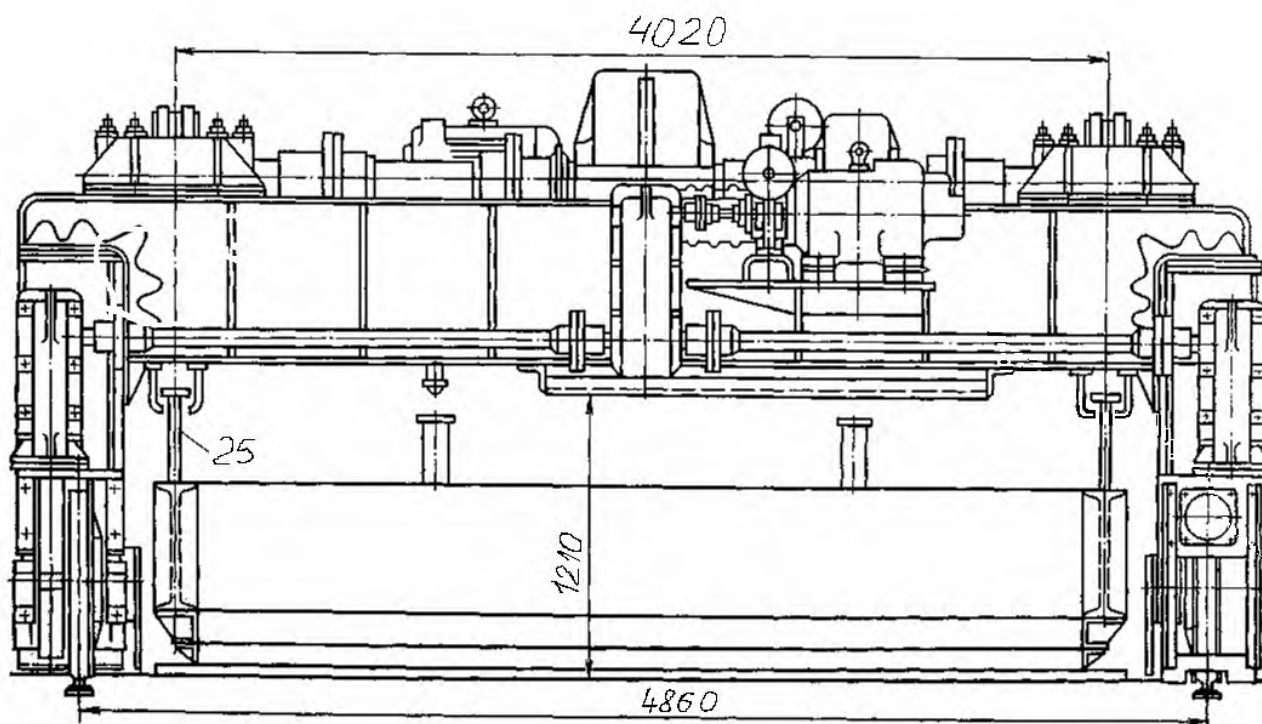


Рис. 2.3. Передвижной напольно-крышечный кран (вид с торца)

2.2.3 Клещевой колодцевый кран

Клещевые колодцевые краны предназначены для перегрузки слитков с тележек в нагревательные колодцы и из нагревательных колодцев на слитковозы или непосредственно на приемный рольганг прокатного стана (слябинга или блюминга). При помощи механизма главного подъема выполняют также различные подъемно-транспортные операции при ремонтах и чистке колодцев, слитковозов и других механизмов, а также уборочные работы.

Основными частями клещевого крана являются мост 1 и механизмы передвижения и тележки 2 (рис. 2.4).

Клещевой кран осуществляет передвижение моста вдоль цеха, передвижение тележки вдоль моста, подъем и опускание клещей 3, вращение клещей относительно вертикальной оси, разведение и смыкание клещей, подъем и опускание вспомогательного крюка.

Мост крана представляет собой сварную конструкцию, состоящую из

двух главных балок коробчатого сечения, концы которых соединены поперечными балками, опирающимися с помощью четырех балансиров на двенадцать колес.

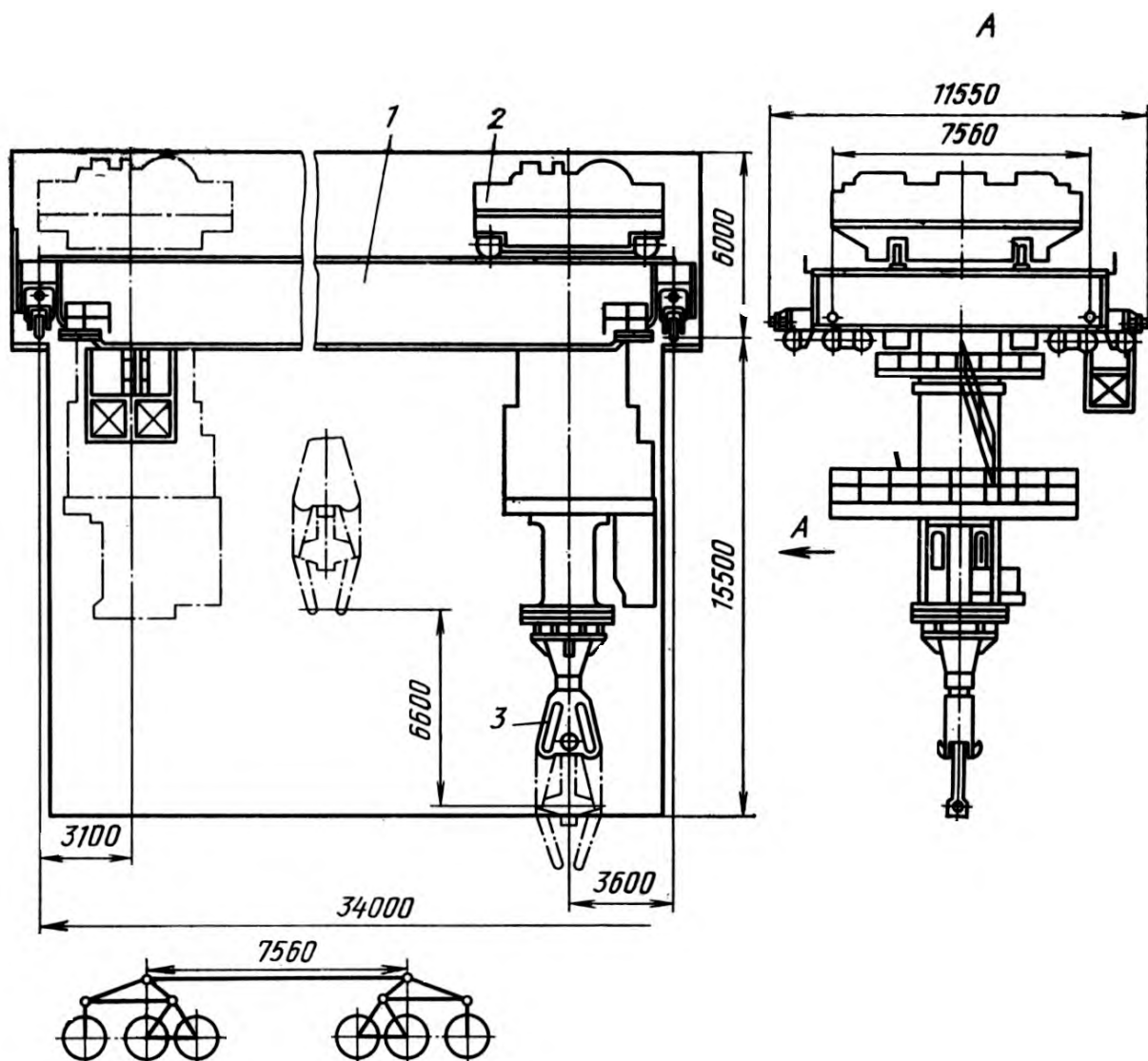


Рис. 2.4. Клещевой колодцевый кран

В каждом балансире объединено три ходовых колеса, из которых одно приводное от электродвигателя постоянного тока через вертикальный редуктор и зубчатые муфты. Все четыре привода оборудованы короткоходовыми тормозами, работающими на постоянном токе. При этом два тормоза рассчитаны на аварийное срабатывание при обесточивании крана.

Тележка (рис. 2.5, 2.6) состоит из сварной рамы, к которой снизу

прикреплена на заклепках цилиндрическая шахта 29 с кабиной крановщика 31. Внутри шахты по направляющим перемещается колонна с клещами 30 и механизмом вращения клещей 15. Тележка опирается на восемь ходовых колес, объединенных попарно в балансирах 28. Для предотвращения схода тележки с рельс на шахте предусмотрены ролики 2. Два пружинных буфера двухстороннего действия, пружины которых предварительно поджаты, установлены на раме тележки для смягчения ударов при наезде ее на упоры в крайних положениях. Из восьми колес тележки четыре приводные с центральным приводом на два колеса от двух электродвигателей 5 и 18 через вертикальные редукторы 19 и 7 и промежуточные валы с зубчатыми муфтами. На втором конце вала электродвигателей установлены короткоходовые тормоза 17, которые в нормальном состоянии всегда расторможены и включаются под действием концевых выключателей или аварийного обесточивания крана. Торможение тележки осуществляется противотоком.

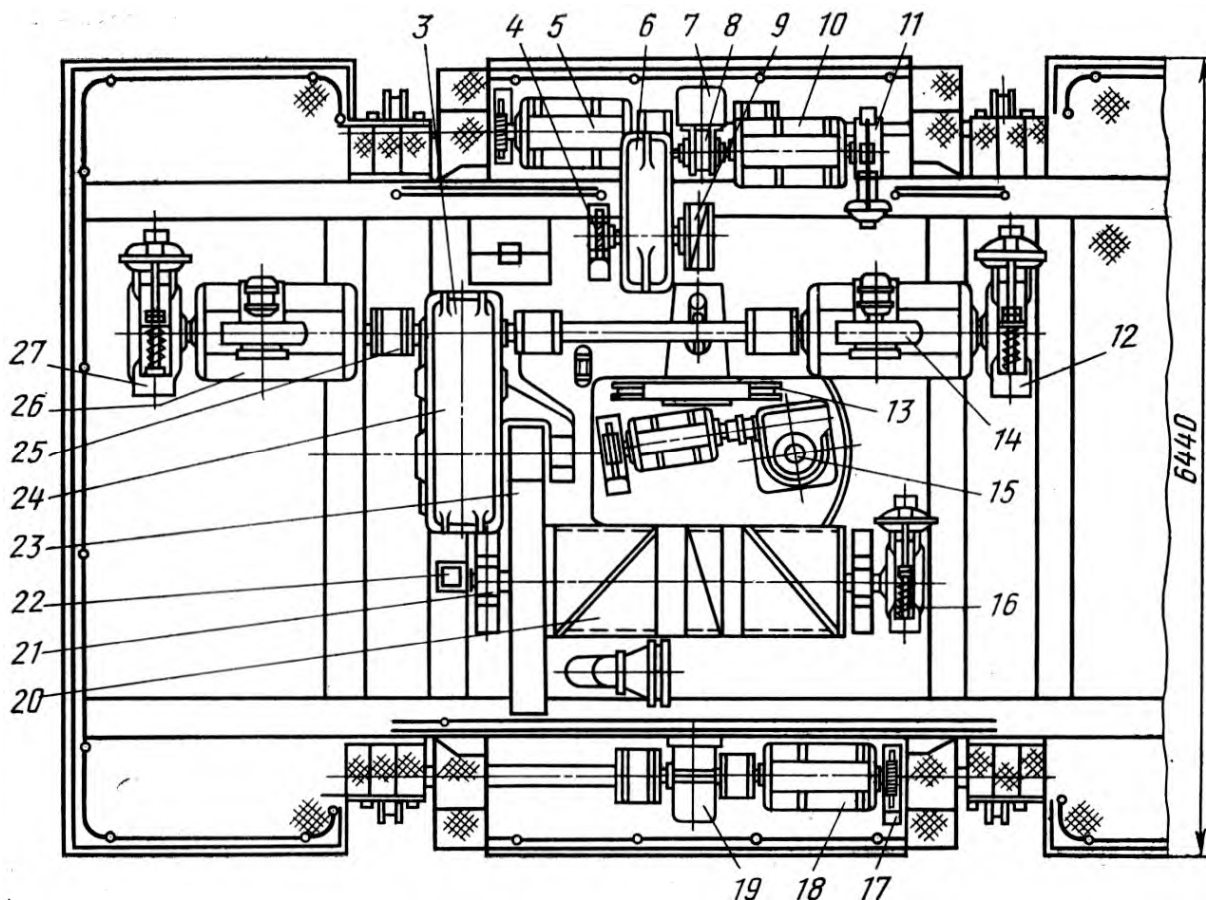


Рисунок 2.5. Тележка клещевого колодезного крана (вид в плане)

Механизм подъема клещей включает канатный барабан 20 с опорами 21, тормозом 16 и концевым выключателем 22, открытую зубчатую передачу 23, редуктор 24 со встроенным храповым механизмом, два электродвигателя 14 и 26 с тормозами 12 и 27 и зубчатые муфты 25. Механизм управления клещами раскрывает и закрывает их приводом, состоящим из электродвигателя 10 с тормозом 11, фрикционной муфты 8, редуктора 6 со встроенным храповым механизмом, тормоза 4 и канатного барабана 9 на консолях выходного вала редуктора.

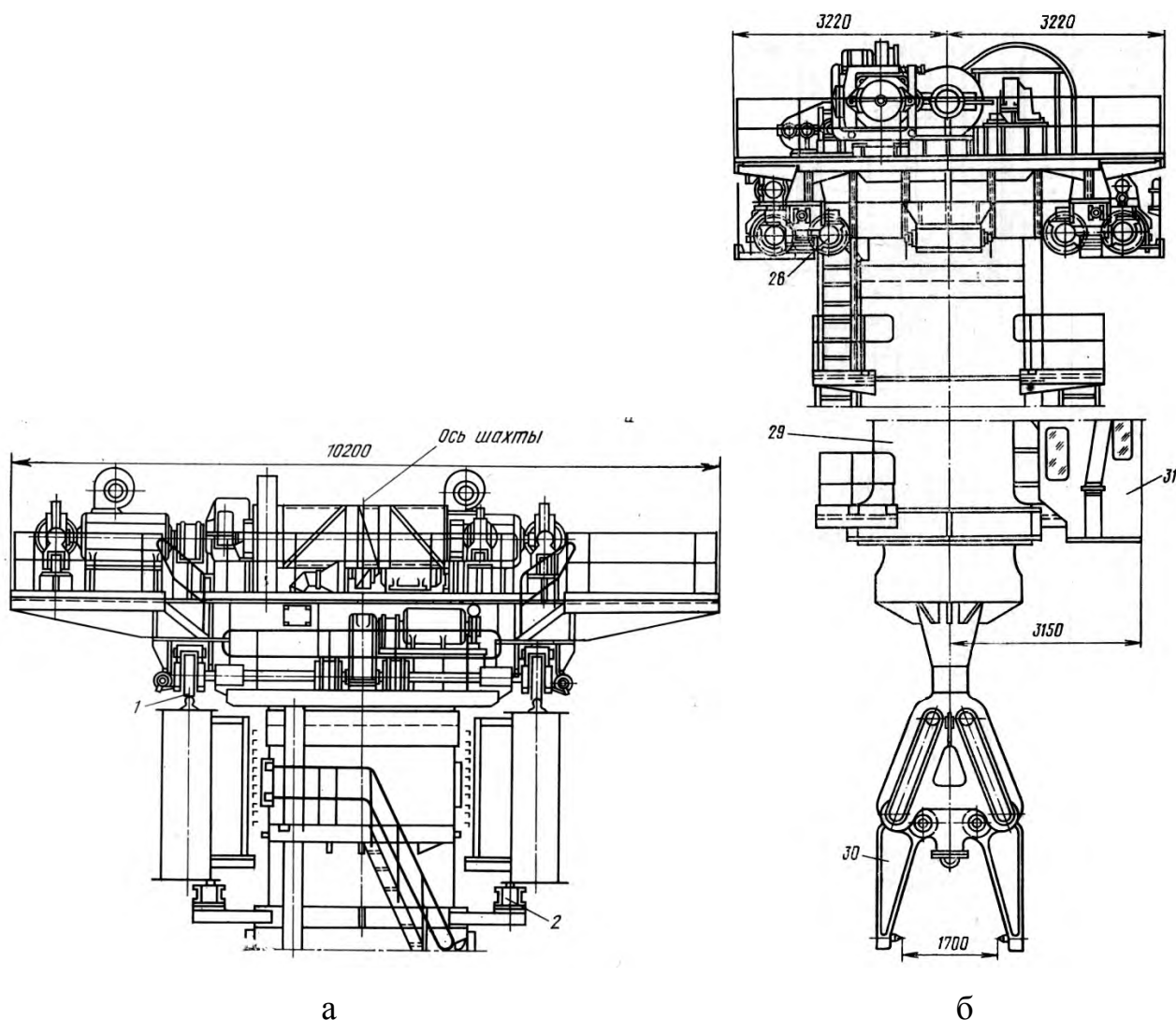


Рисунок 2.6. Тележка клещевого колодезного крана:

а) вид с торца; б) вид с боку

В кабине крана установлен пульт управления и пускорегулирующая аппаратура. Вследствие близкого расположения к горячему слитку и

нагревательному колодцу кабина крана выполнена с тепловой защитой из асбеста или шлаковой ваты. Воздух внутри кабины непрерывно очищается и охлаждается при помощи кондиционера.

Общий вид механизма клещевого захвата показан на рис. 2.7, а его схема – на рис. 2.8.

Клещевой захват (рис. 2.7) состоит из двух стальных литых клещевин 1, соединенных шарниром 2 с патроном 3. При работе клещей цилиндрическая часть патрона скользит по пустотелому валу 6, а ролики 28 на концах клещевин перемещаются по наклонным прорезам рамы 29, которая закреплена на нижнем конце колонны 27. Внутри цилиндрической шахты колонна перемещается по направляющим. Штанга 8 управления клещами проходит через внутреннюю полость пустотелого вала 6 и ее нижний конец соединен с патроном 3.

Верхний конец штанги через упорный подшипник соединен с подвижным канатом блока 9. Один конец управляющего каната 15 навивается на среднюю часть барабана 20 механизма подъема (рис. 2.8), а другой через подвижный канатный блок 9 – на барабан 16 механизма управления клещами, что позволяет управлять клещами на любой высоте при остановке и движении. При вращении барабана на подъем или спуск штанга передвигает патрон с клещевинами по пустотелому валу. При этом ролики на верхних концах клещевин перемещаются по наклонным пазам клещей, в результате чего клещи открываются или закрываются.

Тормоз 23 на выходном валу редуктора 22 механизма управления клещами исключает слабинку каната управления при наложении клещей на слиток, так как останавливает барабан на рабочем двигателе 24. Вращение двигателя до полной остановки возможно вследствие разъединения зубчатой передачи редуктора его храповым устройством. Торможение происходит только в период закрывания клещей. В крайних положениях клещевин привод управления автоматически отключается командоаппаратом, соединенным с осью барабана. В промежуточных положениях клещевин отключение привода производит машинист крана. Привод механизма управления защищен от

перегрузок фрикционной муфтой, которая срабатывает при двукратном превышении момента на валу электродвигателя.

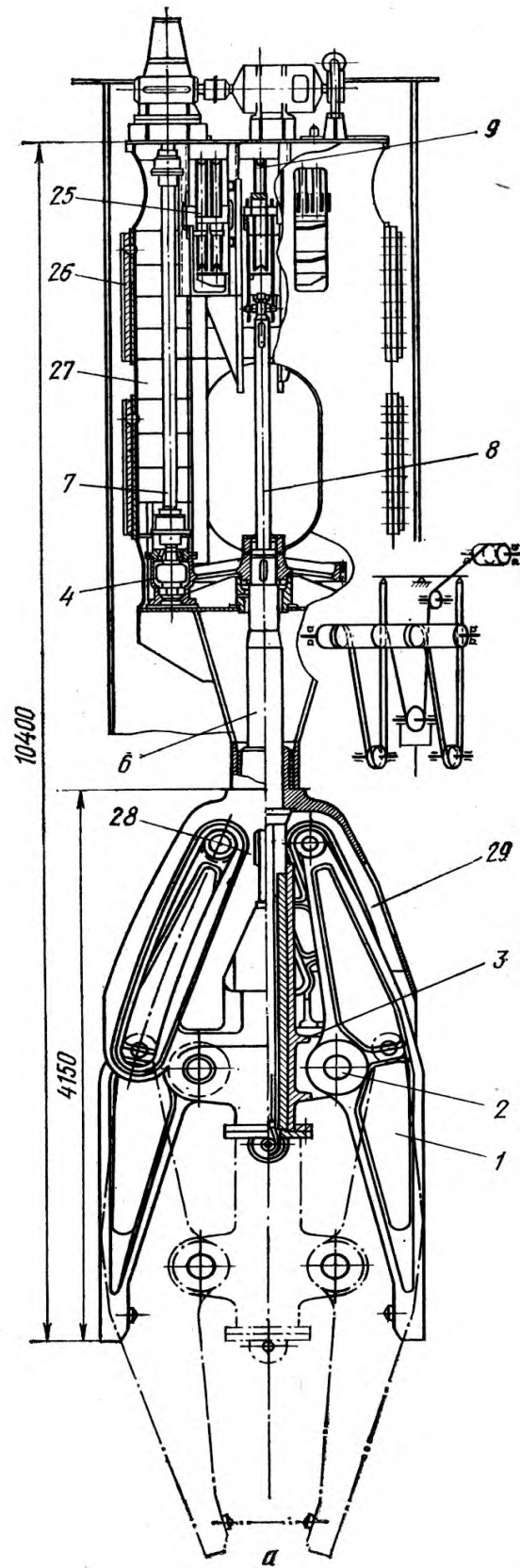
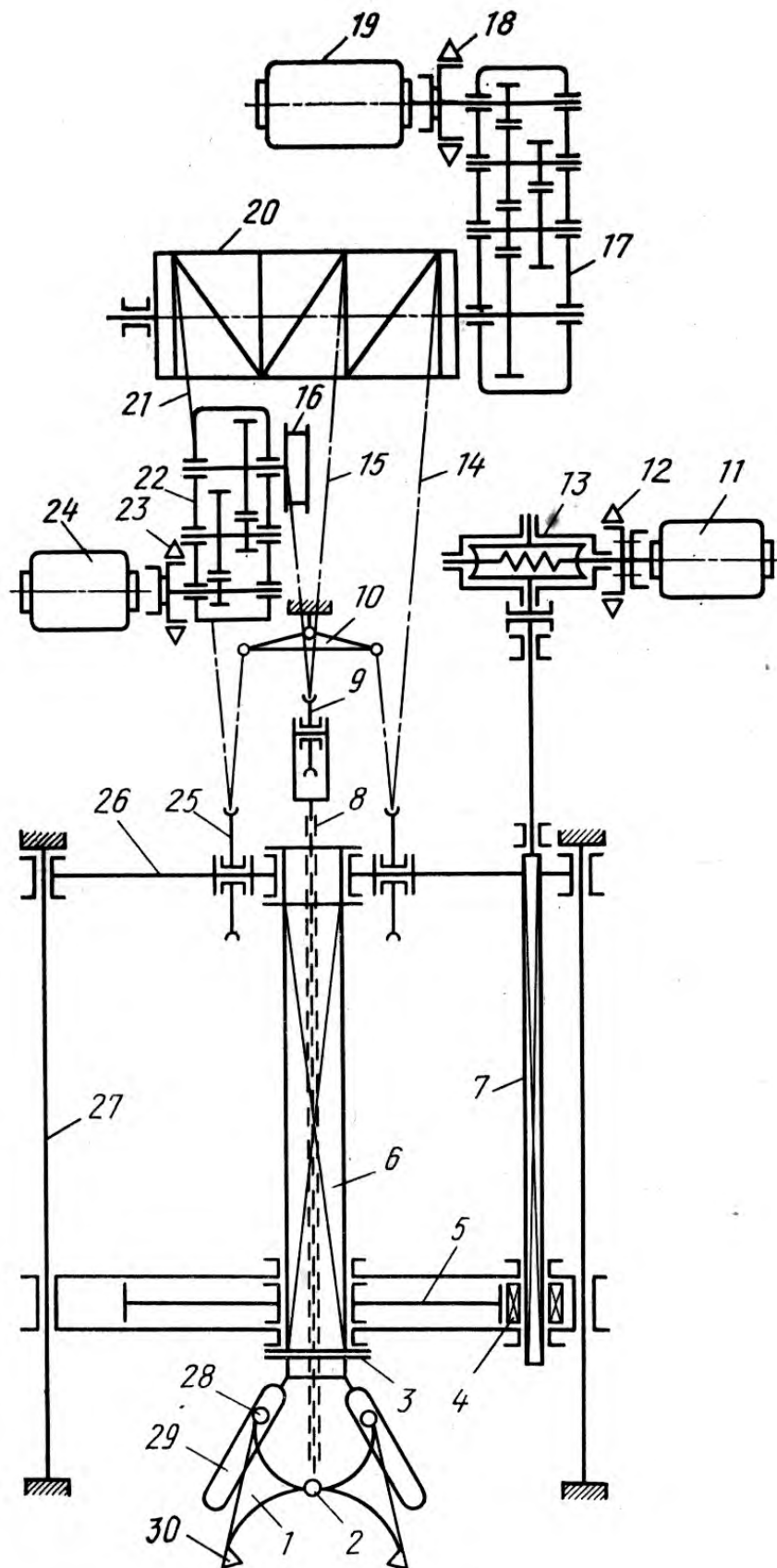


Рис. 2.7. Общий вид клещевого механизма



б)

Рис. 2.8. Схема клещевого механизма

Механизм подъема и опускания клещей представляет собой однобарабанную лебедку со сдвоенными полиспастом. Сдвоенные канаты 14 и 21, закрепленные концами на балансире 10 рамы тележки, огибающие подвижные блоки 25 на колонне и набегают на подъемный барабан с тремя участками, снабженными нарезками для укладки витков подъемных и управляющего канатов. Тормоз 16 подъемного барабана 20 удерживает барабан от произвольного вращения при работающих двигателях и тем предотвращает слабины подъемных канатов, когда клещи упираются в под колодца. При этом двигатели 19 могут свободно вращаться благодаря храповому механизму, встроенному в редуктор 17. Притормаживание барабана осуществляется при опускании груза. При подъеме тормоз растормаживают. В крайних верхнем и нижнем положениях колонны с клещами механизм подъема автоматически отключается командоаппаратом, соединенным с осью барабана. На случай несрабатывания конечных выключателей на колонне установлены буферы, ограничивающие верхний выход колонны.

Электродвигатели механизма подъема работают в весьма тяжелом режиме, поэтому к двигателям подают охлажденный воздух вентиляционной установкой, снабженной фильтром для очистки воздуха.

Механизм вращения клещей установлен на колонне и перемещается вместе с нею. Поэтому питание электродвигателя механизма подводится через гибкий кабель. Вращение клещам передается от электродвигателя 11 через муфту с тормозом 12 к червячному редуктору 13, внутри которого встроен фрикцион, предохраняющий механизм от чрезмерных перегрузок. От редуктора с помощью зубчатой муфты с вертикальным промежуточным валом 7 вращение передается клещам зубчатыми колесами 4 и 5.

Кран работает в следующей последовательности. Тележку устанавливают над слитком, на который опускают раскрытый клещевой захват. При наложении клещей на слиток механизм подъема затормаживают. Затем механизм подъема включает механизм управления клещами. Его барабан вращается в сторону опускания замыкающего каната, нижние концы рычагов

клещей сближаются и кернами зажимают слиток. После этого механизм управления выключают и включают механизм подъема. Вначале происходит затягивание слитка кернами 30, а затем подъем его из нагревательного колодца.

Расчетная схема клещевого захвата приведена на рис. 2.9.

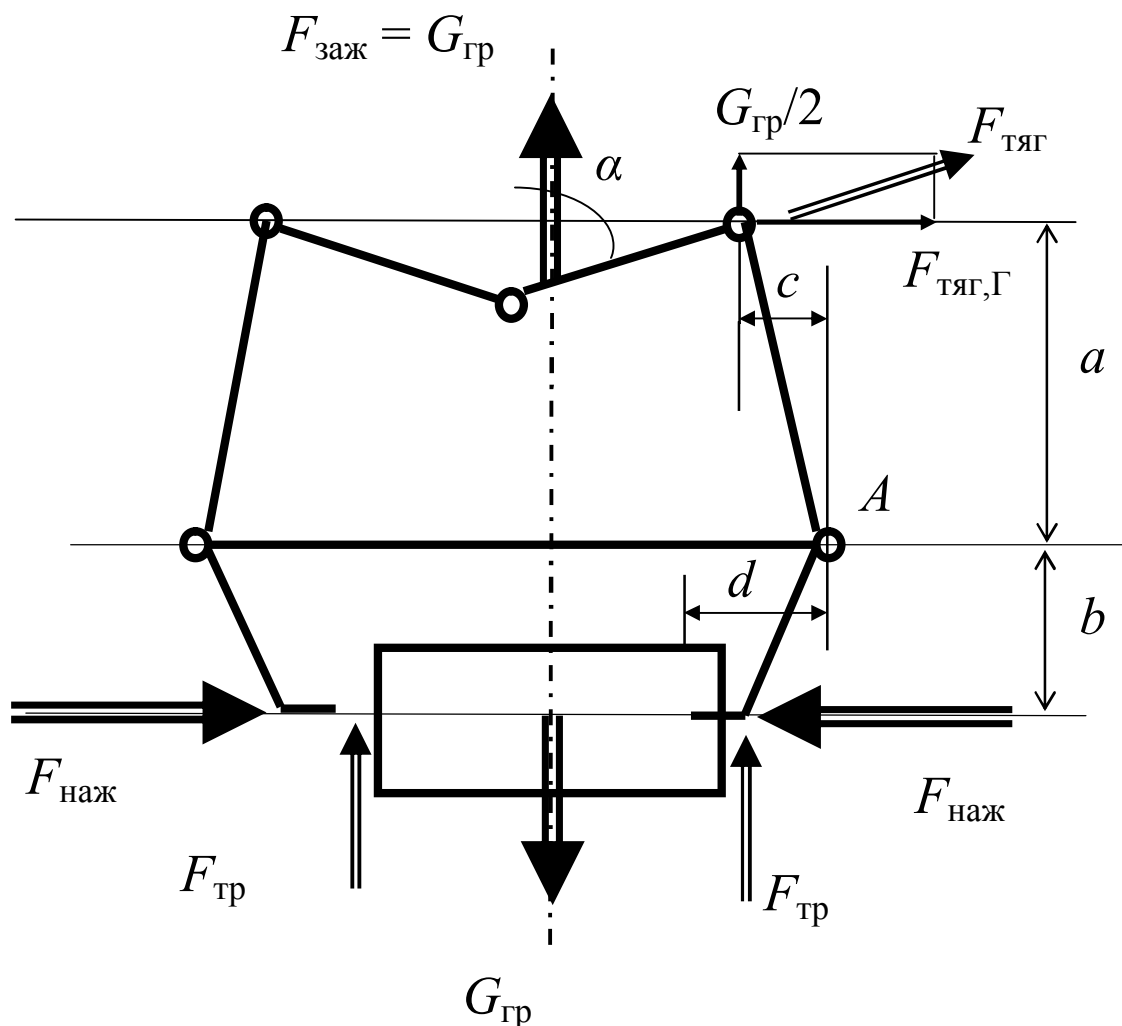


Рис. 2.9. Расчетная схема клещевого захвата

Поднимаемый груз удерживается в захвате силами трения между рабочими поверхностями клещей и боковыми поверхностями груза. Чтобы удержать сляб весом $G_{гр}$ сила нажатия рычагов $F_{наж}$ должна быть равна

$$F_{наж} = \frac{k_{зап} \cdot G_{гр}}{2 \cdot f}$$

где $k_{зап}$ – коэффициент запаса, который принимается равным $k_{зап} = 1,5$;

f – коэффициент трения между рычагами и грузом; для гладкой металлической губки $f = 0,13$, для насеченной губки $f = 0,5$.

Так как тяги на концах соединены шарнирами, то они работают на растяжение. Из условия равновесия узла A следует:

$$F_{\text{тяг,Г}} \cdot a + (G_{\text{гр}}/2) \cdot c = (G_{\text{гр}}/2) \cdot d + F_{\text{наж}} \cdot b.$$

Из расчетной схемы видно, что горизонтальная составляющая усилия в тяге равна:

$$F_{\text{тяг,Г}} = (G_{\text{гр}}/2) \cdot \text{tga}.$$

Отсюда получаем следующее выражение, устанавливающее соотношение геометрических параметров захвата, обеспечивающее его нормальную работу:

$$\text{tga} = \left[\frac{(k_{\text{зан}} \cdot b)}{f} + d - c \right] / a.$$

Керны клещей выходят из строя в связи с тем, что при работе крана они плотно соприкасаются с раскаленным металлом. Для увеличения стойкости головки кернов изготавливают из стали 45, а рабочую поверхность головок наплавляют сормайтотом. Клещи делают литыми из стали 25Л.

2.2.4 Кран с подхватами

Кран с подхватами предназначен для перегрузки заготовок с холодильников и стеллажей обжимных и заготовочных станков на склады в штабеля и подачи их к загрузочным устройствам. На складах готовой продукции при помощи этих кранов сортируют прокат и укладывают его на стеллажи, в штабеля, в клетки и т.д.

На рис. 2.10 показан общий вид крана с подхватами. Мост 1 крана сварной балочной конструкции опирается на четыре двухколесные балансирные тележки 2, имеющие кроме основных ходовых колес горизонтальные ролики с обеих сторон подкранового рельса.

Поворотная тележка 3 с подхватами показана на рис. 2.11 и 2.12. Основанием тележки является нижняя неповоротная часть 2, на которую

опирается верхняя поворотная часть 1. Рама неповоротной части выполнена с четырьмя ходовыми колесами 3 и перемещается вдоль моста по рельсам, уложенных по верхнему поясу главных балок моста. На раме закреплен рельс 18, на который опирается рама верхней поворотной части тележки тремя коническими катками 20 и удерживается от горизонтального смещения боковыми роликами 21 на вертикальных осях. К поворотной раме снизу прикреплена шахта 4 с кабиной управления 6. Внутри шахты имеются направляющие для двух вертикальных колонн 5, которые снизу соединены траверсой 10. К траверсе шарнирно подвешены подхваты 12, крюки 14 и электромагниты 13.

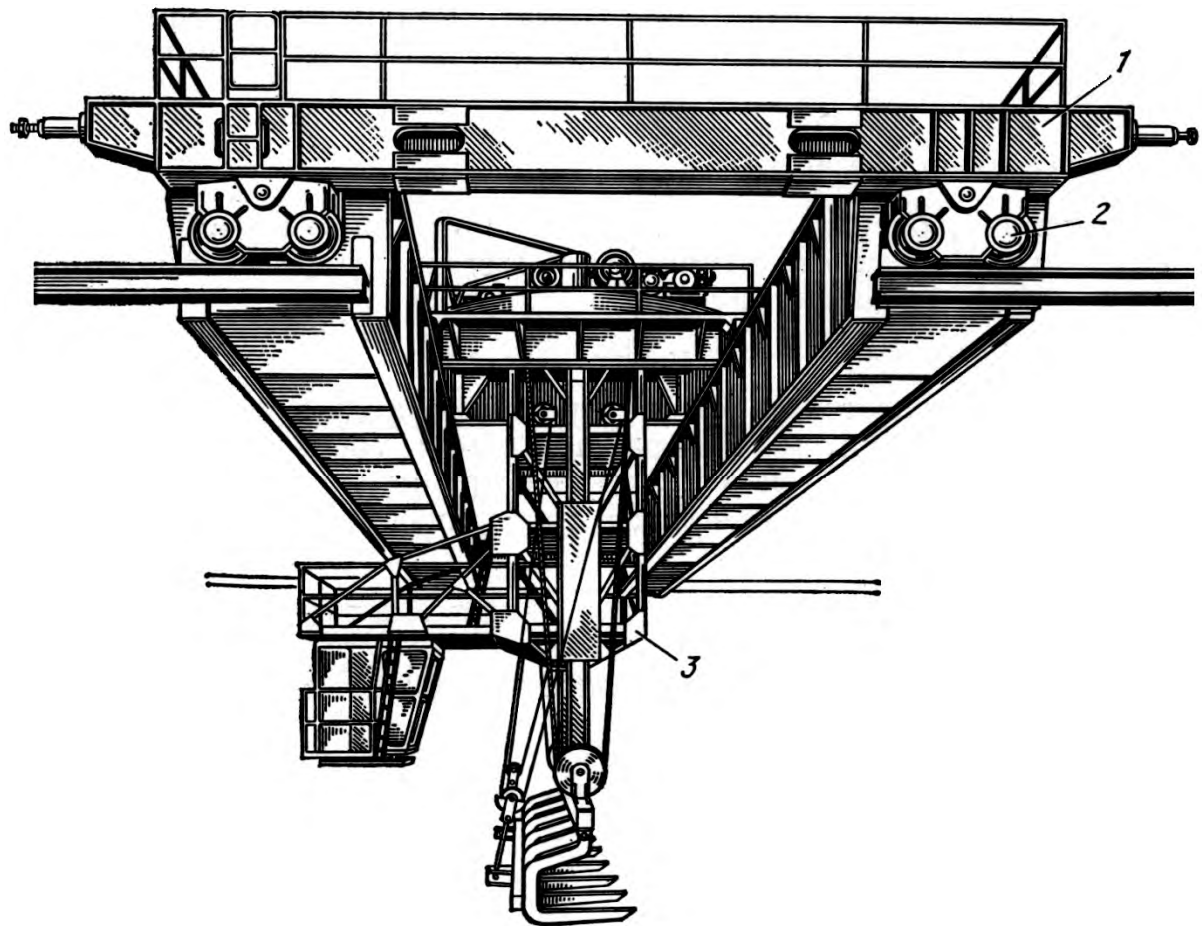


Рисунок 2.10. Кран с подхватами

На поворотной части расположен механизм передвижения тележки 17, на поворотной части находятся механизмы вращения шахты 24, подъема и опускания рабочего органа 23 и управления подхватами 25. Механизм подъема

и опускания представляет собой лебедку, состоящую из электродвигателя, предохранительной муфты, двухступенчатого цилиндрического редуктора, открытой зубчатой передачи и двух барабанов с двумя нарезанными участками на каждом. С барабанов 19 сбегает четыре ветви каната. Две наружные ветви 8 огибают подвижные блоки 9, установленные на траверсе, и закреплены концами снизу на поворотной раме в точке 16. Две внутренние ветви огибают подвижные блоки 11 на подхватах, отклоняются направляющими блоками 7 и набегает на барабаны 25 механизма управления подхватами.

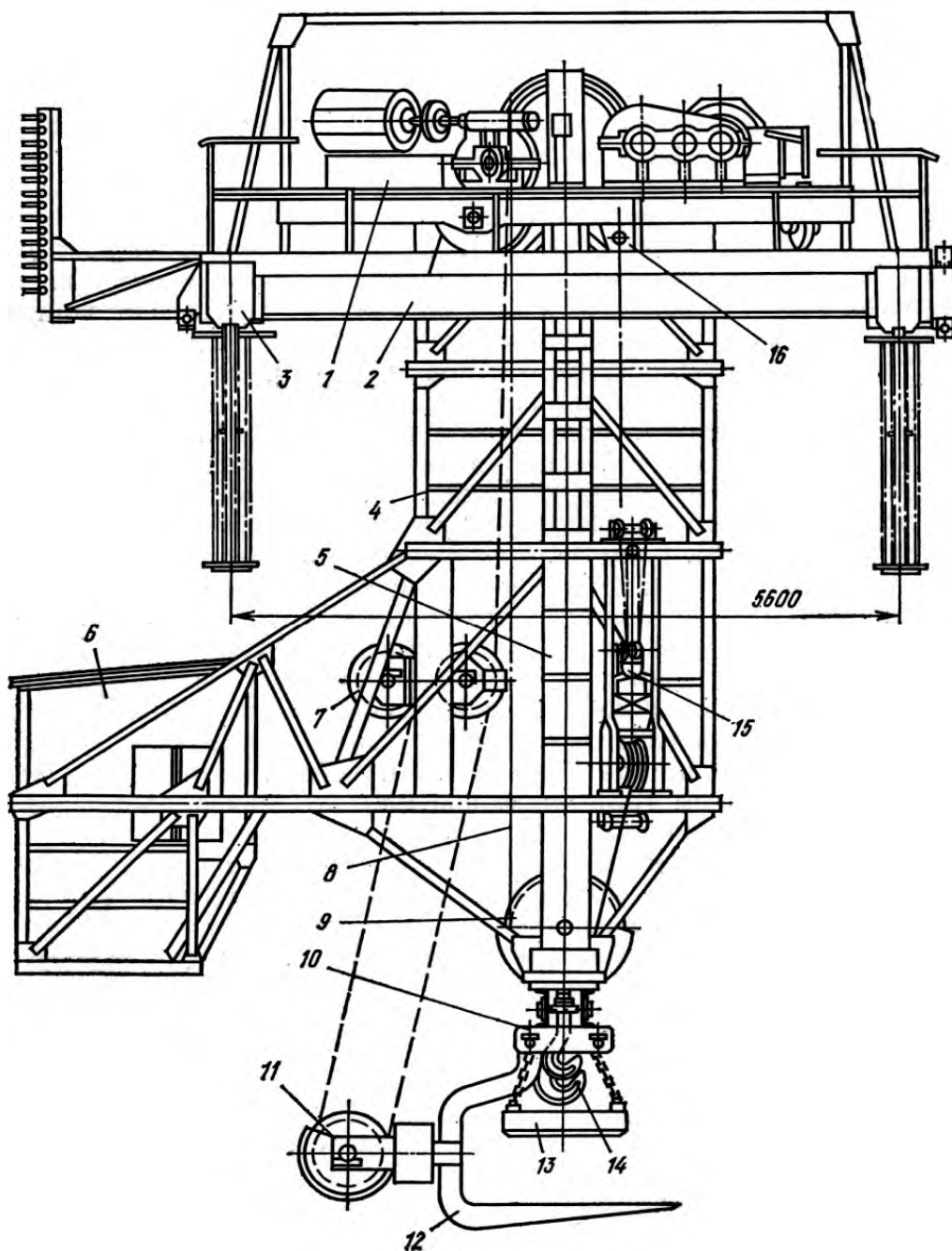


Рисунок 2.11. Тележка крана с подхватами: вид сбоку

Механизм управления подхватами состоит из электродвигателя, соединительно-предохранительной муфты, тормоза, трехступенчатого редуктора с двумя консольными барабанами. При вращении подъемных барабанов в одну или другую сторону подхваты поднимаются или опускаются и могут поворачиваться на некоторый угол относительно оси на траверсе. Так как на подъемные барабаны одновременно набегают ветви подъемных и управляющих канатов, то оба движения могут происходить отдельно или совместно. На любой высоте лапы сохраняют заданное им горизонтальное или наклонное положение и могут быть повернуты.

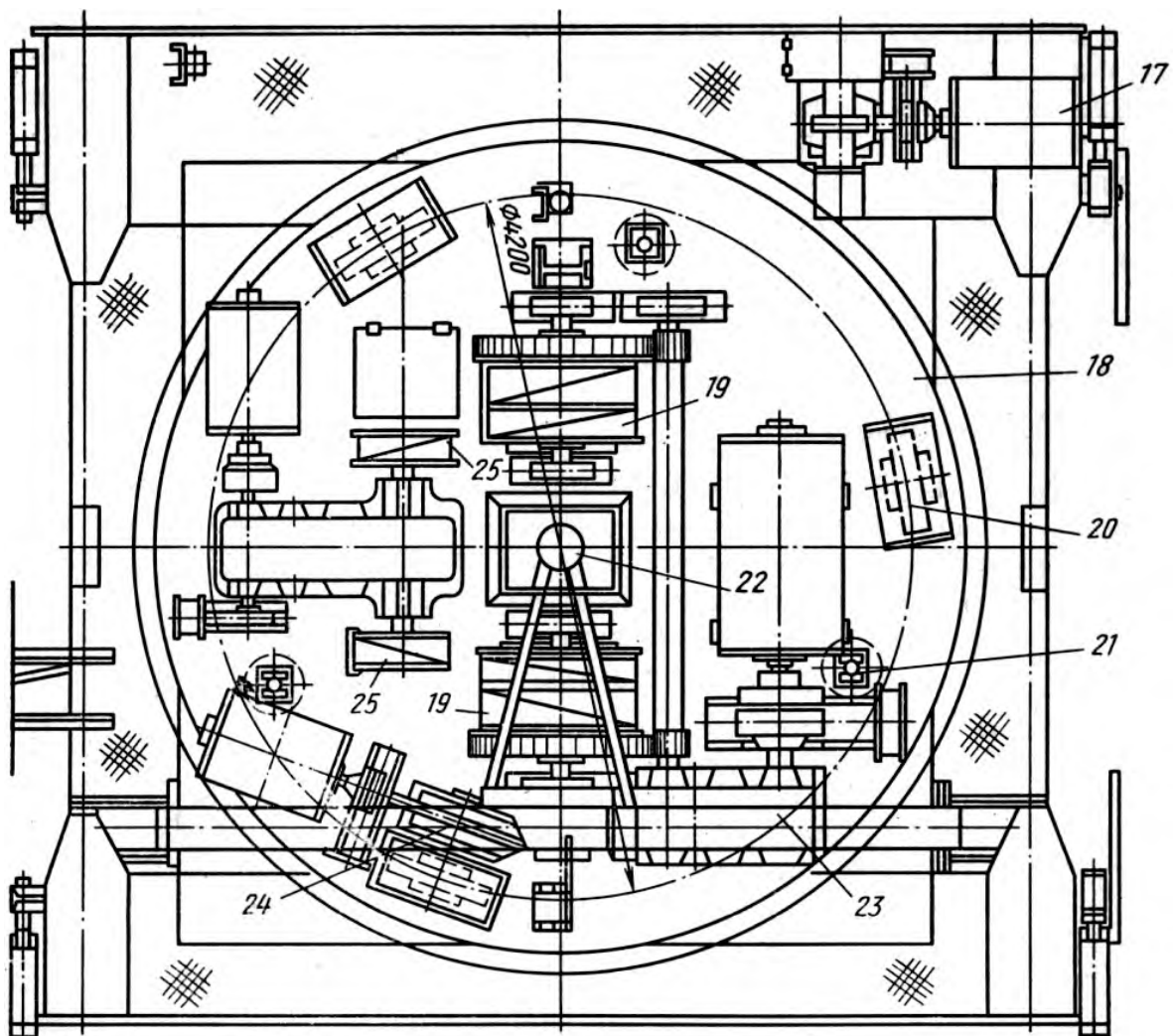


Рисунок 2.12. Тележка крана с подхватами: вид в плане

Подхваты и электромагниты рассчитаны на захват и перенос проката, различного по массе и длине, для чего на траверсе устанавливают 4...8

подхватов и 2...4 электромагнита. На траверсе установлены также один центральный крюк, рассчитанный на полную грузоподъемность крана, а между подхватами несколько меньших крюков на вдвое меньшую грузоподъемность.

Подвод тока к механизмам поворотной части крана осуществляется через кольцевой токосъемник 22, установленный на оси вращения. К электромагнитам ток подается по гибкому кабелю, который наматывается на барабан. Кабельный барабан установлен в нижней части шахты и приводится во вращение грузом через канатный полиспаст 15. При любом положении электромагнита по высоте обеспечивается постоянное натяжение кабеля. Конечные положения подхватов по высоте и углу поворота фиксируются конечными выключателями.

Если прокат уложен на направляющих холодильниках или стеллажах, то подхваты заводят под прокат между направляющими и при подъеме вверх захватывают груз. Затем подхваты наклоняют, в результате чего прокат съезжает по ним на штабель или в приемное устройство. Если прокат лежит в штабелях и подхваты подвести невозможно, то захват осуществляется электромагнитами при поднятых вверх подхватах.

2.2.5 Кран с управляемыми клещами

Кран с управляемыми клещами предназначены для транспортирования и складирования отдельных слябов и пакетов с температурой до 900 °С без применения подкладок между слябами. Кроме клещей краны оборудованы магнитами и крюками разной грузоподъемности (рис. 2.13).

Основными узлами крана являются металлоконструкция моста 1, механизм передвижения крана 2 и тележки 4. Мост состоит из двух шарнирно соединенных между собой половин и опирается на восемь ходовых колес с индивидуальными приводами на четыре колеса. Управление краном производится из герметизированной теплоизолированной кабины 5. Питание

электродвигателей тележки осуществляется через троллеи 3 или через гибкий кабель.

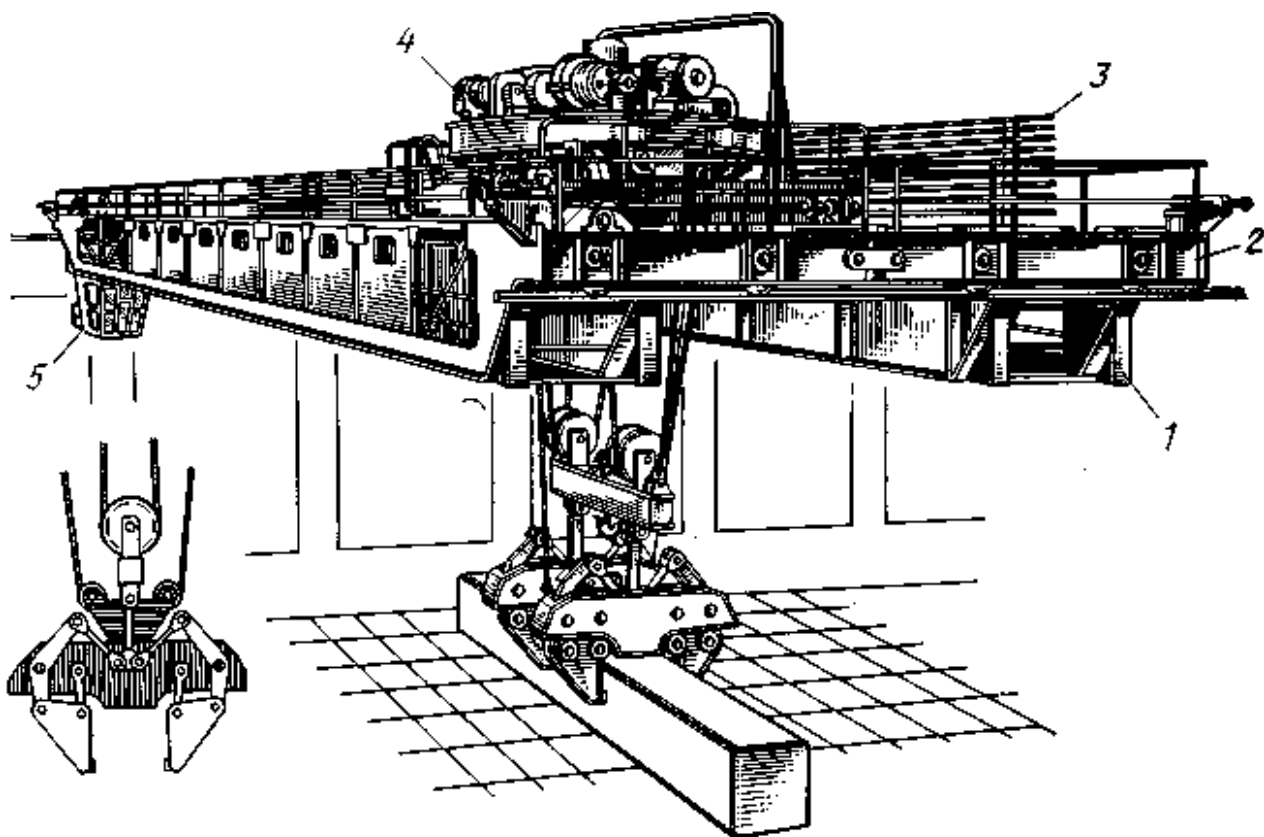


Рис. 2.13. Кран с управляемыми клещами

Тележка (рис. 2.14) состоит из нижней неповоротной части 3 и верхней поворотной части 2. Рама 5 нижней неповоротной части прямоугольной формы имеет ходовые колеса 8, которыми тележка крана опирается на рельсы моста и передвигается вдоль него приводом от электродвигателя 6 с тормозом 4 через вертикальный редуктор 9. На раме укреплен круговой рельс 7 и установлена ферма кольцевого приемника 1. Рама 16 верхней поворотной части имеет круглую форму, на ее площадке смонтированы механизмы вращения, подъема и управления клещами и подвешена на канатах траверса 11 с блоками, крюками и клещевым устройством 12.

Вращение клещей осуществляется поворотом верхней части тележки, рама которой опирается на три балансира 15. Поверхности катания кругового

рельса и ходовые колеса имеют коническую форму с вершиной конуса на оси вращения.

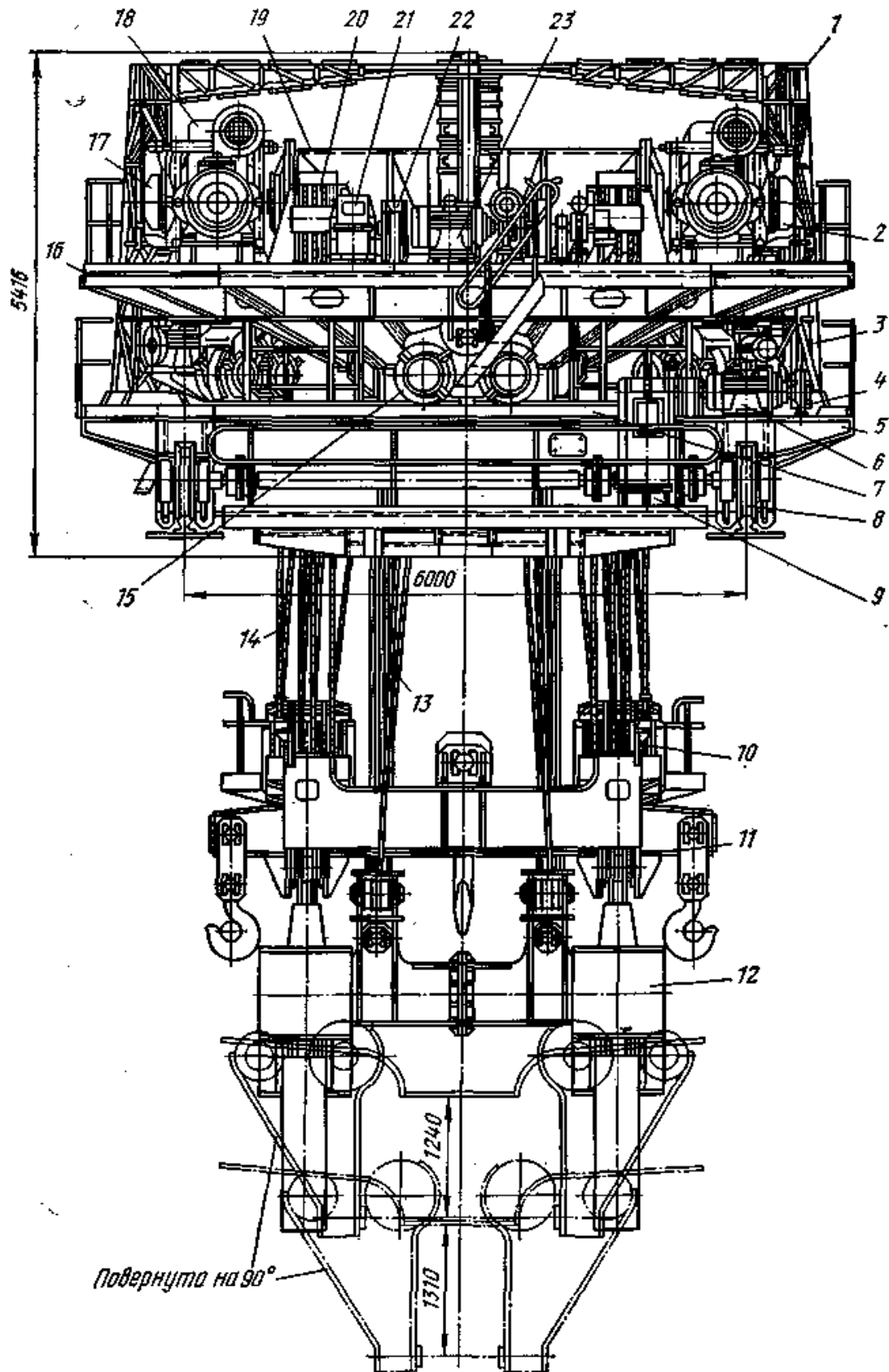


Рисунок 2.14. Тележка крана с управляемыми клещами

На корпусах балансиров закреплены на вертикальных осях боковые ролики, которые касаются внутренней плоскости кругового рельса. Зазоры между роликами и рельсом регулируют поворотом осей, имеющих эксцентриситет. Боковыми роликами поворотная часть тележки центрируется относительно оси вращения и воспринимает горизонтальные усилия, возникающие во время работы механизмов крана. Из трех балансиров два оборудованы индивидуальными приводами на одно колесо. Навесной червячный редуктор вместе с электродвигателем и тормозом на общей раме с помощью шлицевого соединения насажены на вал ходового колеса и удерживаются от проворачивания пальцем в корпусе балансира.

Механизмы подъема и управления клещами аналогичны подобным механизмам клещевого колодцевого крана.

Основными узлами механизма подъема являются канатный барабан 19, цилиндрические редукторы 18 со встроенными храповыми устройствами, зубчатыми муфты с тормозами 17, электродвигатели, траверса 11 и два спаренных полиспаста. Полиспасты образованы подъемными канатами 14, подвижными блоками 10 на траверсе и неподвижными блоками 20 на поворотной раме тележки. Для регулировки длины подъемных канатов используются винтовые устройства, где закреплены их концы. Два других конца канатов полиспастов навиваются на наружные нарезки канавок подъемного барабана.

Механизм управления клещами имеет электродвигатель 23 с тормозом, редуктор 21, барабан 22 с храповым устройством и два спаренных полиспаста, которые также образованы канатами управления 13, подвижными блоками на подвесках рамы клещей и неподвижными блоками на раме тележки. Концы канатов двух полиспастов закреплены на барабанах механизма управления, два других конца навивают на внутренние нарезки канавок подъемного барабана. Такая система запасовки управляющих канатов позволяет изменять раствор клещей при подъеме их на любую высоту.

Клещевое устройство включает (рис. 2.15) раму 7 с канатными блоками и две пары клещей.

Клещи состоят из шарнирно соединенных клещевин 11, серег 9, коленчатых рычагов 6, звеньев 3 и тяги 2. Шарнирные соединения элементов клещей при помощи осей 4, 5 и 8, 10 образуют два четырехзвенных механизма. При помощи блоков рама клещей подвешена на канатах механизма управления, а тяга клещей осью 1 присоединена к траверсе механизма подъема. Раскрывание и закрывание клещей осуществляется механизмом управления, который перемещает вверх или вниз раму клещей относительно тяги.

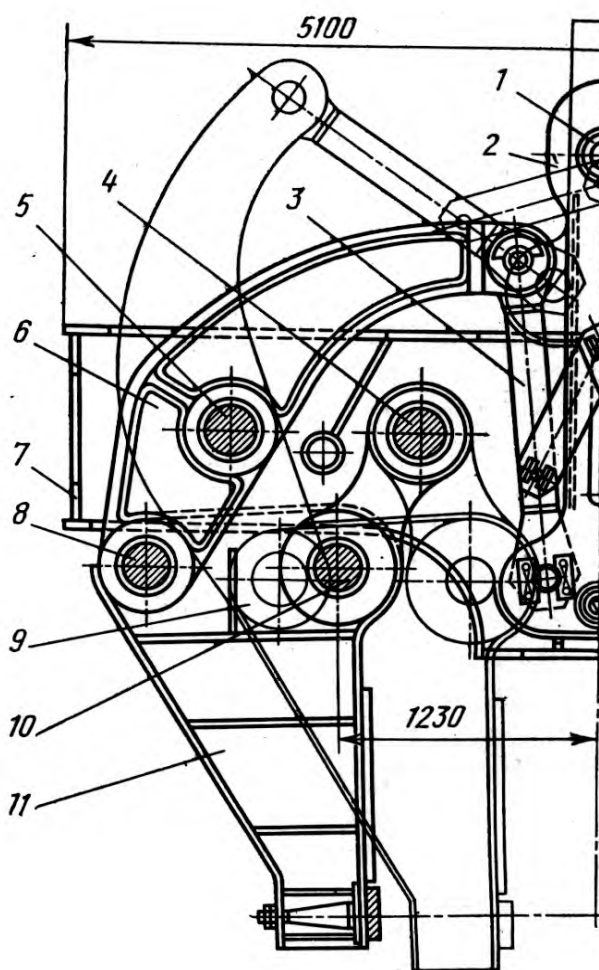


Рис. 2.15. Клещевое устройство крана

В результате вертикального перемещения рамы четырехзвенные механизмы рычажной системы клещей сближают или разводят клещевины параллельно друг другу. Максимальное раскрывание клещей соответствует

крайнему верхнему положению рамы относительно тяги, минимальное раскрытие – крайнему нижнему расположению рамы. В крайних положениях раскрытия клещей командоаппарат, соединенный с осью барабана механизма управления, автоматически отключает электродвигатель. В промежуточных положениях электродвигатель отключает машинист крана.

При наложении клещей на пакет слябов слабина каната управления устраняется дополнительным тормозом, который подтормаживает барабаны механизма управления и тем обеспечивает работ храпового устройства. При раскрытии клещей колодки тормоза освобождают шкив. Храповые устройства в редукторах механизма подъема позволяют избежать динамические удары в период пуска и торможения.

2.2.6 Кран магнитный с поворотной траверсой

Кран магнитный с поворотной траверсой с грузовыми электромагнитами выполняет те же операции, что и краны с подхватами: перегружают заготовки и прокат со стеллажей и холодильников в штабеля и подают их для дальнейшей обработки или отправки потребителям. Так как эти краны перемещают длинномерный прокат (балки, рельсы, листы, трубы), то они отличаются от мостовых кранов общего назначения наличием траверсы, подвешенной на двух полиспастах с двумя-тремя электромагнитами. Длина траверсы и количество электромагнитов определяется длиной транспортируемого материала.

Общий вид магнитного крана с гибкой поворотной подвеской траверсы показан на рис. 2.16. Кран предназначен для транспортировки проката при температуре до 600 °С.

Мост 1 крана передвигается на четырех ходовых колесах 2 с индивидуальными приводами 4. Тележка крана состоит из корпуса 7, на котором смонтирована поворотная платформа 9. К поворотной платформе на двух полиспастах подвешена траверса 5 с двумя прямоугольными электромагнитами 6.

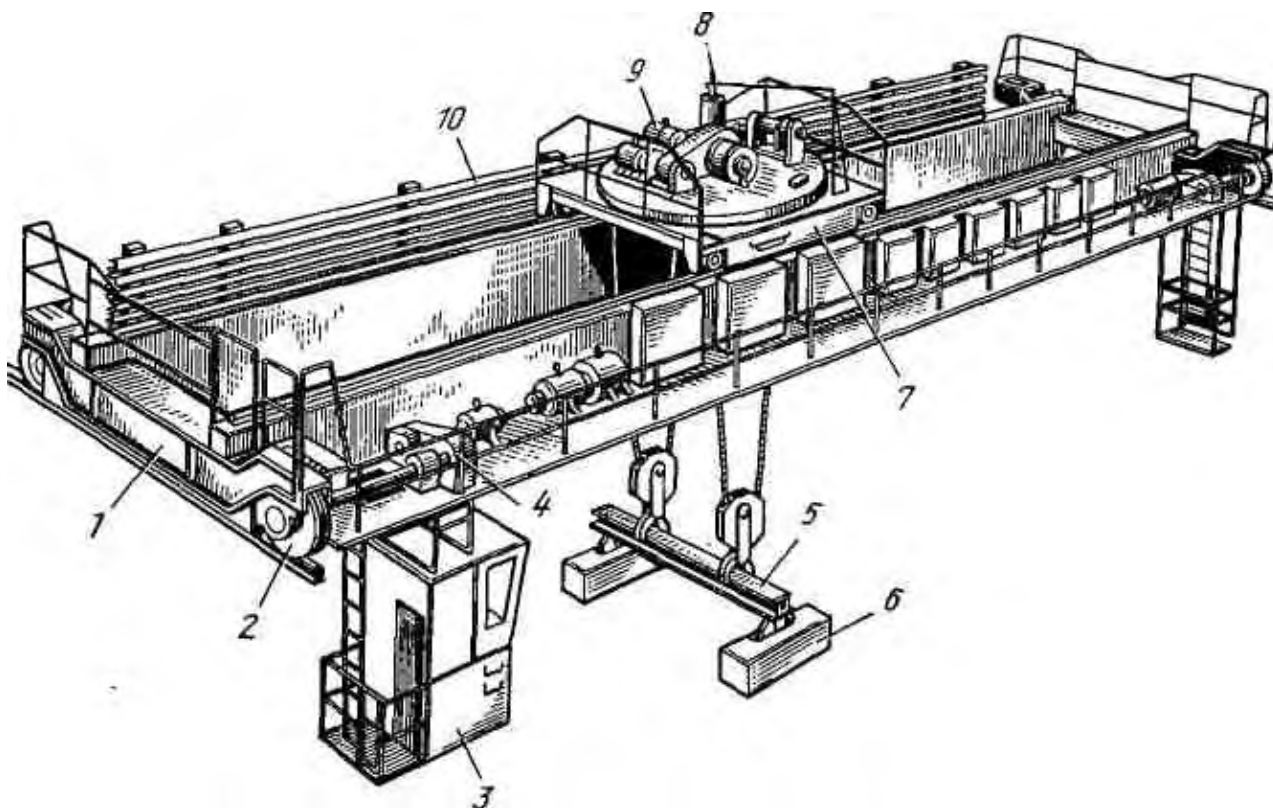


Рис. 2.16. Кран магнитный с поворотной траверсой

На поворотной платформе укреплен круговой рельс, на который опираются три конических вертикальных катка и три горизонтальных ролика рамы поворотной части тележки. Горизонтальные ролики соприкасаются с круговым рельсом с внутренней стороны и удерживают поворотную часть тележки от горизонтальных смещений. Размещение механизмов на поворотной части тележки магнитного крана с поворотной траверсой аналогично размещению механизмов крана с подхватами. Механизмы тележки питаются током через троллеи 10 и кольцевой токосъемник 6. Управляют механизмами крана из кабины 3. Кран снабжен тремя крюками.

2.2.7 Кран с механизмом вращения главного крюка

Кран с механизмом вращения главного крюка применяют для перемещения рулонов в цехах холодной прокатки, где в соответствии с

технологическим процессом на крюк подвешивают магнит, скобу, клещи или специальную траверсу с раздвигающимися лапами (рис. 2.17).

Мост 1 крана с коробчатыми балками установлен на четырех колесах с отдельным приводом 2 на каждое колесо 3. На раме тележки 7 установлены механизмы подъема главного 5 и вспомогательного 4 крюков и собственного передвижения. Рама 6 с механизмом вращения главного крюка подвешена к тележке на канатах полиспастной системы. На сварной раме 6 установлены канатные блоки и механизм вращения крюка, состоящий из двух последовательно соединенных червячных редукторов и электродвигателя.

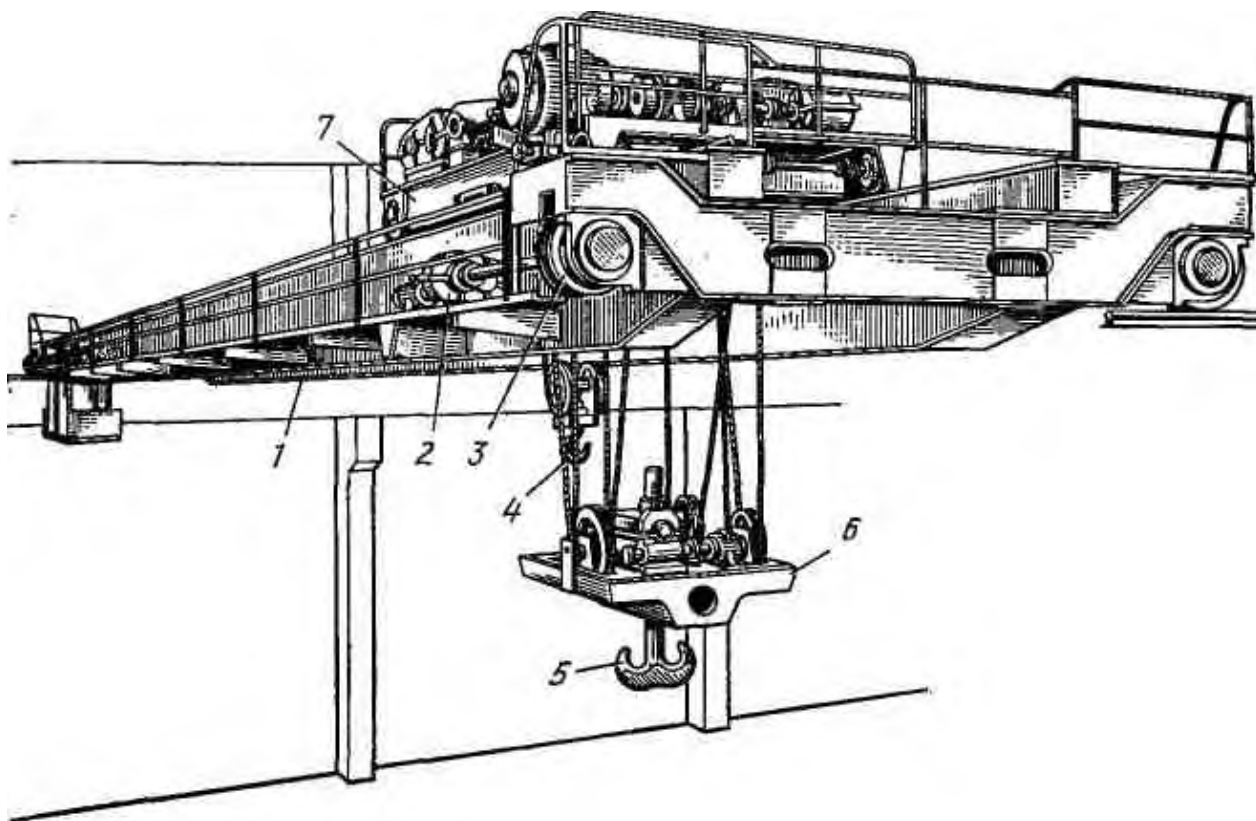


Рис. 2.17. Кран с механизмом вращения главного крюка

На хвостовик крюка насажено червячное колесо одного из редукторов, в котором имеется фрикционное устройство. Это устройство предотвращает поломку механизма вращения крюка при перегрузках.

Полиспастная система состоит из нижних подвижных блоков на раме механизма вращения крюка, верхних неподвижных блоков на раме тележки и подъемных канатов. Подвижные и неподвижные блоки разнесены и этим обеспечивается устойчивость подвески механизма вращения крюка. Кроме того, такая подвеска рассчитана на транспортирование грузов со сравнительно небольшими моментами инерции в горизонтальной плоскости и небольшую скорость вращения. Подвод тока и управление механизмом вращения крюка и подвешенным на крюк магнитом или другим механизированным грузозахватным приспособлением осуществляется при помощи гибкого кабеля из кабины крана.

По сравнению с кранами с поворотной тележкой краны с механизмом вращения крюка имеют меньшую массу и габаритные размеры, а также возможность установки их вместо кранов общего назначения при той же грузоподъемности и габаритных размерах, но не имеющих механизма вращения крюка.

2.2.8 Разливочный (литейный) кран

Общий вид разливочного (литейного) крана приведен на рис. 2.18.

Разливочный (литейный) кран в сталеплавильном цехе выполняет следующие операции:

- подает и устанавливает у сталеплавильного агрегата порожний ковш;
- снимает заполненный ковш и подает его к изложницам;
- разливает сталь в изложницы;
- устанавливает ковш в горизонтальное положение для охлаждения, удаления старого стопора и чистки;
- переносит и устанавливает ковш в вертикальное положение для ремонта и установки нового стопора;
- снимает со стенда заполненный шлаковый ковш, переносит и устанавливает его на шлаковую тележку.

Разливочный кран состоит из моста 1 с механизмом передвижения 2,

главной тележки 3 и вспомогательной тележки 4.

Металлоконструкция моста крана состоит из четырех продольных сварных балок коробчатого сечения. Концы балок соединены коробчатыми поперечными балками.

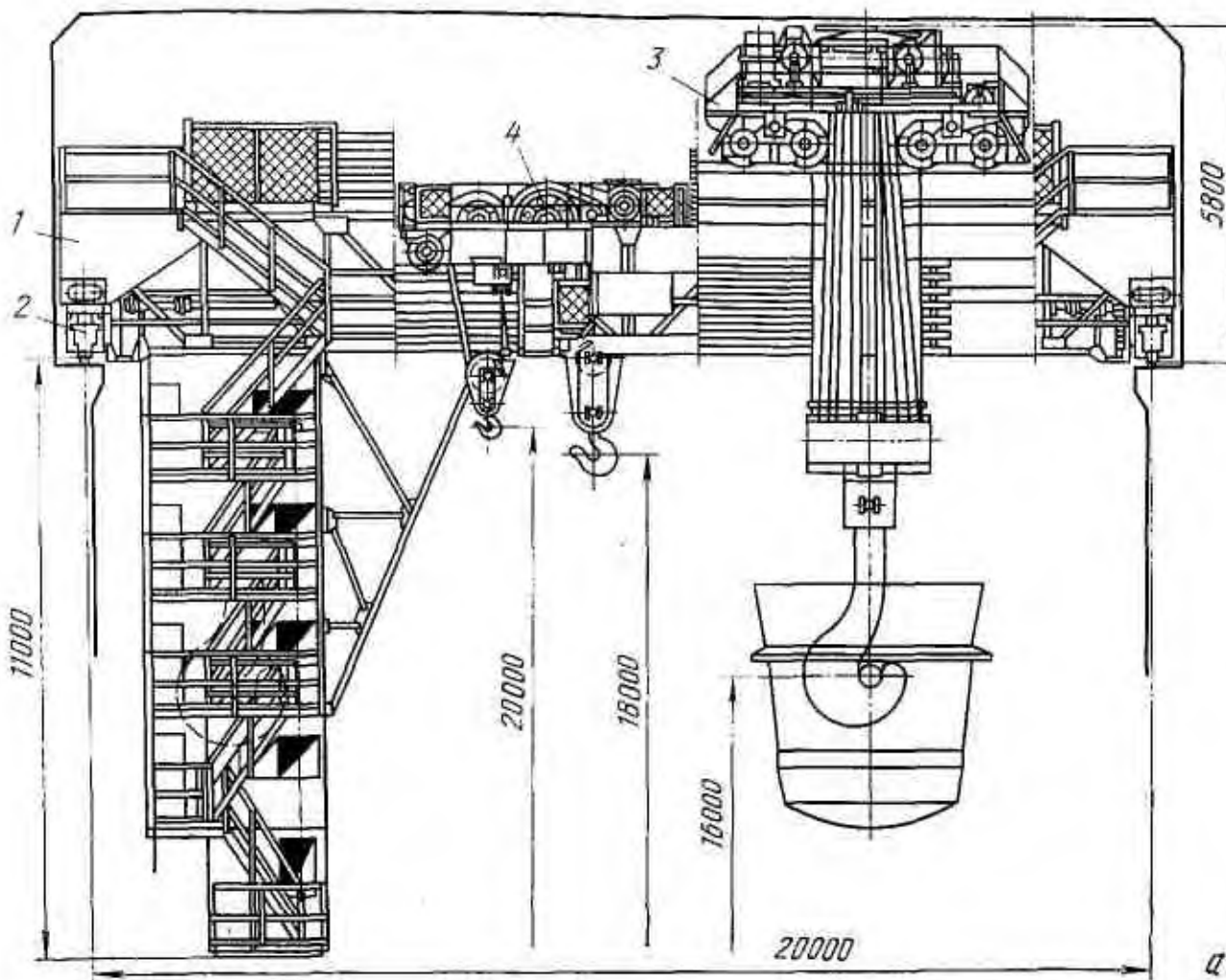


Рис. 2.18. Литейный кран

Главными балками моста являются верхние продольные балки, по которым перемещается главная тележка. На нижних горизонтальных фермах расположены приводы механизма передвижения моста. Внутренние балки меньшего сечения предназначены для перемещения вспомогательной тележки. Внутренние балки расположены ниже главных балок. При таком расположении балок вспомогательная тележка может осуществлять двустороннее опрокидывание ковша.

Механизм передвижения моста состоит из ходовой части и привода ведущих колес моста. Мост опирается на шестнадцать ходовых колес, попарно соединенных в балансирные тележки. Ходовые колеса безребордные, поэтому на кране установлены направляющие боковые ролики. Ролики удерживают кран от схода с рельсов и воспринимают боковые нагрузки, возникающие при перекосах крана, что увеличивает срок службы ходовых колес, снижает вредные сопротивления передвижению крана и позволяет устанавливать электродвигатели меньшей мощности, чем при колесах с ребордами.

Для равномерного распределения нагрузок на ходовые колеса поперечная балка моста по оси главных продольных балок опирается шарнирно на два главных балансира, каждый из которых шарнирно опирается на середины двух балансирных тележек. Благодаря шарнирному соединению балансиров между собой и с металлоконструкцией моста кран при движении опирается всеми ходовыми колесами независимо от неровностей рельсового пути.

Главная тележка разливочного крана показана на рис. 2.19, 2.20. На сварной раме тележки расположены механизмы подъема и передвижения. Тележка опирается на восемь ходовых колес, попарно объединенных в балансирные тележки. Приводными являются только два колеса. Электродвигатель 12 привода при помощи двух муфт установлен в середину трансмиссионного вала, который соединен через два вертикальных редуктора 10 с приводными колесами. Тормоз 11 установлен на муфте электродвигателя.

Механизм подъема состоит из двух одинаковых симметрично расположенных и соединенных вместе через зубчатые венцы барабанов электрических лебедок. Каждая лебедка состоит из электродвигателя 2, двух тормозов 1, двухступенчатого редуктора 3, открытой зубчатой пары 5 и барабана 6. На каждом барабане закреплены два конца каната двух сдвоенных полиспастов. Рядом с барабанами расположены верхние неподвижные блоки 4 полиспастов. Нижние подвижные блоки 8 полиспастов установлены на траверсе 7 в виде сварной балки. На траверсе закреплены концы канатов на коромыслах, компенсирующих неравномерную вытяжку канатов. При обрыве

одного каната коромысло отклоняется до упора в крайнее положение, и работа крана может продолжаться до окончания операции.

При подъеме ковша с расплавленным металлом чрезвычайно важно обеспечить большую надежность в работе механизма подъема. Это достигается применением двух двигателей, специальной храповой передачи и двух тормозов на каждом двигателе. Последнее обусловлено требованиями правил Госгортехнадзора.

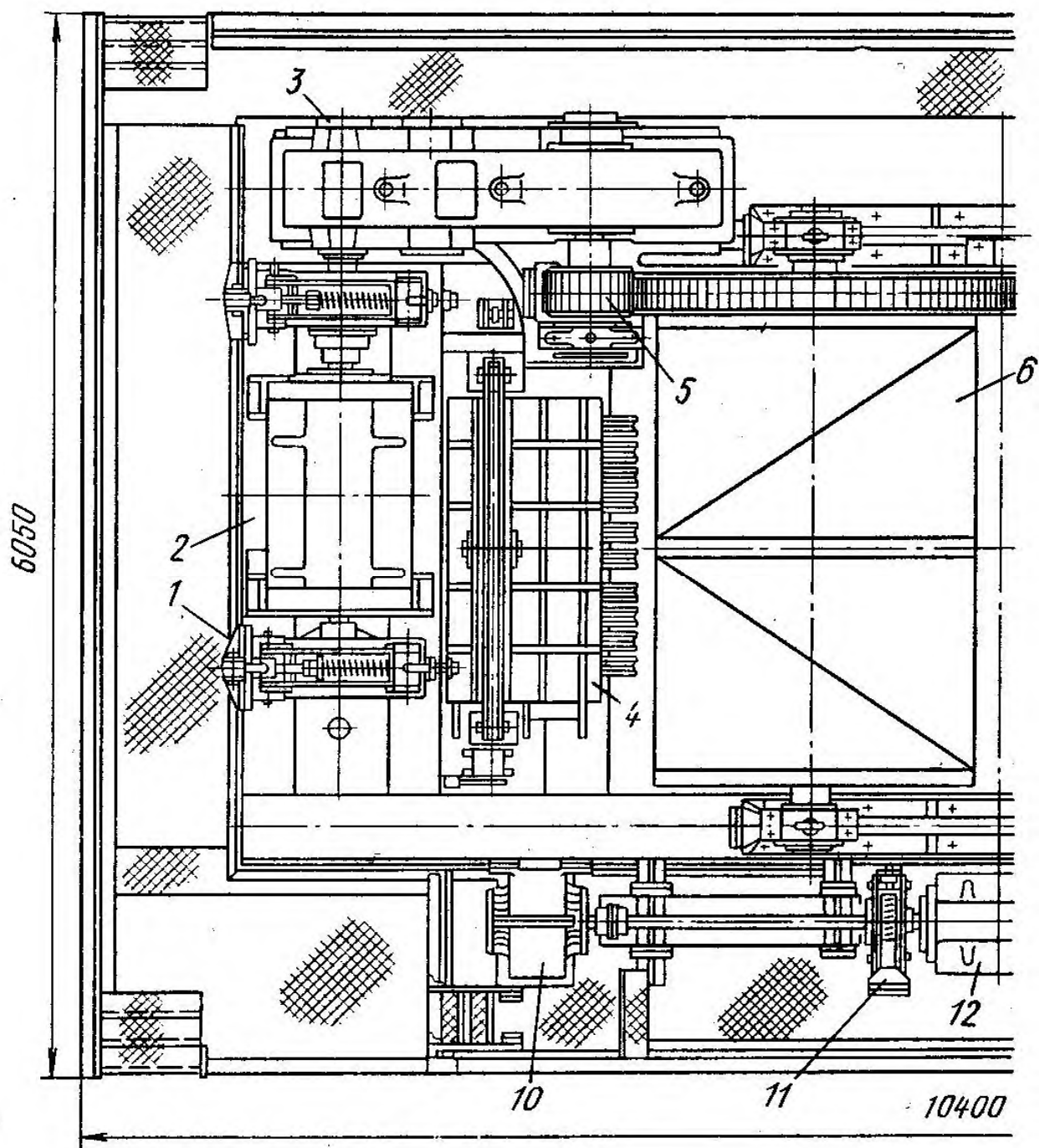


Рис. 2.19. Главная тележка литейного крана: план

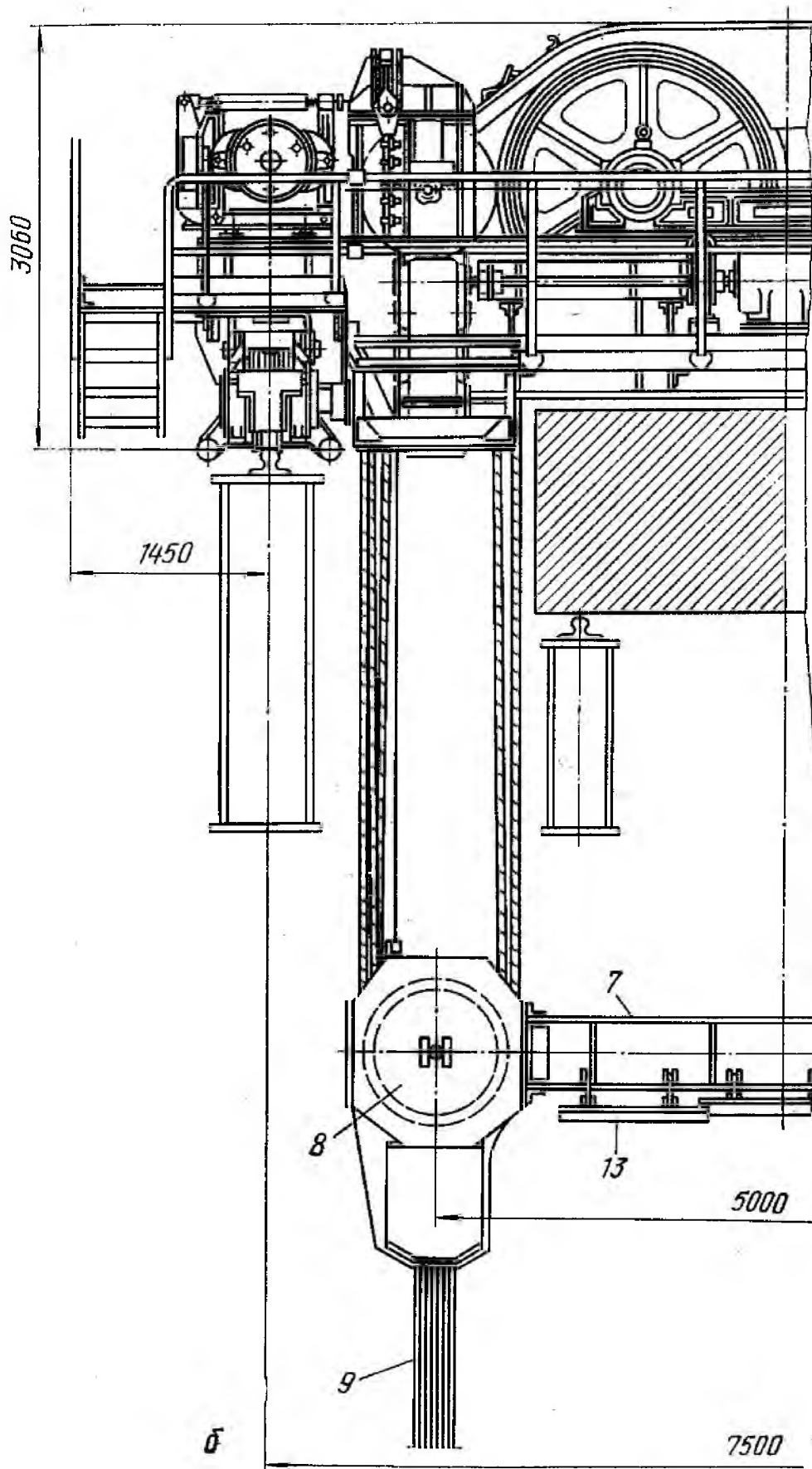


Рис. 2.20. Главная тележка литейного крана: вид сбоку

Храповая передача выравнивает нагрузки между двигателями и устраняет опасность перерыва в работе механизма подъема в случае выхода из строя одного из двух двигателей. Чтобы механизм подъема мог работать непродолжительное время на одном двигателе, мощность каждого из них выбирается в пределах от 0,65 до 0,85 полной номинальной мощности привода подъема.

Храповая передача встроена в зубчатое колесо выходного вала редуктора (рис. 2.21). Храповое колесо 1 с внутренними зубьями выполнено вместе с зубчатым венцом 2 и свободно насажено на ступице диска 3 с собачками 4, которые пружинами 5 прижимаются к зубьям храповика. Диск закреплен на валу шпонкой.

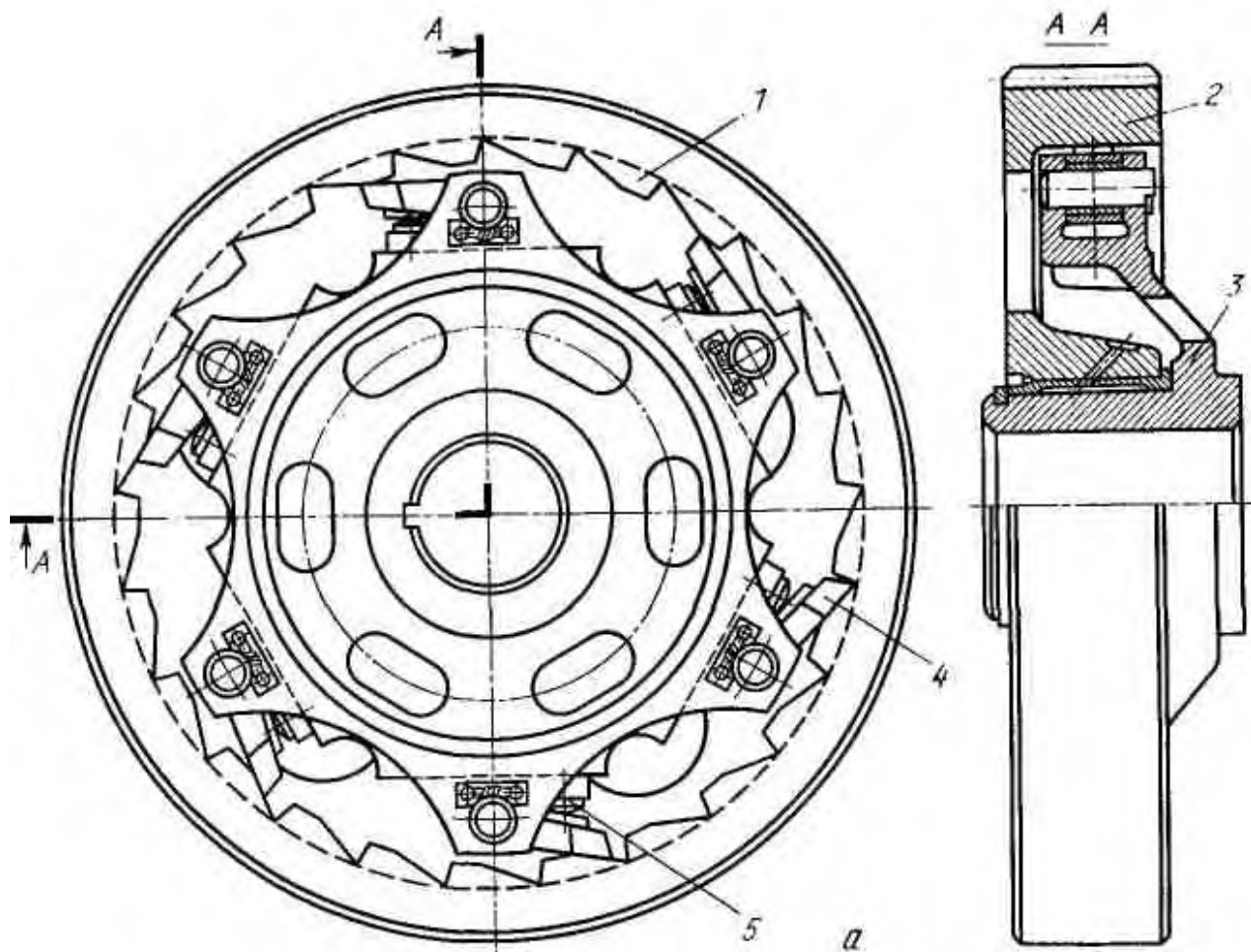


Рис. 2.21. Храповая передача

Схема работы храповой передачи приведена на рис. 2.22. Когда оба двигателя 1 и 2 работают с одинаковой частотой вращения $n_1 = n_2$ и синхронно вращают симметричные передачи от вала двигателя до вала храповика, зубья храповых колес 3 и 4 нажимают на собачки дисков 5 и 6 и тем самым замыкают приводные механизмы. Вращение передается на барабаны 7 и 8 одновременно от двух двигателей.

При неодинаковой частоте вращения валов электродвигателей $n_1 \neq n_2$ оба барабана, постоянно соединенные между собой зубчатыми колесами 8 и 10 будут вращаться с одинаковой частотой $n_7 = n_8$.

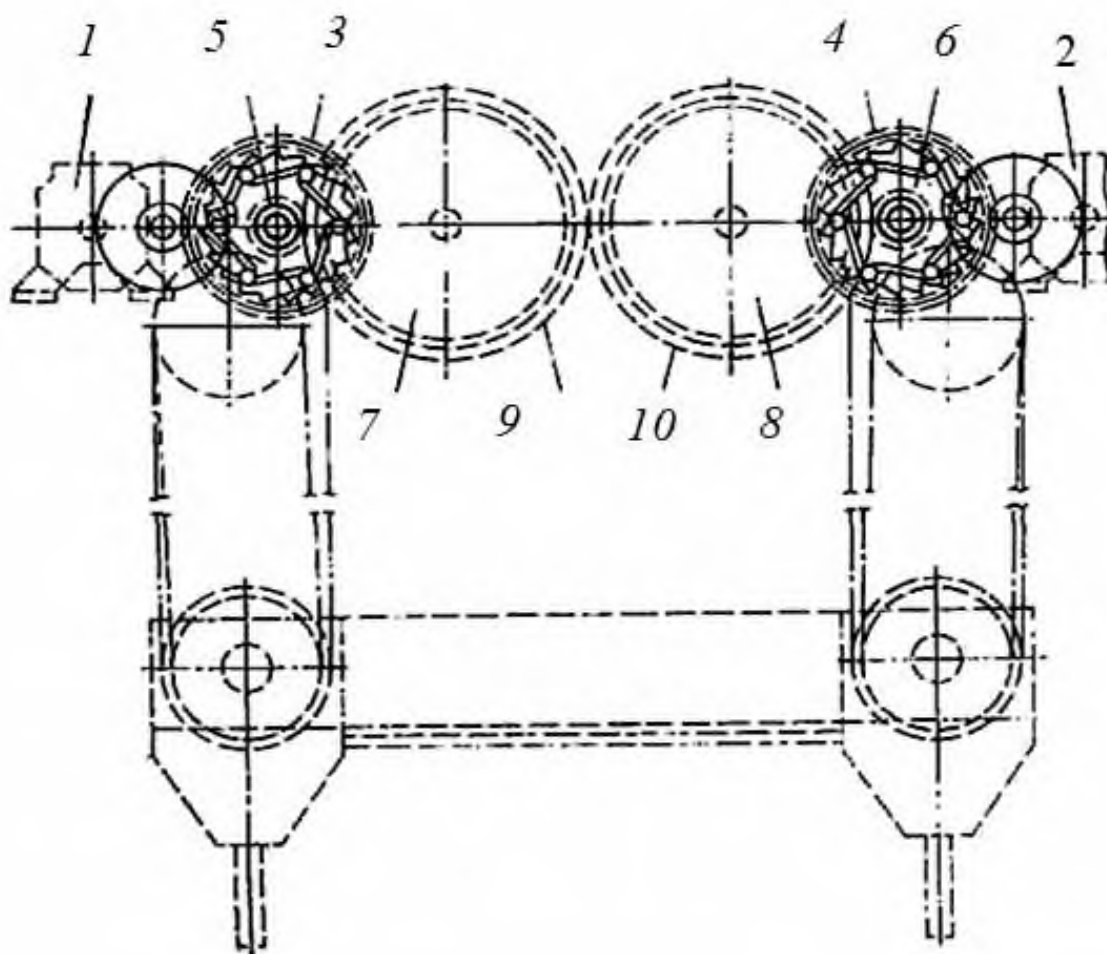


Рис. 2.22. Схема механизма подъема с храповой передачей

Если частота вращения двигателя 1 будет уменьшаться по сравнению с двигателем 2 ($n_1 < n_2$), то храповое колесо 3 начнет отставать во вращении от соответствующего колеса 4. Диск 5, связанный жесткой передачей с

барабанами, опережает во вращении храповое колесо 3, его собачки выходят из зацепления с зубьями колеса и приводные механизмы размыкаются. Барабаны вращаются от одного двигателя 2 до тех пор, пока двигатель 1, освобожденный от нагрузки не увеличит свои обороты. При достижении синхронности частоты вращения приводные механизмы снова замыкаются, и барабаны вращаются от двух двигателей. Если же один из двигателей вышел из строя, то приводные механизмы остаются разомкнутыми. Исправный двигатель продолжает вращать оба барабана и заканчивает подъем груза. Для опускания груза предусмотрено электрическое выключение электромагнитов тормозов вышедшего из строя двигателя.

На вспомогательной тележке установлено два механизма подъема различной грузоподъемности и механизм передвижения. Механизм подъема большей грузоподъемности предназначен для опрокидывания ковша с жидким металлом, меньшей грузоподъемности – для выполнения ремонтных и вспомогательных работ. Каждый из механизмов подъема состоит из электродвигателя, тормоза, редуктора, барабана и канатного полиспаста с крюком. Рама вспомогательной тележки опирается при помощи угловых букс на четыре ходовых колеса. Два колеса соединены валом между собой и механизмом передвижения, состоящим из электродвигателя, тормоза и трехступенчатого вертикального редуктора.

На рис. 2.23 изображена схема механизма передвижения моста разливочного крана на 16 ходовых колесах, из которых 4 – приводные. Каждый привод передает вращение от электродвигателя 2 с тормозом 1 через редуктор 3 и промежуточный вал с зубчатыми муфтами 4 на ходовое колесо балансирующей тележки 5.

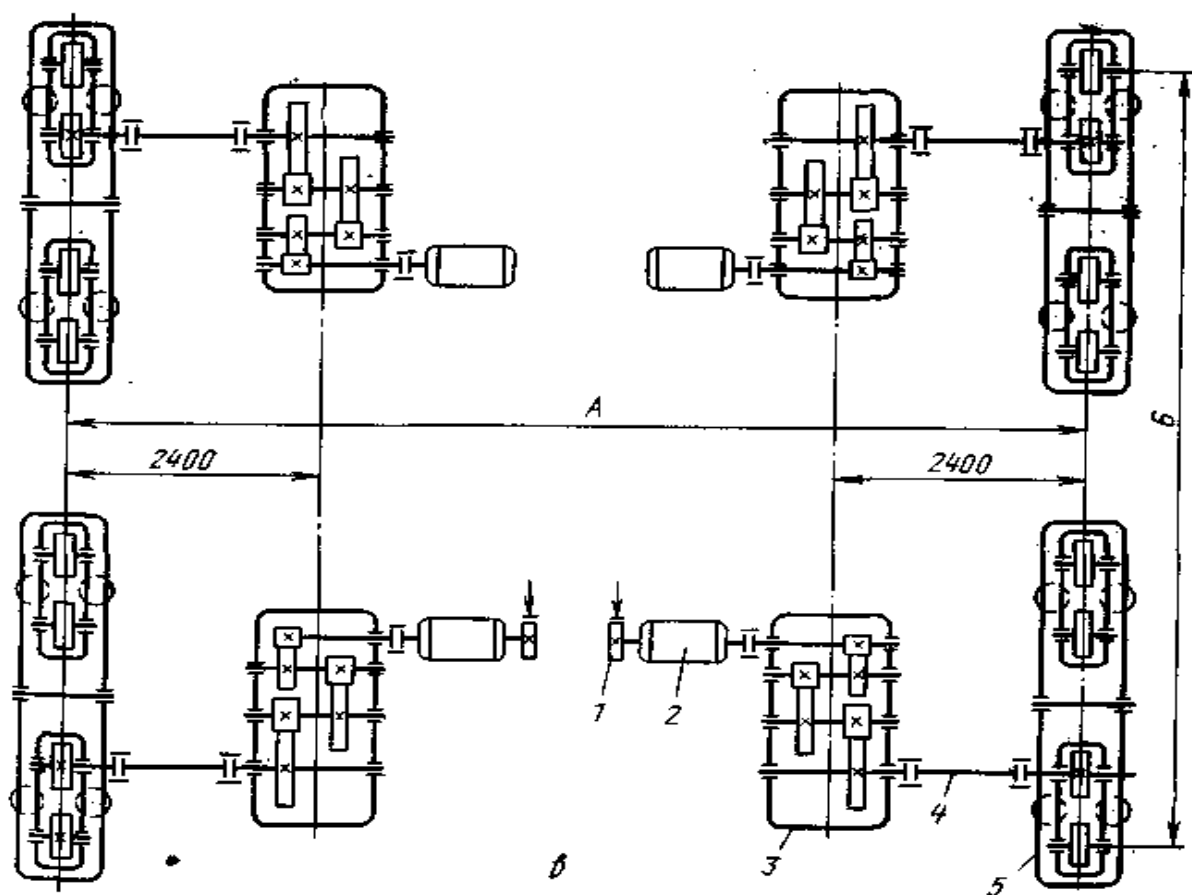


Рис. 2.23. Схема механизма перемещения моста

2.2.9 Посадочный кран

Посадочные краны предназначены для загрузки заготовок в горизонтальные нагревательные печи, выгрузки их из печи и подачи к прокатным станам. Посадочный кран (рис. 2.24) состоит из моста 2 с механизмом передвижения 5 к ходовым колесам 7 на поперечных балках 6, главной 1 и вспомогательной 3 тележек.

Главная тележка состоит из поворотной и неповоротной частей.

На неповоротной части расположен механизм 12 передвижения главной тележки; на поворотной – механизмы поворота 21 с приводом на одно колесо и подъема 22 кабины главной тележки, механизм качания клещей 17, механизм захвата 19 и пост с аппаратурой управления. Перечисленные механизмы сообщают посадочному крану движения, которые совпадают с рабочими движениями завалочных кранов (отсутствует только вращение хобота).

В конструкцию неповоротной части тележки входят рама 13 с ходовыми колесами 14, и наружная решетчатая шахта 15 с предохранительными роликами 16. Ходовые колеса перемещаются по верхнему поясу моста, а предохранительные ролики – по нижнему и воспринимают усилия от нагрузок, опрокидывающих тележку. На нижней раме укреплен круговой рельс, на который опирается поворотная часть тележки.

Металлоконструкция поворотной части тележки состоит из рамы 20, внутренней решетчатой шахты 11, колонны 9 и кабины 18. Рама тремя колесами 24 опирается на круговой рельс 25 неповоротной части и удерживается от смещения роликами 23 на вертикальных осях под действием горизонтальных усилий, возникающих при работе крана. Эти ролики опираются на боковую поверхность кругового рельса. Внутри шахты установлены двумя рядами направляющие ролики 10 для вертикального перемещения колонны. На нижнем конце колонны находится двухэтажная кабина, на которой размещен клещевой захват 8 и его механизмы.

Схема механизма захвата (замыкания клещей) показана на рис. 2.25.

Для удержания слитка в горизонтальном положении его конец зажимается захватами 2 с вертикальными концами и упирается в горизонтальные верхние упоры 3. Захваты и упоры составляют сменную, переднюю часть клещей 1, которые закреплены болтами на рычагах 17. Ось 5 вращения рычагов закреплена в качающейся раме 4. Поворот рычагов в противоположных направлениях осуществляется двумя гайками 14, которые навинчены на винт 7 с левой и правой резьбой. Гайки запрессованы во втулки 18, которые насажены на направляющие 15, установленные по обе стороны винта. По этим же направляющим перемещаются траверсы 6, которые соединены серьгами 12 с концами рычагов. Концы рычагов выполнены в виде вилок 16, охватывающих втулки. Между втулками и траверсами расположены пружины 13. Винт вращается от электродвигателя 11 через эластичную муфту и червячную передачу 10.

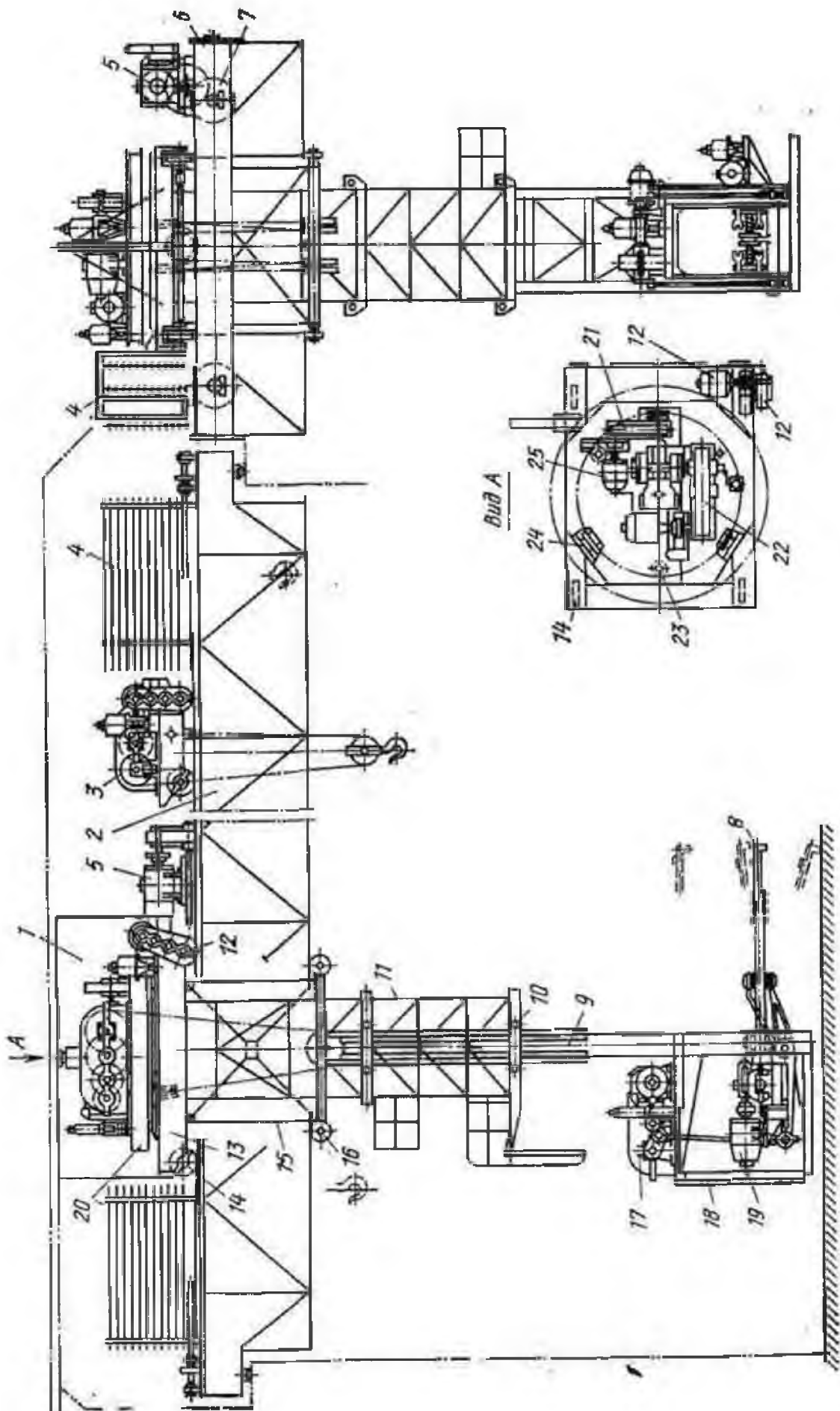


Рис. 2.24. Посадочный кран

2.3 Загрузочные машины

2.3.1 Скиповый подъемник

На рис. 2.26 представлена схема типового скипового подъемника доменной печи. Наклонный мост 1 опирается на колонну 8. Под мостом расположено здание 10 подъемной лебедки. По нижнему поясу моста уложены две рельсовые колеи 9, по которым передвигаются скипы 5. Если один скип находится внизу под погрузкой в скиповой яме 12, то другой скип в опрокинутом положении разгружается наверху в приемную воронку 6 засыпного устройства доменной печи. Канаты 3 скипов попеременно наматываются и сматываются с барабана 11 подъемной лебедки, и скипы уравнивают друг друга. Канаты от каждого скипа направляются к верхним головным шкивам 4, огибают их и направляются по оси моста к средней его части. Здесь установлено два других шкива 2, которые направляют обе ветви каната к барабану подъемной лебедки.

Верхняя опора 8 делит мост на две части: пролетную – между нижней и верхней опорой и консольную – за верхней опорой. Нижний пояс фермы моста прямолинейный. На поперечные балки нижнего пояса укладываются подрельсовые балки и рельсы. Рельсовый путь на верхнем участке переходит в разгрузочные кривые 7, где скип принимает опрокинутое положение под углом, достаточным для высыпания из него материалов. Конфигурация разгрузочных кривых должна обеспечить плавный переход скипа в опрокинутое положение и его беспрепятственный обратный спуск после разгрузки. Наклонный мост устанавливается под углом $40\text{--}80^\circ$. Под наклонным мостом и зданием скиповой лебедки, установленным на высоких опорах, расположены железнодорожные пути.

На рис. 2.27 изображен скип вместимостью $10,5\text{ м}^3$. Скип состоит из кузова 3, переднего 2 и заднего 4 скатов, упряжного устройства 1. Кузов скипа выполнен в виде прямоугольной коробки со скругленным днищем и косым

срезом выходного отверстия. В зависимости от размера подачи емкость кузова скипа составляет 2,5...4; 5... 6; 5...10,5 м³.

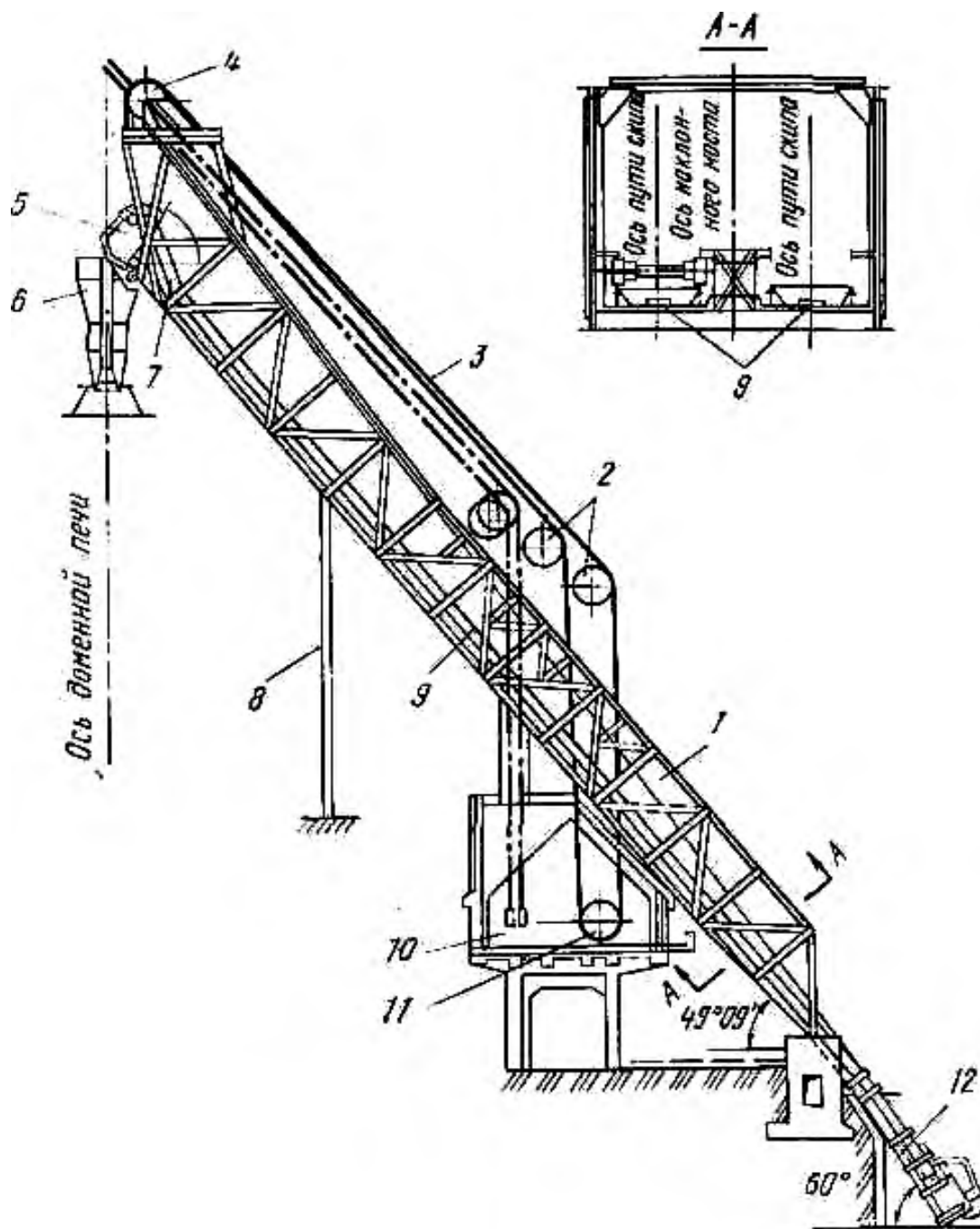


Рис. 2.26. Скиповый подъёмник доменной печи

Кузов сварен из листов толщиной 10...12 мм. Для большей жесткости кузова к нему приварены поперечные и продольные полосы усиления. Внутренняя поверхность кузова защищена от износа съемными листами из марганцовистой стали толщиной 20 мм.

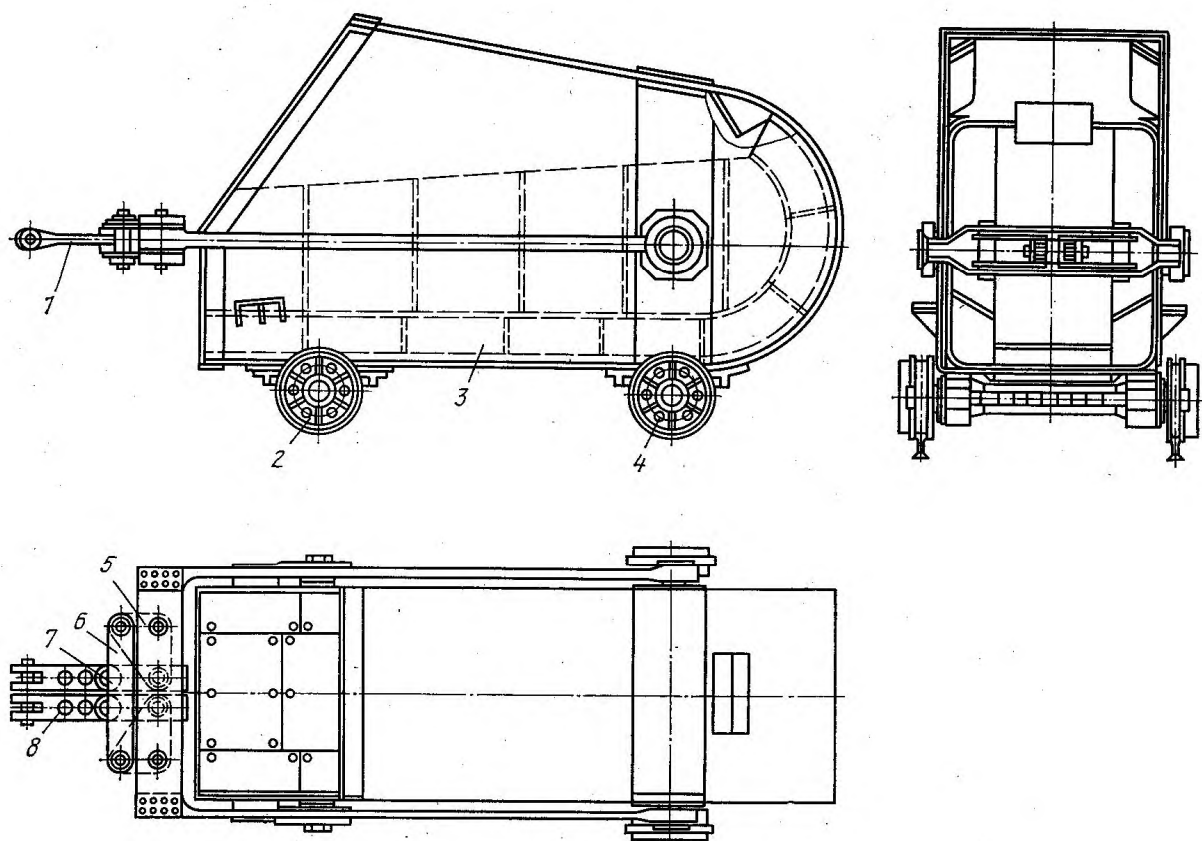


Рис. 2.27. Скип

Кузов опирается на два ската. Колеса переднего ската выполнены с одной боковой ребордой, а у заднего ската колеса вдвое шире, и реборда расположена посередине колеса. При движении скипа на прямом участке пути по рельсам перекатываются колеса переднего ската и колеса заднего ската на внешних ободах. После входа скипа в разгрузочные кривые передние колеса продолжают двигаться по нижним криволинейным направляющим рельсам, являющимся продолжением прямого рельсового пути. Задние колеса своим внутренним ободом переходят на верхние криволинейные направляющие рельсы, в результате чего кузов скипа принимает наклонное положение.

Упряжное устройство служит для присоединения скипа к канатам. Для безопасности и уменьшения жесткости подъемных канатов к скипу присоединены концы двух канатов одинакового диаметра. Конструкция упряжного устройства должна обеспечивать надежное присоединение этих канатов, выравнивание их натяжения и регулировать их длины при вытяжке.

П- образная рама упряжного устройства скипа шарнирно присоединена к кузову скипа. На перекладине рамы шарнирно закреплены два угловых рычага 5, соединенных между собой поперечной шарнирной тягой 6. К двум другим концам угловых рычагов шарнирно присоединены тяги 7 с переставными серьгами 8. На серьгах закрепляют концы канатов. Такое крепление компенсирует неравномерность вытяжки канатов и выравнивает усилие натяжения. При значительном вытягивании канатов упряжное устройство укорачивают перестановкой серег на тягах, для чего предусмотрены дополнительные отверстия. Серьги и тяги соединяют между собой пальцами со шплинтами.

2.3.2 Напольно-завалочная машина

Общий вид напольно-завалочной машины показан на рис. 2.28, 2.29. Все узлы машины смонтированы на мосту 1, который передвигается по рельсам при помощи двух одинаковых механизмов передвижения 2. Внутри моста перемещается тележка 7 с механизмами качания 3 хобота 9 и передвижения самой тележки. Качающаяся рама 8 со шпинделем и механизмом вращения 10 шарнирно подвешена к раме тележки. На мосту установлена мачта токоприемника 5 для питания машины. Мачта выполнена Г - образной формы для пропуска под ней составов с жидким чугуном.

Завалочная машина совершает движение моста вдоль печного пролета, движение тележки вдоль моста, качание и вращение хобота с мультдой, захват мультды. Сочетанием этих движений машина выполняет подачу шихты в печь, разравнивание шихты в печи, скачивание шлака и передвижение вдоль печей.

Мост завалочной машины сварной, состоит из двух продольных балок коробчатого сечения. Концы балок соединены поперечными ходовыми коробчатыми балками. Вдоль наружных стенок продольных балок уложены троллейные провода для питания постоянным током и управления электродвигателями тележки и моста.

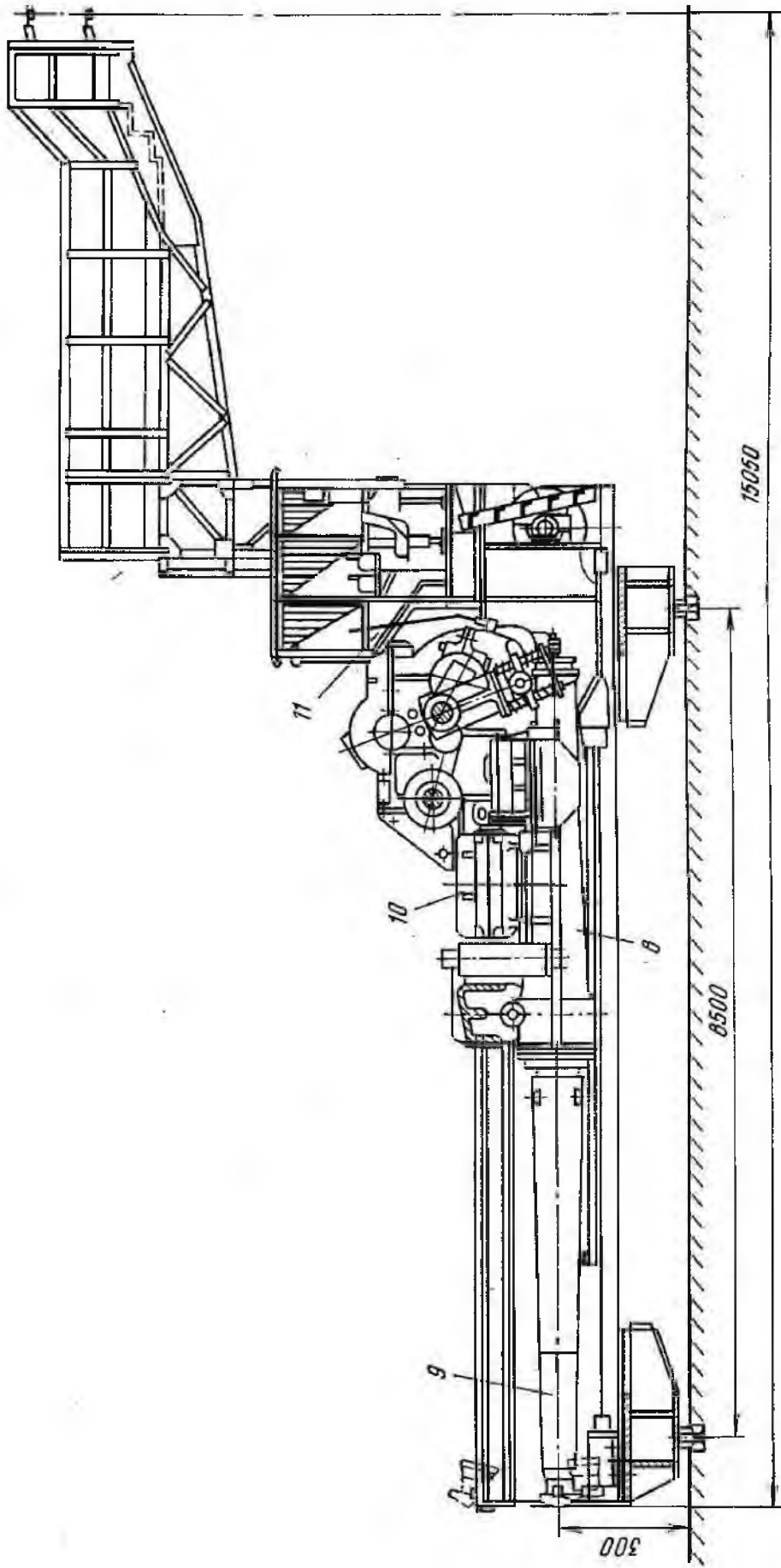


Рис. 2.28. Напольно-завалочная машина (вид с боку)

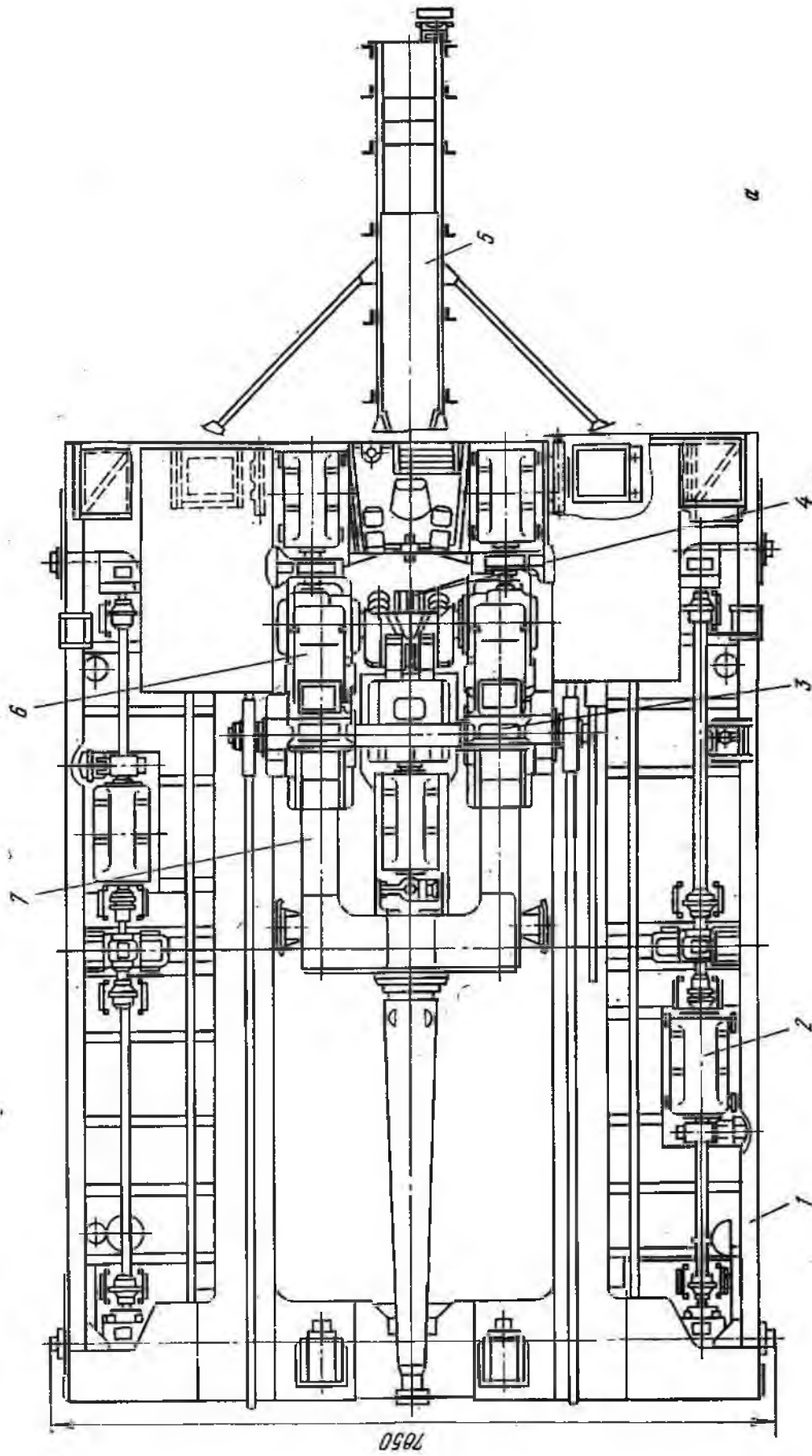


Рис. 2.29. Напольно-завалочная машина (вид сверху)

На конце рамы тележки размещена кабина 11 машиниста с пускорегулирующей аппаратурой и рукояткой управления механизмом замыкания мульд 4.

Тележка завалочной машины выполнена в виде сварно-литой рамы коробчатого сечения. Рама состоит из двух боковых щек, соединенных между собой поперечиной. Сверху на щеках установлены корпуса цилиндроконических редукторов 6 механизмов передвижения и качания хобота. Коленчатый вал 1 соединен с качающейся рамой 3 шатуном 5 через пружинный амортизатор 2 и эксцентриковую ось 4. Пружинный амортизатор предохраняет привод от ударных нагрузок, а поворотом эксцентриковой оси изменяется первоначальный угол наклона хобота.

Кинематическая схема механизмов качания хобота, передвижения тележки и замыкания мульды приведены на рис. 2.30.

Слева от оси хобота расположены электродвигатель 1, тормоз 2, редуктор 6 и кривошипно-шатунный механизм качания хобота 10. Колесо 4 редуктора 6 насажено на конец коленчатого вала 18, который соединен шатуном 21 с качающейся рамой 7. Привод механизма вращения хобота осуществляется от электродвигателя 8 к шпинделю 9 через три пары цилиндрических зубчатых колес, редуктора 17. Зубчатое колесо последней пары насажено на хвостовик шпинделя. Тормоз 16 установлен на муфте, соединяющей электродвигатель с редуктором.

Механизм передвижения тележки состоит из электродвигателя 15 и редуктора 13, соединенных муфтой с тормозом 14. От редуктора вращение передается на приводные колеса 5 тележки. Ходовые колеса 3 свободно вращаются на неподвижной оси 19.

Передними ходовыми колесами тележка опирается на рельсы, уложенные по верхнему поясу продольных балок моста. Задние колеса перемещаются между верхними и нижними рельсами на внутренней стороне этих балок и удерживают тележку от опрокидывания относительно оси приводных колес при подъеме загруженной мульды.

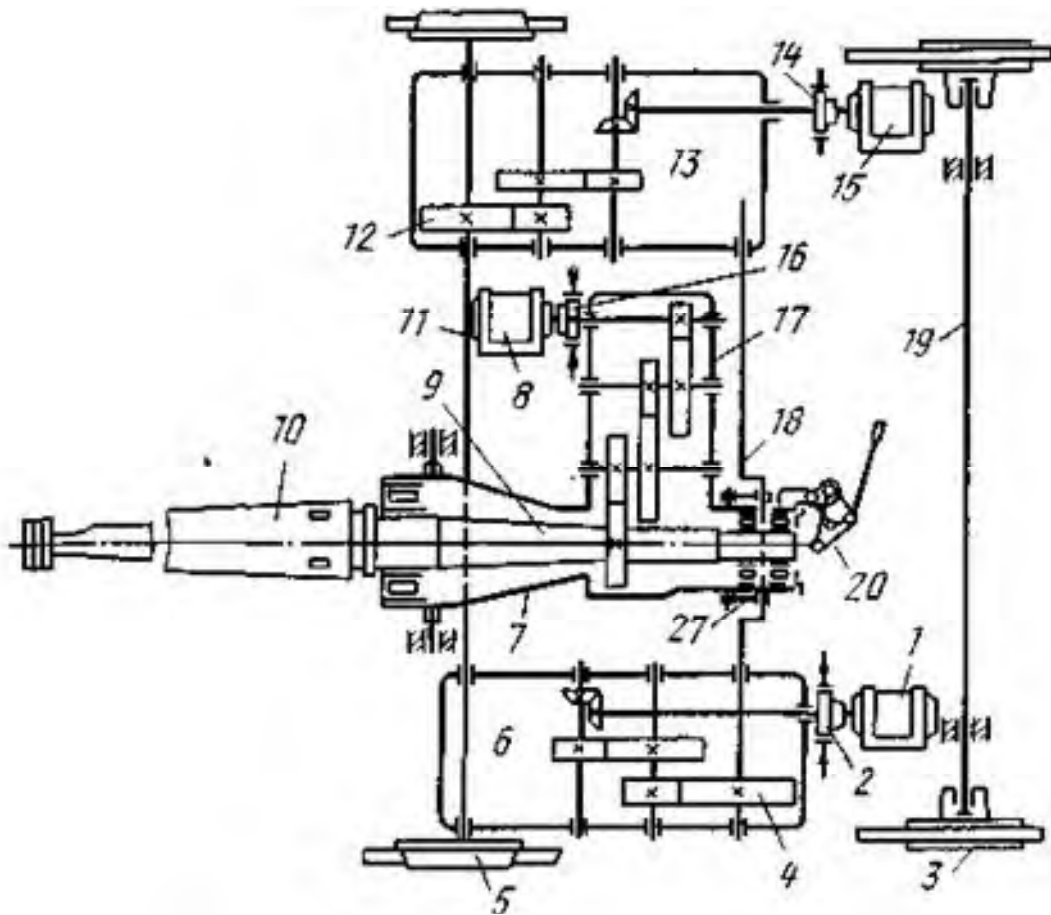


Рис. 2.30. Кинематическая схема механизмов напольно-завалочной машины

Распределение нагрузок на ходовые колеса тележки показано на рис. 2.31, *a*. Центр тяжести нагруженной тележки находится вне опорной базы за передними колесами, поэтому реакции на передние *A* и задние *B* ходовые колеса будут направлены по вертикали в разные стороны и равны:

$$B = Q \cdot c/d, \quad A = Q + B.$$

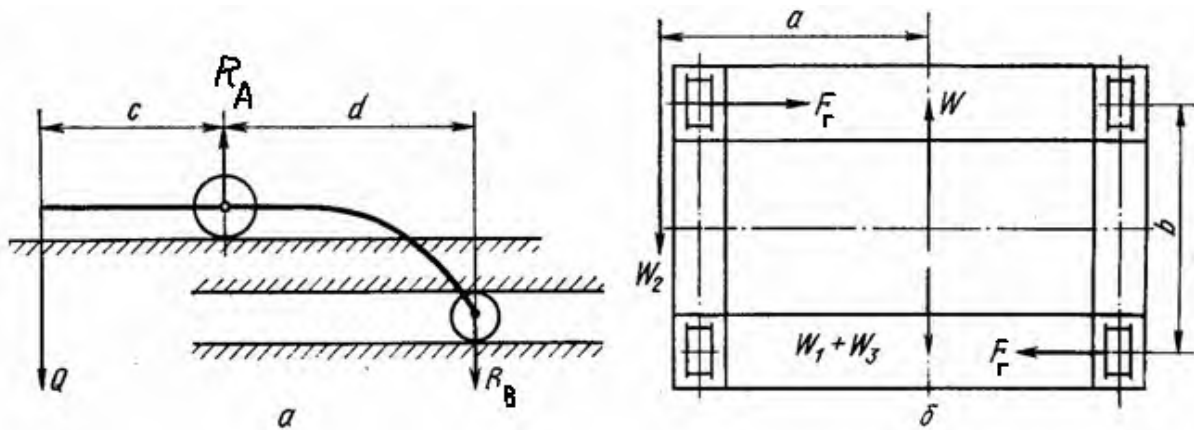


Рис. 2.31. Схемы к расчету механизмов передвижения тележки

Соппротивление движению тележки оказывает трение в подшипниках ходовых колес W_1 , трение ползуна рамы о направляющие при боковом смещении тележки W_2 и трение ободов колеса о рельсы W_3 (рис. 2.31, б), т.е.

$$W = W_1 + W_2 + W_3 = (A + B) \cdot [(d_{\text{пк}}/D_{\text{хк}}) \cdot \mu_{\text{пк}} + 0,1 \cdot f + 2 \cdot (\mu_{\text{хк}}/D_{\text{хк}})],$$

где $d_{\text{пк}}$ – средний диаметр подшипника, см;

$D_{\text{хк}}$ – диаметр ходового колеса, см;

$\mu_{\text{пк}}$ – приведенный коэффициент трения подшипника, $\mu_{\text{пк}} = 0,01$;

f – коэффициент трения скольжения на направляющих, $f = 0,15$;

$\mu_{\text{хк}}$ – коэффициент трения качения на ободу ходового колеса, который можно принимать равным $\mu_{\text{хк}} = 0,08$ см.

В результате действия силы сопротивления W_2 возникает момент, что приводит к появлению двух горизонтальных сил $F_r = W_2 \cdot a/b$, которые действуют на два диагонально расположенных колеса (см. рис. 2.28, б). Это вызывает дополнительное сопротивление движению, которое обычно невелико и в расчетах не учитывается.

Мощность электродвигателя механизма передвижения при установившемся режиме (статическая мощность) $P_{\text{ст}}$, кВт, равна:

$$P_{\text{ст}} = W \cdot v / (1000 \cdot \eta)$$

где v – скорость установившегося движения тележки, м/с;

η – КПД привода.

Мощность выбранного электродвигателя выбирают в 1,5-2 раза больше статической мощности, так как по условиям эксплуатации двигатель работает при частых пусках. Торможение тележки обычно осуществляется противотоком до полной остановки, после чего двигатель отключается и включается тормоз.

2.3.3 Загрузочная полупортальная машина

На рис. 2.32 изображена передвижная машина для загрузки скрапа в конверторы путем опрокидыванием мульд без торцевой стенки.

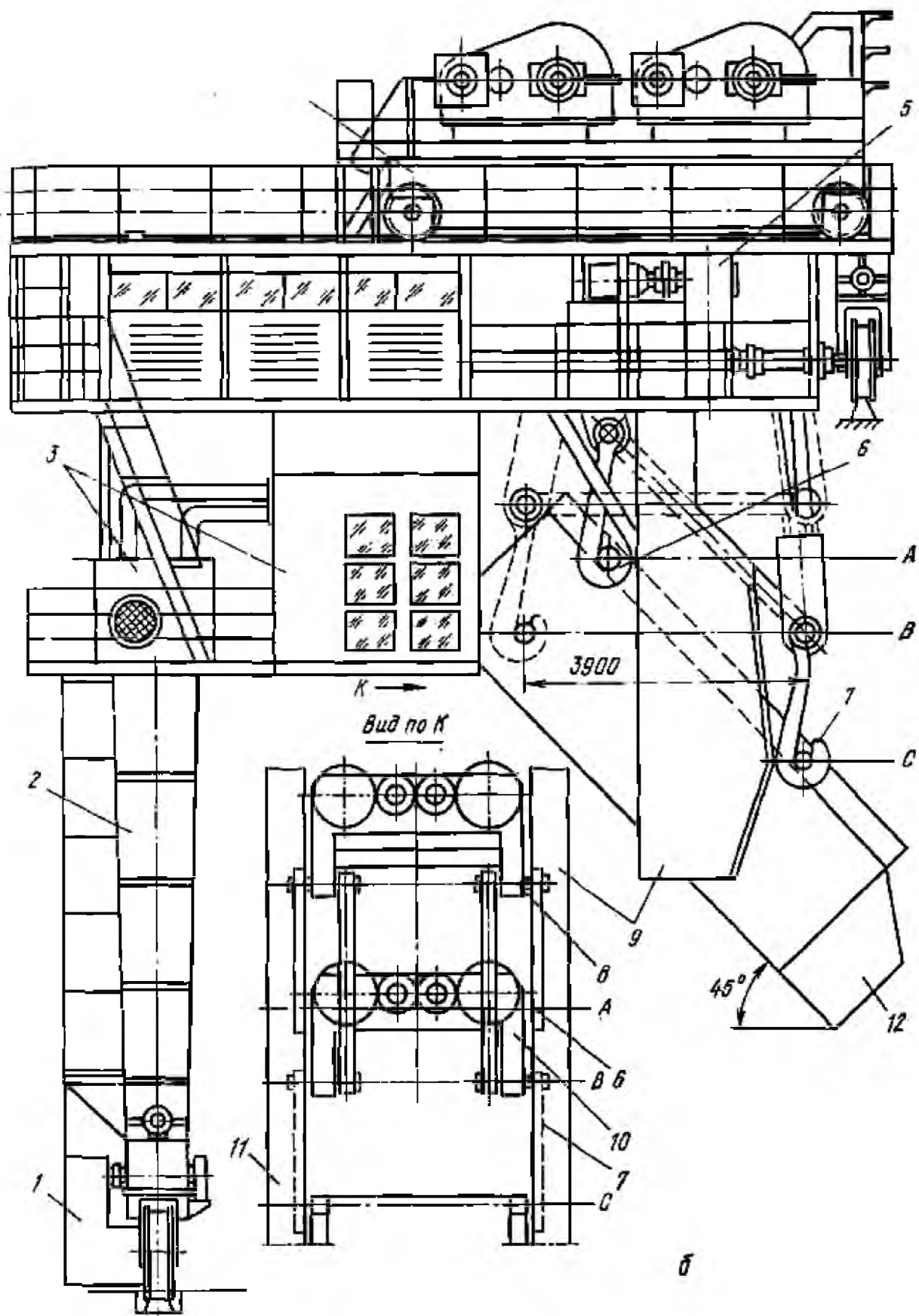


Рис. 2.32. Полупортальная загрузочная машина периодического действия

Металлоконструкция машины представляет собой полупортал 2, который одним концом опирается на верхний подкрановый рельс, а другим – на нижний рельс на полу цеха. Приводы 1 и 5 передвижения полупортала состоят из электродвигателей с тормозами и вертикальных редукторов. По балкам горизонтального участка полупортала передвигаются две тележки 4 (вторая не видна). Каждая тележка оборудована двумя лебедками грузоподъемностью 40 т (передняя от конвертера) и 50 т (задняя) с приводом на два ходовых колеса из четырех. Мульду (совок) 12 вместимостью 37 м³ со скрапом снимают с тележки за цапфы одновременно двумя задними 6 и двумя передними 7 крюками, соединенными попарно траверсами 8 и 10. При опускании передние крюки 7 перемещаются по направляющим 9 и 11, и мульда принимает наклонное под углом 45⁰ положение для высыпания скрапа в конвертор.

2.3.4 Мостовой завалочный кран

Мостовой завалочный кран предназначен для завалки шихты в плавильные печи с помощью мульд. Кран состоит из следующих основных узлов: моста 1 с механизмом передвижения 2, главной тележки 3 и вспомогательной тележки 4 (рис. 2.33).

При работе мостовой завалочный кран совершает движение моста вдоль цеха, движение главной тележки вдоль моста, вращение кабины 6 с хоботом 5 и мульдой относительно вертикальной оси, качание хобота с мульдой в вертикальной плоскости, вращение хобота с мульдой относительно своей оси, захват мульды, подъем и опускание нижней кабины, движение вспомогательной тележки вдоль моста.

Основная работа (подача шихты в печь) и вспомогательные работы (разравнивание шихты, перестановка мульд на стеллажах перед завалкой) выполняется сочетанием нескольких движений главной тележки. Вспомогательная тележка завалочного крана выполняет все транспортные операции в печном пролете.

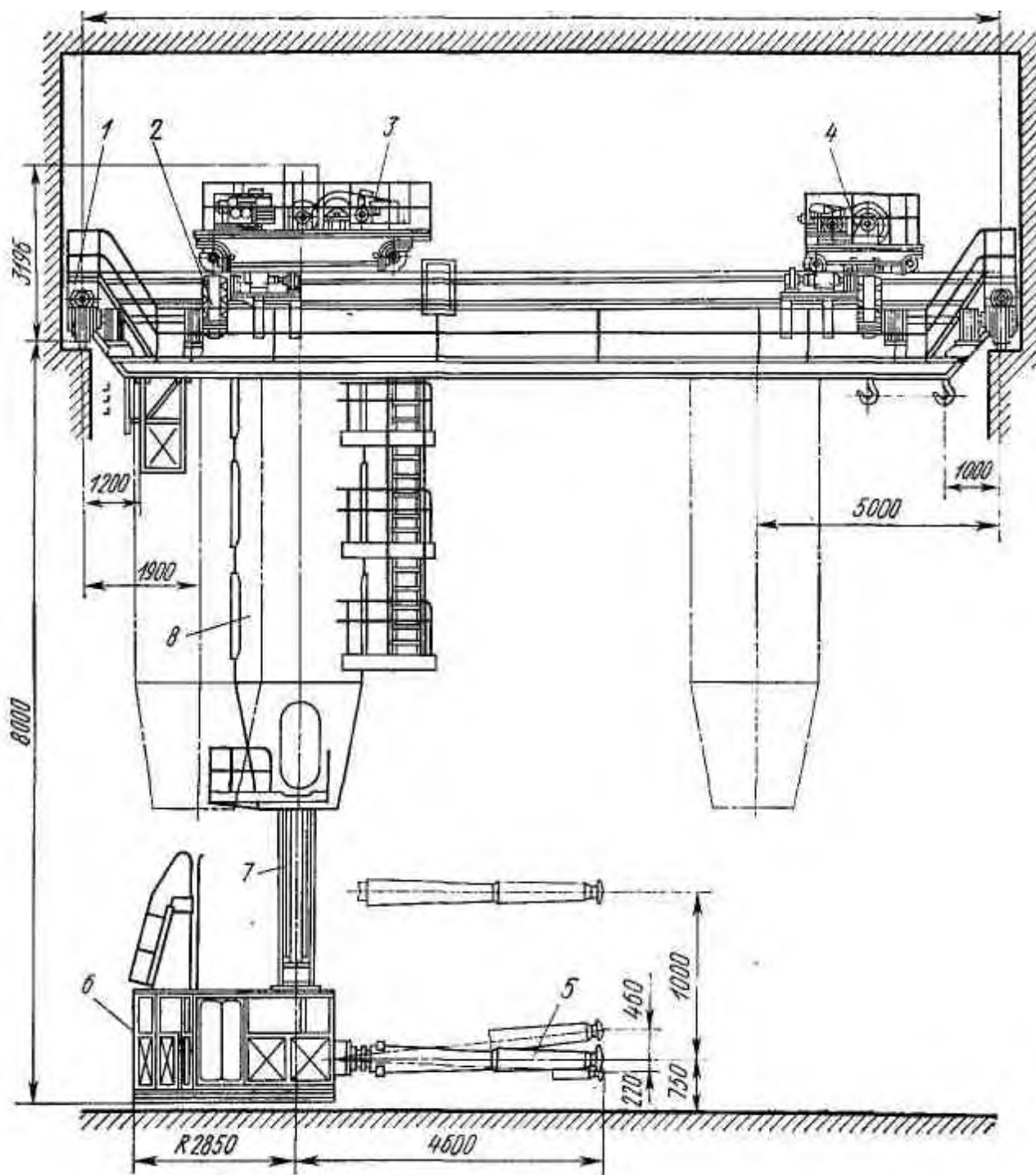


Рис. 2.33. Мостовой завалочный кран

2.3.5 Загрузочная машина непрерывного действия

Схема ленточной загрузочной машины показана на рис. 2.34.

Машина представляет собой самоходный бункер с загрузочным устройством в виде метательного ленточного конвейера. На раме 7,

опирающейся на две железнодорожные тележки 6, установлен бункер 1. Разгрузочное отверстие бункера перекрывается секторным затвором 2.

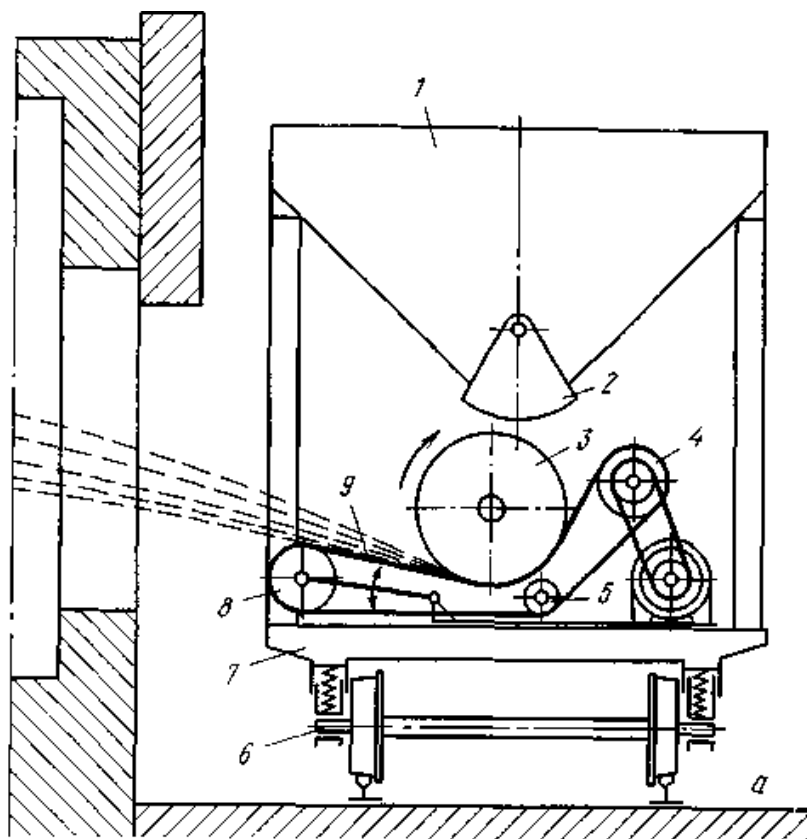


Рисунок 2.34. Загрузочная машина непрерывного действия

Метательный конвейер состоит из бесконечной прорезиненной ленты 9, которая последовательно огибает загрузочный 3, приводной 4, отклоняющий 5, натяжной и качающийся 8 барабаны. Подъем и опускание последнего производится гидроцилиндром. Метательный конвейер установлен на поворотной платформе с углом поворота в горизонтальной плоскости до 30° . Приводной барабан вращается от электродвигателя через клиноременную передачу.

Материал из бункера через открытый затвор поступает в полый загрузочный барабан, а затем на ленту. Благодаря высокой скорости лента забрасывает материал через окно в печь. Дальность полета материала регулируют скоростью ленты и углом наклона качающегося барабана в вертикальной плоскости.

Ширину загрузки изменяют поворотом метательного конвейера в горизонтальной плоскости. При скорости ленты 6,4...15 м/с и дальности полета 14м ленточная загрузочная машина обеспечивает производительность по руде 100 т/ч и по известняку 183 т/ч, вместимость бункера составляет 21,5 м³ и рассчитана на 56 т руды.

2.4 Грузозахватные приспособления

2.4.1 Клещевой захват для слябов

На рис. 2.35 показан симметричный клещевой захват для слябов, рычажная система которого состоит из двух рычагов 1 (клещевин) с кернами 6, траверсы 7, двух тяг 8 с крюками 2, корпуса 3 в виде штанги с серьгой 9 для навешивания на крюк крана с двумя конусами – полого неподвижного 4 и подвижного двойного 5.

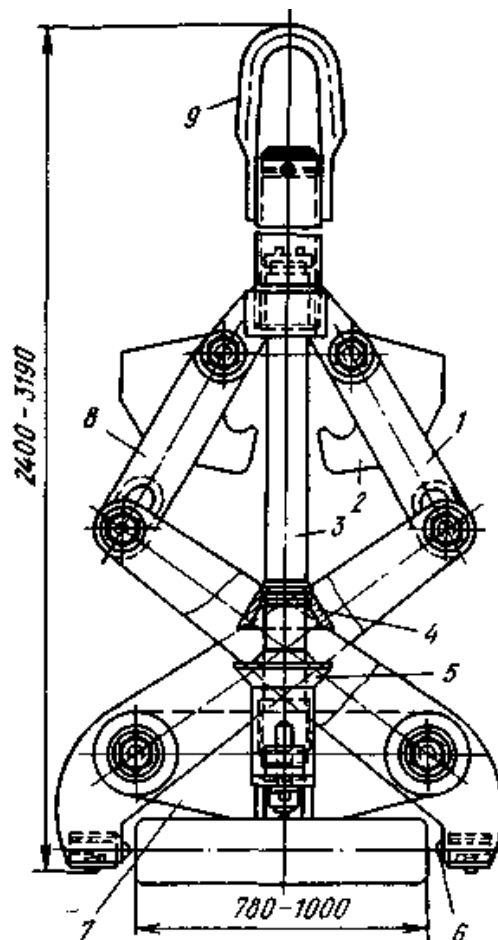


Рис. 2.35. Симметричный клещевой захват для слябов

Для фиксации клещей в раскрытом виде их опускают на упор траверсой до тех пор, пока крюки не захватят полый неподвижный конус. Затем клещи в раскрытом виде переносят и опускают на сляб до тех пор, пока крюки не захватят подвижный двойной конус 5. С включением на подъем двойной конус поднимается крюками до упора в полый конус, где крюки соскальзывают, не захватывая полого конуса.

Рычажная система клещей освобождается и кернами захватывает сляб. При укладке сляба на стеллаж клещи освобождаются и снова фиксируются в раскрытом положении.

В основе работы клещевого захвата лежит принцип самозатягивания от веса поднимаемого груза. На захват действуют следующие силы: вес сляба $G_{сл}$, вес рычагов $G_{рыч}$ и вес тяг $G_{тяг}$, которые в силу симметрии приложены по оси захвата. Тогда усилие $F_{зах}$, которое надо приложить к серьге захвата будет равно:

$$F_{зах} = G_{сл} + G_{рыч} + G_{рыч} \approx G_{сл}.$$

Для расчетов механизма клещевого захвата можно считать, что вес рычагов и тяг значительно меньше веса сляба, и поэтому $F_{зах} \approx G_{сл}$.

Расчетная схема клещевого захвата для слябов приведена на рис. 2.36.

Так как тяги 8 на концах соединены шарнирами, то они работают на растяжение. Из условия равновесия узла А следует, что усилие в тяге $F_{тяг}$ равно:

$$F_{тяг} = \frac{F_{зах}}{2 \cdot \cos \beta}$$

Из схемы видно, что $\cos \beta = H_3 / L_{AB}$, где L_{AB} – длина тяги.

Поднимаемый груз удерживается в захвате силами трения между рабочими поверхностями клещей и боковыми поверхностями груза (сляба). Чтобы удержать сляб весом $G_{сл}$ сила нажатия рычагов $F_{наж}$ должна быть равна:

$$F_{наж} = \frac{k_{зап} \cdot G_{сл}}{2 \cdot f}$$

где $k_{зап}$ – коэффициент запаса, который принимается равным $k_{зап} = 1,5$;

f – коэффициент трения между рычагами и грузом; для гладкой металлической губки $f = 0,13$, для насеченной губки $f = 0,5$.

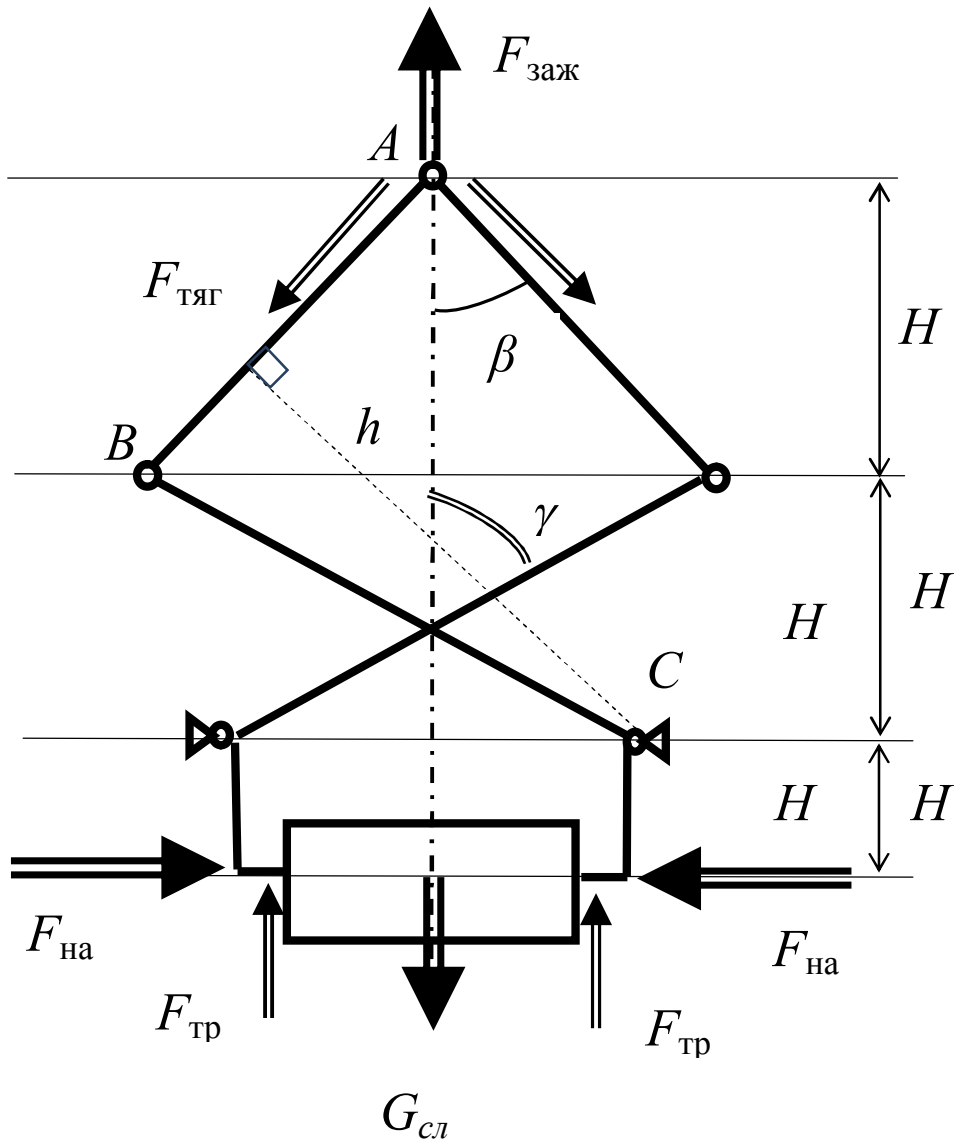


Рис. 2.36. Расчетная схема клещевого захвата для слябов

Рассмотрим условие равновесие рычага BC :

$$\sum M_C = F_{\text{тяги}} \cdot h - F_{\text{наж}} \cdot H_1 = 0,$$

$$\frac{F_{\text{зак}} \cdot h}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{K_{\text{зап}} \cdot G_{\text{сл}} \cdot H_1}{2 \cdot f}.$$

Отсюда можно определить величину угла β , при котором обеспечивается надежное удержание груза клещевыми захватами:

$$\cos\beta = \frac{F_{\text{зах}} \cdot h \cdot f}{K_{\text{зап}} \cdot G_{\text{сл}} \cdot H_1}$$

2.4.2 Рычажный захват для проката

Автоматический рычажный захват (рис. 2.37) состоит из рамы 1, на которой шарнирно закреплен рычаг 6 осью 5. Рычаг удерживается в горизонтальном положении запорным устройством 3 с грузом 4 (положение I). Наклонное положение рычага фиксируется упором 2. На конце рамы закреплен груз 7. При помощи подвески 8 на раме рычажный захват навешивают на крюк крана. Под прокат, уложенный на стеллаж, подводится в горизонтальном положении рычаг 6. Затем захват поднимается, захватывает прокат и переносит его к месту выгрузки на склад или в железнодорожный вагон.

Здесь захват опускается на упор. Для освобождения проката захват опускается до тех пор, пока конец рамы 1 под действием груза 7 не коснется поверхности проката, в результате чего освобождается запорное устройство (положение II). После этого захват поднимается, рычаг 6 принимает наклонное положение (III, IV) и упирается своим коротким концом в упор 2. По наклонному рычагу прокат съезжает на пол цеха или вагона.

Возврат рычага в горизонтальное положение осуществляется опусканием захвата. Конец рычага 6 упирается в пол цеха, поворачивается по часовой стрелке и отклоняет запорное устройство до тех пор, пока не произойдет запираение рычагов в горизонтальное положение I.

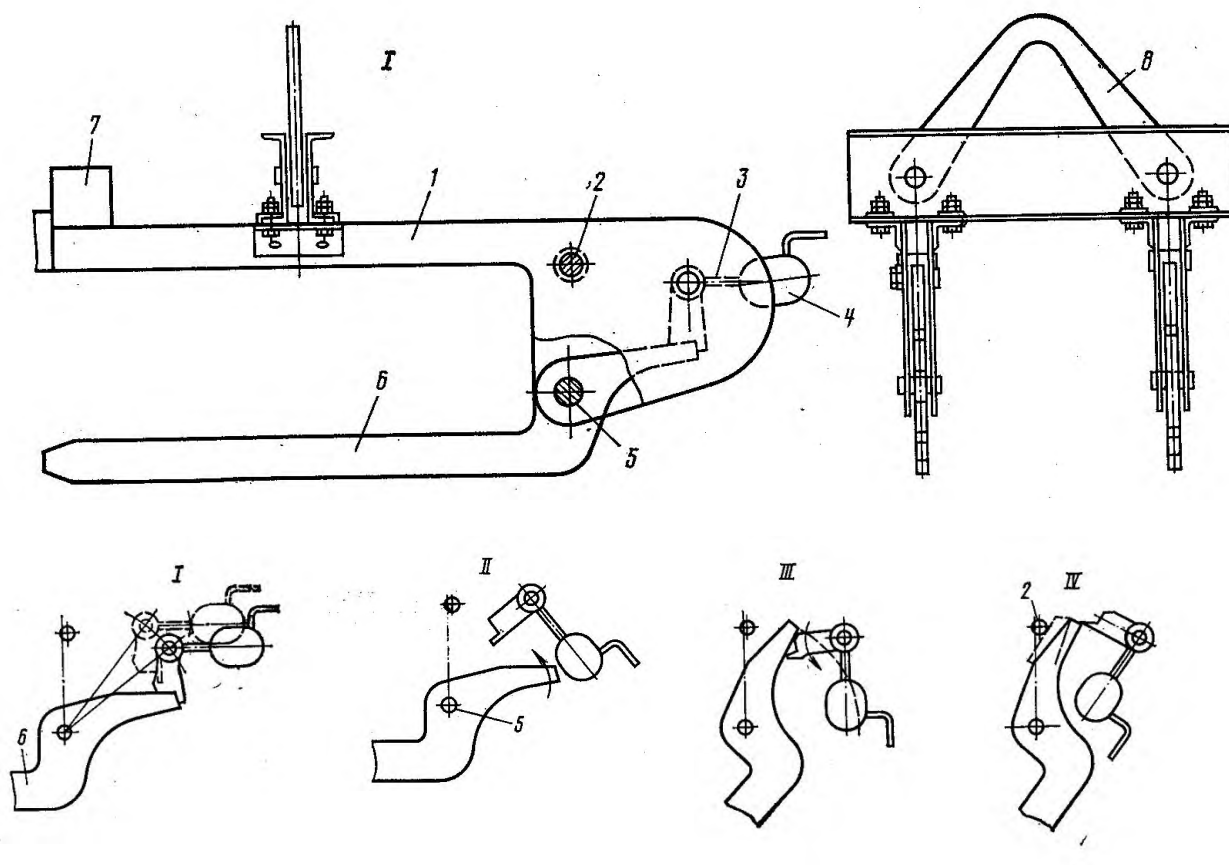


Рисунок 2.37. Автоматический рычажный захват для проката

2.4.3 Клецевой захват для рулонов

Автоматические клещи для одновременного захвата двух рулонов ленты изображены на рис. 2.38. Внутри литого корпуса 5 с перемычкой 8 при помощи шарнирных четырехзвенных механизмов установлены и перемещаются параллельно навстречу друг другу губки 1 и 2. Стороны четырехзвенников образуют серьги 3 и 4 и короткие плечи рычагов 6 и 10. Концы длинных плечей этих рычагов соединены тягами 7 и 9 со скобой 13, при помощи которой клещи навешивают на крюк крана. Для автоматической и неавтоматической работы клещей предусмотрены соответственно затвор 12 и крючок 11, которые включены между корпусом клещей и одной из тяг.

Автоматический затвор (рис. 2.38, узел 12) состоит из раздвижного корпуса с верхней 14 и нижней 15 проушинами. Удлинение и укорочение

расстояния между центрами проушин происходит в результате скольжения поводка 18 штока 17 по спиральной со впадинами прорези кулачка 19 для фиксации штока в верхнем положении (клещи раскрыты) и в нижнем (клещи захватывают рулоны). При этом шток поворачивается внутри корпуса на шаровом подпятнике 16.

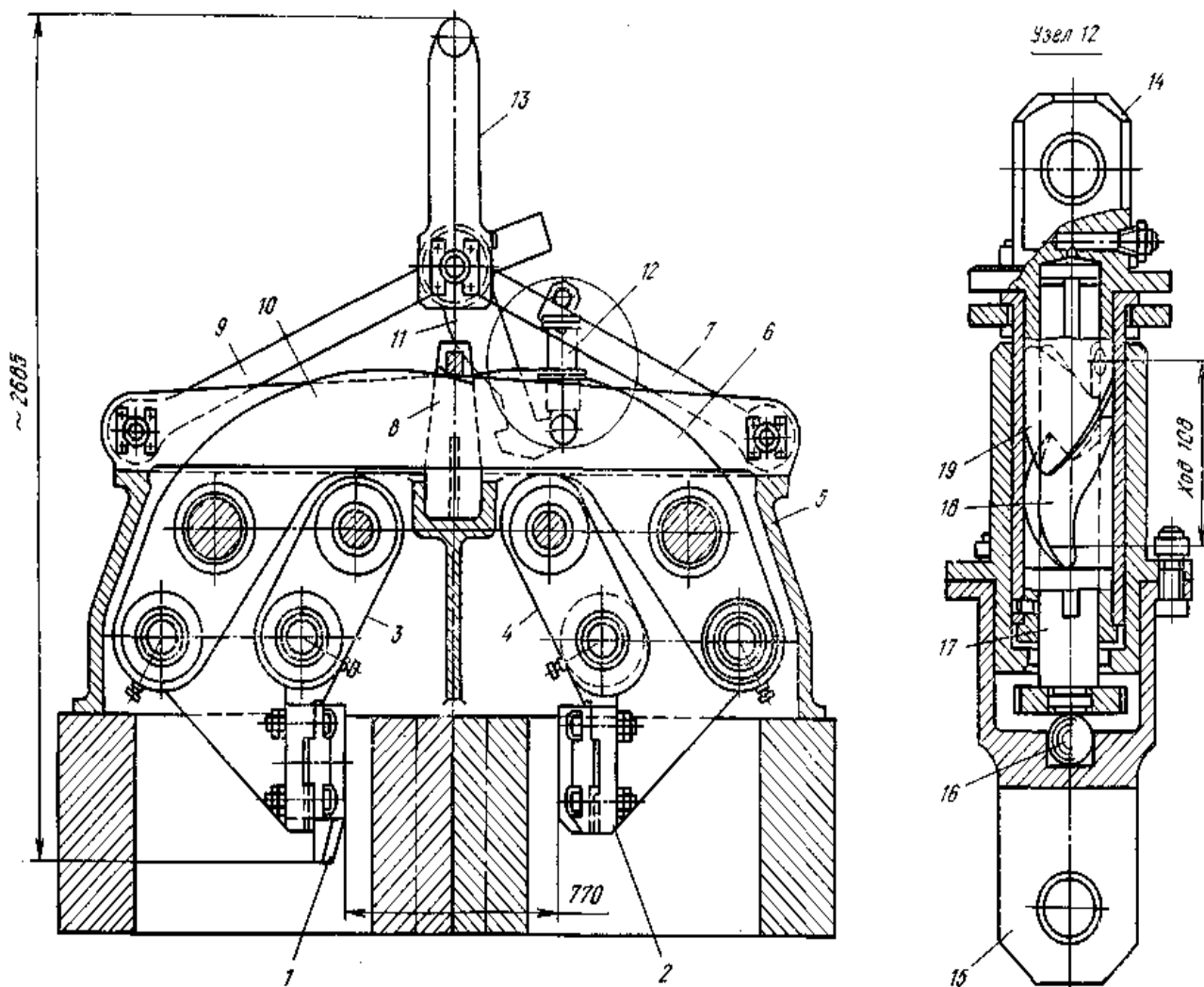


Рис. 2.38. Автоматические клещи для рулонов

Таким образом, в этих клещах также использован автоматический затвор, поочередно соединяющий и разъединяющий корпус с подвижной рычажной системой путем посадки корпуса клещей на упор для захвата рулонов или их освобождения.

2.4.4 Эксцентрикый захват

Для подъема металлических балок и листов в вертикальном положении на металлургических предприятиях часто применяют эксцентрикые захваты (рис. 2.39.), которые состоят из скобы, подвешенной на крюк крана с помощью кольца, и эксцентрика, шарнирно закрепленного на скобе и поджимаемого к скобе слабой пружиной.

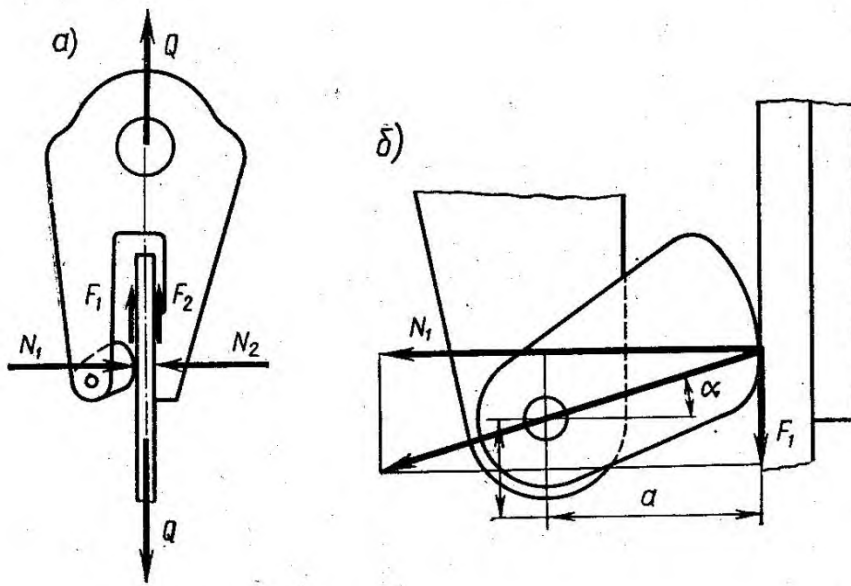


Рис. 2.39. Расчетная схема эксцентрикый захвата

Поднимаемый груз удерживается в захвате силами трения, которые возникают между поверхностями поднимаемого груза и рабочими поверхностями скобы и эксцентрика. Опускание захвата на груз приводит к повороту эксцентрика по часовой стрелке (см. рисунок), в результате чего груз проходит к рабочей поверхности скобы. При подъеме захвата сила трения между поверхностью груза и рабочей поверхностью эксцентрика создает момент, который поворачивает эксцентрик по движению часовой стрелки (см. рисунок), что приводит к прижатию груза к скобе.

Таким образом, на поднимаемый груз действует сила нажатия N_1 и сила трения $F_1 = f \cdot N_1$ со стороны эксцентрика, (f_1 – коэффициент трения между

эксцентриком и грузом), и сила нажатия N_2 и сила трения $F_2 = f \cdot N_2$ (f_2 – коэффициент трения между скобой и грузом, со стороны рабочей поверхности скобы). Очевидно, $N_1 = N_2 = N$.

Из условий равновесия следует:

$$Q = F_1 + F_2 = N \cdot (f_1 + f_2).$$

Работоспособность захвата зависит от соотношения угла давления α и угла трения $\operatorname{tg} \varphi_1 = f_1$. Из условия равновесия эксцентрика (рис. 2.39, б) получаем:

$$F_1 \cdot a - N_1 \cdot b = 0.$$

Отсюда следует

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{b}{a} = \frac{F_1}{N_1} = f_1.$$

Для обеспечения надежности захвата угол давления α следует принимать несколько меньше расчетного, т.е. $\operatorname{tg} \alpha < f_1$. Однако, если фактический угол α будет намного меньше расчетного, то это приведет к значительному увеличению силы нажатия, что может привести к деформации скобы и повышенному износу рабочих поверхностей скобы и эксцентрика. С целью снижения угла давления рабочие поверхности выполняются с насечкой, что существенно повышает коэффициент трения.

2.4.5 Передвижной вакуумный подъемник

Вакуумные захваты являются универсальными средствами для захвата грузов из любого материала. Применительно к магнитным металлам возможен поштучный подъем листов из пакета, что исключено при работе с электромагнитами. Возможен подъем и транспортирование листов из любых немагнитных материалов (нержавеющие стали, алюминиевые сплавы, титановые сплавы, стекло и др.).

По способу создания в камере вакуума различают насосные, эжекторные

и безнасосные вакуумные захваты. Наибольшее распространение получили захваты с вакуумным насосом, расположенным на одной раме или отдельно на раме грузоподъемной машины с гибкой связью между ними. На раме 1 передвижного вакуумного подъемника (рис. 2.40, 2.41) размещены плита 16 с присосами 10, пневматическая система и механизм подъема. Передвижение подъемника осуществляется на колесах 14 стационарной лебедкой 1, канаты от которой присоединены к кронштейнам 13.

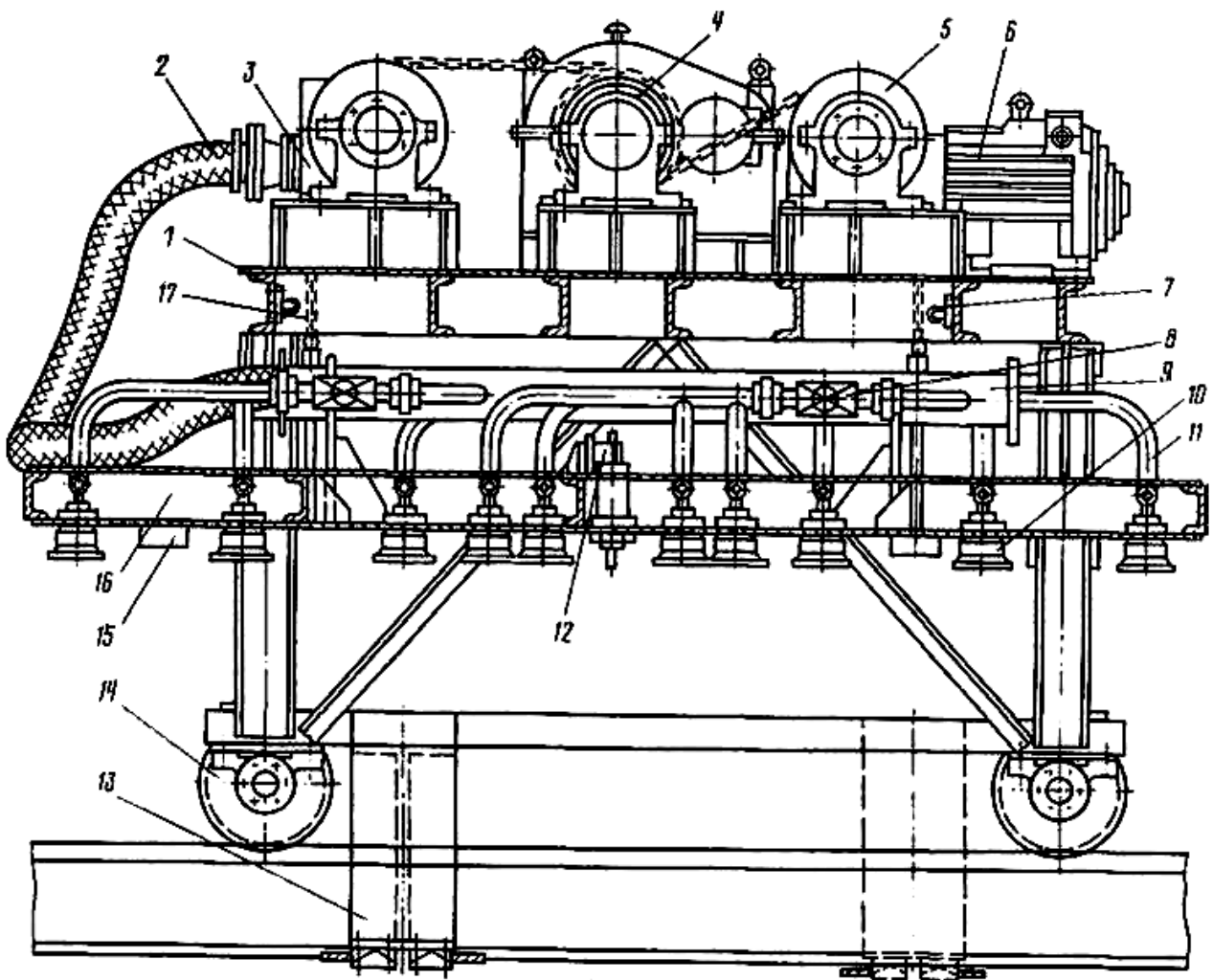


Рис. 2.40. Передвижной вакуумный подъемник

Присос выполнен из маслобензостойкой мягкой эластичной резины в виде раструба. Раструб закреплен на корпусе, внутри которого находится обратный шариковый клапан. Корпус присоса соединен с воздухопроводом 11. Присосы закреплены на сварной раме подъемной плиты и объединены

системой воздухопроводов в несколько секций, каждая из которых присоединена к коллектору 9 через запорный муфтовый вентиль 8.

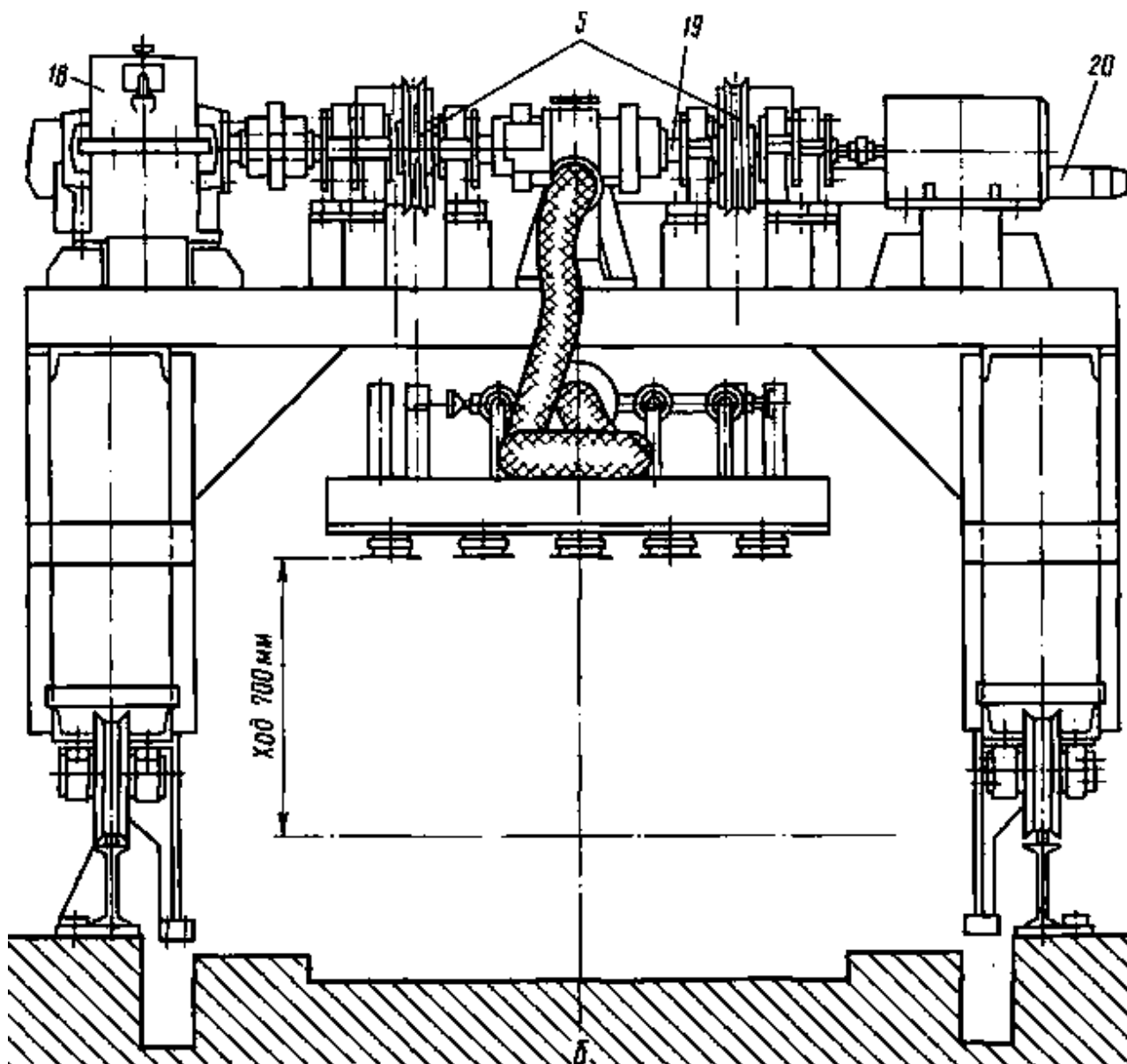


Рис. 2.41. Передвижной вакуумный подъемник

Секции присосов включаются в пневмосистему в зависимости от размеров поднимаемых листов. Прорезиненным рукавом 2 коллектор соединен с электропневматическим распределителем 3, который в свою очередь соединен с баллонами вакуумных насосов трубой 20. Распределитель подключает присосы подъемной плиты к одному из двух баллонов с

разреженным воздухом. Разрежение в баллонах создается с помощью вакуум-насосной станции, состоящей из двух насосов (один насос резервный).

Механизм подъема и опускания плиты с присосами состоит из электродвигателя 6 с тормозом, червячно-цилиндрического редуктора 18, приводного вала 19 и двух барабанов 4. С каждого барабана сбегает по две ветви цепей 17, которые огибают направляющие блоки 5. На четырех ветвях подвешена подъемная плита.

Раскачивание плиты предотвращается роликами 7. Опускание плиты ограничивается конечным выключателем 12 с регулировочным винтом. Присосы предохраняются от раздавливания плитой деревянными брусками 15, которые на 10 мм ниже присосов.

Для захвата листа передвижной вакуумный подъемник устанавливают над пакетом листов. Подъемную плиту опускают и останавливают конечным выключателем над листом на такой высоте, на которой все присосы будут наложены на лист, а края резиновых раструбов разойдутся в стороны.

После этого включают вакуумный насос, и в присосах создается разрежение, которое притягивает лист. Затем лист поднимается, и тележка подъемника передвигается от пакета листов к рольгангу. Над рольгангом лист опускают, полость резиновых присосов через электропневматический распределитель сообщается с атмосферой, и лист освобождается от присосов.

Передвижной вакуумный подъемник может работать как пакетирующая машина: захватывать листы с рольганга, перемещать и складывать на стеллажи в пакеты.

При откачке воздуха из камеры вакуумного захвата, установленного на поверхности поднимаемого груза, в ней создается разрежение (вакуум), которое создает силу прижатия

$$F_{\text{приж}} = K_A \cdot A_{\text{зах}} \cdot (p_{\text{атм}} - p_{\text{взак}}) \approx K_A \cdot A_{\text{зах}} \cdot p_{\text{атм}}$$

где $p_{\text{атм}}$ – нормальное (расчетное атмосферное давление, $p_{\text{атм}} \approx 0,1$ МПа;

$p_{\text{вак}}$ – давление внутри вакуумной камеры; при использовании механических вакуумных насосов $p_{\text{вак}} = 0,01 \dots 0,02$ МПа;

$A_{\text{зах}}$ – площадь вакуумного захвата камеры, м^2 ;

K_A - коэффициент, учитывающий отклонение фактического атмосферного давления от расчетного значения, уменьшение площади вакуумного захвата из-за деформации уплотнений и других факторов; $K_A = 0,8 \dots 0,9$.

Для нормальной работы вакуумного захвата необходимо, чтобы разность между силой $F_{\text{приж}}$ прижатия груза к захвату и весом $G_{\text{гр}}$ поднимаемого груза обеспечивала в месте контакта уплотнения вакуумной камеры с поверхностью груза получение удельного давления $p_{\text{конт}}$, достаточного для герметизации, т.е.

$$p_{\text{конт}} = \frac{F_{\text{приж}} - G_{\text{гр}}}{A_{\text{упл}}} \geq p_{\text{min}},$$

где $A_{\text{упл}}$ – площадь герметизирующей кромки уплотнения, м^2 ;

p_{min} – минимальное герметизирующее удельное давление, для резинового уплотнения и стального проката $p_{\text{min}} = 0,06 \dots 0,10$ МПа.

2.4.6 Подъемные электромагниты

Подъемные электромагниты широко применяют для подъема и перемещения изделий из черных металлов, обладающих магнитопроводностью. В металлургических цехах при помощи электромагнитов транспортируют стальные болванки, чугунные чушки, стальные листы и плиты, трубы, сортопрокат, стальной и чугунный лом, стружку и другие грузы.

При использовании электромагнитов исключается операция по зачаливанию грузов канатными или цепными стропами. Захват и освобождение грузов происходит автоматически путем подачи или отключения электрического тока на обмотки электромагнита.

По форме корпуса различают круглые и прямоугольные электромагниты. Короткие грузы в виде болванок, стальных и чугунных отливок, крупного металлолома транспортируются круглыми электромагнитами (рис. 2.42, а).

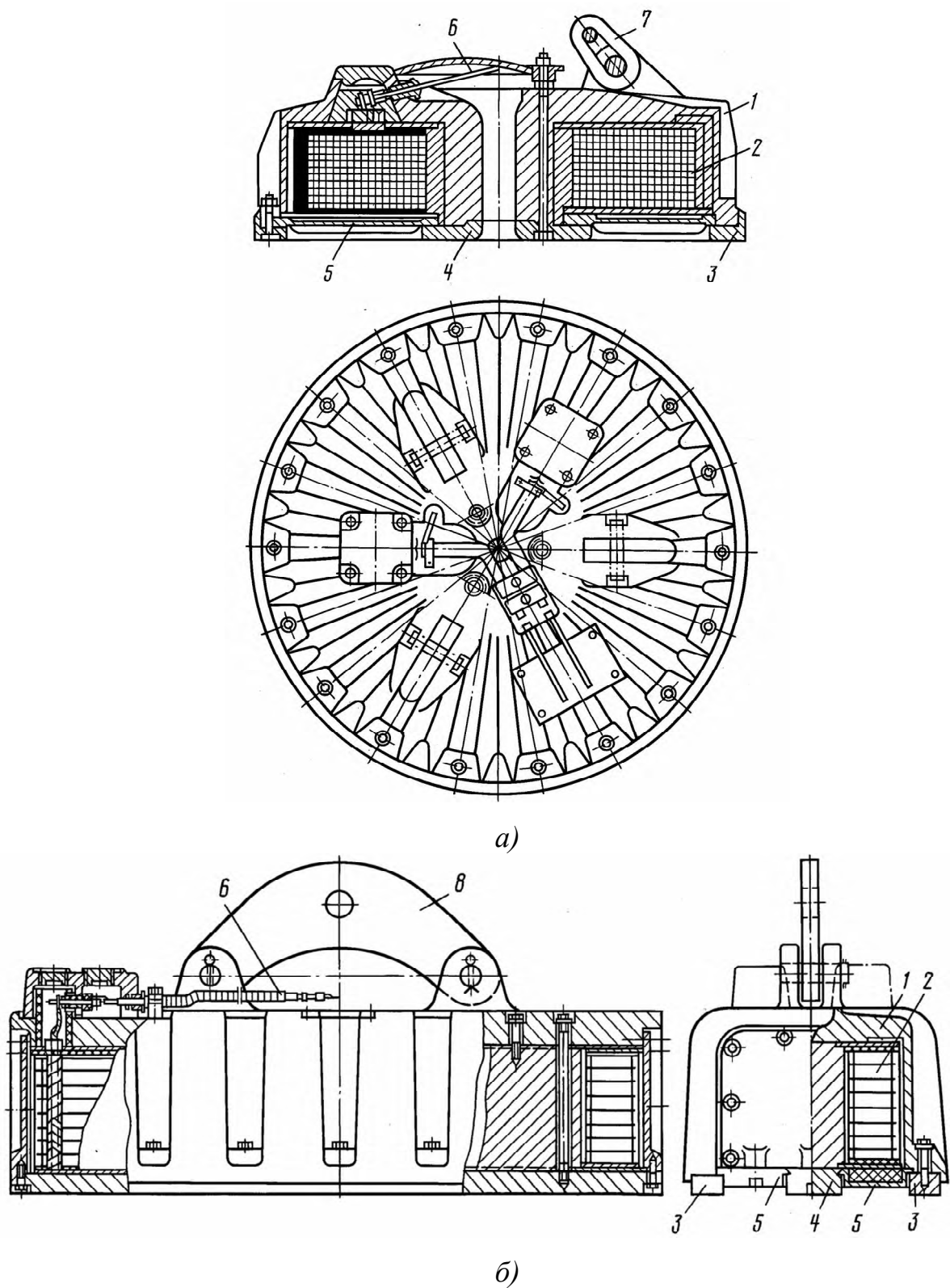


Рис. 2.42. Круглый (а) и прямоугольный (б) грузовой электромагнит:
 1 – корпус, 2 – катушка, 3 и 4 – полюса, 5 – шайба, 6 – кабель,
 7 – цепной строп, 8 – коромысло.

Прямоугольными электромагнитами (рис. 2.42, б) перемещают длинномерные грузы, такие как листовая сталь, трубы, балки различных профилей.

Круглый электромагнит состоит из массивного стального корпуса 1, в котором размещена катушка 2 в теплостойкой изоляции, рассчитанной на длительный перегрев при работе. Подвод электропитания к катушке обеспечивается через верх корпуса гибким кабелем 6 в прочной резиновой изоляции.

Снизу катушка защищена от механических повреждений и влаги немагнитной шайбой или плитой 5, которые плотно прижаты к корпусу внутренним 4 и внешним 3 полюсами на болтах.

Круглый электромагнит подвешивают на крюк крана за кольцо с тремя цепными стропами 7, присоединенными к проушинам корпуса, прямоугольный – за коромысло 8. Для захвата электромагнит опускается на груз и включается ток, который образует вокруг катушки магнитный силовой поток. Этот поток проходит через полюса магнита и замыкается через груз, который намагничивается и притягивается к корпусу электромагнита. Груз удерживается до тех пор, пока катушка не будет отключена от сети. Подъемные электромагниты работают на постоянном токе. Поэтому их питание может происходить непосредственно от сети постоянного тока, на котором работают все механизмы подъемного крана, или от специального преобразователя, если кран работает на переменном токе.

Грузоподъемность электромагнитов зависит от формы и размеров поднимаемых грузов, от химического состава материала грузов и температуры. Грузоподъемность электромагнитов не постоянна и изменяется при работе с чугунным литьем, листовым прокатом, мелкими стальными изделиями, скрапом и стружкой, у которых неровная поверхность и относительно малые размеры частиц. Так, круглый электромагнит типа М43 поднимает груз в виде болванок или плит массой до 16 т, а стружку – массой только 0,2 т. Поэтому для повышения производительности при работе со стружкой и скрапом на крюк

навешивают траверсу с двумя магнитами и соответственно увеличивают подводимую мощность. Аналогичное приспособление применяют при подъеме длинномерных грузов.

Магнитные свойства сталей различного химического состава различны, что оказывает влияние грузоподъемность электромагнитов. При повышенном содержании марганца и никеля в стали грузоподъемность электромагнитов уменьшается. То же самое происходит с повышением температуры поднимаемых грузов. При температуре до 200 °С эффективность использования электромагнитов не снижается, а в интервале от 200 до 700 °С их грузоподъемность постепенно падает до нуля. В этом интервале температур для захвата и транспортирования горячего металла применяют специальные электромагниты.

2.4.7 Грузозахватные приспособления для сыпучих грузов

Для порционного транспортирования сыпучих грузов применяют бадьи, ковши и грейферы.

Для загрузки электрических печей большого объема применяют бадьи с раскрывающимся цепным или грейферным днищем. На рис. 2.43 показана бадня (загрузочная корзина) с цилиндрическим корпусом 2 и днищем из цепных секторов 3. Бадья подвешивается на крюк крана (или на траверсу) при помощи цепных стропов за крюки 1. Цепные сектора заканчиваются в центре бадьи кольцами 4, через которые пропущен стальной трос. Концы троса закреплены на секторе замком 5 со стопором 6, который удерживается в замке пружиной. Сборка и соединение цепных секторов днища производится на специальном стенде, при этом днище бадьи закрывается.

Загрузка сыпучих материалов (шихта, скрап) в бадьи осуществляется на специальном поддоне. После того, как бадня с материалом опускается на ванну печи, стопор вытаскивается из замка цепью 7 с крюком 8, который поднимется с помощью вспомогательного механизма подъема крана. Концы троса

разъединяются и при подъеме бадьи секторы расходятся, в результате чего днище бадьи раскрывается. По мере подъема бадьи из печи материалы постепенно выгружаются на подину, благодаря чему на огнеупорную кладку не действуют ударные нагрузки.

В отличие от цепного днища, бадьи с раскрывающимся грейферным днищем приходится раскрывать высоко над ванной печи из-за значительных размеров челюстей грейфера, что приводит к динамическому воздействию высыпаемого материала на огнеупорную кладку.

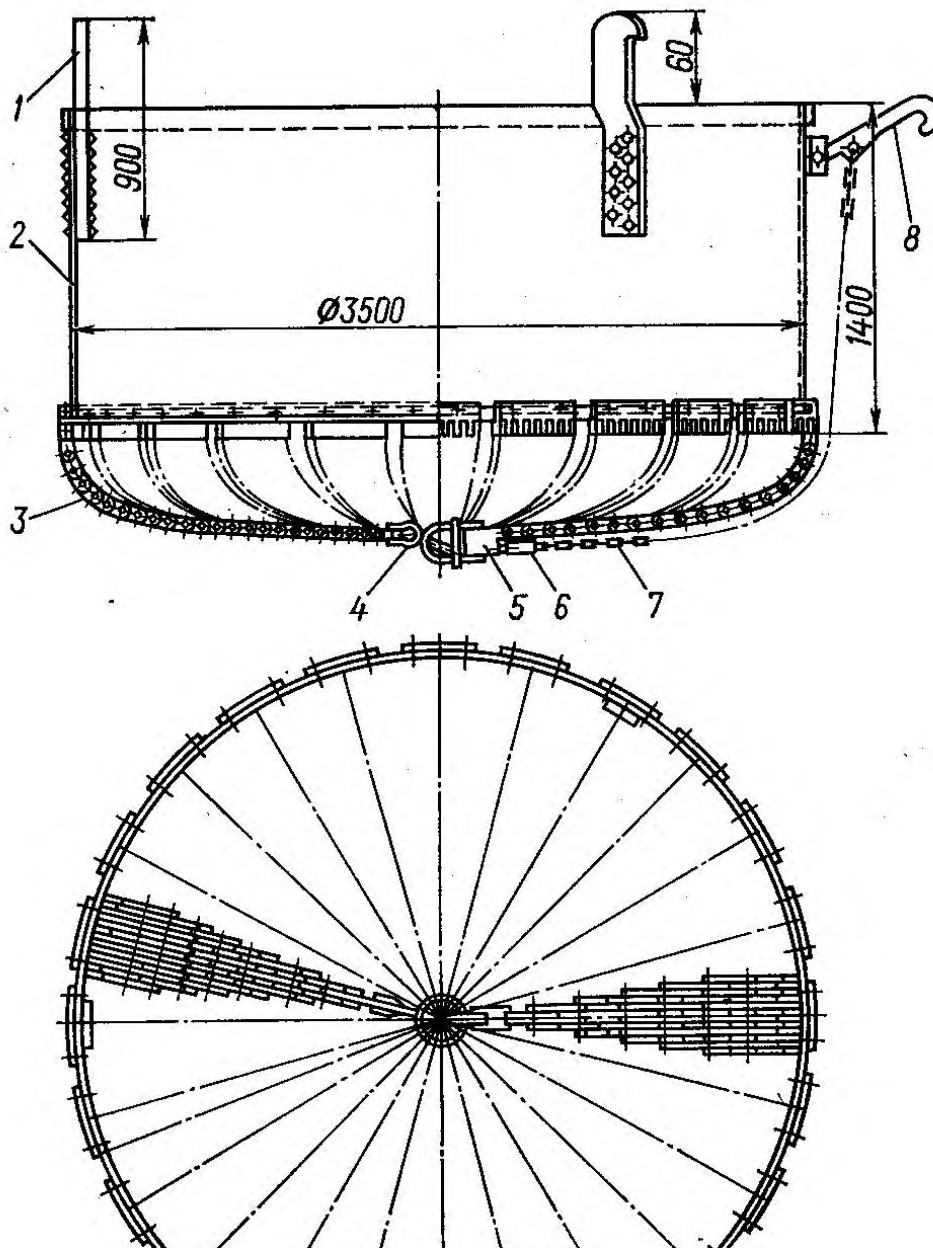


Рис. 2.43. Бадья для загрузки сыпучего груза

Для перевозки рудных концентратов цветных металлов используют контейнеры вместимостью 1-2 м³, которые рассчитаны на загрузку материалов с насыпной массой 2,2 т/м³ и выше. Типовой 5-тонный контейнер представляет собой металлический сосуд в виде усеченного конуса (рис. 2.44).

Верхняя часть контейнера содержит жесткое кольцо 1 с двумя цапфами 2, за которые контейнер подвешивают на крюк крана при помощи траверсы с двумя серьгами 10.

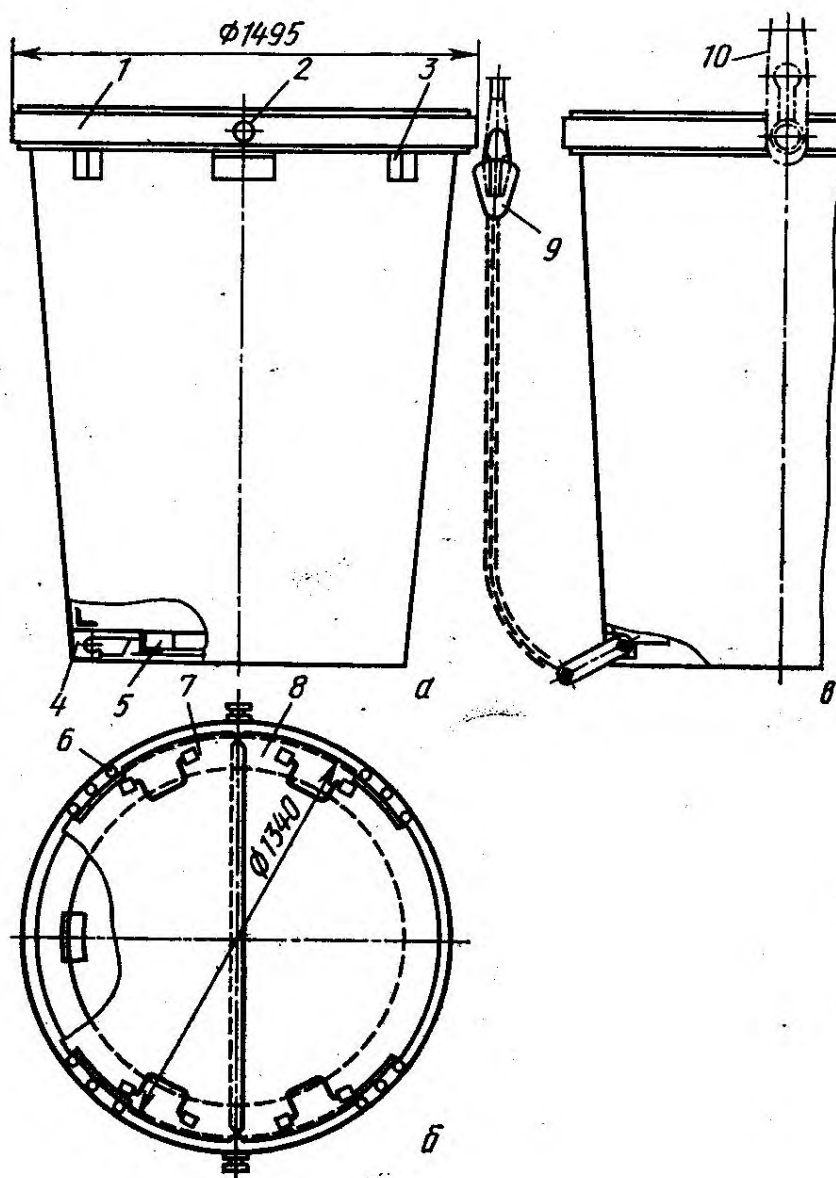


Рис. 2.44. Контейнер для перевозки рудных концентратов массой до 5 т.

На кольце имеются отверстия 6, предназначенные для крепления контейнеров при перевозке на железнодорожных платформах. Упоры 3

предназначены для предотвращения заклинивания контейнеров при вкладывании их друг в друга. На дне контейнера установлены ребра жесткости 5, а для поворота контейнера предусмотрены два крюка 4, которые соединяются с подвеской 9. Подвеску закрепляют на крюк механизма подъема крана, при подъеме которого контейнер поворачивается на угол до 180° для разгрузки концентрата. При перевозках концентратов контейнер может закрываться металлической крышкой, состоящей из двух половин 7 и 8.

На рис. 2.45 показаны конструкции бадей для сыпучего груза с опускающимся и раскрывающимся дном.

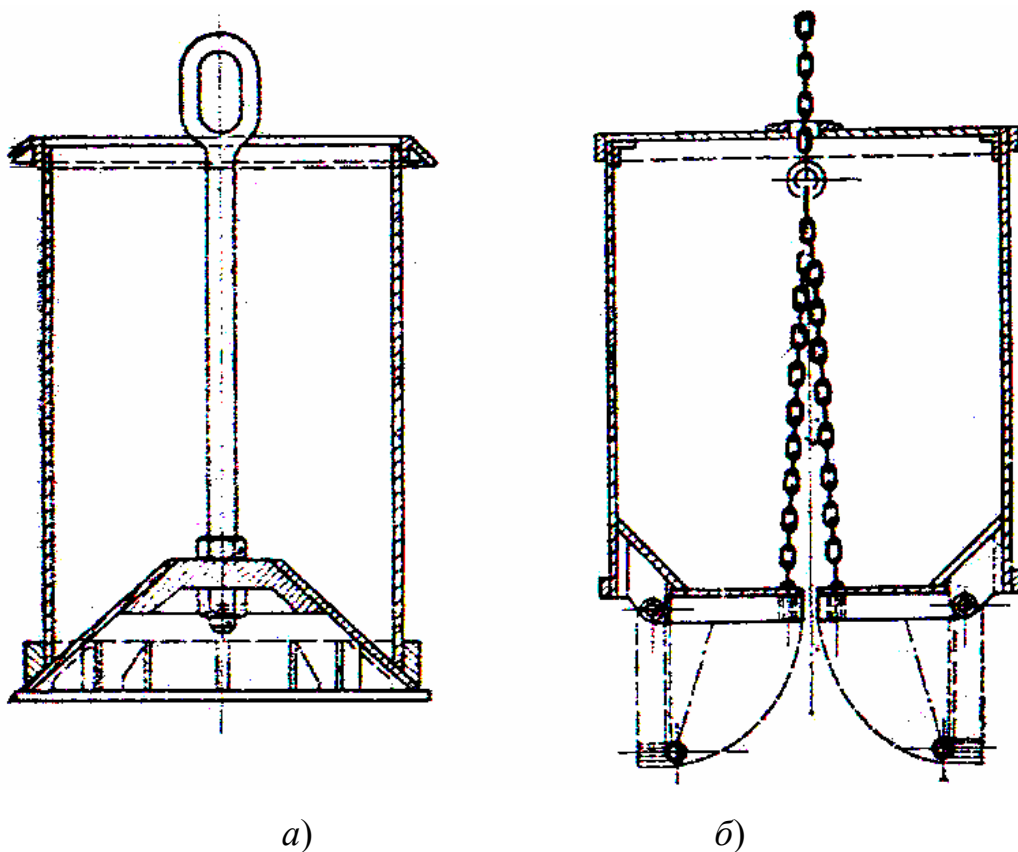


Рис. 2.45. Бадьи для сыпучего груза

Схема саморазгружающегося ковша показана на (рис. 2.46). Его особенность состоит в том, что центр тяжести расположен выше оси 2 подвеса. При загрузке и перевозке ковша его поворот относительно оси подвеса предотвращается стопорным устройством 1. В месте выгрузки стопор 1

вручную поворачивается с помощью цепи, в результате чего происходит опрокидывание ковша и выгрузка находящегося в нем материала.

Работа с бадьей или ковшом требует применения ручного труда. С помощью автоматических грузозахватных устройств – грейферов обеспечивается устранение ручного труда и повышение производительности.

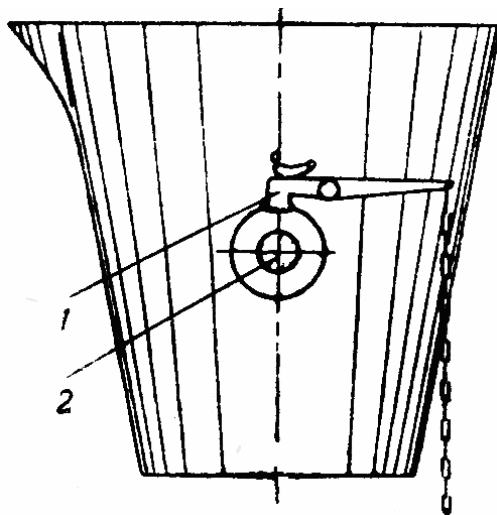


Рис. 2.46. Саморазгружающийся ковш:

1 – стопор; 2 – ось подвеса ковша.

На рис. 2.47 показана схема грейфера, управляемого двумя канатами: подъемным 1 и замыкающим 2. Работа двухканатного грейфера происходит в следующей последовательности.

Положение I. Замыкающий канат 2 опускается (ослабляется), при этом вес грейфера полностью передается на подъемный канат 1, который закреплен на верхней траверсе *Б* и удерживает грейфер на определенной высоте. Под действием веса нижней траверсы *А* и челюстей *В*, нижняя траверса *А* опускается, раскрывая челюсти *В*.

Положение II. Натянутый подъемный канат 1 и ослабленный (ненатянутый) замыкающий канат 2 опускаются с одинаковой скоростью, что приводит к падению грейфера на материал с раскрытыми челюстями, которые внедряются в материал.

Положение III. Производится натяжение замыкающего каната 2 при ослабленном (ненатянтом) подъемном канате 1, в результате чего челюсти

закрываются и одновременно зачерпывают материал. Режущие кромки челюстей врезаются в материал под действием веса элементов грейфера. В последний момент зачерпывания материала кромки челюстей сходятся, т.е. грейфер закрывается, при этом вес грейфера с материалом воспринимается замыкающим канатом 2.

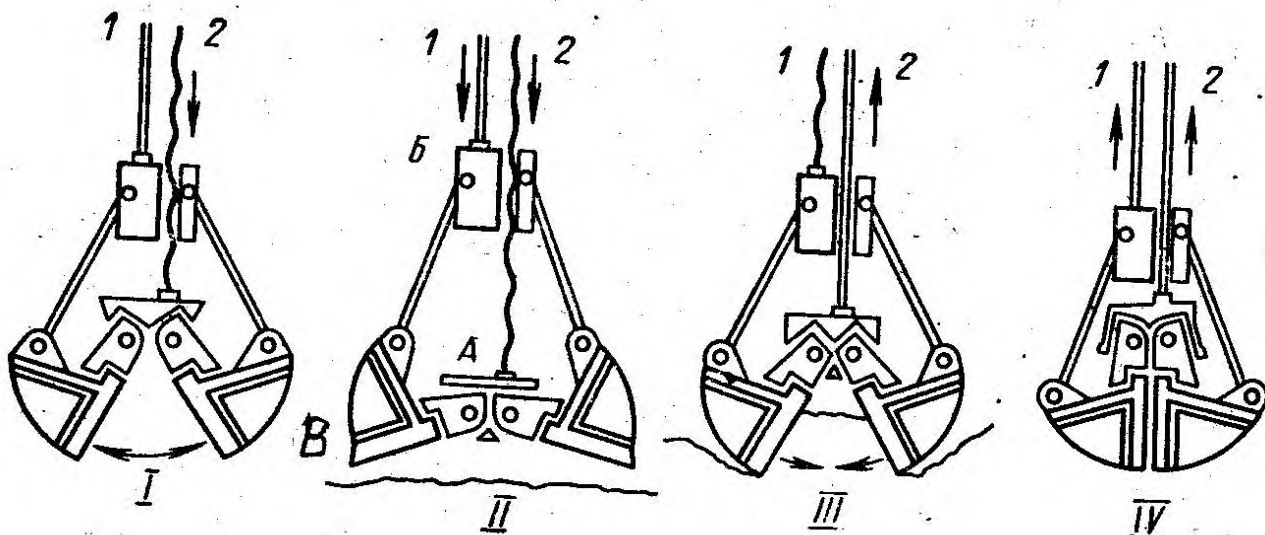


Рис. 2.47. Схема двухканатного грейфера:

1 – подъемный канат, 2 – замыкающий канат;

А – нижняя траверса, Б – верхняя траверса, В – челюсти.

Положение IV. Закрытый грейфер с материалом поднимается при движении обоих канатов вверх. В зависимости от конструкции грейферной тележки вес грейфера с материалом может передаваться только на замыкающий канат или распределяться поровну на оба каната.

К месту разгрузки грейфер с материалом доставляется в закрытом виде, где замыкающий канат 2 ослабляется и грейфер раскрывается, что приводит к высыпанию материала (*положение I*). После чего цикл повторяется.

Грейферы предназначены не только для перегрузки сыпучих грузов, но также для транспортировки длинномерных изделий. На рис. 2.48 показаны грейферы для мелкозернистых грузов, для захвата крупнокусковых грузов и для транспортировки сортового проката, рельсов и труб. Иногда грейферы снабжаются электроприводом, который непосредственно открывает и

закрывает челюсти. Такие одноканатные грейферы можно устанавливать на любых кранах с одной лебедкой подъема груза.

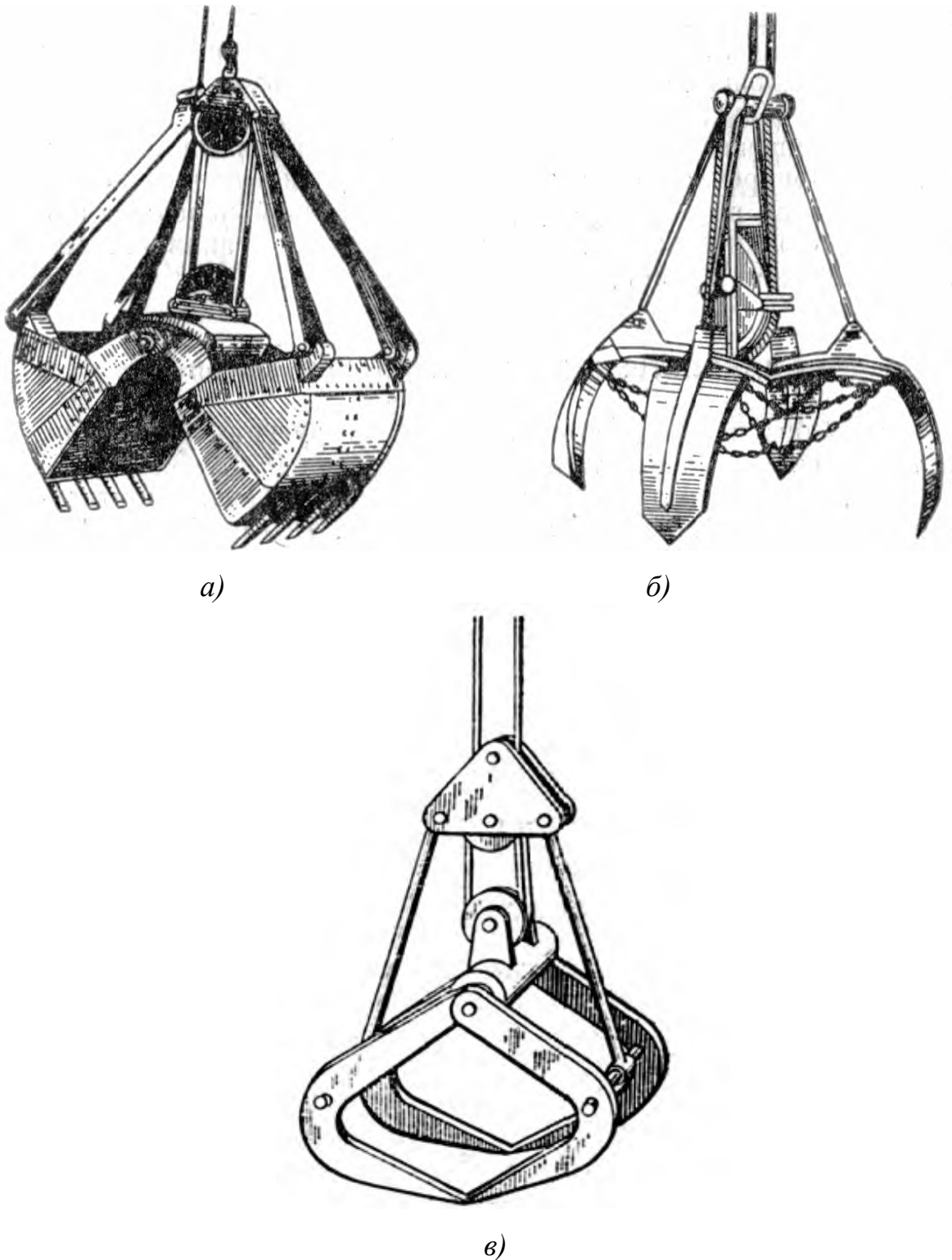


Рис. 2.48. Двухчелюстной грейфер для мелкозернистых грузов (а); многочелюстной грейфер для крупнокусковых грузов (б) и двух челюстной грейфер для транспортировки сортового проката, рельсов и труб (в).

3 Metallургические транспортирующие машины

3.1 Ленточные конвейеры

3.1.1 Ленточный конвейерный подъемник доменной печи

Наклонный ленточный конвейерный подъемник материалов на колошник доменной печи, например, объемом 5000 м^3 , имеет длину примерно 500 м и угол подъема $10,5^\circ$ и рассчитан на подачу агломерата, окатышей, кокса и добавок, нагретых до температуры не более 200° при условной производительности $2000 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Схема конвейерного подъемника для доменной печи представлена на рис. 3.1. Лента подъемника – резинокросовая, теплостойкая, шириной 2000 мм с пределом прочности при растяжении 40 кН/см.

Роликовые опоры – желобчатые трехроликовые на рабочей ветви, где дополнительно установлены центрирующие роликоопоры. Роликоопоры холостой ветви также выполнены желобчатыми, что обеспечивает центрирование ленты без применения специальных роликоопор.

Двухбарабанный привод конвейера - рабочий и резервный - расположены в средней части конвейера по обе стороны ленты и каждый состоит из электродвигателя, редуктора и тормоза. Переключают тот или иной привод сцепными зубчатыми муфтами.

Натяжное устройство ленты выполнено в виде концевого барабана на тележке, которая перемещается по рельсам и оттягивается лебедкой с полиспастом.

Наклонный конвейер снабжен ловителями, затормаживающие рабочую ветвь ленты в случае ее обрыва или движения вниз при несрабатывании тормозов и храпового останова.

Натяжение ленты определяют при тяговом расчете методом обхода контура трассы конвейера (см. п. 3.1.3).

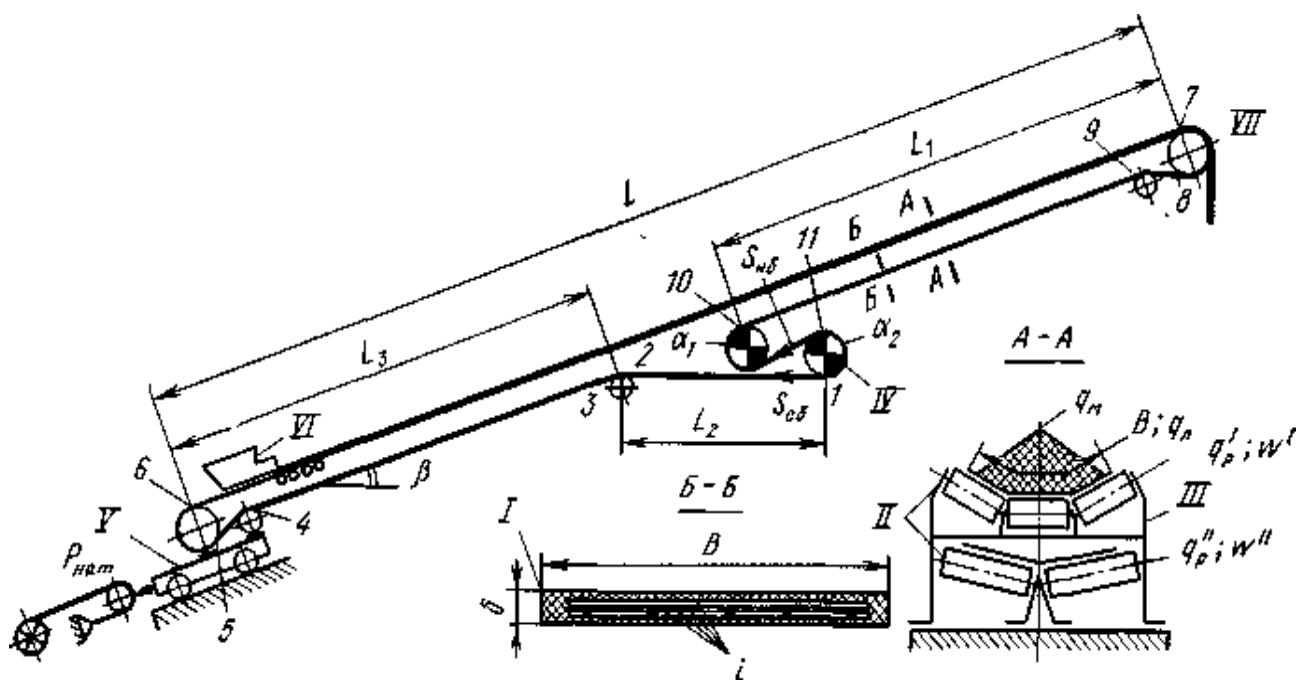


Рис. 3.1. Схема ленточного конвейера доменной печи:

I – лента; II – роликовые опоры; III – рама; IV – привод; V – натяжное устройство; VI – загрузочное устройство; VII – разгрузочное устройство; арабскими цифрами обозначены характерные точки при тяговом расчете по методу обхода контура.

3.1.2 Ленточный конвейерный тракт доставки сыпучих материалов

Доставка сыпучих материалов и ферросплавов из шихтовых отделений в главный корпус конвертерного цеха осуществляется двухлинейным наклонным конвейерным трактом (рис. 3.2). По устройству конвейерные тракты большинства современных кислородно-конвертерных цехов подобны. Различие между ними заключается в общей длине и числе наклонных конвейеров линий, в устройстве загрузочной части, в числе и месте расположения перегрузочных узлов, в типе разгрузочных машин, осуществляющих сбрасывание материалов с главных ленточных конвейеров в расходные бункера системы дозирования и загрузки сыпучих материалов.

В каждой линии тракта установлено по три наклонных конвейера с углом наклона 8-10 °, которые обеспечивают подъем материалов на высоту 46 м.

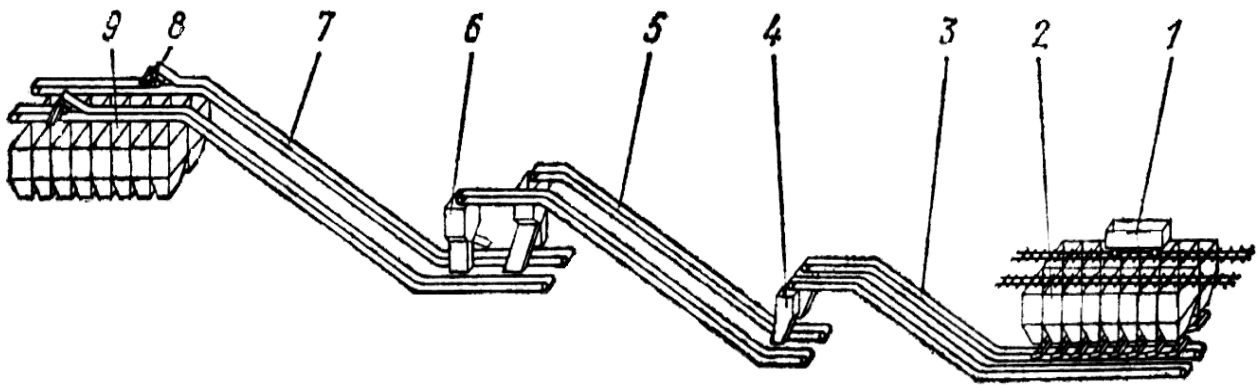


Рис. 3.2. Конвейерный тракт для доставки сыпучих материалов из шихтовых отделений в главный корпус конвертерного цеха

В состав тракта входят приемные конвейеры 3, расположенные в отделении сыпучих материалов, перегрузочный узел 4 с однорукавными течками, промежуточные конвейеры 5, перегрузочный узел 6 с двухрукавными течками, главные конвейеры 7 и сбрасывающие тележки 8. Сыпучие материалы из железнодорожных полувагонов 1 разгружаются в приемные бункера 2, а затем направляются на ленты приемных конвейеров. Ферросплавы, прошедшие подготовку, внутренней конвейерной системой отделения ферросплавов подаются на эти же приемные конвейеры. Разгрузка главных конвейеров и избирательная подача различных видов сыпучих материалов в расходные бункера 9 главного корпуса цеха осуществляется сбрасывающими тележками или, как это принято в ряде других цехов, посредством передвижных реверсивных конвейеров. Применение в тракте перегрузочных узлов позволяет использовать укороченные ленточные конвейеры, обладающие повышенными эксплуатационными качествами. Перегрузочный узел с двумя течками обеспечивает переброску потока материалов с одной линии конвейеров на другую и значительно повышает надежность работы и пропускную способность конвейерного тракта при выходе из строя оборудования одной из линий. Конвейеры линий попарно помещены в закрытых галереях, исключая воздействие атмосферных осадков.

3.1.3 Определение основных параметров ленточного конвейера

Рассмотрим наиболее распространенные на металлургических заводах конвейеры с резиноканевой лентой для перемещения различных грузов.

Исходными данными для определения основных параметров конвейера являются: характеристики транспортируемого груза, производительность и условия эксплуатации, особенности загрузки и разгрузки конвейера, а также длина и высота трассы конвейера.

Расчет ширины ленты

Для обеспечения заданной массовой производительности Π_M , т/ч, площадь поперечного сечения насыпного груза A , м², должна быть равна:

$$A = \Pi_M / (3600 \cdot \rho \cdot v), \quad (3.1)$$

где ρ – плотность груза, т/м³;

v – скорость движения ленты, м/с.

Для предотвращения просыпания груза он размещается не по всей ширине ленты, а по грузонесущей ширине b , м, которую принимают равной:

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05, \quad (3.2)$$

где B – ширина ленты, м.

Поперечное сечение материала, транспортируемого на плоской ленте (рис. 3.3, а), можно представить в виде треугольника с основанием b и высотой $h = (b/2) \cdot \operatorname{tg} \varphi_d$, где φ_d – угол естественного откоса груза при движении, а для ленты желобчатой формы – в виде суммы треугольника и трапеции (рис. 3.3, б).

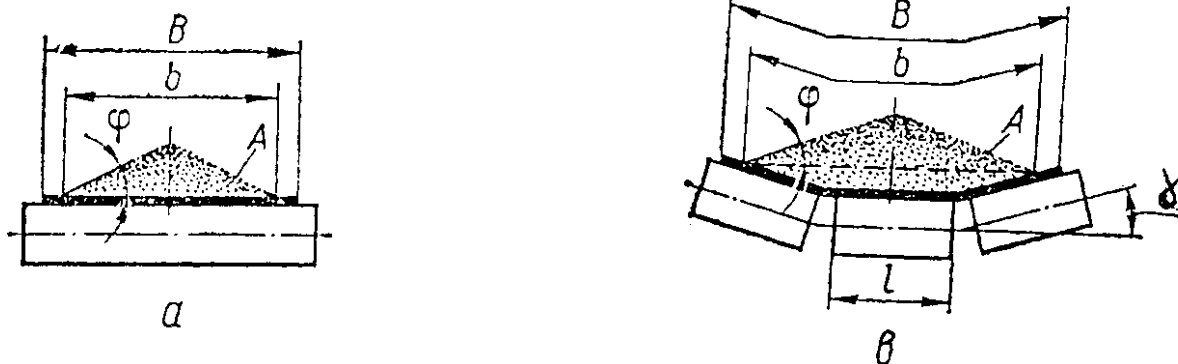


Рисунок 3.3. Однороликовая (а) и трехроликовая (б) опоры конвейера

Так как площадь поперечного сечения груза A пропорциональна b^2 , то выражение для определения A можно записать в таком виде:

$$A = K_{пл} \cdot (0,9 \cdot B - 0,05)^2, \quad (3.3)$$

где $K_{пл}$ – коэффициент площади поперечного сечения груза на ленте, зависящий от формы ленты и подвижности груза (табл. 3.1).

Приравнивая правые части формул (3.1) и (3.3), получим выражение для определения искомой ширины ленты:

$$B = 1,1 \cdot \left(0,05 + \sqrt{\frac{\Pi_M}{3600 \cdot K_{пл} \cdot K_{\beta} \cdot \rho_V \cdot v}} \right), \quad (3.4)$$

где K_{β} – коэффициент уменьшения площади поперечного сечения груза на наклонном конвейере вследствие его частичного осыпания (табл. 3.2), для большинства инженерных расчетов можно принять $K_{\beta} = 1$ при угле наклона конвейера $\beta < 16^\circ$ и $K_{\beta} = 0,85$ при угле $\beta \geq 16^\circ$.

Таблица 3.1

Значения коэффициента площади поперечного сечения груза $K_{пл}$

Угол естественного откоса груза φ , град	Значение $K_{пл}$ в зависимости от типа опоры				
	Однороликовая	Трехроликовая при угле наклона боковых роликов γ			
		20°	30°	45°	60°
<35	0,045	0,108	0,133	0,153	0,161
35...50	0,067	0,131	0,153	0,163	0,176
>50	0,092	0,153	0,174	0,182	0,192

При транспортировании средне- и крупнокусковых грузов ширину ленты, полученную по формуле (3.4), проверяют на возможность размещения крупных кусков груза, т. е. по условию кусковатости:

$$B_{кус} \geq (2,5 \dots 3,5) \cdot a_{тип} + 200, \quad (3.5)$$

где $a_{тип}$ – типичный размер кусков груза, под которым понимают размер

самых больших кусков груза, количество которых по массе превышает 10 % общего количества груза, мм.

Таблица 3.2

Значение коэффициента K_{β} уменьшения площади поперечного сечения груза на наклонном конвейере с гладкой рабочей поверхностью ленты

Угол естественного откоса груза φ , град	Значение K_{β} при угле наклона конвейера β , град				
	1...5	6...10	11...15	16...20	21...24
<35	0,95	0,90	0,85	0,80	0,8
35...50	1	0,97	0,95	0,90	0,85
>50	1	0,98	0,97	0,95	0,90

Из полученных значений B и $B_{\text{кус}}$ принимают большее и округляют его до ближайшего большего стандартного значения ширины ленты по ГОСТ 22644-77: 300, 400, 500, 650, 800, 1000, 1200, 1400, 1600, 2000, 2500 и 3000 мм.

Для расчета также необходимо предварительно выбрать марку ленты по ГОСТ 20-85 и ее характеристики: количество прокладок z , толщина рабочих прокладок, толщина верхней и нижней обкладок с учетом абразивности груза. В дальнейшем необходимая марка ленты и число прокладок уточняется при расчете ленты на прочность.

Выбор скорости движения ленты

Скорость движения ленты v является одним из основных параметров конвейера, существенно влияющим на его технико-экономические показатели. При заданной производительности конвейера с увеличением v уменьшаются ширина ленты и, следовательно, поперечные размеры и металлоемкость конвейера. Однако увеличение скорости ленты приводит к повышению потерь при транспортировке пылевидных грузов, росту динамических нагрузок при перемещении крупнокусовых грузов и, кроме того, требует более качественного изготовления и монтажа оборудования (роlikоопор, барабанов, центрирующих устройств и др.).

Скорость ленты зависит от ее ширины, транспортируемого груза и способа его разгрузки. Нормальный ряд значений скорости в соответствии с ГОСТ 22644-77 следующий: 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0 м/с.

При разгрузке ленты через концевой барабан значения v можно выбирать по табл. 3.3; при разгрузке с помощью барабанного разгрузателя значения v , указанные в табл. 3.3, уменьшается на 25 %; при использовании плужкового сбрасывателя принимают $v = 1...2$ м/с.

Мощность, необходимая для перемещения груза

В общем случае мощность привода $P_{пр}$ ленточного конвейера расходуется на перемещение груза по горизонтали и вертикали. Предварительно её можно оценить так: $P_{пр} = P_{вер} + P_{гор}$.

Мощность $P_{вер}$ (кВт), необходимая для подъема груза на высоту H , м, при массовой производительности наклонного конвейера $П_M$, т/ч. равна:

$$P_{вер} = 1000 \cdot П_M \cdot g \cdot H / (3600 \cdot 1000) \approx 0,0027 \cdot П_M \cdot H, \quad (3.6)$$

где $g \approx 10$ м/с² – ускорение свободного падения.

Таблица 3.3

Рекомендуемые скорости ленты при разгрузке через концевой барабан

Транспортируемые грузы	Скорость v , м/с при ширине ленты B , мм			
	400...500	650...800	1000...1200	≥ 1400
Пылевидные и порошкообразные сухие	0,8	0,8	1,0	1,0
Порошкообразные влажные, зернистые	1,25...1,6	2,0...2,5	2,5...4,0	3,15...5
Мелкокусковые, среднекусковые	1,25...1,6	1,6...2,0	2,0...2,5	3,15
Крупнокусковые	–	1,6...2,0	1,6...2,0	3,15

Мощность $P_{гор}$, требуемая для перемещения груза по горизонтали, расходуется на преодоление различных сил сопротивления движению, и для ее

оценки вводится понятие *коэффициента сопротивления движению* w , под которым понимается отношение сил сопротивления W , возникающих при перемещении груза, к его весу G , т. е. $w = W/G$.

Тогда сила W , H , сопротивления движению груза с погонной массой ρ_L , кг/м, на горизонтальном участке длиной l , м, будет равна:

$$W = G \cdot w = g \cdot \rho_L \cdot l \cdot w \cong 10 \cdot \rho_L \cdot l \cdot w. \quad (3.7)$$

Исходя из этого, мощность $P_{гор}$, кВт, при скорости ленты v , м/с, можно определить по выражению:

$$P_{гор} = W \cdot v / 1000 \approx \rho_L \cdot l \cdot w \cdot v / 100 \approx 0,0027 \cdot \Pi_M \cdot l \cdot w. \quad (3.8)$$

Потребную мощность привода ленточного конвейера $P_{пр}$ можно определить следующим образом:

$$P_{пр} = P_{вер} + P_{гор} = 0,0027 \cdot \Pi_M \cdot (H + l \cdot w). \quad (3.9)$$

Величина H может быть положительной (при подъеме груза), отрицательной (при опускании груза) и равной нулю (при перемещении груза по горизонтали). В частности, если при транспортировании груза вниз $|H| > l \cdot w$, то конвейер является самодействующим.

На предварительном этапе проектирования ленточного конвейера значение суммарного коэффициента сопротивления движению в формуле (3.9) можно принимать равным $w \cong 0,053$.

Общую силу W сопротивления движению при установившемся движении ленты можно определить по формуле:

$$W = K_L \cdot L_{гор} \cdot [(q_{г} + q_{л} + q_{рр}) \cdot w_p + (q_{л} + q_{рх}) \cdot w_x], \quad (3.10)$$

где $L_{гор}$ – длина горизонтальной проекции расстояния между осями концевых барабанов, м;

$q_{г}$, $q_{л}$, $q_{рр}$, $q_{рх}$ – линейные силы тяжести груза, ленты и роlikоопор рабочей и холостой ветвей ленты, соответственно, Н/м;

w_p и w_x – коэффициенты сопротивления движению рабочей и холостой ветвей ленты, соответственно, величина которых зависит от условий работы

конвейера;

K_L – обобщенный коэффициент местных сопротивлений, величина которого зависит от длины конвейера L (табл. 3.4).

Таблица 3.4

Зависимость коэффициента K_L от длины конвейера L

$L, \text{ м}$	10	20	30	50	100	200	500	>1000
K_L	4,5	3,2	2,8	2,4	1,7	1,5	1,3	1

Погонные силы тяжести груза q_{Γ} и ленты $q_{\text{л}}$ определяют по формулам:

$$\begin{aligned} q_{\Gamma} &= g\Pi_{\text{М}}/(3,6 \nu), \\ q_{\text{л}} &= 0,011 (z \cdot h_0 + h_1 + h_2) B, \end{aligned} \quad (3.11)$$

где z – число тканевых прокладок в ленте;

h_0, h_1, h_2 – толщина прокладки, рабочей и нерабочей обкладок ленты, соответственно, мм.

B – ширина ленты, м

Погонные силы тяжести рабочих $q_{\text{рр}}$ и холостых $q_{\text{рх}}$ роликов определяют по таблице 3.5.

Обычно коэффициенты сопротивления движению рабочей и холостой ветвей ленты принимаются одинаковыми и равными:

для хороших условий работы $w_{\text{р}} = w_{\text{х}} = 0,018 \dots 0,020$;

для средних условий работы $w_{\text{р}} = w_{\text{х}} = 0,022 \dots 0,025$;

для тяжелых условий работы $w_{\text{р}} = w_{\text{х}} = 0,035 \dots 0,045$.

Расчет тяговой силы на барабане

При отсутствии скольжения между лентой и поверхностью приводного барабана связь между натяжением набегающей $F_{\text{нб}}$ и сбегающей $F_{\text{сб}}$ ветвями ленты определяется формулой Эйлера:

$$F_{\text{нб}} = F_{\text{сб}} \cdot e^{f\alpha}, \quad (3.12)$$

где f – коэффициент трения между лентой и барабаном (табл. 3.5);

α – угол обхвата барабана лентой, рад.

Расчет тяговой силы на барабане

При отсутствии скольжения между лентой и поверхностью приводного барабана связь между натяжением набегающей $F_{нб}$ и сбегающей $F_{сб}$ ветвями ленты определяется формулой Эйлера:

$$F_{нб} = F_{сб} \cdot e^{f\alpha}, \quad (3.13)$$

где f – коэффициент трения между лентой и барабаном (табл. 3.6);

α – угол обхвата барабана лентой, рад.

Величина тяговой (движущей) силы F_t , которую приводной барабан может передать на тяговый орган (ленту), равна:

$$F_t = F_{нб} - F_{сб} = F_{сб} \cdot (e^{f\alpha} - 1) = F_{нб} \cdot (e^{f\alpha} - 1) / e^{f\alpha} \approx F_{нат} \cdot (e^{f\alpha} - 1) / (e^{f\alpha} + 1). \quad (3.14)$$

Из этой формулы следует, что тяговое усилие возрастает с увеличением коэффициента трения f , угла обхвата α и натяжения ленты $F_{нат}$.

Значение коэффициента трения f зависит от материала и состояния соприкасающихся поверхностей; для его увеличения поверхность барабана футеруют рифленой резиновой лентой или другим фрикционным материалом.

Таблица 3.5

Приближенные значения погонной нагрузки резинотканевых лент и роликов для конвейеров среднего типа

Ширина ленты В, мм	Погонная нагрузка, Н/м,	
	рабочих роликов q_{pp}	холостых роликов q_{px}
400	80	22
500	82	27
650	96	40
800	192	70
1000	222	85
1200	266	122
1400	320	170
1600	335	180
2000	625	285

Величина $e^{f\alpha}$ называется тяговым фактором (табл. 3.6).

Таблица 3.6

Значение коэффициента трения f между конвейерной лентой с резиновой обкладкой и стальным барабаном

Состояние поверхностей ленты и барабана	Условия работы	Значение f для барабана	
		без футеровки	футерованного резиной
Чистые, сухие	хорошие	0,35	0,50
Пыльные, сухие	средние	0,30	0,40
Загрязнены нелипким грузом, влажные	тяжелые	0,20	0,25
Загрязнены липким грузом, влажные	тяжелые	0,10	0,15

Угол обхвата α зависит от схемы огибания лентой приводного барабана:

- если набегающая и сбегающая ветви ленты параллельны, то $\alpha = 180^\circ$;

- в однобарабанном приводе угол обхвата можно увеличить до значения $\alpha_{\max} = 270^\circ$ за счет установки отклоняющего барабана;

- при использовании двухбарабанного привода угол можно увеличить до значения $\alpha_{\max} = 540^\circ$.

Повысить тяговое усилие можно также путем применения специальных устройств, прижимающих ленту к поверхности приводного барабана (прижимной ролик, прижимная лента или присасывающий барабан). На металлургических предприятиях подобные устройства широкого распространения не получили из-за сложности их конструкции.

Мощность приводного двигателя

Необходимая мощность $P_{\text{оп}}$, кВт, на валу приводного барабана равна:

$$P_{\text{оп}} = K_{\text{пот}} \cdot F_t \cdot v / 1000, \quad (3.15)$$

где $K_{\text{пот}} = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент запаса и неучтенных потерь;

F_t – тяговая сила, Н;

v – скорость ленты, м/с.

Тогда потребная мощность приводного электродвигателя будет равна

$$P_{\text{потр}} = P_{\text{бп}}/\eta \quad (3.16)$$

где $\eta = 0,8...0,9$ – КПД привода.

Мощности, расходуемые в местах загрузки и разгрузки

Мощности, расходуемые на преодоление сопротивления движению ленты в местах загрузки конвейера через загрузочный лоток $P_{\text{заг}}$ и разгрузки с помощью плужкового $P_{\text{плж}}$ или барабанного $P_{\text{бар}}$ разгрузателей, можно определить по следующим эмпирическим формулам:

$$\begin{aligned} P_{\text{заг}} &= (0,05...0,1) \cdot v \cdot l_{\text{лот}}, \\ P_{\text{плж}} &= 0,0075 \cdot \Pi_M \cdot B, \\ P_{\text{бар}} &= 0,0033 \cdot \Pi_M \cdot h_{\text{раз}}, \end{aligned} \quad (3.17)$$

где v – скорость ленты, м/с;

$l_{\text{лот}}$ – длина загрузочного лотка, м;

Π_M – производительность конвейера, т/ч;

B – ширина ленты, м;

$h_{\text{раз}}$ – высота подъема груза на тележке барабанного разгрузателя, м.

Тяговый расчет ленточного конвейера

В основе тягового расчета лежит определение натяжений по длине трассы ленточного конвейера, которое выполняется *методом обхода контура*, для чего трассу разбивают на характерные участки, разделенные точками, и последовательно находят натяжение ленты F_j в j -й точке трассы по формуле:

$$F_j = F_{j-1} + W_{j-1,j}, \quad (3.18)$$

где F_{j-1} – натяжение в предыдущей точке трассы конвейера;

$W_{j-1,j}$ – сопротивление движению ленты на участке конвейера между j -й и $(j-1)$ -й точками.

Отметим, что при опускании груза сила W может быть отрицательной.

Нумерацию точек (см. рис. 3.1), разделяющих трассу конвейера на характерные участки, и тяговый расчет, как правило, начинают от точки сбегания ленты с приводного барабана (точка 1) и заканчивают в точке набегания ленты на приводной барабан (точка n).

Сопротивления движению ленты в зависимости от характера действия делятся на распределенные и сосредоточенные.

Распределенные сопротивления действуют на всех участках трассы конвейера и обусловлены сопротивлением движению ленты по роликоопорам: при перегибе ленты, при её качении по роликам и трении в подшипниках роликов, а на наклонных участках дополнительно под действием веса ленты и расположенного на ней груза.

Сосредоточенные сопротивления возникают только в определенных местах трассы конвейера: на барабанах, в пунктах загрузки и разгрузки, на очистных устройствах и др.

Далее приводятся формулы для определения сопротивлений движению ленты на характерных участках трассы конвейера.

Сопротивление на прямолинейном участке рабочей ветви W_p (рис. 3.4)

$$W_p = w_p \cdot l \cdot (q_r + q_l + q_{pp}) \pm h \cdot (q_r + q_l), \quad (3.19)$$

где l – горизонтальная проекция длины участка, м;

w_p – коэффициент сопротивления движению ленты на рабочей ветви;

h – проекция наклонного участка на вертикальную ось;

q_r, q_l, q_{pp} – погонная сила тяжести груза, ленты и рабочих роликов, Н/м.

Сопротивление W_x на прямолинейном участке холостой ветви равно, Н:

$$W_x = w_x \cdot l \cdot (q_l + q_{px}) \pm h \cdot q_l; \quad (3.20)$$

где q_{px} – погонная сила тяжести холостых роликов, Н/м.

На горизонтальном участке $h = 0$, для незагруженной нижней ветви $q_r = 0$. В формулах (3.19) и (3.20) «плюс» принимается для участков подъема, а знак «минус» – для участков спуска.

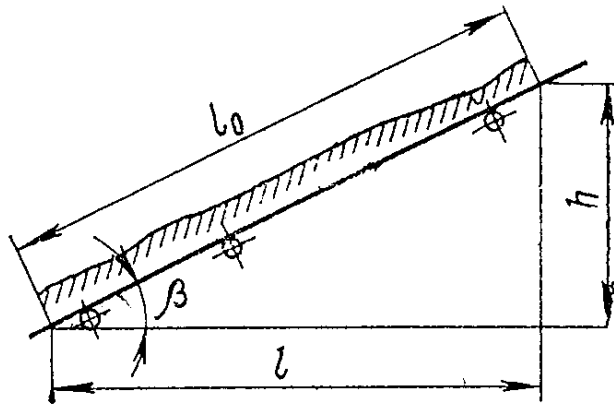


Рис. 3.4. Схема для определения сопротивления движению ленты на прямолинейном участке конвейера

Сопротивление в месте загрузки конвейера (см. рис. 3.1) равно:

$$W_{\text{заг}} = h_{\text{в}} \cdot q_{\Gamma}, \quad (3.21)$$

где $h_{\text{в}}$ – высота воронки, принимаемая равной 0,7 м при $v < 1$ м/с и 0,9 м при $v \geq 1$ м/с.

Сопротивление на отклоняющем (или оборотном) барабане

$$W_{\text{бо}} = (F_{\text{бо}})_{\text{нб}} - (F_{\text{бо}})_{\text{сб}} = w_{\text{бо}} \cdot (F_{\text{бо}})_{\text{нб}}, \quad (3.22)$$

где $(F_{\text{бо}})_{\text{нб}}$ и $(F_{\text{бо}})_{\text{сб}}$ – натяжения ленты на отклоняющем барабане набегающей и сбегающей ветвей ленты, соответственно;

$w_{\text{бо}}$ – коэффициент сопротивления движению ленты на отклоняющем барабане; он принимается равным:

- $w_{\text{бо}} = 0,02$ при угле обхвата отклоняющего барабана лентой $\alpha < 90^\circ$;
- $w_{\text{бо}} = 0,03$ при $90^\circ \leq \alpha < 180^\circ$;
- $w_{\text{бо}} = 0,06$ при $\alpha \geq 180^\circ$.

Из формулы (3.17) следует, что усилие на отклоняющем барабане определяется следующим образом:

$$(F_{\text{бо}})_{\text{сб}} = (1 + w_{\text{бо}}) \cdot (F_{\text{бо}})_{\text{нб}} = (1,02 \dots 1,06) \cdot (F_{\text{бо}})_{\text{нб}}. \quad (3.23)$$

Сопротивление на приводном барабане определяется аналогично:

$$W_{\text{бп}} = (F_{\text{бп}})_{\text{нб}} - (F_{\text{бп}})_{\text{сб}} = w_{\text{бп}} \cdot (F_{\text{бп}})_{\text{нб}}, \quad (3.24)$$

где $w_{\text{бп}}$ – коэффициент сопротивления движению на приводном барабане; он принимается равным $w_{\text{бп}} = 0,03...0,05$, т. е. несколько меньшим, чем на отклоняющем барабане, поскольку в данном случае потери на трение в подшипниках не влияют на натяжение ленты.

Сопротивление на роликовой батарее $W_{\text{бат}}$ и сопротивление на натяжном барабане $W_{\text{бн}}$ вычисляются также по формуле (3.22).

Сопротивление плужкового разгрузителя равно:

$$W_{\text{пл}} = (2,7...3,6) \cdot q_{\Gamma} \cdot B. \quad (3.25)$$

Здесь меньшее значение числового коэффициента принимается для пылевидных и зернистых, а большее – для кусковых грузов. При этом погонная сила тяжести груза q_{Γ} имеет размерность Н/м, а ширина ленты B - метры.

Сопротивление барабанного разгрузителя определяется по формуле:

$$W_{\text{раз}} = (q_{\Gamma} + q_{\text{л}}) \cdot L_{\text{раз}} \cdot w_{\text{р}} + q_{\Gamma} \cdot h_{\text{раз}} + 1,04 \cdot F_{\text{раз}}, \quad (3.26)$$

где $L_{\text{раз}}$ и $h_{\text{раз}}$ – длина пути и высота подъёма груза на барабанном разгрузителе, соответственно; м;

$F_{\text{раз}}$ – натяжение ленты перед разгрузочным устройством, Н.

Сопротивление очистных устройств равно:

$$W_{\text{оч}} = (300...500) \cdot B, \quad (3.27)$$

где меньшие значения числового коэффициента, имеющего размерность Н/м, принимают для сухих грузов, а большие – для влажных и липких грузов;

B – ширина ленты в метрах.

После определения сопротивлений движению на всех участках трассы конвейера находят натяжение набегающей ветви ленты на приводном барабане $F_{\text{н}} = F_{\text{нб}}$, которое выражается через неизвестную величину натяжения $F_1 = F_{\text{сб}}$ сбегающей ветви ленты в следующем виде:

$$F_{\text{нб}} = C_1 \cdot F_{\text{сб}} + C_2, \quad (3.28)$$

здесь C_1 и C_2 – коэффициенты, значения которых получаются в

результате последовательном определении сил натяжения ленты в характерных точках $j = 1 \dots n$.

Коэффициент C_1 учитывает сосредоточенные сопротивления, величина которых зависит от натяжения ленты в данной точке, а коэффициент C_2 учитывает распределённые сопротивления, величина которых не зависит от натяжения ленты.

Вторым уравнением, связывающим усилия $F_{нб}$ и $F_{сб}$, является формула Эйлера, которая с учётом коэффициента запаса сцепления ленты с приводным барабаном $K_{сц} = 1,1 \dots 1,2$ имеет вид:

$$F_{нб} \cdot K_{сц} = F_{сб} \cdot e^{f\alpha}. \quad (3.29)$$

Решая систему уравнений (3.28) и (3.29), находят значения натяжений $F_{нб}$ и $F_{сб}$, после чего определяют усилия натяжения ленты во всех характерных точках трассы конвейера. Затем определяют минимальное F_{min} максимальное F_{max} натяжение ленты на рабочем участке конвейера.

Проверочный расчет конвейера

Найденное минимальное натяжение рабочей ветви ленты конвейера F_{min} проверяют по условию допустимого её провисания между рабочими роликами:

$$F_{min} \geq 7 \cdot (q_{г} + q_{л}) \cdot l_{pp}, \quad (3.30)$$

где $q_{г}$, $q_{л}$ – погонная сила тяжести груза и ленты, соответственно;

l_{pp} – расстояние между осями рабочих роликов.

Если полученное в результате тягового расчёта значение F_{min} не удовлетворяет этому условию, то производится новый тяговый расчет, при этом, либо уменьшается расстояние между роликостопорами на рассматриваемом участке, либо за исходное натяжение принимается значение F_{min} , определенное по условию (3.30). В последнем случае обход контура производится, начиная с точки, соответствующей минимальному натяжению рабочей ветви ленты конвейера.

Затем по полученному значению F_{max} , H , уточняют принятое ранее число

прокладок ленты по условию прочности:

$$z = S_{\text{л}} F_{\text{max}} / (B \cdot \sigma_{\text{р}}), \quad (3.31)$$

где $S_{\text{л}}$ – коэффициент запаса прочности, который принимается равным $S_{\text{л}} = 8–10$ для горизонтальных и $S_{\text{л}} = 11–12$ – для наклонных конвейеров;

B – ширина ленты, мм;

$\sigma_{\text{р}}$ – погонная прочность тканевой прокладки, Н/мм.

Если число прокладок значительно отличается от предварительно принятого значения, то изменяют марку ленты так, чтобы лента имела минимально возможную прочность и минимальное число прокладок. Это позволяет уменьшить жесткость ленты (повысить гибкость), что обеспечивает ее долговечность и требует применения барабанов меньшего диаметра.

Определение размеров барабанов и роликов конвейера

Диаметры приводного $D_{\text{бп}}$, натяжного $D_{\text{бн}}$ и отклоняющего $D_{\text{бо}}$ барабанов определяются по формулам:

$$D_{\text{бп}} = K_{\text{D}} \cdot z, \quad D_{\text{бн}} = 0,7 \cdot D_{\text{бп}}, \quad D_{\text{бо}} = 0,5 \cdot D_{\text{бп}}. \quad (3.32)$$

Полученные значения округляются до ближайших стандартных значений по ГОСТ 22644-77.

Длина барабанов, мм:

$$L_{\text{б}} = B + (100 \div 200). \quad (3.33)$$

Расчет параметров привода конвейера

Частота вращения $n_{\text{бп}}$, тяговое усилие $F_{\text{т}}$, крутящий момент $T_{\text{бп}}$ и мощность $P_{\text{бп}}$ на приводном барабане:

$$n_{\text{бп}} = 60 \cdot v / (\pi \cdot D_{\text{бп}}); \quad F_{\text{т}} = F_{\text{нб}} - F_{\text{сб}}; \quad T_{\text{бп}} = F_{\text{т}} \cdot D_{\text{бп}} / 2; \quad P_{\text{бп}} = K_{\text{пот}} \cdot F_{\text{т}} \cdot v. \quad (3.34)$$

Здесь $K_{\text{пот}} = 1.1 \div 1.2$ – коэффициент запаса сцепления ленты с барабаном.

Потребная мощность электродвигателя привода конвейера определяется по формуле (3.16) и затем по каталогу выбирается двигатель ближайшей большей мощности с необходимой частотой вращения, редуктор, муфты и тормоз.

3.2 Рольганги

Рольганги предназначены для транспортирования металла к прокатному стану, задачи металла в валки, приема его из валков и передвижения к ножницам, пилам, правильным и другим машинам. Современные прокатные станы характеризуются поточным технологическим процессом обработки металла, поэтому общая длина рольгангов весьма значительна, а масса их иногда достигает 20-30% от массы механического оборудования всего прокатного стана.

По назначению рольганги разделяют на рабочие и транспортные. Рабочими называют рольганги, расположенные непосредственно у рабочей клетки стана и служащие для подачи прокатываемого металла в валки и приема его из валков. Транспортными называют все остальные рольганги, установленные перед рабочей клетью и за ней и связывающие между собой отдельные вспомогательные машины и устройства стана.

Рольганги выполняют с групповым и индивидуальным приводом и с холостыми роликами.

Рольганг с групповым приводом, служащий для подачи горячих слитков и слябов к листовым прокатным станам, показан на рис. 3.5.

Рама рольганга состоит из отдельных секций с неприводной 1 и приводной 8 сторонами.

Секции, выполненные из стального литья, соединены в продольном направлении болтами и шпонками, а в поперечном — стяжными болтами 7 и распорными стальными литыми траверсами 9. С приводной стороны секция 15 отлита вместе с корпусом редуктора, а остальные — с масляными ваннами. Секции этой стороны закрывают сверху отдельными чугунными крышками 5. Настильные плиты 11 с бортами перекрывают промежутки между роликами 10 и служат для направления движения слитков. Рама рольганга установлена непосредственно на фундаменте. Ролики рольганга работают в тяжелых

условиях: они находятся под воздействием высоких температур и подвергаются значительным ударным нагрузкам.

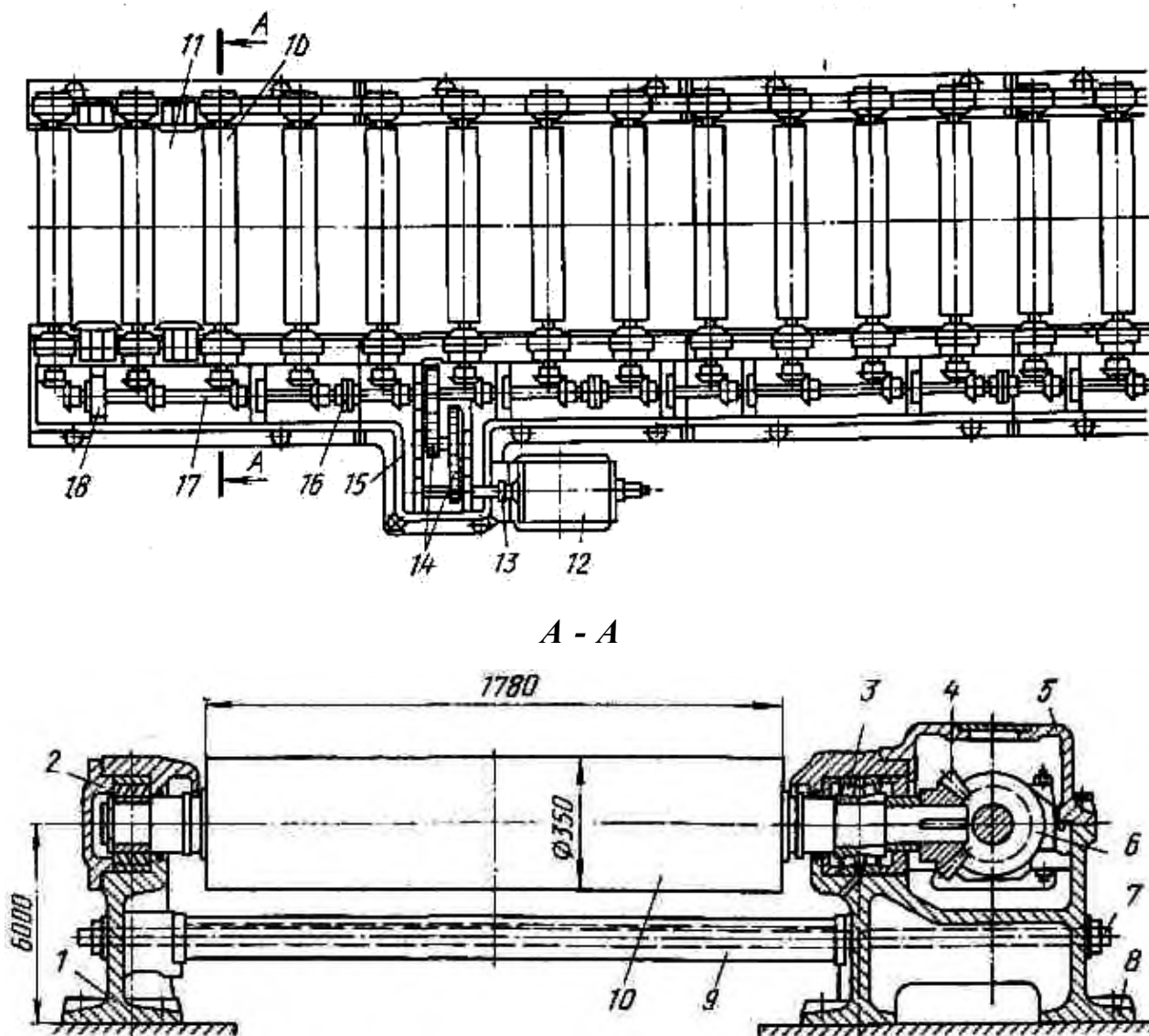


Рис. 3.5. Рольганг с групповым приводом роликов

Для обеспечения высокой прочности ролики выполняют большого диаметра из стали, цельно коваными или литыми вместе с шейками, сплошными или пустотелыми. На транспортных рольгангах устанавливают пустотелые ролики. Шейки ролика опираются на роликовые подшипники.

Привод роликов - групповой односторонний от электродвигателя 12 через зубчатую муфту 13 и двухступенчатую цилиндрическую передачу 14 к трансмиссионному валу 17, на котором насажены шестерни 6. Такие же

шестерни 4 закреплены на концах шеек роликов. Отдельные части многоопорного трансмиссионного вала соединены муфтами 16 и вращаются в подшипниках с витыми роликами. Осевая нагрузка от конических зацеплений воспринимается радиально упорными коническими подшипниками 18.

Для смазки конических и цилиндрических передач применяют жидкую смазку, которая циркулирует в ванне привода и поддерживается на постоянном уровне. К подшипникам роликов периодически подается густая смазка при помощи централизованной системы смазки.

В отличие от сложных и громоздких рольгангов с групповым приводом, рольганги любой длины и с любым шагом роликов можно составить из отдельных роликов с индивидуальным приводом. Каждый ролик устанавливается на отдельной раме и может быть легко заменен.

На рис. 3.6 изображен ролик рольганга с индивидуальным приводом от тихоходного двигателя с частотой вращения, соответствующей частоте вращения ролика. Установку электродвигателя на валу ролика выполняют с помощью полого вала или фланца. При установке фланцевого электродвигателя 1 его статор крепят жестко на корпусе 3 подшипника, а валы соединяют при помощи зубчатой или упругой муфты 2.

Расчет рольгангов с групповым и индивидуальным приводом начинают с выбора основных параметров: диаметра, длины бочки, шага и скорости вращения роликов. Диаметр и толщина стенки роликов по условиям прочности должны быть максимальными, но для облегчения пуска и торможения момент инерции роликов должен быть минимальным, что ограничивает их диаметр и толщину стенок.

Диаметр роликов принимают для транспортных рольгангов 350-400 мм, для рольгангов средне- и мелкосортных станков 250-350 мм. Длина бочки роликов должна быть на 150-250 мм больше ширины транспортируемой полосы. Шаг роликов определяется следующими условиями: транспортируемая полоса металла должна лежать не менее чем на двух роликах; при этом допускается незначительный прогиб полосы от собственного веса. При

большом прогибе полосы между приводными роликами монтируют добавочные холостые ролики. Диаметр и шаг роликов выбирают по ГОСТ 5332—75 на основные размеры рольгангов прокатных станов.

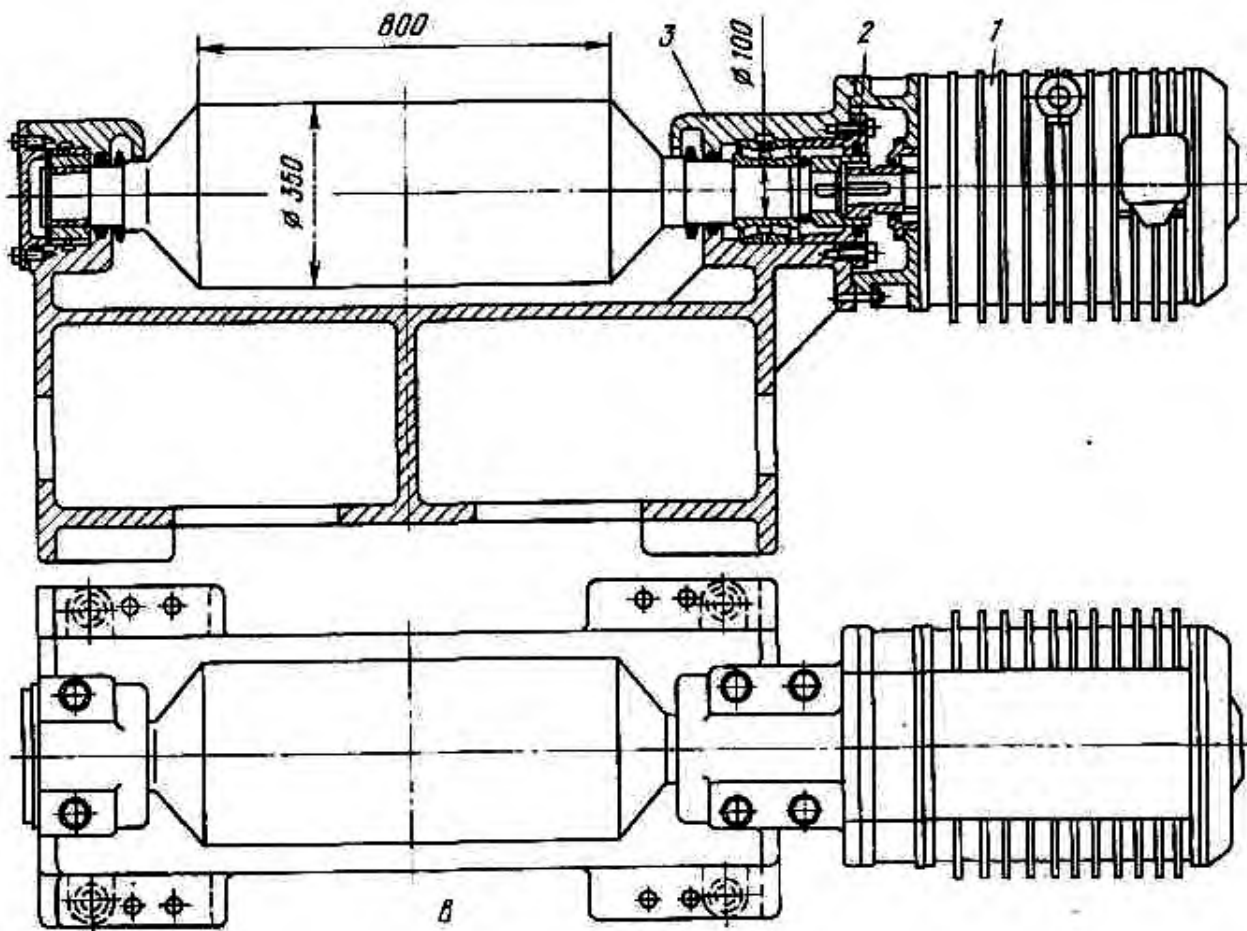


Рис. 3.6. Ролик рольганга с индивидуальным приводом

Скорость вращения роликов рабочих рольгангов должна быть на 10-15% выше скорости выходящего из валков металла, а у транспортных рольгангов она принимается в зависимости от типа и назначения стана и характера выполняемых технологических операций. Например, для подводящих рольгангов блюминга, транспортирующих тяжелые слитки, скорость равна 1,5 ... 2 м/с, а у отводящих рольгангов за непрерывным широкополосовым станом горячей прокатки – до 30 м/с.

3.3 Конвейеры с тяговым органом

3.3.1 Скребковый конвейер для уборки обрез

Конвейеры являются машинами непрерывного транспортирования, которые наряду с рольгангами применяют для перемещения металла в процессе прокатки, отделки и охлаждения. С помощью конвейеров металл перемещают для передачи его с одного рольганга на другой или из одного пролета цеха в другой. Одновременно конвейеры могут быть использованы для охлаждения металла. Такие конвейеры называют холодильниками.

Конвейеры делят на две группы: с тяговым устройством и без него. К первой группе относят скребковые, подвесные и пластинчатые конвейеры. Тяговые органы (цепи и канаты) с грузонесущими или грузотолкающими приспособлениями могут двигаться по замкнутой трассе непрерывно в одну сторону или совершать возвратно-поступательное движение с периодическим продвижением грузов. Грузотолкающие цепные и канатные конвейеры называют также шлепперами.

Ко второй группе относят штанговые и реечные конвейеры и качающиеся желоба. В этих конвейерах грузы передвигаются периодически под действием рабочих органов, совершающих возвратно-поступательные или круговые движения.

Для уборки обрез блюмов из-под ножниц в скрапный пролет используют скребковый конвейер (рис. 3.7). Конвейер состоит из двух участков: горизонтального, расположенного под ножницами, и наклонного, конец которого выходит в скрапный пролет. Конвейер представляет собой две бесконечных тяговых цепи 1, которые огибают концевые 2 и направляющие 4 звездочки, установленные в месте перегиба двух участков. Через определенное количество звеньев обе цепи соединены скребками 3, которые вместе с цепями движутся на рабочем участке конвейера по желобу 9, составленному из литых плит. На холостом участке цепи свободно провисают.

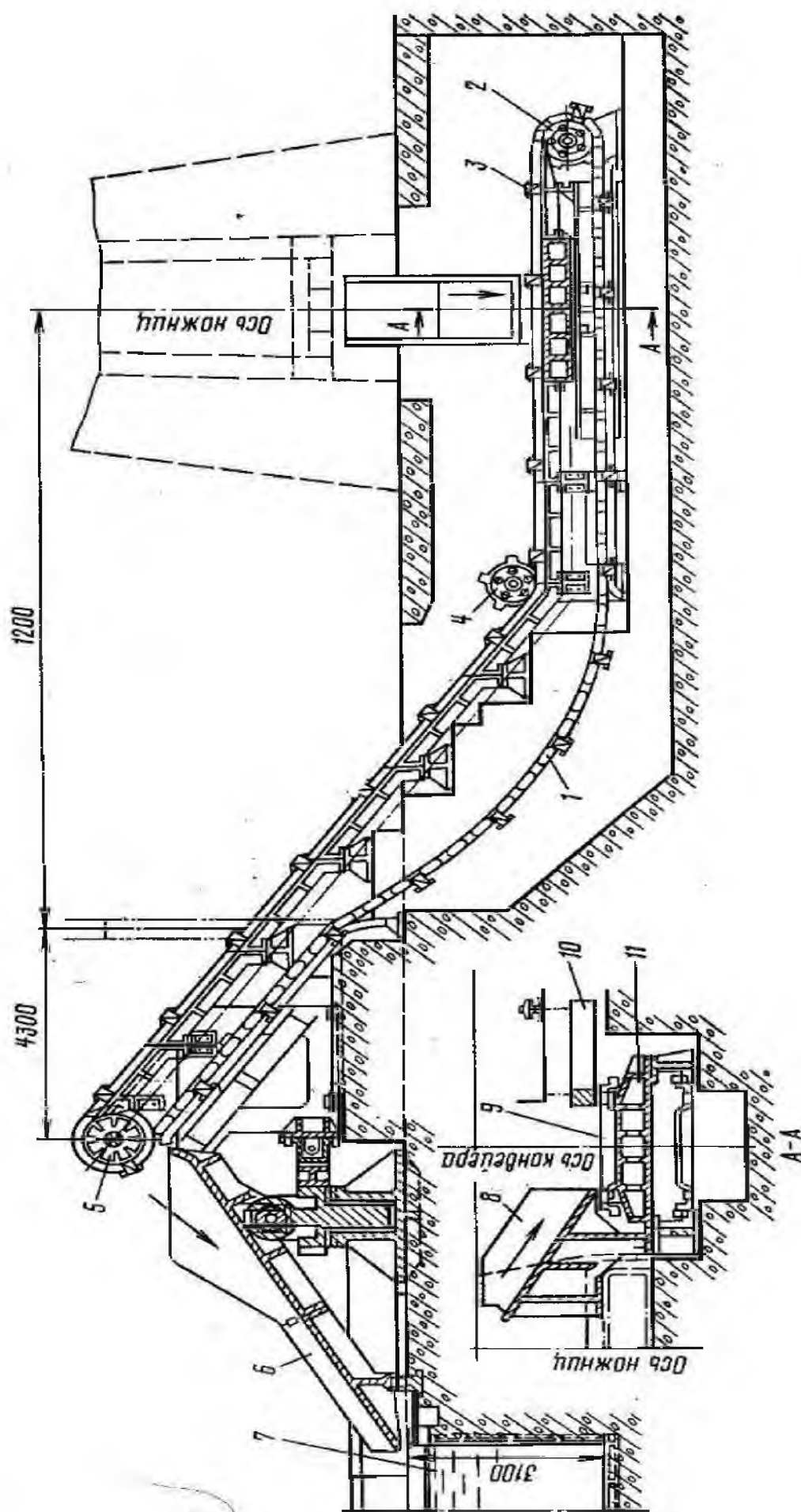


Рис. 3.7. Скребокый конвейер для уборки обреси

Привод скребкового конвейера установлен на верхнем конце наклонного участка и состоит из приводных звездочек 5, электродвигателя мощностью 40 кВт (400/800 об/мин) и трехступенчатого редуктора (с передаточным отношением $i = 205$). Привод сообщает цепям движение со скоростью 6...12 м/мин. Обрезки блюмов поступают на скребковый конвейер по желобу 8. В этом месте дно желоба 9 усилено массивной коробчатой плитой 11 и установлен амортизатор 10 в виде груза, подвешенного на цепях для смягчения ударов обрезков. Со скребкового конвейера обрезки попадают на поворотный желоб 6, который направляет их в яму 7, наполненную водой. Поворотом желоба достигается равномерное заполнение ямы обрезками. Из ямы обрезки извлекают магнитным краном и перегружают на железнодорожную платформу.

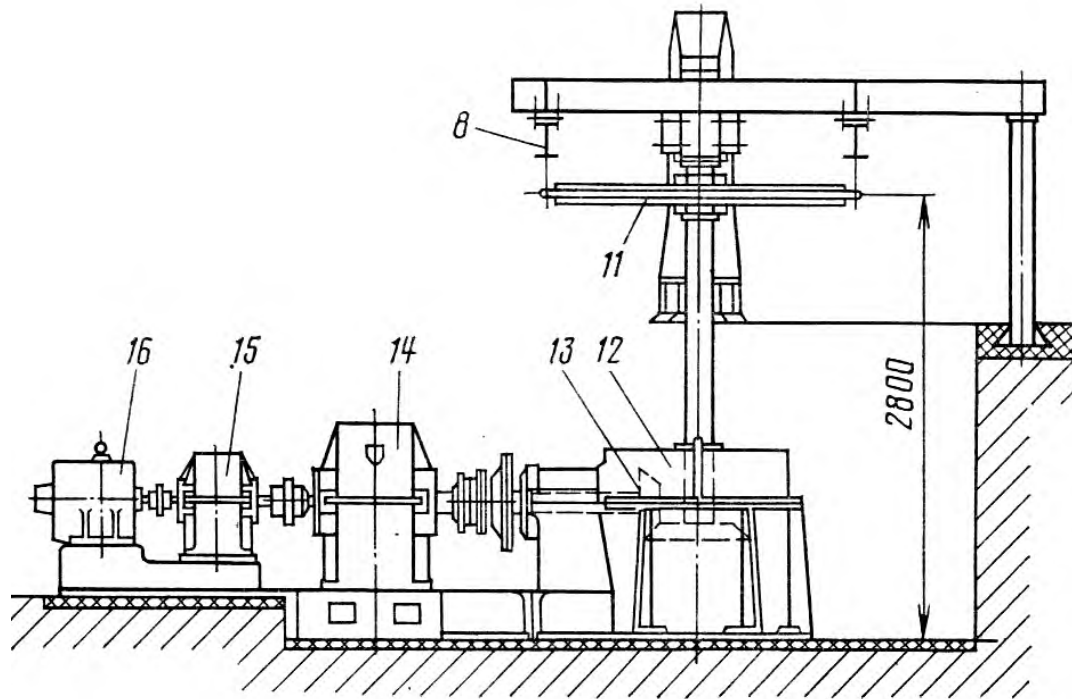
3.3.2 Подвесной крюковый конвейер

Подвесной крюковый конвейер предназначен для перемещения бунтов проволоки и рулонов узкой полосы. На рис. 3.8, 3.9 представлены общий вид конвейера в плане и его узлы.

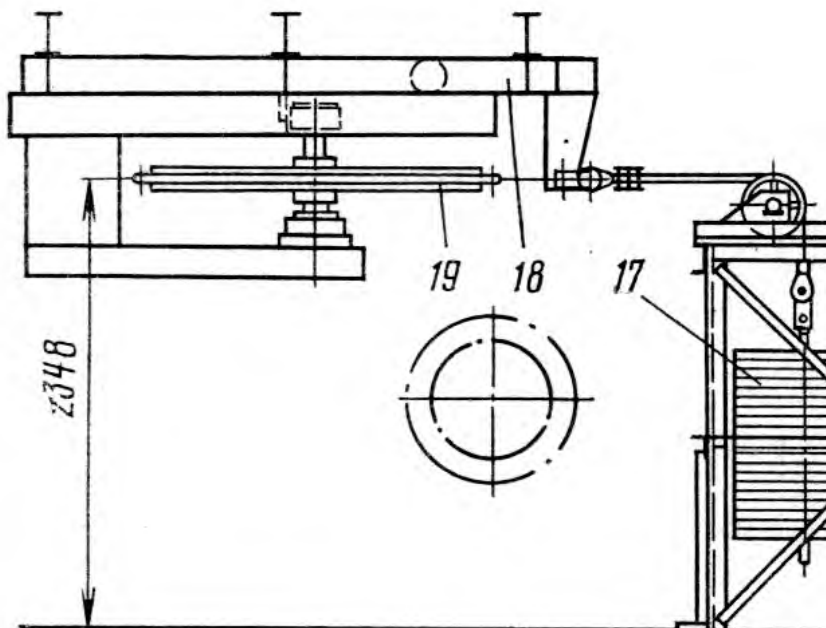
Подвесной крюковый конвейер состоит из приводной станции 1, натяжной станции 5 с грузовым натяжным устройством 6, направляющих блоков 3, подвесного монорельса 8 и поддерживающей его металлоконструкции 2, бесконечной тяговой цепи 9 с грузозахватными приспособлениями 10 и разгрузочного устройства 4.

Грузозахватные приспособления для бунтов и рулонов в виде крюков подвешены шарнирно к двухколесным кареткам 7, которые перемещаются по нижней полке двутавровой балки монорельса. Каретки расположены одна от другой на равных расстояниях и соединены между собой тяговой цепью, которая может изгибаться как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскостях. В горизонтальной плоскости цепь изгибается на концевых звездочках и направляющих блоках, в вертикальной - в местах перегиба подвесного монорельса.

Тяговая цепь приводится в движение звездочкой 11 (сечение А-А), закрепленной на вертикальном валу. Приводная звездочка вращается от электродвигателя 16 через два цилиндрических редуктора 15 и 14 и коническую передачу 13, заключенную в корпус 12.



А - А



Б - Б

Рис. 3.8. Подвесной крюковый конвейер

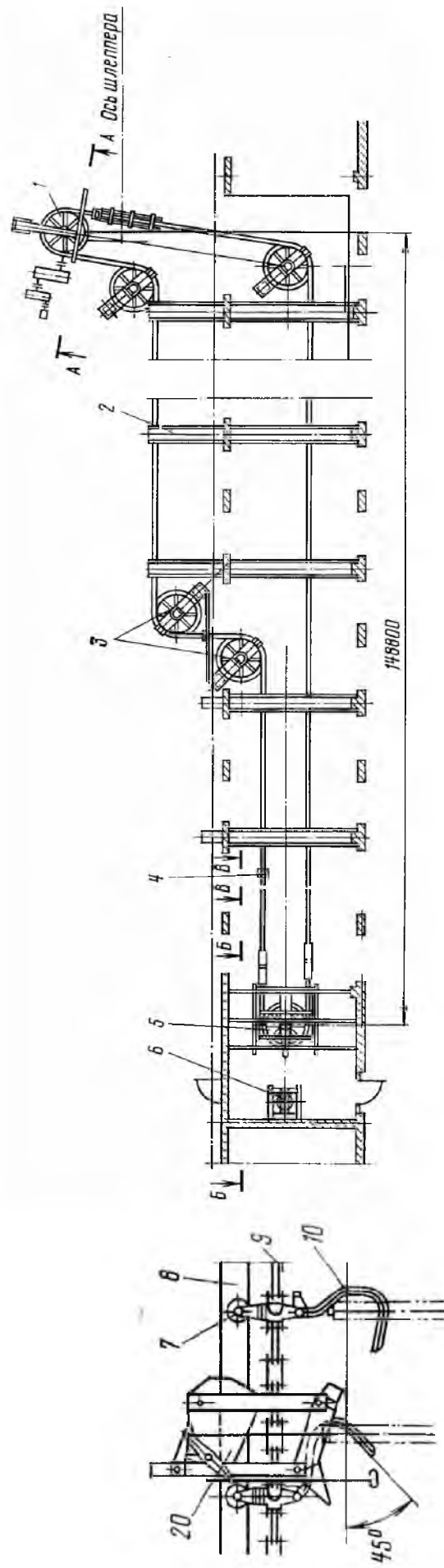


Рис. 3.9. Подвесной крюковый конвейер (В-В)

Постоянное натяжение цепи осуществляется натяжной станцией, в которой цепь огибает горизонтальную холостую звездочку 19 (сечение *Б-Б*). Опоры вертикального вала звездочки установлены на тележке 18, которая перемещается по направляющим под действием груза 17. Навешивание бунтов и рулонов на крюки подвесного конвейера и их съём осуществляют перегрузочными устройствами.

3.3.3 Цепенесущий конвейер для рулонов

Для перемещения тяжелых и горячих грузов применяют конвейер с несущими цепями (рис. 3.10).

На конвейере два вертикальных замкнутых цепных контура 1, не соединенных между собой. На каждой цепи через определенное расстояние установлены попарно каретки-башмаки 3, на которые опирается при движении рулон.

Цепи перемещаются приводными звездочками 6, насаженными на один вал и вращаемыми от электродвигателя 9 через редуктор 10 и зубчатую муфту 7. В конце конвейера цепи огибают неприводные звездочки 2, которые закреплены на одном валу 12 и вращаются в подшипниках 11.

На рабочем участке конвейера цепи скользят по направляющим балкам 4, опирающимся на пружинные опоры 5. На холостом участке цепи свободно провисают и только перед набеганием на приводные звездочки входят в нижние 13 и верхние 14 направляющие. Конвейер у места разгрузки рулона останавливается автоматически командоаппаратом 8.

Рулоны подают на конвейер мостовым краном и разгружают у разматывателя при помощи подъемника со столом, снабженным неприводными роликами. Поднятый над цепями рулон скатывается в сторону по наклонному неприводному рольгангу к разматывателю.

Одновременно конвейером перемещают восемь рулонов массой до 25 т со скоростью 0,16 м/с. Мощность электродвигателя привода 16 кВт.

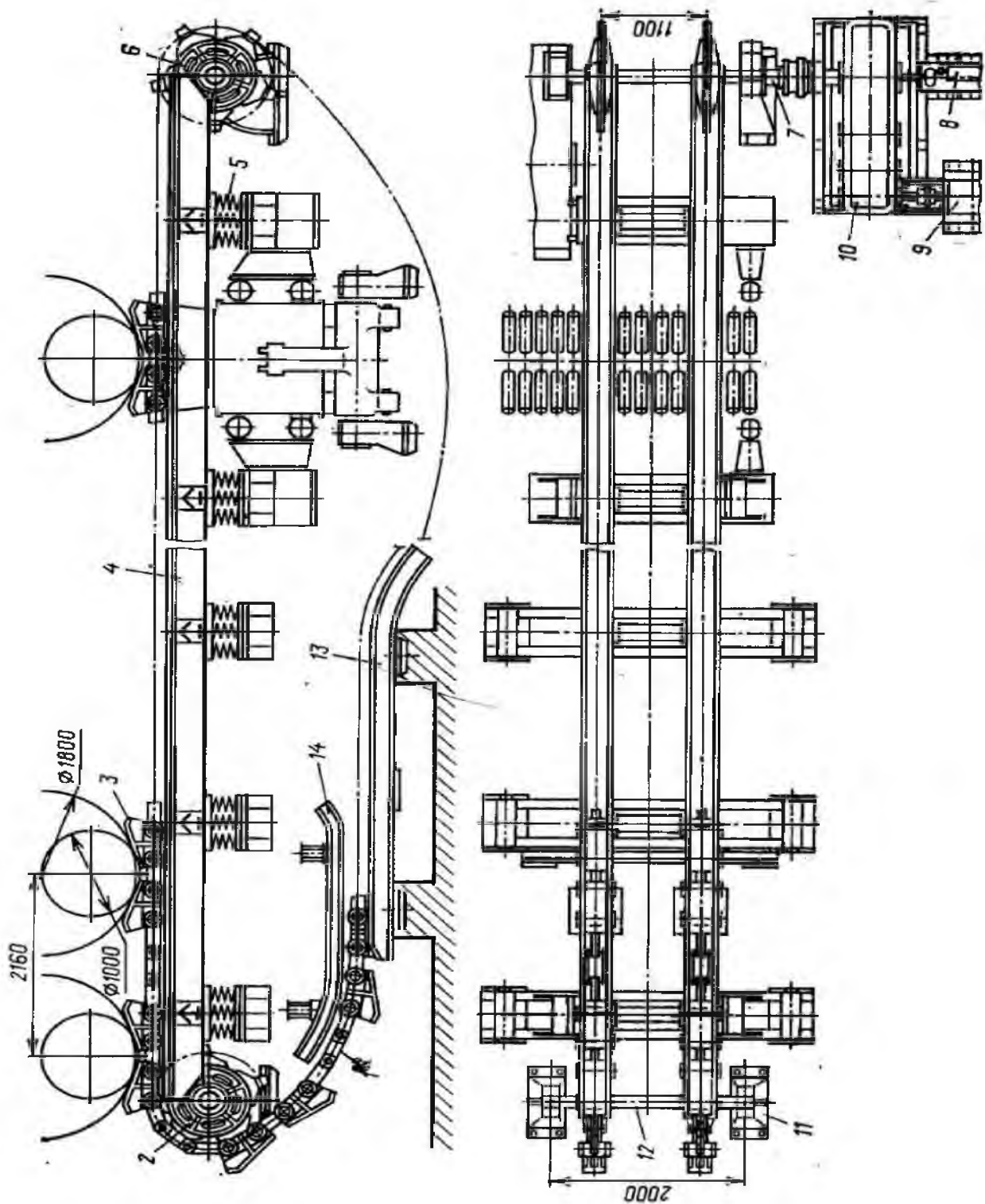


Рис.3.10. Цепенесущий конвейер для рулонов

3.4 Толкающие конвейеры (шлепперы)

Для перемещения заготовок и крупносортовых профилей металла поперек цеха (с одного рольганга на другой, к уборочному карману или в соседний пролет цеха) применяют цепные, канатные и штанговые конвейеры, называемые шлепперами. Шлепперы во многих случаях выполняют и функцию охлаждения металла и их называют холодильниками.

3.4.1 Цепной толкающий конвейер

Общий вид толкающего цепного конвейера показан на рис. 3.11. Конвейер предназначен для сбрасывания готового холодного проката с рольганга 5 в весовой карман 7. Конвейер состоит из нескольких цепных контуров 3 с захватами. Цепи движутся между ведущими 6 и натяжными 2 звездочками.

Ведущие звездочки насажены на один общий трансмиссионный вал, который вращается от привода. Натяжные звездочки свободно вращаются независимо друг от друга на осях отдельных винтовых натяжных устройств 1.

Верхние рабочие ветви цепей натянуты и движутся по направляющим 4. Нижние холостые ветви цепей свободно провисают между звездочками. Захваты на цепях установлены через определенное число звеньев. При движении цепей они упираются в металл и передвигают его по направляющим. Конвейер имеет шесть цепных контуров с расстоянием между ними 2000 мм и шагом между захватами 1200 мм. Конвейер транспортирует прокат длиной от 5 до 12 м, массой до 1200 кг со скоростью 1,1 м/с.

При перемещении горячего металла применяют цепи наиболее устойчивые к высокой температуре, но они могут работать только в одну сторону, то есть цепные шлепперы нереверсивны. Поэтому для передачи металла на большее расстояние между подводящим и отводящим рольгангами применяют спаренные реверсивные канатные конвейеры.

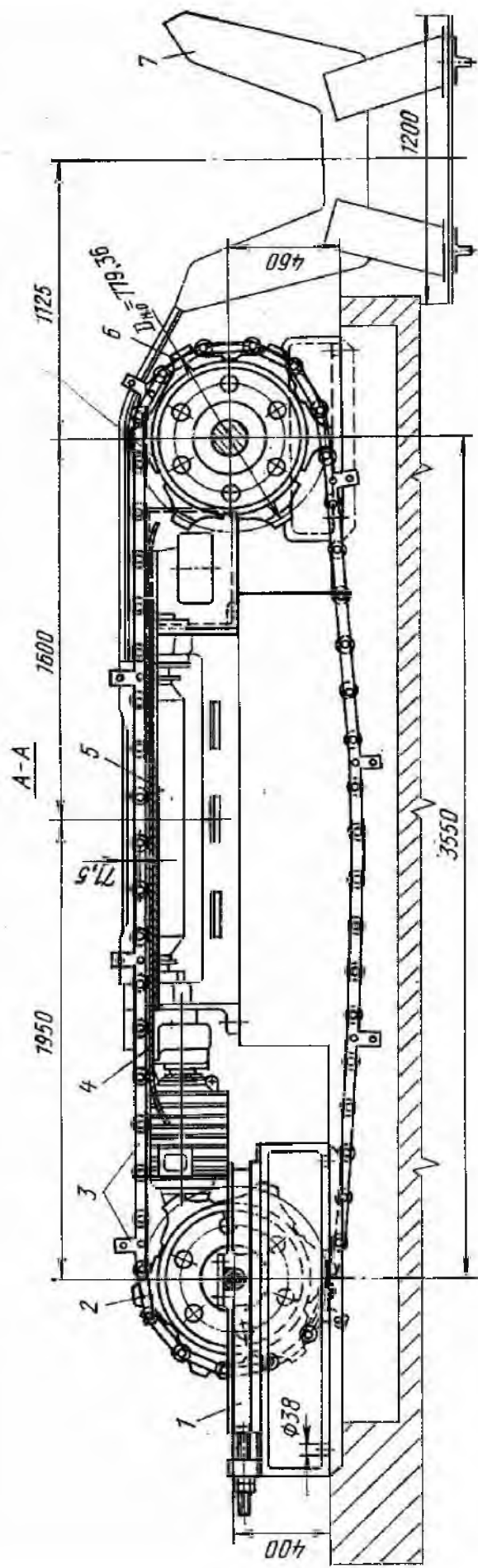


Рис. 3.11. Цепной толкающий конвейер (шлеппер)

3.4.2 Канатный толкающий конвейер

Общий вид спаренного канатного конвейера показан на рис. 3.12. Конвейер состоит из двух секций: загрузочной 1 и разгрузочной 3. Конец первой секции и начало второй перекрывают друг друга и образуют общий передаточный участок 2. В каждую секцию входит несколько замкнутых канатных контуров 6, которые на общем участке чередуются соответственно от первой и второй секции. Канаты натянуты между приводными барабанами 5,7 и натяжными блоками с натяжными устройствами 9 и 10, каждое из которых состоит из блока, угловой качающейся рамы и пружины с шарнирной тягой. В рабочие ветви канатов включены тележки 16 с толкающими пальцами 15. Холостые ветви канатов поддерживаются роликами 8.

Привод каждой секции конвейера состоит из электродвигателя 13 с тормозом 14, редуктора 12 и нескольких канатных барабанов 7. Барабаны установлены на общем приводном валу 11, при этом каждый из них может поворачиваться относительно вала при помощи червячной передачи. Этим достигается выравнивание толкающих пальцев по одной линии при неравномерно вытяжке канатов.

Толкающие пальцы тележек передвигаются между направляющими рельсами 17. При движении в сторону разгрузки пальцы сдвигают пакеты заготовок с подводящего рольганга на направляющие рельсы и передвигают их на передаточный участок и затем на разгрузочную решетку, откуда заготовки забирают краном или сталкивают в карман 4. При обратном ходе тележек пальцы, встречая заготовки, отклоняются вниз и проходят под пакетами. Затем они снова поворачиваются вверх под действием собственного веса. Ход тележек в конечных положениях переключается автоматически при помощи конечных выключателей. При мощности электродвигателя 125 кВт ($n = 587$ об/мин) канатный конвейер передвигает пакеты заготовок длиной 6...12 м и массой до 6,3 т со скоростью 1,33 м/с. За время движения по конвейеру температура заготовок понижается с 850 до 300-400 °С.

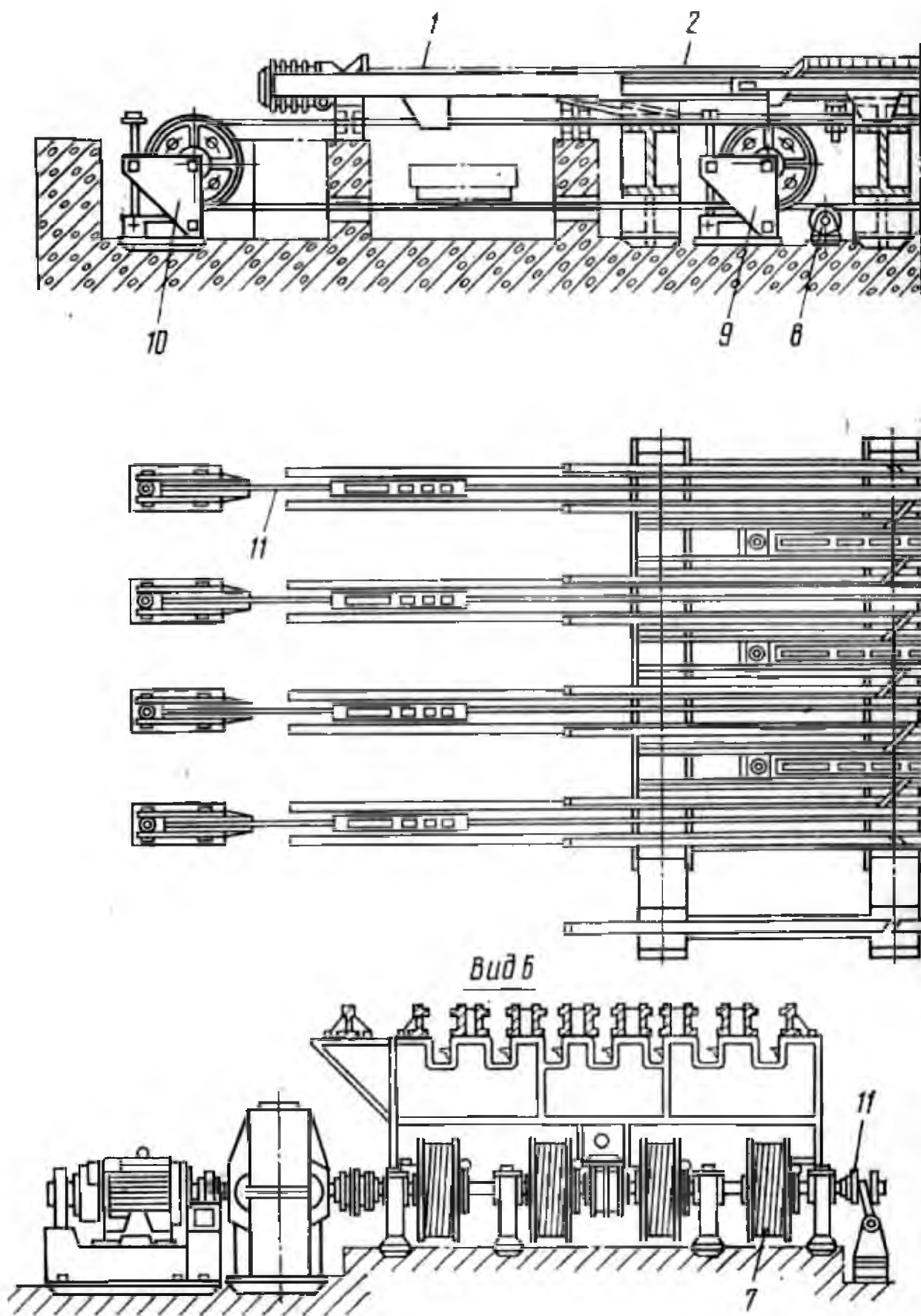


Рис. 3.12. Канатный толкающий конвейер (а)

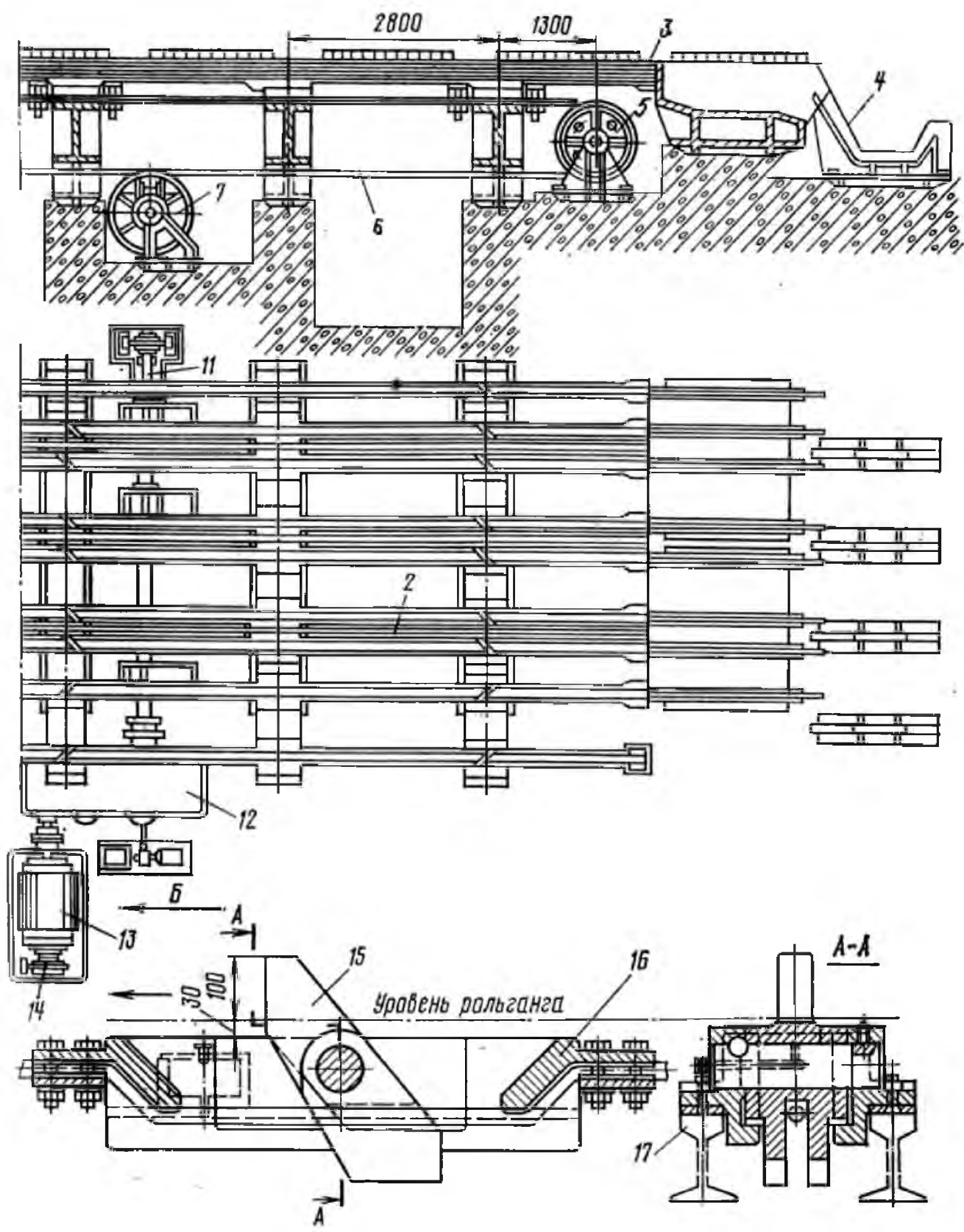


Рис. 3.12. Канатный толкающий конвейер (б)

3.4.3 Штанговый толкающий конвейер

Общий вид толкающего штангового конвейера показан на рис. 3.13. Его применяют как промежуточное транспортное звено для передачи бунтов проволоки с пластинчатого конвейера на подвесной крюковой конвейер.

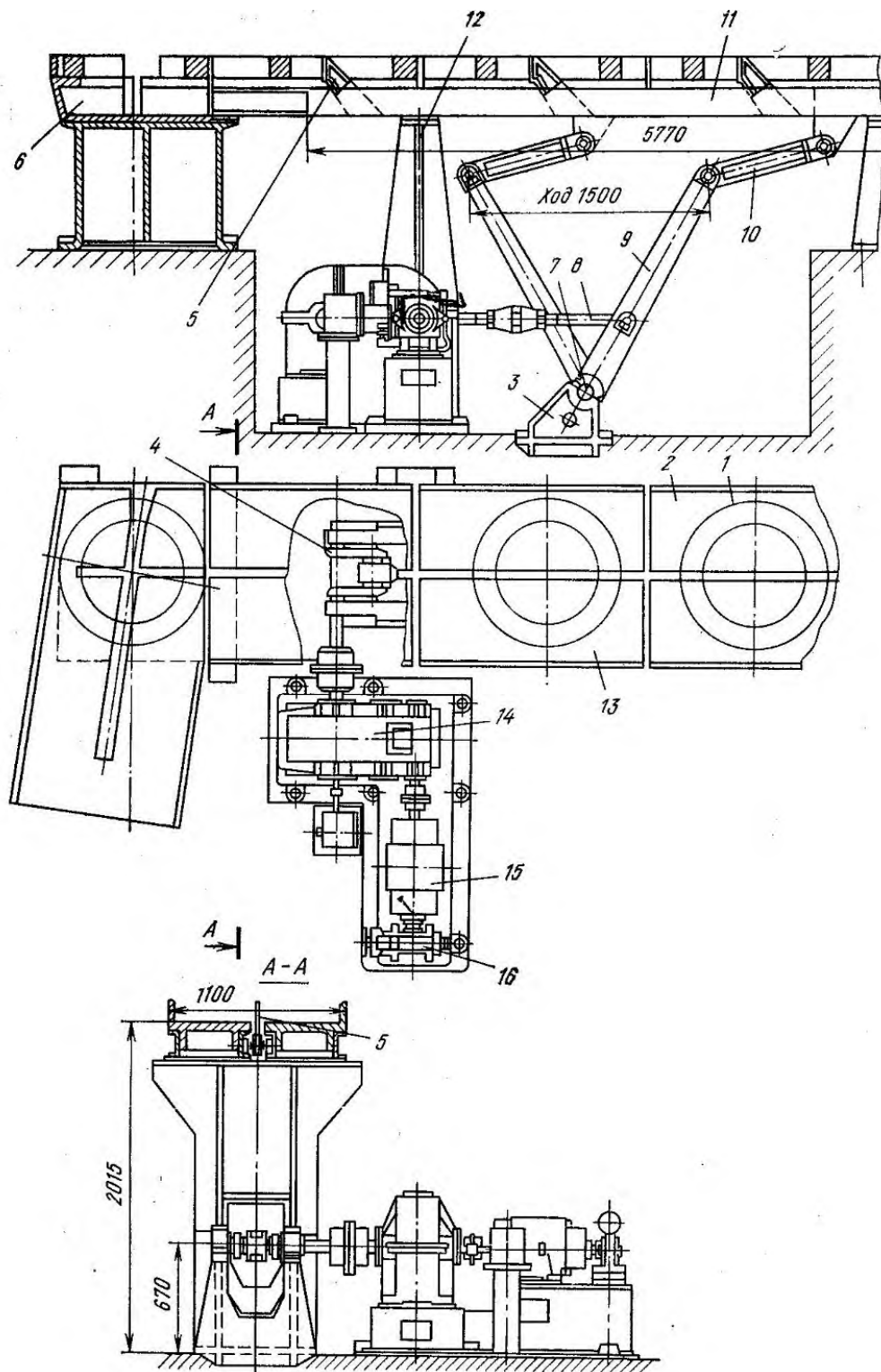


Рис. 3.13. Штанговый толкающий конвейер

Периодическое продвижение бунтов 1 по желобу 2 происходит в результате возвратно-поступательного движения штанги 11 в прорези 13 желоба. На штанге шарнирно закреплены толкающие рычаги 5, которые при движении штанги в сторону наклонного желоба 6 перемещают бунты на величину хода штанги. При обратном движении штанги рычаги поворачиваются вокруг своих осей вниз и проходят под бунтами, которые остаются на месте.

Под желобом, который опирается на стойки 12, расположен кривошипно-шатунный привод с толкающими рычагами. Электродвигатель 15 с тормозом 16 вращает через цилиндрический редуктор 14 коленчатый вал 4, который соединяется шатуном 8 с качающимся рычагом 9. Ось 7 качания рычага находится в стойке 3, а его конец соединен серьгой 10 со штангой. За один ход штанги бунты перемещаются на 1500 мм со средней скоростью около 1 м/с.

3.4.4 Реечный (шагающий) конвейер

Общий вид реечного (шагающего) конвейера показан на рис.3.14, который находит применение в холодильниках средне- и мелкосортных станов.

Консольные ролики 3 подводящего рольганга, имеющие индивидуальный привод от тихоходных электродвигателей 1, установлены на дне желоба 2 с наклоном в сторону реечного конвейера. Нижняя половина желоба между роликами выполнена в виде рычагов 4, подъем и опускание которых осуществляется вертикальной тягой 6 от кривошипно-шатунного механизма 7.

После выхода из рабочей клетки стана прокат по наклонным роликам 3 подводящего рольганга попадает в нижнюю часть желоба 2. После одновременного поднятия всех рычагов прокат поступает во впадину неподвижных реек 5, которые чередуются с подвижными рейками 8. Каждая подвижная рейка посредством трех роликов опирается на два эксцентрика 12,

которые закреплены вместе с уравнивающими противовесами на двух параллельных трансмиссионных валах, проходящих по всей длине конвейера.

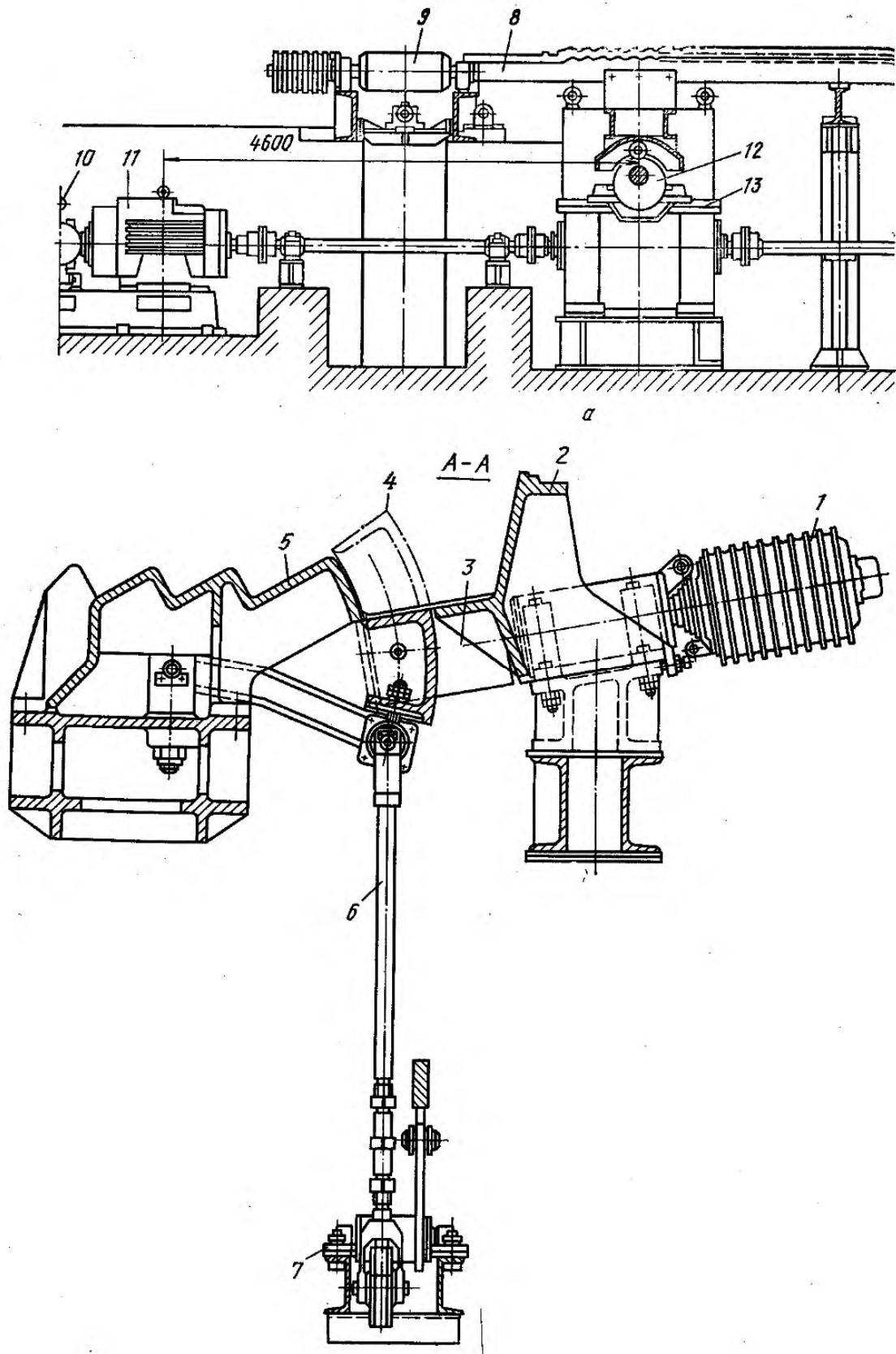


Рис. 3.14. Реечный (шагающий) конвейер

Из-за большой длины валы выполнены составными; отдельные части валов соединены зубчатыми муфтами. Привод каждого вала состоит из электродвигателя 11 с тормозом 10 и глобоидного редуктора 13.

При вращении эксцентриков подвижные рейки совершают в вертикальной плоскости круговые движения, при этом за один оборот рейки переносят прокат из одной впадины между зубьями неподвижной рейки в следующую впадину.

При перемещении проката по холодильнику от подводящего рольганга к отводящему рольгангу происходит его охлаждение.

Реечный холодильник стана 350 имеет длину 100 м, ширину 8 м, шаг подвижных реек 500 мм, шаг зубьев 170 мм. Время одного рабочего хода реек – 6 с, мощность каждого двигателя – 60 кВт, частота вращения – 575 об/мин.

3.5 Винтовые конвейеры для горячих материалов

3.5.1 Винтовые трубы

В винтовой трубе материал перемещается вращением трубы с внутренней винтовой поверхностью (полосой). На рис. 3.15 изображен общий вид секции промышленной установки винтовой трубы. В каждую секцию входит транспортирующая труба 3, роликовые опоры 1 и привод 2.

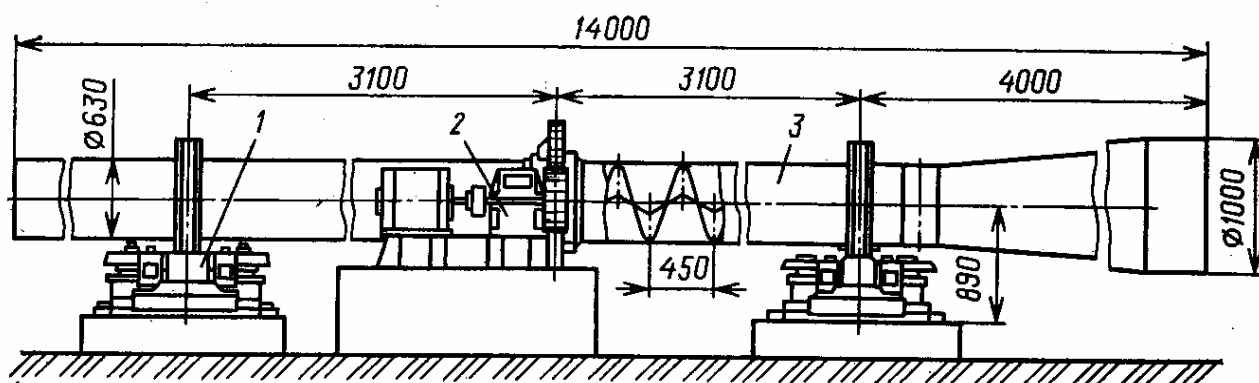


Рис. 3.15. Общий вид секции винтовой трубы для транспортирования горячих материалов

На трубе приварены кольцевые фланцы, к которым крепятся стальные опорные бандажи. На конце трубы приваривают переходный конус для передачи материала с одной секции конвейера на другую. На внутренней поверхности трубы приварена однозаходная винтовая полоса шириной, соответствующей коэффициенту заполнения 0,3. Внутри конуса укреплена трехзаходная винтовая полоса, что обеспечивает равномерную подачу материала.

Роликовая опора состоит из двух горизонтальных опорных роликов и двух вертикальных направляющих роликов, удерживающих бандажи от схода с опорных роликов. Так как корпус трубы подвержен действию переменных температур, то ширина опорных роликов в 1,5 раза больше ширины бандажа. Ролики вращаются на роликовых подшипниках.

Привод секции конвейера установлен посередине трубы и состоит из электродвигателя, двухступенчатого цилиндрического редуктора и открытой зубчатой передачи. Разъемное зубчатое колесо крепят на корпусе трубы болтами.

Конвейер разгружается с одного торца, а загружается с другого или в нескольких промежуточных точках. Торцовую загрузку осуществляют посредством тачки, вводимой в загрузочный конус трубы, а промежуточную – через песковый ящик, из которого огарок подается в трубу специальной одноковшовой или двухковшовой улиткой.

В песковый ящик 3 (рис. 3.16) огарок попадает сверху через шиберный затвор 1 и колосниковую решетку 2. Крупные куски огарка скапливаются у затвора 4.

Одноковшовая улитка 6 (рис. 3.17) приварена к транспортной трубе 5 и снабжена съемным ножом 7. При вращении улитка зачерпывает материал и пересыпает его через отверстие внутрь трубы. Для подгребания материала к улитке на наружной поверхности трубы, находящейся внутри пескового ящика, приварены лопасти. Для предотвращения просыпания материала и выделения пыли и газа в местах перегрузки выполнены лабиринтные

уплотнения, которые присоединены к системе пылеулавливания. Эта система включается одновременно с включением в работу винтовой трубы.

В винтовую трубу огарок поступает с температурой $600...700^{\circ}\text{C}$ и, пройдя всю длину конвейера, охлаждается до 100°C . Труба конвейера охлаждается водой при помощи брызгал, расположенных над трубой по всей ее длине.

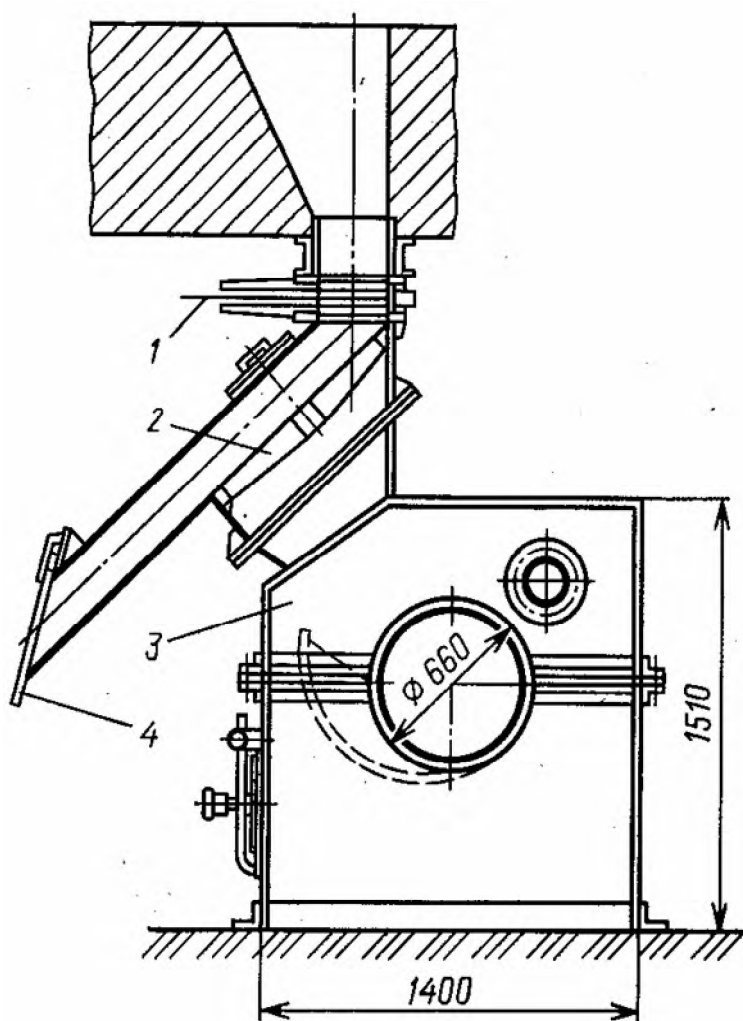


Рис. 3.16. Песковый ящик для промежуточной загрузки

При вращении трубы материал не скользит по стенкам трубы, а перекачивается. Благодаря этому стенки трубы изнашиваются незначительно. Больше изнашивается винтовая полоса, особенно у основания в месте сварки. При непрерывной работе срок службы конвейера составляет 12...14 месяцев. Этот срок может быть продлен при увеличении толщины винтовой полосы или выполнения ее из марганцовистой стали.

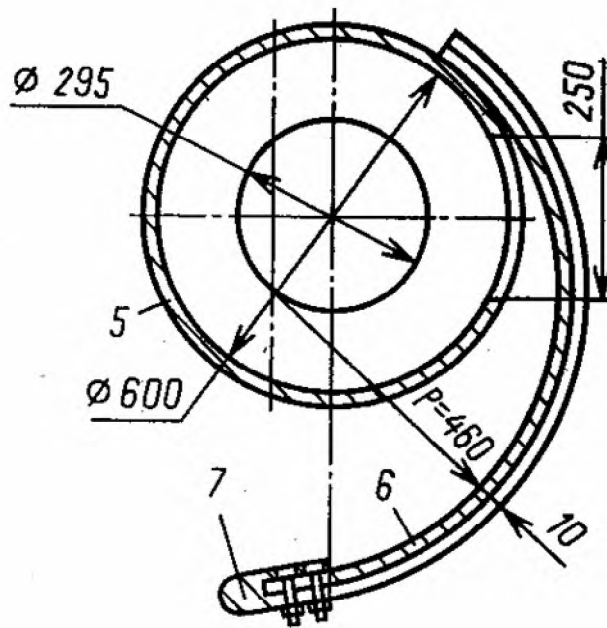


Рис. 3.17. Загрузочная улитка

Винтовую трубу используют взамен неудовлетворительно работающего скребкового конвейера, по сравнению с которым она имеет следующие преимущества: простота устройства, интенсивное перемешивание и охлаждение материала при его перемещении без слипания и окомкования; возможность перемещать как пылевидные, так и кусковые материалы; меньше мощность привода. Недостатками винтовой трубы являются: большие габаритные размеры и масса, перемещение материала только по горизонтали или с весьма малым подъемом, сложность устройства промежуточной загрузки и разгрузки.

Винтовая труба диаметром 600 мм, длиной 90 м с шагом винтовой полосы 500 мм при частоте вращения 24 об/мин обеспечивает производительность 60 м³/ч, потребляя при этом мощность 18 кВт.

3.5.2 Шнеки

В шнеке материал перемещается вращающимся винтом при неподвижном желобе. Материал удерживается от вращения силой трения о стенки желоба и

собственным весом. Поэтому при вращении винта материал перемещается вдоль желоба подобно тому, как удерживаемая от вращения гайка движется вдоль винта. На заводах цветной металлургии шнеки получили широкое применение из-за небольших габаритных размеров и полной герметизации перемещаемого материала в желобе.

Однако шнеки по сравнению с конвейерами другого типа расходуют больше энергии на единицу массы перемещаемого груза и быстрее изнашиваются. Это происходит потому, что винт преодолевает значительное сопротивление от трения материала о стенки желоба и поверхность винта, а также от перемешивания материала.

Шнеки для перемещения горячих материалов используют при небольших расстояниях до 10...12 м (рис. 3.18). Шнек состоит из кожуха 4, сваренного из листовой стали, винта 3 с полым валом, концевых подшипников 2 и 5, привода 1. Вал винта изготавливают из толстостенной цельнотянутой трубы большого диаметра, на которую наварена по спирали полоса небольшой высоты. Полые цапфы вала опираются на подшипники качения. При транспортировке горячих материалов вал шнека и цапфы охлаждаются водой.

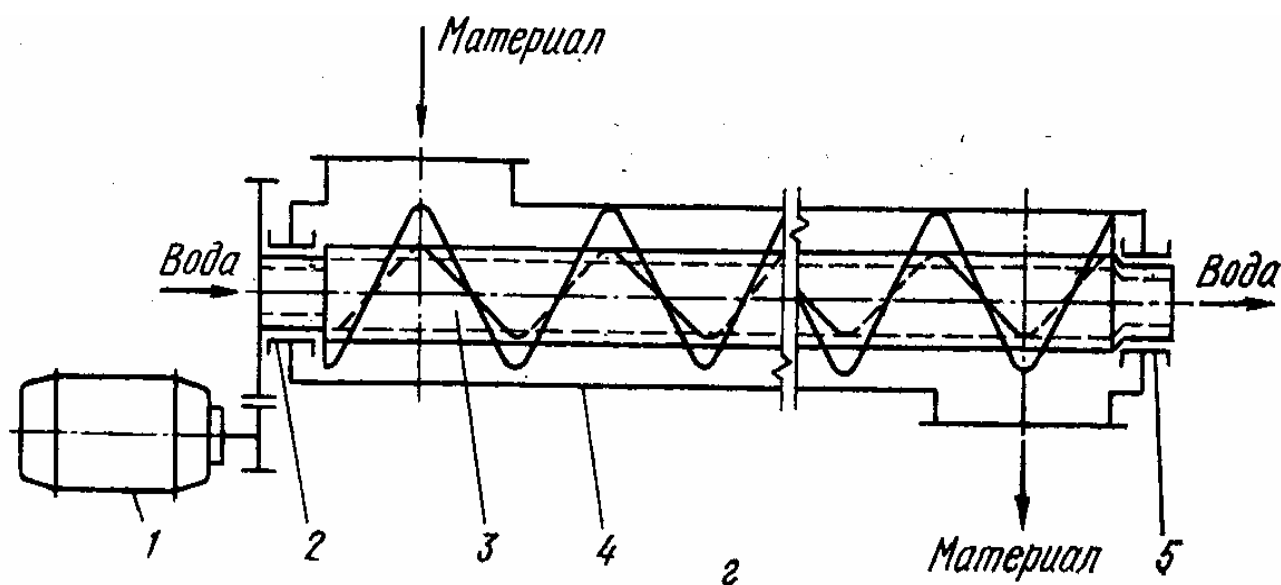


Рис. 3.18. Шнек

3.6 Вибрационные конвейеры для горячих материалов

На вибрационном конвейере материал перемещается по дну желоба, совершающего колебания на пружинящих опорах, расположенных под углом к оси желоба. Эти колебания совершаются с малой амплитудой (0,5...3,0 мм), с частотой 50 Гц. Материал подбрасывается желобом в направлении перемещения. Колебания сообщаются желобу приводом эксцентрикового, дебалансного и электромагнитного типов.

Применение вибрационных конвейеров для перемещения горячих, пылящих, абразивных сыпучих материалов, из которых выделяются газы, на заводах цветной металлургии обусловлено следующими достоинствами: возможность транспортирования перечисленных материалов в условия полной изоляции от атмосферы цеха; практическое отсутствие износа транспортирующей поверхности; небольшой расход энергии; простота конструкции, не требующая специального ухода.

На заводах цветной металлургии работают вибрационные конвейеры двух типов: двухтрубные и однотрубные.

Двухтрубный вибрационный конвейер (рис. 3.19) состоит из двух транспортирующих труб 3, опор 2, приводы 4 и загрузочных устройств 1.

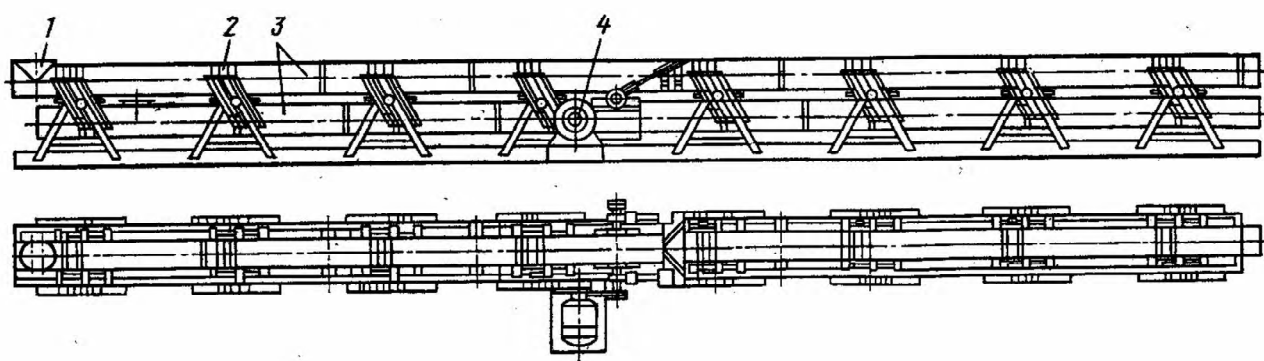


Рис. 3.19. Общий вид вибрационного двухтрубного конвейера для горячих материалов

Конвейер разбивается на отдельные секции, одна из которых является приводной (рис. 3.20). Транспортирующие трубы 6 и 8, расположенные одна

над другой, соединены между собой рессорами 5 и коромыслами 4. Концы рессор жестко закреплены на коробках 3, приваренных к трубам. Коромысла присоединены к трубам шарнирно через резиновые втулки 18 и опираются на ось 16. Концы оси через аналогичные втулки опираются на ползуны 11, которые могут перемещаться в направляющих 7 стойки 9 рамы 10.

Перемещение опор компенсируют изменение длины труб при транспортировании горячих материалов (до 500 °С).

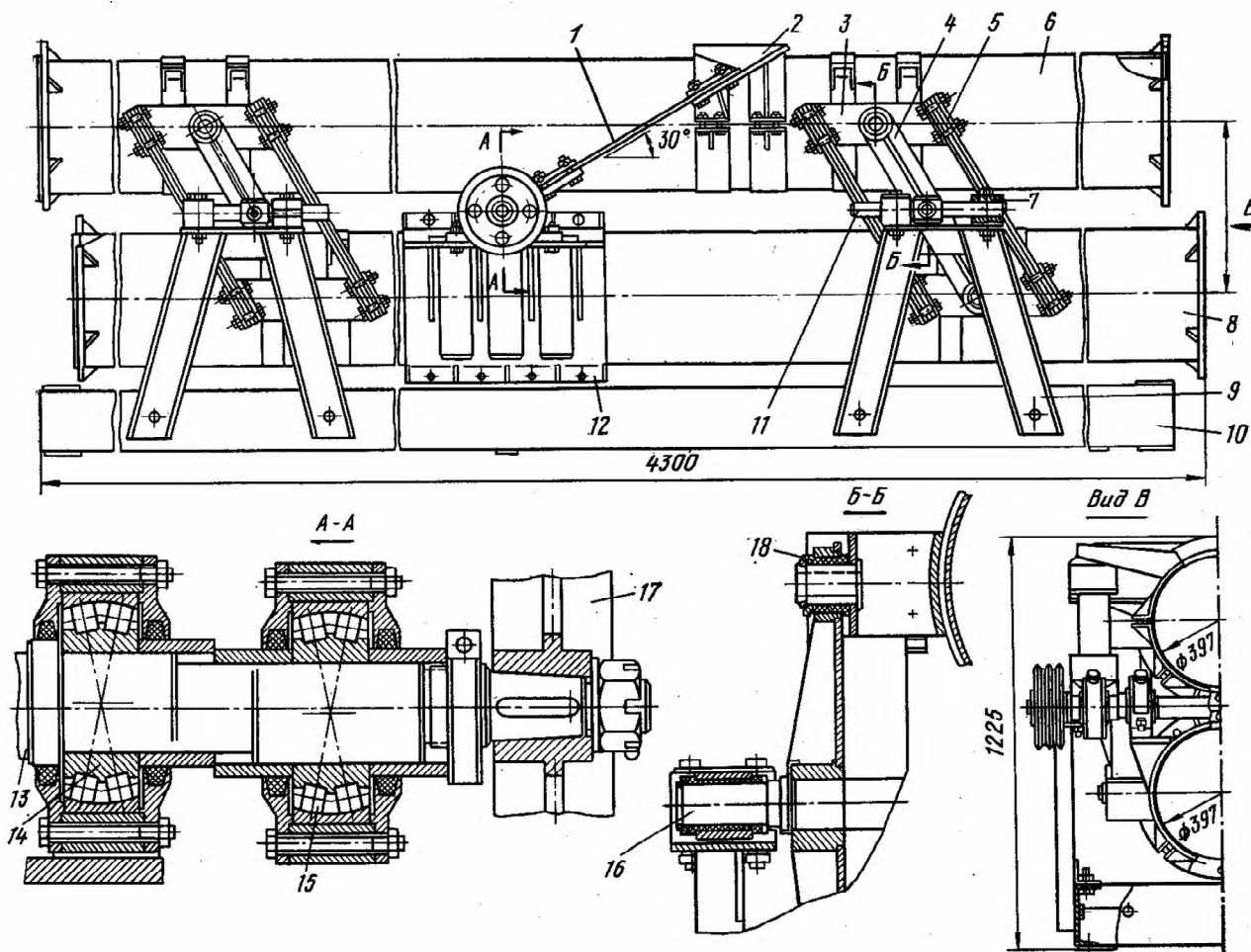


Рис. 3.20. Приводная секция вибрационного двухтрубного конвейера

Вибрация труб происходит по действием эксцентрикового привода. Эксцентриковый вал 13 вращается в подшипника 14, установленных на полухомутах 12 нижней трубы. Вал вращается от электродвигателя через клиноременную передачу. Ведомые шкивы 17 клиноременной передачи насажены на концы эксцентрикового вала. С верхней трубой эксцентриковый

вал соединен двумя шатунами 1. Один конец шатуна жестко закреплен на седле 2 верхней трубы, а другой насажен на эксцентриковую часть вала при помощи подшипника 15. При вращении эксцентрикового вала трубы сближаются шатунами и при этом изгибаются рессоры. Затем трубы резко отдаляются друг от друга в результате выпрямления рессор и материал подбрасывается в направлении движения.

Загружать двухтрубный вибрационный конвейер можно как на конце, так и в промежуточных точках. В любом случае материал должен поступать в верхнюю и нижнюю трубы в одинаковых количествах, для чего предусмотрены специальные загрузочные устройства. На рис. 3.21 показано устройство для концевой загрузки конвейера. Верхняя труба 1 состоит из загрузочного 2 и разгрузочного 3 патрубков. Между патрубками труба разделена на две равные части продольной вертикальной перегородкой 7, которая делит поступающий материал пополам.

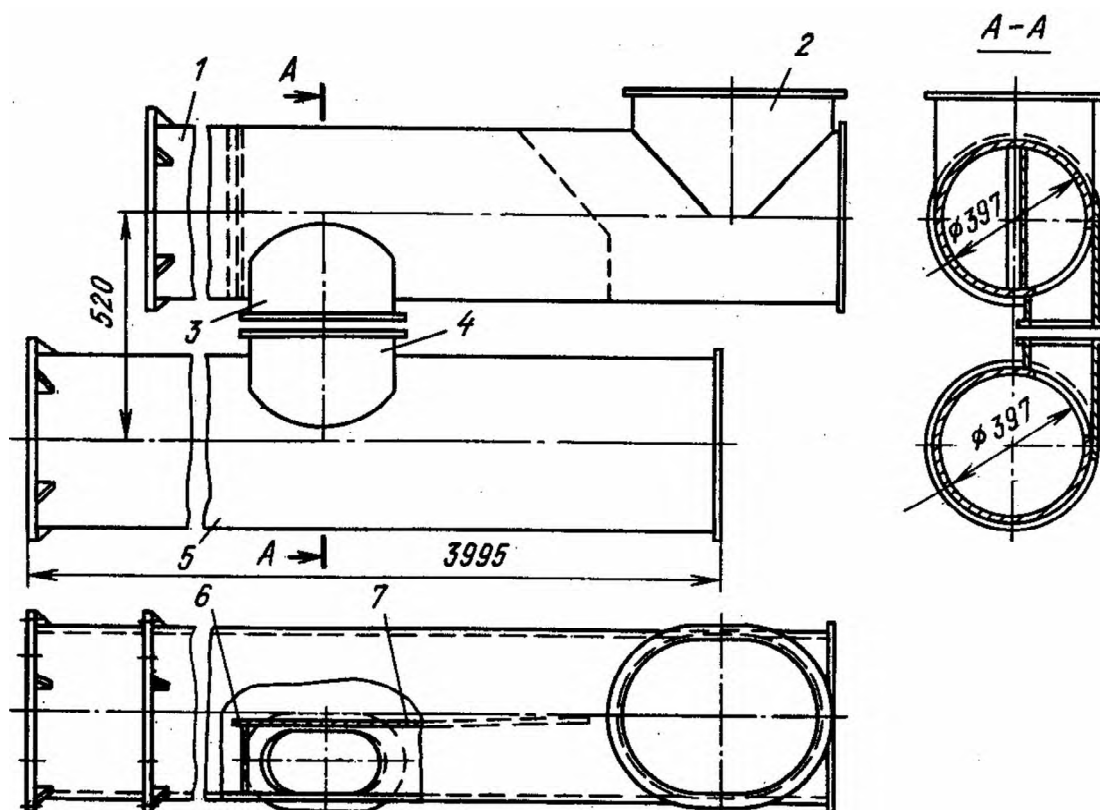


Рис. 3.21. Концевое загрузочное устройство вибрационного двухтрубного конвейера

Отсек трубы у разгрузочного патрубка перекрыт поперечной перегородкой 6. В этом месте половина материала пересыпается в нижнюю трубу 5 через патрубок 4.

Устройство для промежуточной загрузки вибрационного конвейера показано на рис. 3.22. Оно состоит из загрузочного патрубка 7, камеры 1 с делительной перегородкой 6, правого 4 и левого 2 перепускных рукавов и хомутов 3, 5. При помощи хомутов загрузочное устройство устанавливают в любом месте конвейера.

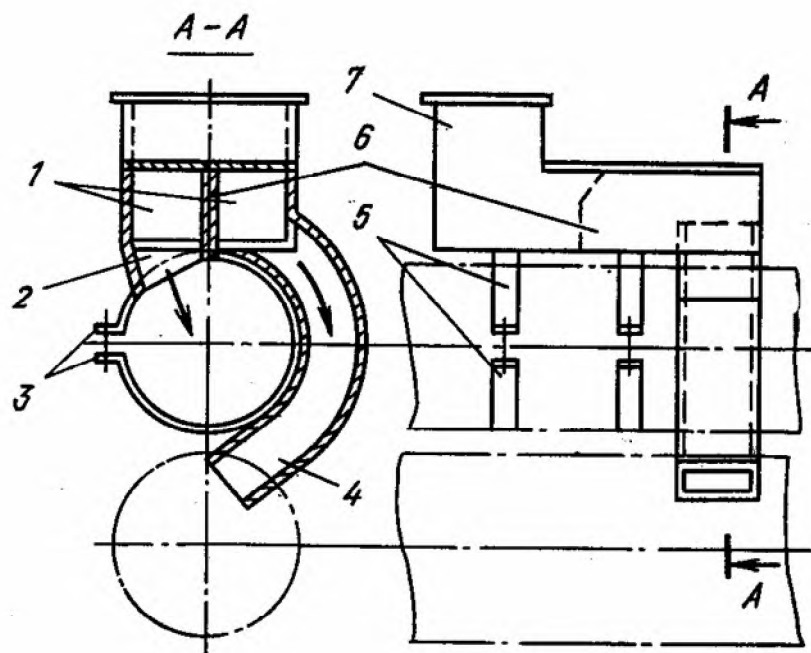


Рис. 3.22. Промежуточное загрузочное устройство

Производительность конвейера в значительной степени зависит от равномерности поступления материала в обе трубы, каждая из которых загружается не более чем на две пятых диаметра. Перегрузки конвейера снижают производительность и могут привести в отдельных случаях к прекращению транспортирования. Не допускается транспортировать конвейером материалы склонные к налипанию.

Двухтрубный вибрационный конвейер длиной 43 м с трубами диаметром 400 мм при 900 колебаниях в минуту с амплитудой 3 мм обеспечивает производительность $60 \text{ м}^3/\text{ч}$ и потребляет 14 кВт мощности.

В однотрубном вибрационном конвейере материал перемещается в результате колебаний трубы, подвешенной на пружинных подвесках. Симметричные колебания трубы создаются несколькими электромагнитными вибраторами, установленными под углом к продольной оси. Подвижный корпус вибраторов и труба соединены между собой через упругую систему пружин-рессор. Под действием переменного магнитного потока масса трубы и масса корпуса вибраторов приводится в колебательное движение. С наступлением резонанса небольшие возмущающие колебания вибраторов преобразуются в значительные усилия, интенсивно воздействующие на рабочий орган конвейера – трубу.

Общий вид однотрубного вибрационного конвейера представлен на рис. 3.23 Конвейер состоит из транспортирующей трубы 1, подвешенной на пружинных подвесках 6, и электровибраторов 4, установленных на трубе под углом 20° при помощи кронштейнов 3. Конвейер выполнен из нескольких секций длиной по 15 м, которые соединены между собой телескопически.

На каждой секции установлено по пять параллельно работающих вибраторов. Загружается конвейер через один или несколько патрубков 5, а разгружается – через патрубок 2.

В процессе промышленной эксплуатации однотрубного вибрационного конвейера при транспортировании горячего и пылящего свинцового агломерата установлено, что при длине конвейера 45 м с диаметром трубы 800 мм и пятнадцати вибраторах, обеспечивающих 3000 колебаний в минуту с амплитудой 1,5...2,0 мм, производительность составляет 120 т/ч. Общий расход мощности равен 17...20 кВт. При транспортировании происходит расслоение материала по крупности: крупные частицы перемещаются вверх, мелкие - вниз. Если снабдить трубу двойным дном, то материал может быть разделен по размерам частиц. По этому, наряду с перемешиванием, однотрубный вибрационный конвейер можно использовать в качестве грохота.

Применение однотрубного вибрационного конвейера для транспортировки горячих пылящих материалов и материалов, из которых выделяются газы, позволяет значительно улучшить условия труда.

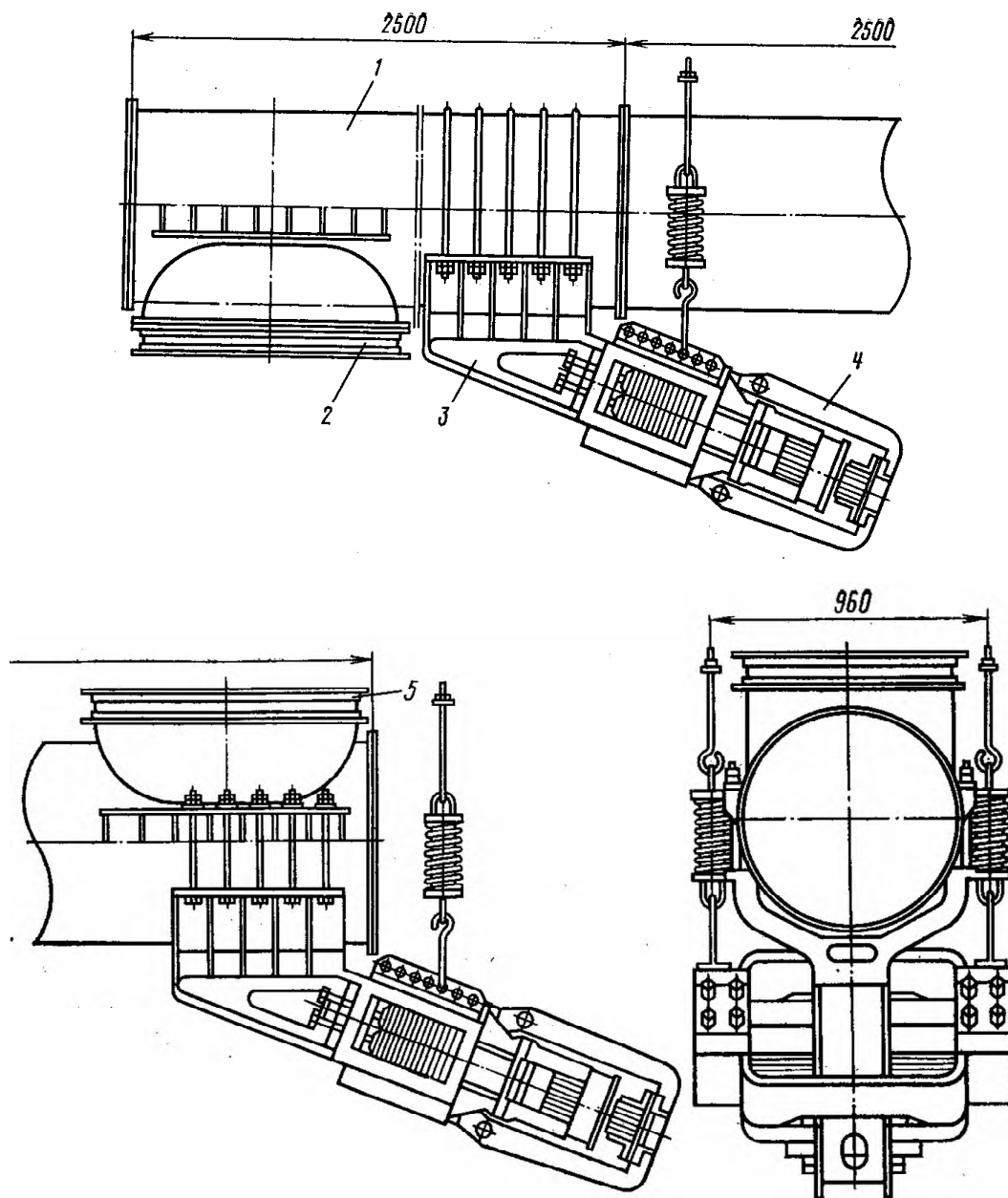


Рис. 3.23. Однотрубный вибрационный конвейер для горячих материалов

При качественном изготовлении деталей конвейера и хорошей настройке вибраторов конвейер работает устойчиво и надежно. Если выходит из строя один или два вибратора, то конвейер может продолжать работу, для чего увеличивается мощность остальных вибраторов. При длительной работе (свыше года) труба с толщиной стенки 8 мм изнашивается незначительно.

К недостатку конвейера можно отнести сложность настройки вибраторов при параллельной их работе на одной трубе.

3.7 Пластинчатый конвейер для горячего агломерата

Транспортирование кокса и холодного агломерата в доменных цехах производят ленточными конвейерами общего назначения с производительностью по коксу 30 т/ч, руде 900 т/ч на расстояние 200...300 м.

Транспортирование горячего агломерата, температура которого составляет 600...700 °С, осуществляется пластинчатыми конвейерами двух типов. В пластинчатых конвейерах первого типа бортовой настил прикреплен к тяговым цепям с ходовыми катками, которые перемещаются по направляющим путям рамы конвейера. В конвейерах второго типа (рис. 3.24) тяговые цепи с бортовым настилом перемещаются по стационарным роликам, подшипники которых смазываются автоматически от централизованной системы. Это снижает расход мощности привода конвейера и устраняет перекосы настила.

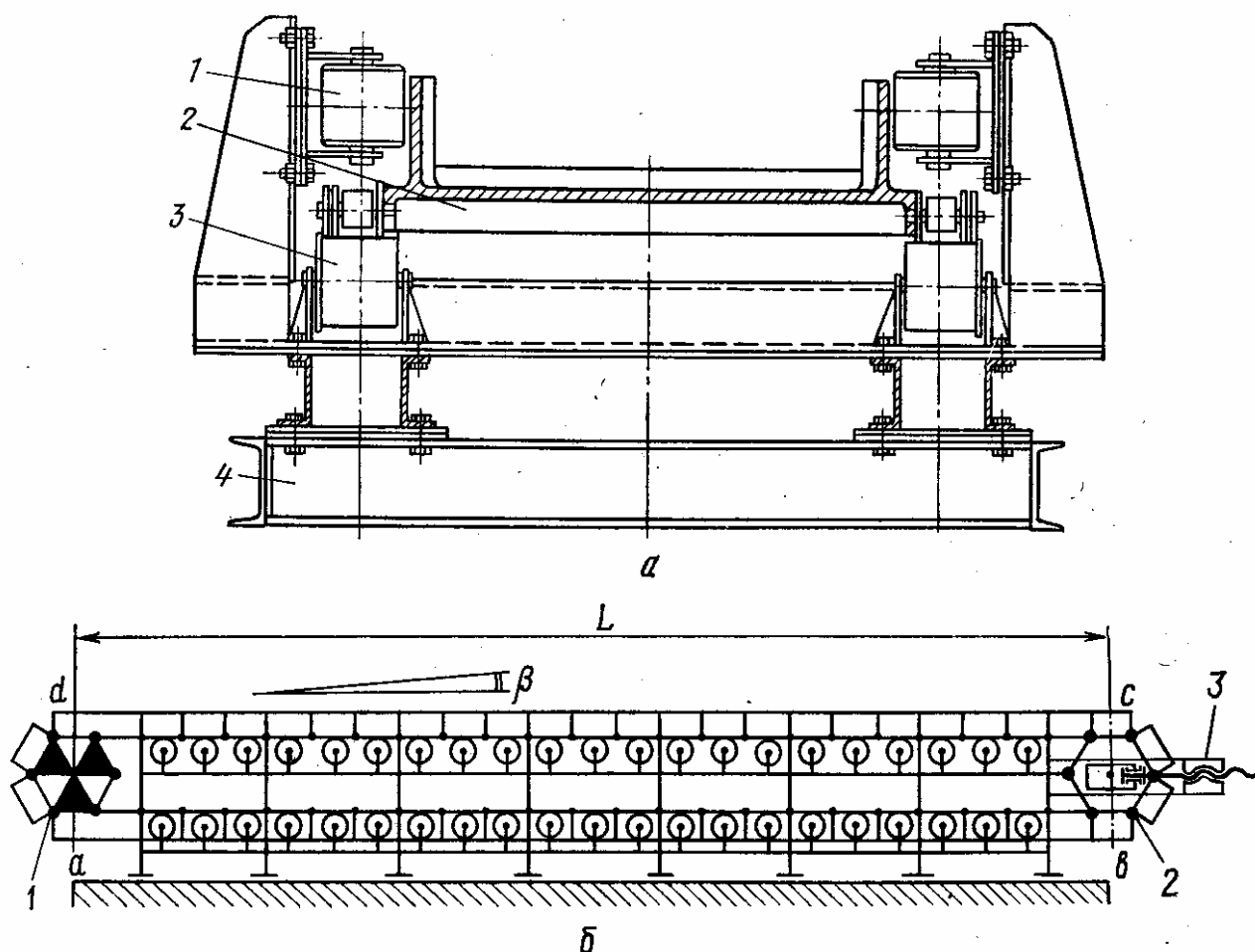


Рис. 3.24. Пластинчатый конвейер для горячего агломерата:

a – сечение конвейера, *б* – схема конвейера.

Бортовой настил 3 (рис. 3.24, а) с тяговыми цепями опирается на рабочем и холостом участках конвейера на одноробордные ролики 3 и удерживается от бокового смещения боковыми роликами 1. Ролики установлены на раме 4 и свободно вращаются в подшипниках на неподвижных осях.

Пластинчатый конвейер включает (рис. 3.24, б): приводные звездочки 7 с приводом и натяжные звездочки 2 с винтовым натяжным устройством 3. Загрузка конвейера производится через несколько вибрационных питателей, а разгрузка – через приводные звездочки в весовую воронку.

Ширину настила $B_{\text{нас}}$, м, определяется по заданной производительности $Q_{\text{кон}}$ пластинчатого конвейера при небольшом угле подъема (до 10°) и загрузке сразу по всей ширине настила по уравнению:

$$B_{\text{нас}} = Q_{\text{кон}} / 3600 \cdot h_{\text{нас}} \cdot \rho_{\text{агл}} \cdot \psi \cdot v_{\text{кон}}, \quad (3.35)$$

где $Q_{\text{кон}}$ – заданная производительность конвейера, т/ч;

$h_{\text{нас}}$ – высота борта настила, м; можно принять $B_{\text{нас}}/h_{\text{нас}} = 4$;

$\rho_{\text{агл}}$ – насыпная плотность агломерата, т/м³;

ψ – коэффициент заполнения настила по высоте бортов, $\psi = 0,8 \dots 0,9$;

$v_{\text{кон}}$ – скорость конвейера, м/с.

Тяговый расчет выполняют методом обхода контура конвейера и начинают с определения нагрузок от веса агломерата и настила с цепями. Нагрузка от веса агломерата на 1 м длины конвейера $q_{\text{агл}}$, Н/м, составляет:

$$q_{\text{агл}} = Q_{\text{кон}} \cdot g / (3,6 \cdot v_{\text{кон}}). \quad (3.36)$$

Ориентировочно нагрузку 1 м длины веса стального бортового настила тяжелого типа с цепями $q_{\text{нас}}$, Н/м, можно определить по эмпирической формуле:

$$q_{\text{нас}} = (60 \cdot B_{\text{нас}} + 150) \cdot g, \quad (3.37)$$

где $B_{\text{нас}}$ – ширина настила, м;

g – ускорение силы тяжести, м/с².

Коэффициент сопротивления настила по стационарным роликам на прямолинейных участках определяют по уравнению:

$$w = K_{\text{реб}} \cdot [(f_{\text{подш}} \cdot d + 2 \cdot k_{\text{цеп}}) / D_{\text{рол}}], \quad (3.38)$$

где $D_{\text{рол}}$ – диаметр ролика, см;

$d_{\text{подш}}$ – диаметр подшипника ролика, см;

$f_{\text{подш}}$ – коэффициент трения в подшипниках ролика при тяжелых условиях работы; для подшипников качения $f_{\text{подш}} = 0,045$, подшипников скольжения при регулярном смазывании жидкой смазкой $f_{\text{подш}} = 0,2$ и периодической $f_{\text{подш}} = 0,25$;

$k_{\text{цеп}}$ – коэффициент трения качения цепей по роликам, для тяжелых условий работы $k_{\text{цеп}} = 0,1$ см;

$K_{\text{реб}}$ – коэффициент дополнительного сопротивления трению реборд роликов о цепи, $K_{\text{реб}} = 1,1 \dots 1,2$.

Принимая наименьшее натяжение в точке «а» равным $F_a = F_{\text{min}} = 1 \dots 3$ кН, последовательно определяют сопротивления на отдельных участках конвейера, начиная от этой точки:

$$\begin{aligned} F_a &= F_{\text{min}}, \\ F_b &= F_a + W_{a-b} = F_a + q_{\text{нас}} \cdot L_{\text{кон}} \cdot w \cdot \cos\beta - q_{\text{нас}} \cdot L_{\text{кон}} \cdot \sin\beta, \\ F_c &= F_b + W_{b-c} = k_{\text{зв}} \cdot F_b, \\ F_d &= F_c + W_{c-d} = F_c + (q_{\text{нас}} + q_{\text{агл}}) \cdot L_{\text{кон}} \cdot w \cdot \cos\beta + (q_{\text{нас}} + q_{\text{агл}}) \cdot L_{\text{кон}} \cdot \sin\beta, \end{aligned} \quad (3.39)$$

где $k_{\text{зв}}$ – коэффициент сопротивления на поворотных звездочках, для тяжелых условий работы $k_{\text{зв}} = 1,1$.

Тяговое усилие $F_{\text{тяг}}$, Н, на приводных звездочках равно:

$$F_{\text{тяг}} = F_d - F_a + (F_d + F_a)(k_{\text{зв}} - 1), \quad (3.40)$$

и потребляемая мощность электродвигателя:

$$P_{\text{дв}} = F_{\text{тяг}} \cdot v_{\text{кон}} / (1000 \cdot \eta), \text{ кВт}. \quad (3.41)$$

Вследствие малой скорости движения цепей динамическую нагрузку на цепь не учитывают. Тяговую цепь выбирают по расчетному максимальному статическому натяжению цепей $F_{\text{рас}}$, которое определяется при максимальной загрузке конвейера:

$$F_{\text{рас}} = F_{\text{max}} / K_{\text{нер}}, \quad (3.42)$$

где $K_{\text{нер}}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между цепями; при двух цепях $K_{\text{нер}} = 1,6 \dots 1,8$ в зависимости от точности изготовления цепей и монтажа конвейера.

4 СПЕЦИАЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ И УСТРОЙСТВА

4.1 Толкатели и выталкиватели

4.1.1 Общие сведения

Толкателями и выталкивателями называются механизмы и устройства, обеспечивающие перемещение грузов в горизонтальном направлении. По способу передачи толкающего усилия различают следующие конструкции толкателей и выталкивателей: реечные, винтовые, гидравлические, рычажные, фрикционные, цепные. Для привода толкателей и выталкивателей преимущественно используют электрический привод, но в некоторых случаях применяют гидравлический и пневматический приводы.

Толкающее усилие зависит от веса перемещаемого груза и коэффициентом трения между грузом и поверхностью трения (подом печи):

$$F_{\text{тол}} = G_{\text{гр}} f K_F,$$

где $F_{\text{тол}}$ – толкающее усилие, Н;

$G_{\text{гр}}$ – вес груза, Н;

f - коэффициент трения между грузом и поверхностью трения (при температуре нагрева 400...700 °С - $\mu = 0,6...0,7$; при 700...800 °С - $\mu = 0,7...0,8$; при 800...1000 °С - $\mu = 1$);

K_F – коэффициент, учитывающий увеличение сопротивления из-за возможности спекания металла с подом печи, искривлением направляющих и других факторов, $K_F = 1...4$.

4.1.2 Реечный толкатель

Реечный толкатель предназначен для перемещения отдельных заготовок (блюмов и слябов) с рольганга в нагревательную печь и продвижения через нее всего ряда заготовок. Схема реечного толкателя представлена на рис. 4.1.

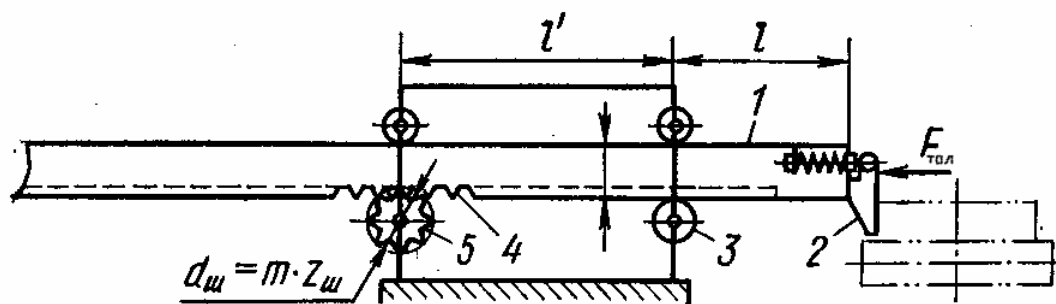


Рис. 4.1. Схема реечного толкателя

Толкающая штанга 1 с головкой на переднем конце снабжена толкающими пальцами 2 с пружинными амортизаторами. При движении штанги по направляющим роликам 3 вперед пальцы упираются в головку и толкают перед собой заготовку. При движении штанги назад и наличии на рольганге следующей заготовки пальцы отклоняются вверх, и головка штанги беспрепятственно возвращается в исходное положение. С нижней стороны штанги укреплена зубчатая рейка 4, при помощи которой на штангу передается толкающее усилие от привода через шестерню 5.

При движении толкающей штанги вперед столкновение одиночной заготовки с рольганга в печь происходит с большей скоростью, чем продвижение всего ряда блюмов в печи. В момент соприкосновения сталкиваемого блюма с рядом блюмов скорость штанги автоматически снижается до минимальной. В крайнем переднем положении толкающей головки концевой выключатель останавливает привод и переключает его на обратный ход. При этом скорость обратного хода выше скорости рабочего хода в два-три раза.

Мощность электродвигателя привода толкателя, определяют по усилию и скорости толкания всего ряда блюмов, кВт:

$$P_{\text{дв}} = \frac{F_{\text{тол}} \cdot v_{\text{тол}}}{1000 \cdot \eta},$$

где $F_{\text{тол}}$ – толкающее усилие, Н

$v_{\text{тол}}$ – скорость толкания, м/с;

η - к.п.д. привода.

Общее передаточное число привода находят из отношения частоты вращения $n_{дв}$ (об/мин) выбранного электродвигателя к частоте вращения реечной шестерни $n_{ш}$ (об/мин):

$$i = n_{дв}/n_{ш},$$

где $n_{ш} = 60 \cdot v_{тол}/(\pi \cdot d_{ш})$; $v_{тол}$ – скорость толкания, м/с; $d_{ш}$ – диаметр начальной окружности шестерни, м.

Задаваясь числом зубьев шестерни ($z_{ш} \geq 20$), её модуль определяют по прочности зубьев на изгиб, мм:

$$m = \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{изн}}{\psi_m \cdot Y_F \cdot [\sigma]}}$$

здесь F_t – окружное усилие на шестерне, Н;

$K_{изн}$ – коэффициент, учитывающий износ реечного зацепления при наличии абразивной пыли, $K_{изн} = 1,5$;

Y_F – коэффициент формы зуба;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение изгиба с учётом характера нагружения и срока службы передачи, Н/мм²;

ψ_m – коэффициент ширины реечного зацепления, $\psi_m = b/m = 10 \dots 12$, где b – длина зуба рейки, мм;

Полученный модуль округляют по ГОСТ 9563-60 и находят диаметр начальной окружности шестерни:

$$d_{ш} = m \cdot z_{ш}.$$

Ширину шестерни принимают больше ширины рейки на 5...10 мм. По общему передаточному числу и мощности привода подбирают редуктор.

Выдвинутую штангу, находящуюся под действием толкающего усилия, проверяют на устойчивость (продольный изгиб) по формуле, Н:

$$F_{тол} \leq \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{шт}}{[n_{уст}] \cdot (\mu \cdot l_{шт})^2}$$

где E – модуль упругости первого рода материала штанги, Н/см²;

$I_{шт}$ – момент инерции поперечного сечения штанги, см⁴;

$[n_{уст}]$ - допускаемый коэффициент запаса устойчивости, принимаемый в пределах $[n_{уст}] = 2...3,5$ для вертикальных штанг и $[n_{уст}] = 3,5...5$ для горизонтально расположенных штанг;

μ - коэффициент приведения длины штанги, зависящий от способа крепления её концов;

$l_{шт}$ - длина штанги, см.

Для штанги, у которой один конец жёстко закреплён, а другой свободный, $\mu = 2$; при шарнирном закреплении концов $\mu = 1$; при жёстком закреплении концов $\mu = 0,5$; при жёстком закреплении одного конца и шарнирном – другого $\mu = 0,7$.

Приведённый расчёт продольного изгиба основан на формуле Эйлера для определения критической силы. Применение этой формулы ограничено предельной гибкостью ($l > l_{кр}$); для стали Ст3 - $l_{кр} \approx 100$.

Под гибкостью понимают отношение:

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l_{шт}}{r_{ин}} = \frac{\mu \cdot l_{шт}}{\sqrt{I_{шт}/A_{шт}}},$$

где $r_{ин}$ - радиус инерции сечения штанги вычисляют по формуле, см:

$$r_{ин} = \sqrt{I_{шт}/A_{шт}}.$$

$A_{шт}$ - площадь поперечного сечения штанги, см².

Если гибкость штанги лежит в диапазоне $l = 40...100$, то проверку устойчивости штанги ведут по формуле Ф.С. Ясинского, Н:

$$F_{тол} \leq \frac{(a - b \cdot \lambda) \cdot A_{шт}}{[n_{уст}]},$$

где a и b – эмпирические коэффициенты, зависящие от свойств материала; для стали Ст3 - $a = 310$ МПа, $b = 11,4$ МПа.

При $l < 40$ проверки на устойчивость не требуется.

4.1.3 Винтовой толкатель

Он предназначен для подачи заготовок в нагревательную печь, перемещения их по поду печи и выгрузки через окно выдачи (рис. 4.2).

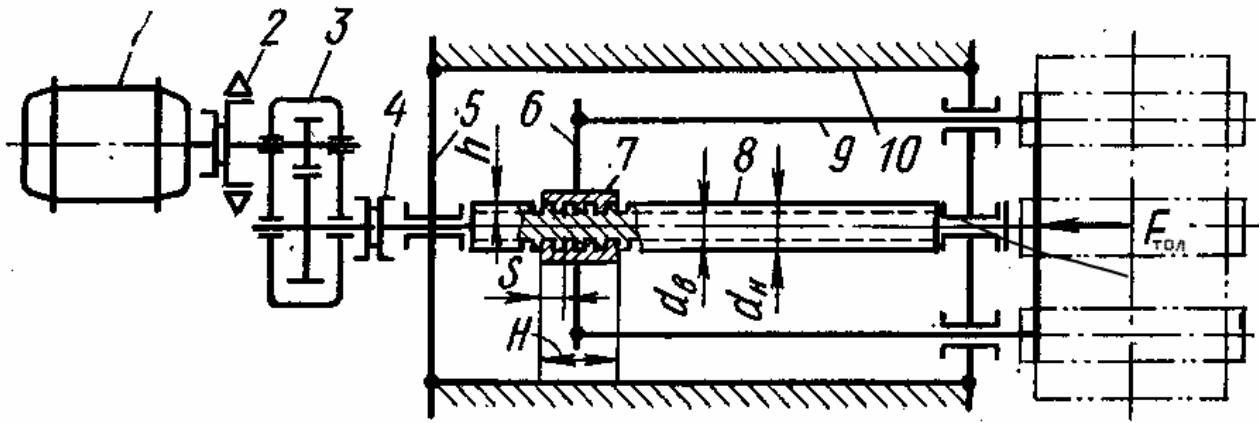


Рис. 4.2. Схема винтового толкателя

На раме 10 установлены две стойки - передняя со стороны печи и задняя 5 со стороны привода. В передней стойке закреплены направляющие втулки для штанг 9, радиальный и упорный подшипник (подпятник) для переднего конца винта 8 подачи. Задняя стойка является корпусом подшипника для заднего конца винта. При вращении винта по направляющим рамы перемещается траверса 6, в которой закреплены гайка 7 и задние концы двух штанг. Обе штанги проходят через направляющие втулки передней стойки и их передние концы присоединены к общей толкающей головке. Такая конструкция толкающего устройства обеспечивает работу винта только на растяжение. Винт вращается от привода, состоящего из электродвигателя 1, упругой соединительной муфты с электромагнитным тормозом 2 и редуктора 3. Винт соединен с выходным валом редуктора муфтой 4.

Мощность электродвигателя привода винтового толкателя рассчитывают через усилие и скорость толкания (п.4.1.2). Общее передаточное число привода и выбор редуктора осуществляют после расчета винта и гайки толкателя.

Основным критерием надёжной работы винтового толкателя является износостойкость резьбы винтовой пары, средний диаметр резьбы которой рассчитывается по формуле:

$$d_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{2 \cdot F_{\text{тол}}}{\pi \cdot \psi \cdot [p]}}$$

где $F_{\text{тол}}$ – осевая сила, действующая на винт и гайку, Н;

$\psi = H/d_{\text{ср}}$ - отношение высоты H гайки к среднему диаметру резьбы; для цельных гаек - $\psi = 1,2 \dots 2,5$ и для разъемных $\psi = 2,5 \dots 3,5$, большие значения относятся к большему диаметру;

$[p]$ - допускаемое давление, зависящее от материалов винтовой пары и условий её эксплуатации; для закалённой стали по бронзе $[p] = 10 \dots 13$ МПа, для незакалённой стали по бронзе $[p] = 8 \dots 10$ МПа, для незакалённой стали по чугуноу $[p] = 5 \dots 6$ МПа.

Для винтовых толкателей при небольших усилиях применяют трапецеидальную резьбу (ГОСТ 9484-81), при больших усилиях - упорную (ГОСТ 10177-82) или прямоугольную. Размеры определяют по следующим соотношениям: рабочая высота профиля резьбы $h = 0,1 \cdot d_{\text{ср}}$; наружный диаметр резьбы $d_{\text{нар}} = d_{\text{ср}} + h$; внутренний диаметр резьбы $d_{\text{вн}} = d_{\text{ср}} - h$; шаг резьбы $S = 2 \cdot h$. Число витков резьбы гайки равно $z_{\text{винт}} = H/S$. Для более равномерного нагружения витков следует принимать $z_{\text{винт}}$ не более 10.

Для многозаходной резьбы с числом заходов $K_{\text{зах}}$ ход резьбы $S_1 = S \cdot K_{\text{зах}}$ и угол подъема винтовой линии φ определяют по формуле:

$$\varphi = \arctg \frac{S_1}{p \cdot d_{\text{ср}}}$$

Прочность винта толкателя, работающего одновременно на растяжение и кручение, проверяют по теории наибольших касательных напряжений:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq [\sigma].$$

Значения нормальных и касательных напряжений соответственно равны:

$$\sigma = \frac{F_{\text{тол}}}{A_{\text{винт}}} = \frac{4 \cdot F_{\text{тол}}}{\pi \cdot d_{\text{ср}}^2}$$

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{W_p} = \frac{0,5 \cdot F_{\text{тол}} \cdot d_{\text{ср}} \cdot \text{tg}(\varphi + \rho) + M_{\text{оп}}}{0,2 \cdot d_{\text{ср}}^3},$$

здесь $F_{\text{тол}}$ – осевая сила, действующая на винт, Н;

φ - угол подъёма винтовой линии;

ρ - угол трения, который связан с коэффициентом трения f соотношением $\text{tg} \rho = f$; при смазке для стали по бронзе $f = 0,1$ и стали по чугуноу $f = 0,15$;

$d_{\text{ср}}$ - средний диаметр резьбы;

W_p - момент сопротивления сечения винта при кручении $W_p \approx 0,2 \cdot (d_{\text{ср}})^3$.

Крутящий момент от сил трения в опоре (подпятнике) $M_{\text{оп}}$ от сил трения в подпятнике зависит от его конструкции. Для подпятника скольжения в виде кольцевой пяты момент равен:

$$M_{\text{оп}} = \frac{2}{3} \cdot F_{\text{тол}} \cdot f_{\text{оп}} \cdot R_{\text{оп}} \cdot \left[\frac{R_{\text{оп}}^3 - r_{\text{оп}}^3}{R_{\text{оп}}^2 - r_{\text{оп}}^2} \right],$$

где $R_{\text{оп}}$ и $r_{\text{оп}}$ – наибольший и наименьший радиусы кольцевой пяты;

$f_{\text{оп}}$ - коэффициент трения скольжения в кольцевой опоре.

Для подпятника в виде упорного шарикоподшипника момент равен:

$$M_{\text{оп}} = F_{\text{тол}} \cdot f_{\text{оп}} \cdot d_{\text{цап}} / 2,$$

где $f_{\text{оп}}$ - коэффициент трения подшипника качения. $\mu_{\text{оп}} = 0,01 \dots 0,03$;

$d_{\text{цап}}$ - диаметр цапфы под упорный подшипник.

Допускаемое напряжение на растяжение принимается равным $[\sigma] = \sigma_T / 3$,

где σ_T - предел текучести материала винта.

Частота вращения винта $n_{\text{винт}}$, об/мин, толкателя определяется отношением заданной скорости толкания $v_{\text{тол}}$, м/с, к ходу резьбы S_1 , м:

$$n_{\text{винт}} = 60 \cdot v_{\text{тол}} / S_1.$$

Тогда общее передаточное число привода винтового толкателя равно:

$$i = n_{\text{дв}} / n_{\text{винт}},$$

где $n_{\text{дв}}$ - частота вращения вала выбранного электродвигателя, об/мин.

4.1.4 Гидравлический толкатель

Схема гидравлического толкателя изображена на рис. 4.3. Возвратно-поступательное движение толкающего устройства осуществляется при помощи гидравлического цилиндра. Гидроцилиндр 3 установлен неподвижно, а подвижной шток 1 соединен с толкающей головкой 5 через траверсу двумя штангами. При подаче рабочей жидкости от насоса через патрубок 2 в штоковую полость гидроцилиндра происходит рабочий ход толкающей головки. Одновременно из бесштоковой полости гидроцилиндра рабочая жидкость через патрубок 4 поступает в сливной бак. Поступление рабочей жидкости в обратном порядке сообщает толкающему устройству холостой ход. Подвод и отвод рабочей жидкости к соответствующим полостям гидроцилиндра происходит по трубопроводам и осуществляется распределительным устройством золотникового типа. На случай перегрузок в гидросистеме толкателя предусмотрен предохранительный клапан.

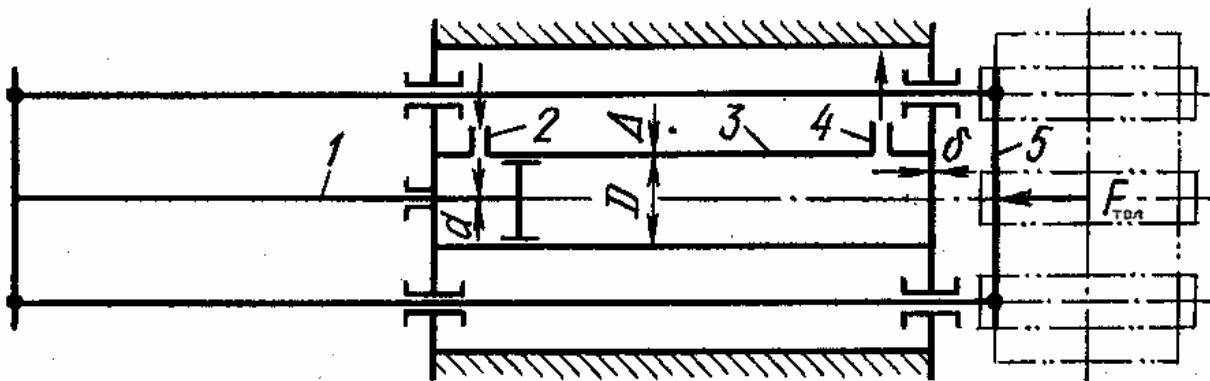


Рис. 4.3. Схема гидравлического толкателя

Расчёт гидравлического толкателя начинают с определения основных размеров гидроцилиндра. В зависимости от давления рабочей жидкости внутренний диаметр $D_{\text{цил}}$, мм, гидроцилиндра рассчитывается по формуле:

$$D_{\text{цил}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{тол}}}{\pi \cdot p}} = 35,6 \cdot \sqrt{\frac{F_{\text{тол}}}{p}},$$

где $F_{\text{тол}}$ – толкающее усилие, Н;

p - давление рабочей жидкости, развиваемое насосом, Н/мм².

Толщина стенок $\delta_{\text{ст}}$ гидроцилиндра зависит от его материала:

для чугуна

$$\delta_{\text{ст}} = \frac{D}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{[\sigma] + p}{[\sigma] - p}} - 1 \right),$$

для стали

$$\delta_{\text{ст}} = \frac{D}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{[\sigma] + p \cdot (1 - 2 \cdot \mu)}{[\sigma] - p \cdot (1 - 2 \cdot \mu)}} - 1 \right),$$

где $[\sigma]$ - допускаемое напряжение растяжения для материала гидроцилиндра, Н/мм²; для чугуна $[\sigma] = 150$ Н/мм², для стали $[\sigma] = 500$ Н/мм²;

μ - коэффициент Пуассона.

Толщину плоского днища $\delta_{\text{дн}}$ цилиндра рассчитывается по формуле:

$$\delta_{\text{ст}} = 0,405 \cdot D_{\text{цил}} \cdot \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}}$$

Диаметр штока $d_{\text{шт}}$ принимают равным половине внутреннего диаметра $D_{\text{цил}}$ гидроцилиндра. Полученные диаметры цилиндра и штока должны быть округлены до ближайшего большего значения согласно ГОСТ 6540-68.

Производительность насоса Q , м³/с, насоса гидравлического толкателя зависит от площади поршня и скорости его движения:

для рабочего хода

$$Q_{\text{раб}} = \pi \cdot (D_{\text{цил}}^2 - d_{\text{шт}}^2) \cdot v_{\text{раб}} / 4,$$

для холостого хода

$$Q_{\text{хол}} = \pi \cdot D_{\text{цил}}^2 \cdot v_{\text{хол}} / 4,$$

где $D_{\text{цил}}$ и $d_{\text{шт}}$ – диаметры цилиндра и штока, м;

$v_{\text{раб}}$, $v_{\text{хол}}$ - скорости рабочего и холостого хода толкателя, м/с.

Так как скорости рабочего и холостого ходов толкателя не одинаковы, то для выбора насоса принимают наибольшую расчётную производительность

$Q_{расч}$. Получение малой скорости рабочего хода толкателя достигается дроссельным регулированием, при котором часть потока рабочей жидкости поступает в штоковую полость, а часть возвращается через предохранительный клапан в сливной бак. При этом насос работает при постоянной и полной нагрузке, которая частично расходуется в дросселе, вызывая нагрев рабочей жидкости. Учитывая неизбежные утечки, сжатие жидкости и упругость гидравлической системы, необходимую производительность насоса несколько увеличивают:

$$Q_{нас} = 1,2 \cdot Q_{расч}.$$

По значениям производительность насоса $Q_{нас}$ и давлению рабочей жидкости p выбирают тип насоса. По конструкции рабочего органа насосы делят на шестерённые, лопастные и поршневые. Поршневые насосы, в свою очередь, бывают аксиально-поршневые, поршневые эксцентрикковые и радиально-поршневые. Шестерённые и лопастные насосы применяют для рабочих давлений 12...14 МПа; аксиально-поршневые и радиально-поршневые насосы - для давлений 20...30 МПа, и поршневые эксцентрикковые – для давлений 50 МПа и выше.

В качестве рабочих жидкостей в гидроприводах используют минеральные масла с кинематической вязкостью при 50 °С от 10 до 40 мм²/с.

Мощность необходимая для привода насоса, равна, кВт:

$$P = \frac{p \cdot Q_{нас}}{1000 \cdot \eta_{сис}} = \frac{F_{тол} \cdot v_{тол}}{1000 \cdot \eta_{сис}},$$

где $Q_{нас}$ - производительность насоса, м³/с;

p - давление рабочей жидкости, развиваемое насосом, Н/мм².

$F_{тол}$ – толкающее усилие, Н;

$v_{тол}$ – скорость толкания, м/с;

$\eta_{сис}$ – к.п.д. гидравлической системы.

4.1.5 Рычажный толкатель

В рычажных толкателях возвратно-поступательное движение толкающего устройства происходит при непрерывном вращении электродвигателя в одном направлении. Обычно рычажные толкатели рассчитаны на малые и средние толкающие усилия со скоростями движения 2...3 м/мин и ходом толкателя в пределах 200...600 мм. В приводе рычажного толкателя используют электрический и пневматический двигатели.

Преобразование вращательного движения вала электродвигателя в возвратно-поступательное движение толкающего устройства происходит следующим образом (рис. 4.4.). Электродвигатель вращает входной вал 1 редуктора 2 с кривошипом 3 на выходном валу 4. Кривошип соединен шатуном 5 с рычагом 6, который закреплен на валу 7. На том же валу насажены несколько коротких рычагов 8, к которым одним концом шарнирно присоединены толкающие штанги 9. Штанги проходят через окна печи и другим концом скользят по направляющей плите внутри печи. При движении вперед штанги проталкивают через нагревательную печь весь ряд длинных заготовок на величину хода. При обратном движении штанг между ними и концом ряда заготовок подается следующая заготовка, после чего цикл повторяется.

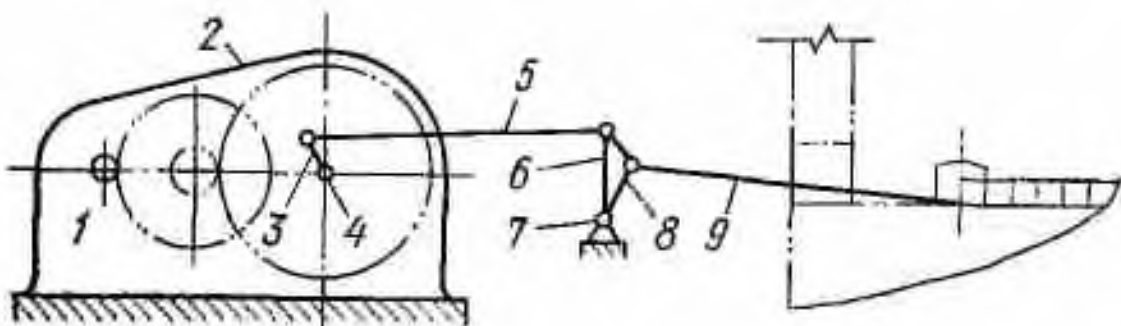


Рис. 4.4. Рычажный толкатель с электроприводом

Аналогично работает рычажный толкатель с пневматическим приводом (рис. 4.5), где пневматический цилиндр 2 присоединен к шарниру 1, а его шток 3 шарнирно присоединен к подвижной точке 4 качающегося рычага 5. Верхний конец рычага соединен тягой 6 с толкающим башмаком 7.

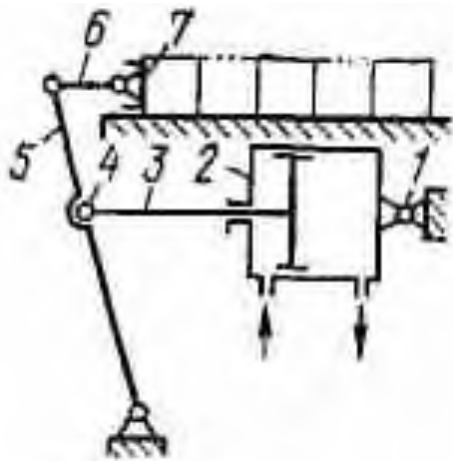


Рис. 4.5. Рычажный толкатель с пневмоприводом

При движении поршня пневмоцилиндра вправо толкатель совершает рабочий ход, влево – холостой ход. Сжатый воздух подается от цеховой магистрали по трубопроводам. Управление осуществляется краном прямого действия с клапанами или золотником. Преимуществом пневматического привода толкателя является демпфирующее действие пневмоцилиндра, который сглаживает толчки и удары при проталкивании одной заготовки и всего ряда заготовок.

4.1.6 Фрикционный выталкиватель

Фрикционный выталкиватель (рис. 4.6) применяют для выдачи из печи горячих слитков, выталкиваемых штангой в торец. Во фрикционном выталкивателе ход штанги достигает 5 м и более, скорость движения – 1 м/с. Толкающее усилие редко превышает 5...10 кН.

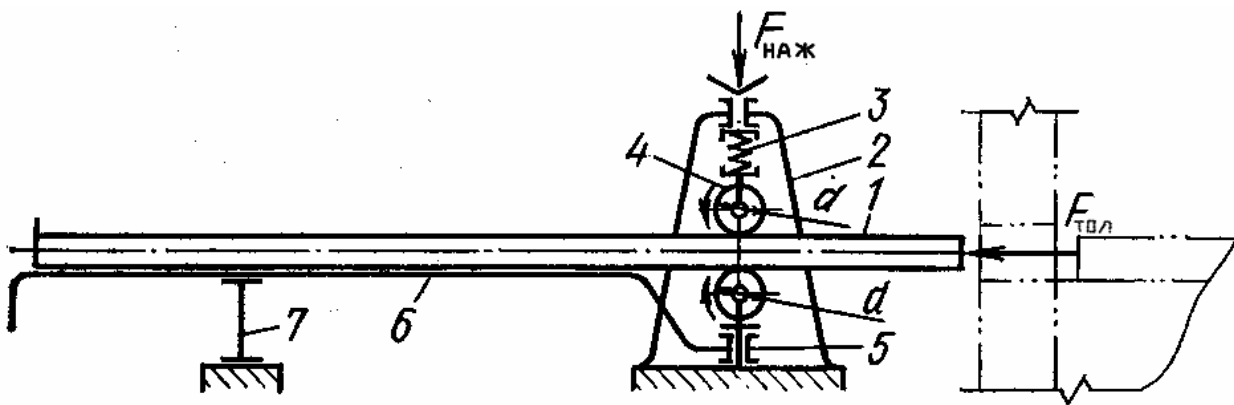


Рис. 4.6. Фрикционный выталкиватель

Квадратная штанга 1 движется возвратно-поступательно от двух фрикционных роликов 4, установленных на подшипниках в передней стойке 2. Необходимое толкающее усилие создается за счет того, что верхний ролик прижимает штангу к нижнему ролику при помощи нажимных винтов и пружин 3. Оба ролика вращаются приводом в разных направлениях. Штанга движется по направляющей балке 6, которая одним концом опирается на заднюю стойку 7, а другим – на вертикальную цапфу 5 передней стойки. Это дает возможность поворачивать штангу в горизонтальной плоскости на небольшой угол для выталкивания из печи перекосившихся слитков.

Для передачи штанге толкающего усилия $F_{тол}$ фрикционные ролики должны быть прижаты к штанге с усилием $F_{наж}$, определяемым по формуле:

$$F_{наж} = \frac{K_{зап} \cdot F_{тол}}{f},$$

где $K_{зап}$ – коэффициент запаса сцепления роликов, который рекомендуется принимать в силовых передачах равным $K_{зап} = 1,25 \dots 1,5$;

f - коэффициент трения; при трении стали по стали или по чугуну без смазки - $f = 0,15 \dots 0,20$ и $f = 0,04 \dots 0,05$ при наличии смазки.

Диаметр фрикционных роликов определяют из расчета на прочность по контактному напряжению.

4.1.7 Выталкиватель с цепным приводом

Применение цепного привода позволяет увеличить толкающее усилие до 40 кН. На рис. 4.7 изображена схема выталкивателя с цепным приводом.

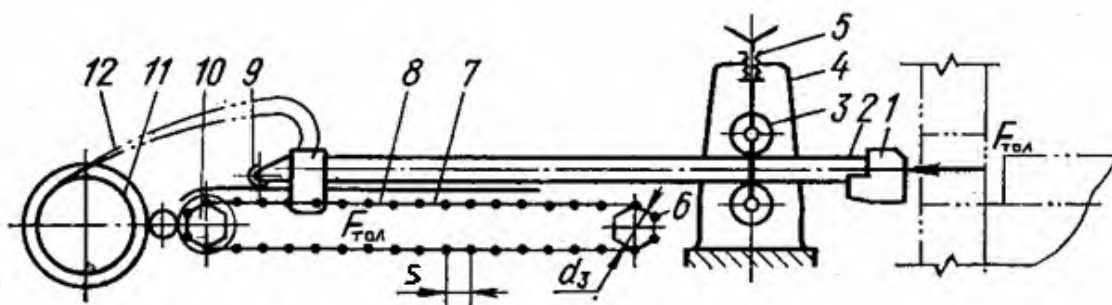


Рис. 4.7. Выталкиватель с цепным приводом

Передний конец штанги 2 круглого сечения с толкающей головкой 1 поддерживается роликами 3 стойки 4. При помощи винтов 5 регулируется зазор между толкающей головкой и подом печи. Задний конец штанги опирается на направляющие 8 роликом 9 и присоединен к тяговой цепи 7. Приводная 6 и натяжная 10 звездочки привода сообщают цепи и вместе с ней штанге возвратно-поступательное движение. Натяжная звездочка через зубчатую передачу вращает барабан 11 со шлангами 12, по которым поступает вода во внутреннюю полость движущейся штанги для ее охлаждения.

Так как нагрузка на цепь от толкающего усилия штанги значительная, то для привода применяют грузовую пластинчатую цепь по ГОСТ 191-82. Цепь выбирают по разрывному усилию:

$$F_{\text{раз}} = K_{\text{зап}} F_{\text{тол}},$$

где $K_{\text{зап}}$ – коэффициент запаса прочности цепи, $K_{\text{зап}} = 5$.

Диаметр делительной окружности приводной звездочки и частота ее вращения вычисляются по формулам:

$$D_{\text{зв}} = s_{\text{цеп}} / [\sin (180^\circ / z_{\text{зв}})];$$

$$n_{\text{зв}} = 60 \cdot 1000 \cdot v_{\text{цеп}} \cdot z_{\text{зв}} \cdot t_{\text{цеп}},$$

где $s_{цеп}$ – шаг цепи, мм;

$z_{зв}$ – число зубьев звездочки (обычно принимают $z = 6, 7$ или 8);

$v_{цеп}$ – скорость цепи, равная скорости толкания, м/с.

4.2 Транспортирующие механизмы нагревательных печей

4.2.1 Общие сведения

Для транспортировки заготовок внутри нагревательных печей служат транспортирующие механизмы, которые делят на конвейеры с тяговым элементом или без него. Тяговый элемент имеют ленточные конвейеры, в которых используется стальная или проволочно-сетчатая лента. К конвейерам без тягового элемента относят шагающие, роликовые, вращающиеся поды, винтовые конвейеры, вращающиеся транспортные трубы и др.

Область применения конвейерных подов зависит от рабочей температуры печи. Конвейерные поды в виде ленточных конвейеров применяют в низкотемпературных печах с рабочей температурой ниже 300°C . Цепные надподовые конвейеры используют в среднетемпературных печах до температуры 950°C . В высокотемпературных печах с нагревом до $1000...1150^{\circ}\text{C}$, т.е. до температур, позволяющих работать с сухой окалиной, применяют цепные подподовые и шагающие конвейеры. При более высокой температуре нагрева шлак становится жидким. В этом случае возможно применение только роликового конвейера до температуры $1150...1200^{\circ}\text{C}$.

Перемещение заготовок подовыми конвейерами в рабочей зоне печи происходит с малыми скоростями, что связано с процессами термообработки металла, которые в силу своего технологического режима протекают весьма медленно. По этой причине передаточные числа передач в приводных устройствах достигают больших величин.

4.2.2 Цепные конвейерные поды

Схема надподового цепного конвейера показана рис. 4.8. Конвейер состоит из тягового и грузонесущего элемента – цепи 2, приводной 1 и концевой 4 звездочек, направляющих на рабочем 3 и холостом 5 участках конвейера.

В зависимости от ширины печи конвейер может иметь несколько цепных контуров для перемещения нагреваемых заготовок. Расстояние между цепными контурами выбирают так, чтобы нагретые заготовки не прогибались под собственным весом. Приводные звездочки устанавливаются на один общий вал и приводятся во вращение от одного привода. Для регулирования начального натяжения цепи каждого контура концевые звездочки устанавливают на коротких осях в подшипниках стойки.

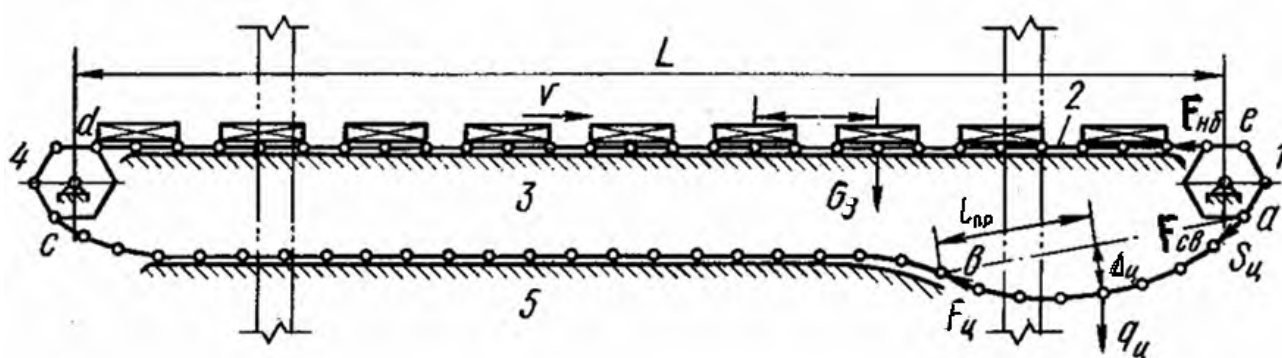


Рис. 4.8. Схема надподового цепного конвейера

Вследствие большой разницы в температурах нагрева участков цепи над и под подом печи длина ее изменяется настолько значительно, что для ее компенсации введен участок свободного провисания на холостом участке конвейера за приводными и концевыми звездочками.

В качестве тягового элемента надподового конвейера используется пластинчатая беззубчатая роликовая цепь. Ролики свободно вращаются на валике шарнира звена цепи, чем уменьшают износ валиков цепи и зубьев

тяговых звездочек. Для скольжения цепи по направляющим пластины цепи снабжены выступами.

Подподовый цепной конвейер, схема которого представлена на рис. 4.9, состоит из тяговой грузонесущей цепи 2, приводной 1 и натяжной 4 звездочек, направляющих на рабочем 3 и холостом 5 участках конвейера. Конвейер также включает несколько цепных контуров, каждая пара которых натягивается грузовым натяжным устройством 6. Это устройство обеспечивает постоянство первоначального натяжения цепи, компенсирует вытяжку цепи от износа и температурных удлинений.

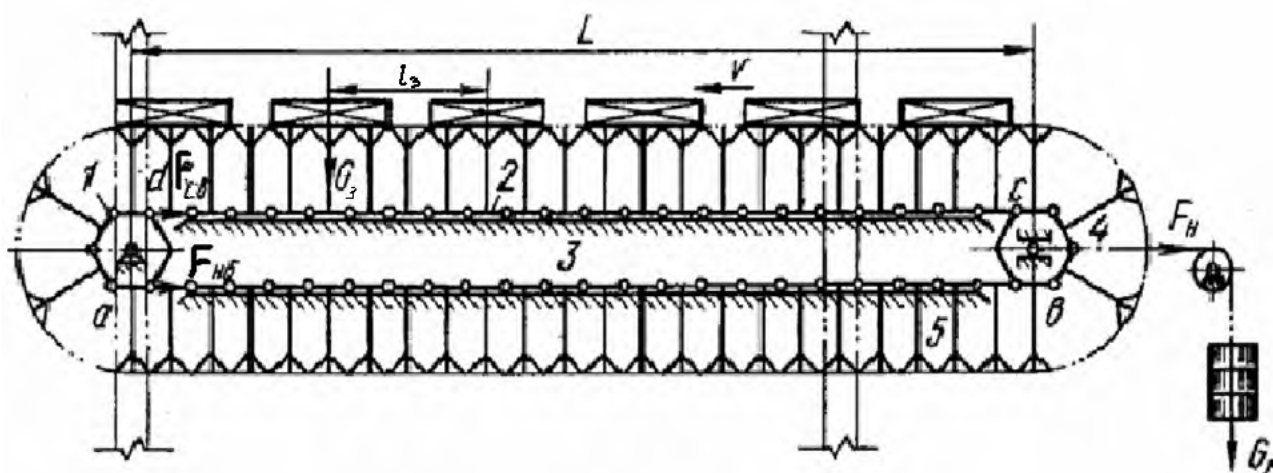


Рис. 4.9. Схема подподового цепного конвейера

На пластинах тяговой цепи закреплены стойки с гребешками 7, которые проходят в рабочее пространство через щель в поду печи и на которых находится металл. При работе конвейера под подом печи его цепь менее подвержена высокой температуре и может служить более продолжительное время. Кроме того, в конвейере применена более совершенная катковая цепь, в которой наружные ролики свободно вращаются на цапфах валика цепи и служат ходовыми опорными устройствами, так как на них цепь с грузонесущими стойками катится по направляющим.

Для определения мощности двигателя, натяжения цепи в характерных точках, силы от натяжного устройства и размеров цепи пользуются методом

тягового расчета по контуру. Цепной контур делят на прямолинейные и криволинейные участки. Деление начинают с точки «а» наименьшего натяжения цепи, которой обычно является точка сбегания цепи с приводной звездочки. Обходя последовательно контур по ходу движения цепи, определяют ее натяжение в характерных точках «а», «b», «с» и «d». Наименьшее натяжение в точке «а» принимают более 5 % от допускаемого натяжения выбранного типа цепи, но не менее 500 Н на одну цепь.

При наличии участка провисания цепи у приводной звездочки натяжение определяется собственным весом и величиной провисания цепи:

$$F_{\text{цеп}} = \frac{q_{\text{цеп}} \cdot l_{\text{пр}}^2}{8 \cdot D_{\text{ц}}},$$

где $q_{\text{цеп}}$ – погонный вес цепи, Н/м;

$l_{\text{пр}}$ – половина длины провисающего участка цепи, м;

$D_{\text{ц}}$ – допустимое провисание цепи, м; $D_{\text{ц}} = (0,02 \dots 0,01) \cdot l_{\text{пров}}$.

Погонный вес $q_{\text{мет}}$ нагреваемого металла находим из равенства:

$$q_{\text{мет}} = G_3 / l_3,$$

где G_3 – вес одной заготовки, Н;

l_3 – расстояние между заготовками, м.

Коэффициент сопротивления движению цепи зависит от способа её перемещения; при перемещении пластинчатой цепи скольжением по направляющим коэффициент сопротивления равен:

$$w = f \cdot K_F,$$

где f – коэффициент трения между цепью и направляющими;

K_F – коэффициент, учитывающий увеличение сопротивления из-за частичного спекания металла цепи с направляющими, искривления направляющих под действием температуры и пр.

Значения f и K_F принимают такими же, как при расчете толкателей (см. подраздел 4.1).

Пластинчатая катковая цепь перемещается качением роликов цепи по направляющим и для нее коэффициент сопротивления определяется формулой:

$$w = K_{\text{реб}} [(f_{\text{цап}} \cdot d_{\text{цап}} + 2 \cdot f_{\text{кат}}) / D_{\text{кат}}],$$

где $f_{\text{цап}}$ – коэффициент трения скольжения в цапфах катков; для шарнирной цепи при регулярной жидкой смазке - $f_{\text{цап}} = 0,1 \dots 0,2$, при периодической консистентной смазке - $f_{\text{цап}} = 0,15 \dots 0,25$; без смазки - $f_{\text{цап}} = 0,25 \dots 0,45$;

$f_{\text{кат}}$ – коэффициент трения качения катков; для хороших условий работы $f_{\text{кат}} = 0,06$ см, средних – $f_{\text{кат}} = 0,08$ см, тяжелых – $f_{\text{кат}} = 0,1$ см;

$d_{\text{цап}}$ – диаметр цапф катков, см;

$D_{\text{кат}}$ – диаметр катков, см;

$K_{\text{реб}}$ – коэффициент добавочного сопротивления на катках с ребордами вследствие трения реборд о направляющие ($c = 1,1 - 1,2$).

Рассмотрим последовательность тягового расчета цепного конвейерного пода при числе цепей $Z_{\text{цеп}}$ и рядов нагреваемых заготовок $Z_{\text{заг}}$:

$$F_a = Z_{\text{цеп}} \cdot F_{\text{min}};$$

$$F_b = F_a + W_{a-b} = F_a + Z_{\text{цеп}} \cdot q_{\text{цеп}} \cdot L \cdot w_{\text{хол}};$$

$$F_c = F_b + W_{b-c} = K_{\text{зв}} \cdot F_b;$$

$$F_d = F_c + W_{c-d} = F_c + (Z_{\text{цеп}} \cdot q_{\text{цеп}} + Z_{\text{рол}} \cdot q_{\text{мет}}) \cdot L \cdot w_{\text{раб}}.$$

Здесь $w_{\text{хол}}$ и $w_{\text{раб}}$ – коэффициенты сопротивления движению цепи на холостом и рабочем участках, $q_{\text{цеп}}$ – погонный вес цепи, Н/м; L – расстояние между осями приводных и натяжных звездочек, м; $q_{\text{мет}}$ – погонный вес нагреваемого металла, Н/м; $Z_{\text{рол}}$ – число роликов; $K_{\text{зв}}$ – сопротивление на звездочках. Сопротивление на звездочках складывается из сопротивления трению в подшипниках вала звездочки и сопротивления изгибу от жесткости цепи при её изгибе в точке набегания и распрямления в точке сбегания. Коэффициент сопротивления для этого случая равен $K_{\text{зв}} = 1,05 \dots 1,1$, при этом меньшие значения принимают при хороших, а большие – при тяжелых условиях работы.

Тяговое усилие на приводных звездочках $F_{\text{тяг}}$ определяется разностью натяжений цепи в точках набегания $F_{\text{нб}}$ и сбегания $F_{\text{сб}}$ и сопротивлением на участке между этими точками, т.е.

$$F_{\text{тяг}} = F_{\text{нб}} - F_{\text{сб}} + W_{\text{д-а}} = F_{\text{д}} - F_{\text{а}} + (F_{\text{д}} + F_{\text{а}}) \cdot (K_{\text{зв}} - 1).$$

Мощность электродвигателя конвейера равна:

$$P_{\text{пр}} = \frac{F_{\text{тяг}} \cdot v_{\text{цеп}}}{1000 \cdot \eta},$$

где $F_{\text{тяг}}$ - тяговое усилие, Н;

$v_{\text{цеп}}$ - скорость цепи, м/с;

η - к.п.д. передаточного механизма привода.

Усилие натяжного устройства $F_{\text{н}}$ равно сумме набегающего $F_{\text{нб}}$ и сбегającego $F_{\text{сб}}$ натяжений на натяжные звездочки:

$$F_{\text{н}} = F_{\text{нб}} + F_{\text{сб}}.$$

Тогда вес натяжного груза $G_{\text{н}}$ будет равен:

$$G_{\text{н}} = \frac{F_{\text{н}}}{Z_{\text{цеп}} \cdot i_{\text{пол}} \cdot \eta},$$

где $Z_{\text{цеп}}$ - число цепей;

$i_{\text{пол}}$ - кратность полиспаста;

η - к.п.д. полиспаста и отводных блоков.

Расчетное усилие $F_{\text{рас}}$ на одну цепь определяется по её максимальному натяжению в точке набегания на приводную звездочку по формуле:

$$F_{\text{расч}} = \frac{F_{\text{макс}}}{Z_{\text{цеп}} \cdot K_{\text{нер}}},$$

где $K_{\text{нер}}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки между тяговыми цепями; при одной цепи - $K_{\text{нер}} = 1$, при двух и более цепях - $K_{\text{нер}} = 0,9 \dots 0,7$.

После чего проверяют действительный запас прочности цепи:

$$K_{\text{зап}} = F_{\text{разр}} / F_{\text{рас}} \geq [K_{\text{зап}}],$$

где $[K_{\text{зап}}]$ – допускаемое значение запаса прочности цепи; для конвейеров ответственного назначения - $[K_{\text{зап}}] = 8 \dots 10$.

Практика эксплуатации показывает, что основной причиной выхода из строя цепных конвейерных подов является износ элементов цепи (особенно шарниров) в процессе взаимного скольжения по соприкасающимся поверхностям. Интенсивность процесса изнашивания повышается в условиях высоких температур, отсутствия смазки и наличия абразивной пыли. Расчет цепей на износ осуществляется по максимальному давлению в шарнире цепи:

$$p_{\text{макс}} = \frac{F_{\text{рас}}}{A_{\text{конт}}} \leq [p],$$

где $F_{\text{рас}}$ - расчетное усилие, Н; $A_{\text{конт}}$ – площадь контакта соприкасающихся деталей шарнира, см^2 ;

$[p]$ – допускаемое удельное давление в шарнире цепи; для тяжелых условий работы $[p] = 500 \dots 600 \text{ Н/см}^2$.

4.2.3 Шагающий под

В шагающих подах перемещение заготовок осуществляется при помощи попеременных возвратно-поступательных горизонтальных и вертикальных движений подвижных рам (балок).

Схема шагающего конвейера показана на рис. 4.10. Конвейер состоит из неподвижной 1 и подвижной 2 балок, нескольких рычажных подъемников 4 с противовесами 5 и опорными катками 3, на которых лежит подвижная балка, и приводов для подъема и перемещения подвижной балки.

В конструкцию шагающего пода печи входят несколько подвижных и неподвижных балок, расстояние между которыми определяется длиной нагреваемых заготовок.

Для одновременного движения подвижные балки соединены между собой рычажным синхронизатором, а их горизонтальное перемещение ограничено пружинными амортизаторами, установленными на неподвижных балках.

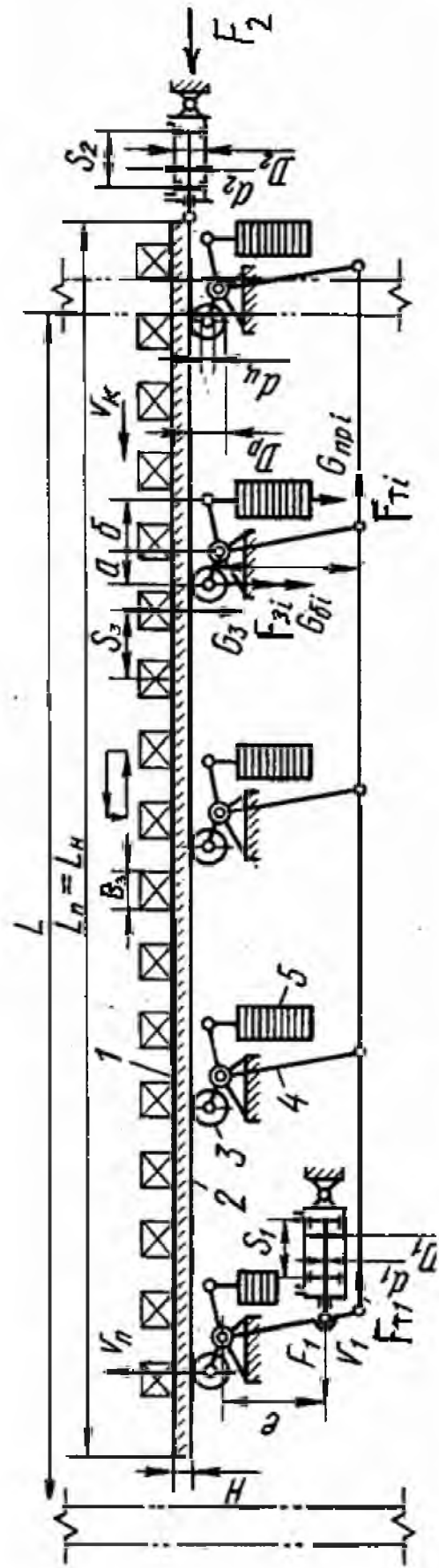


Рис. 4.10. Схема шагающего пода

На этих же балках установлены направляющие ролики, удерживающие подвижные балки от перекосов в горизонтальной плоскости.

В шагающих подах большой грузоподъемности используют главным образом гидравлический привод для подъема и перемещения балок, при средней и небольшой грузоподъемности — электромеханический, пневматический и смешанные типы приводов.

Работа шагающего пода происходит следующим образом: холодную заготовку подают толкателем на первую позицию неподвижных балок; подвижные балки в это время находятся в опущенном положении. Включается привод подъема, и рычажные подъемники поднимают подвижные балки выше уровня неподвижных балок и подхватывают заготовки. Затем включается привод перемещения, и подвижные балки с заготовками подвигаются вперед на один шаг (рабочий ход). Включением привода подъема на спуск подвижные балки опускаются, укладывают заготовки на неподвижные балки и из печи выдается на последнюю позицию очередная нагретая заготовка. После этого привод возвращает подвижные балки в исходное положение (холостой ход).

Для шагающего пода скорость конвейера v_k , м/мин, определяется заданным режимом времени нагрева, равным времени $t_{\text{наг}}$, мин, прохождения одной заготовки через печь длиной $L_{\text{п}}$, м, от загрузки до выдачи:

$$v_k = L_{\text{п}} / t_{\text{наг}}.$$

Шаг между заготовками определяют в зависимости от размеров сечения заготовок, заданной грузоподъемности пода, скорости перемещения и ритма работы. Обычно расстояние между заготовками (в свету) находится в пределах 100...500 мм, тогда шаг S_3 равен:

$$S_3 = B_3 + (100 \dots 500) \text{ мм},$$

где B_3 – ширина заготовки вдоль конвейера, мм.

Число $Z_{\text{заг}}$ заготовок, находящихся в печи, и время $t_{\text{шаг}}$, мин, движения подвижных балок для перемещения заготовки на один шаг определяются отношениями:

$$Z_{\text{заг}} = L_{\text{п}}/S_{\text{заг}}, t_{\text{шаг}} = t_{\text{наг}}/Z_{\text{заг}}.$$

Время $t_{\text{цик}}$ цикла движения подвижных балок, равно сумме времени подъёма $t_{\text{под}}$, рабочего хода $t_{\text{раб}}$, опускания $t_{\text{оп}}$ и холостого хода $t_{\text{хол}}$:

$$t_{\text{цик}} = t_{\text{под}} + t_{\text{раб}} + t_{\text{хол}}.$$

При расчете шагового пода рекомендуется принимать следующие значения: $t_{\text{под}} = (0,15 \dots 0,20) \cdot t_{\text{цик}}$, $t_{\text{оп}} = (0,15 \dots 0,20) \cdot t_{\text{цик}}$, $t_{\text{раб}} = (0,3 \dots 0,35) \cdot t_{\text{цик}}$, $t_{\text{хол}} = (0,3 \dots 0,35) \cdot t_{\text{цик}}$. Для обеспечения большей скорости при опускании и холостом ходе подвижных балок, принимают $t_{\text{оп}} < t_{\text{под}}$ и $t_{\text{хол}} < t_{\text{раб}}$.

Длину подвижных и неподвижных балок шагающего конвейера принимают одинаковой и соответствующей длине печи.

Число подвижных балок $Z_{\text{пб}}$ обычно принимают больше числа неподвижных балок $Z_{\text{нб}}$ конвейера, и поэтому

$$Z_{\text{пб}} = Z_{\text{нб}} + 1.$$

Суммарное число подвижных и неподвижных балок можно определить по следующей зависимости:

$$Z_{\text{пб}} + Z_{\text{нб}} = L_{\text{заг}} / (B_{\text{бал}} + DB_{\text{бал}}),$$

где $L_{\text{заг}}$ - длина заготовок, м;

$B_{\text{бал}}$ - ширины балок, м;

$DB_{\text{бал}}$ - зазор между балками, м.

В гидросистемах шагающих подов на каждый механизм подъёма и перемещения подвижных балок устанавливают отдельный насос или насосную группу. Необходимую мощность для привода насосов рассчитывают по максимальным рабочим параметрам каждого механизма.

Наибольшее усилие $F_{\text{т1}}$, действующее на тягу рычажных подъемников одной подвижной балки, возникает в момент подхвата заготовок:

$$F_{\text{т1}} = \sum F_{\text{тi}} = \frac{a \cdot \sum (F_{\text{зi}} + G_{\text{пбi}}) - b \cdot \sum G_{\text{прi}}}{c} = \frac{a \cdot \left(\frac{Z_{\text{заг}} \cdot G_{\text{з}}}{Z_{\text{пб}}} + G_{\text{пб}} \right) - b \cdot Z_{\text{пр}} \cdot G_{\text{пр}}}{c},$$

где F_{zi} , $G_{би}$, $G_{прі}$, F_{Ti} – усилия, действующие на рычаги одного подъёмника от веса заготовок, веса балки, веса противовеса и тяги, Н;

$G_з$, $G_{пб}$, $G_{пр}$ – вес заготовки, подвижной балки и противовеса, Н;

$Z_{заг}$, $Z_{пб}$, $Z_{пр}$ – число заготовок, подвижных балок и противовесов одной балки;

a , b , c , e – длины плеч действующих сил для данного положения рычажной системы подъемника, м.

Общий вес всех противовесов выбирают так, чтобы полностью уравновесить вес подвижных балок и половину веса всех заготовок. В этом случае расход мощности привода механизма подъёма будет одинаковым при полной загрузке шагающего пода и при его холостом ходе.

Усилие тяги F_{T1} и усилие гидроцилиндра F_1 механизма подъема балок связаны соотношением:

$$F_1 = F_{T1} \cdot c/e.$$

Ход поршня S_1 и его скорость v_1 находят, например, построением планов перемещений и скоростей рычажного механизма подъёма при заданных размерах рычагов, скоростей $v_{п}$ и высоте H подъёма балок.

Расчёт механизма перемещения сводится в основном к определению тягового усилия $F_{тяг}$, необходимого для передвижения балок с заготовками и определяемого по формуле, Н:

$$F_{тяг} = (Z_{заг} \cdot G_з + Z_{пб} \cdot G_{пб}) \cdot \left(\frac{f_{цап} \cdot d_{цап} + 2 \cdot f_{рол}}{D_{рол}} \right) \cdot K_{пер},$$

где $G_з$ и $G_{пб}$ – вес заготовки и подвижной балки, Н;

$Z_{заг}$ и $Z_{пб}$ – число заготовок и подвижных балок;

$D_{рол}$, $d_{цап}$ – диаметр опорного ролика и его цапфы, см;

$f_{цап}$ – коэффициент трения в цапфах ролика (для подшипников качения $f_{цап} = 0,01 \dots 0,03$);

$f_{рол}$ – коэффициент трения качения подвижных балок по опорным роликам ($f_{рол} = 0,05 \dots 0,08$ см);

$K_{\text{пер}}$ – коэффициент перекоса, учитывающий трение через направляющие ролики ($K_{\text{пер}} = 1,5 \dots 4$).

Усилие F_2 , воспринимаемое штоком гидроцилиндра механизма передвижения, ход поршня S_2 и его скорость v_2 соответственно равны:

$$F_2 = F_{\text{тяг}} / Z_{\text{пб}}; \quad S_2 = S_3; \quad v_2 = v_k.$$

Задавшись давлением p (Н/мм²) рабочей жидкости, развиваемый насосом, и определив значения F_1 и F_2 , находят диаметры цилиндров (D_1, D_2) и штоков (d_1, d_2), толщины стенок ($\delta_{\text{ст1}}, \delta_{\text{ст2}}$) и днищ ($\delta_{\text{дн1}}, \delta_{\text{дн2}}$) гидроцилиндров механизмов подъёма и передвижения балок по тем же формулам, как и при расчёте гидравлического толкателя.

По заданным скоростям подъёма $v_{\text{п}}$ и передвижения балок $v_{\text{б}}$, определяют производительность насоса по формуле, л/мин:

$$Q_{\text{нас}} = 1,2 \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) \cdot v \cdot \eta \cdot z_{\text{п}}.$$

По наибольшей производительности $Q_{\text{нас}}$ и наибольшему рабочему давлению p выбирают насос и рассчитывают мощность его привода.

4.2.4 Роликовый под

В печах с роликовым подом перемещение нагреваемого металла производится роликовым конвейером (рольгангом) с групповым или индивидуальным приводом роликов (рис. 4.11). Такие печи широко применяют в прокатном производстве для термической обработки листов, труб, рельсов, прутков и штанг различного сечения и длины.

Применение роликового пода обеспечило этим печам по сравнению с печами, оборудованными цепными и шагающими подами, более высокую степень механизации транспортирования металла без промежуточных перегрузочных операций, так как роликовый под служит продолжением цехового рольганга.

Роликовый под дает возможность автоматического управления, как самим процессом нагрева, так и транспортными механизмами, более высокую скорость и равномерность нагрева, отсутствие значительного подсоса холодного воздуха и уноса из печи тепла элементами транспортирующих механизмов.

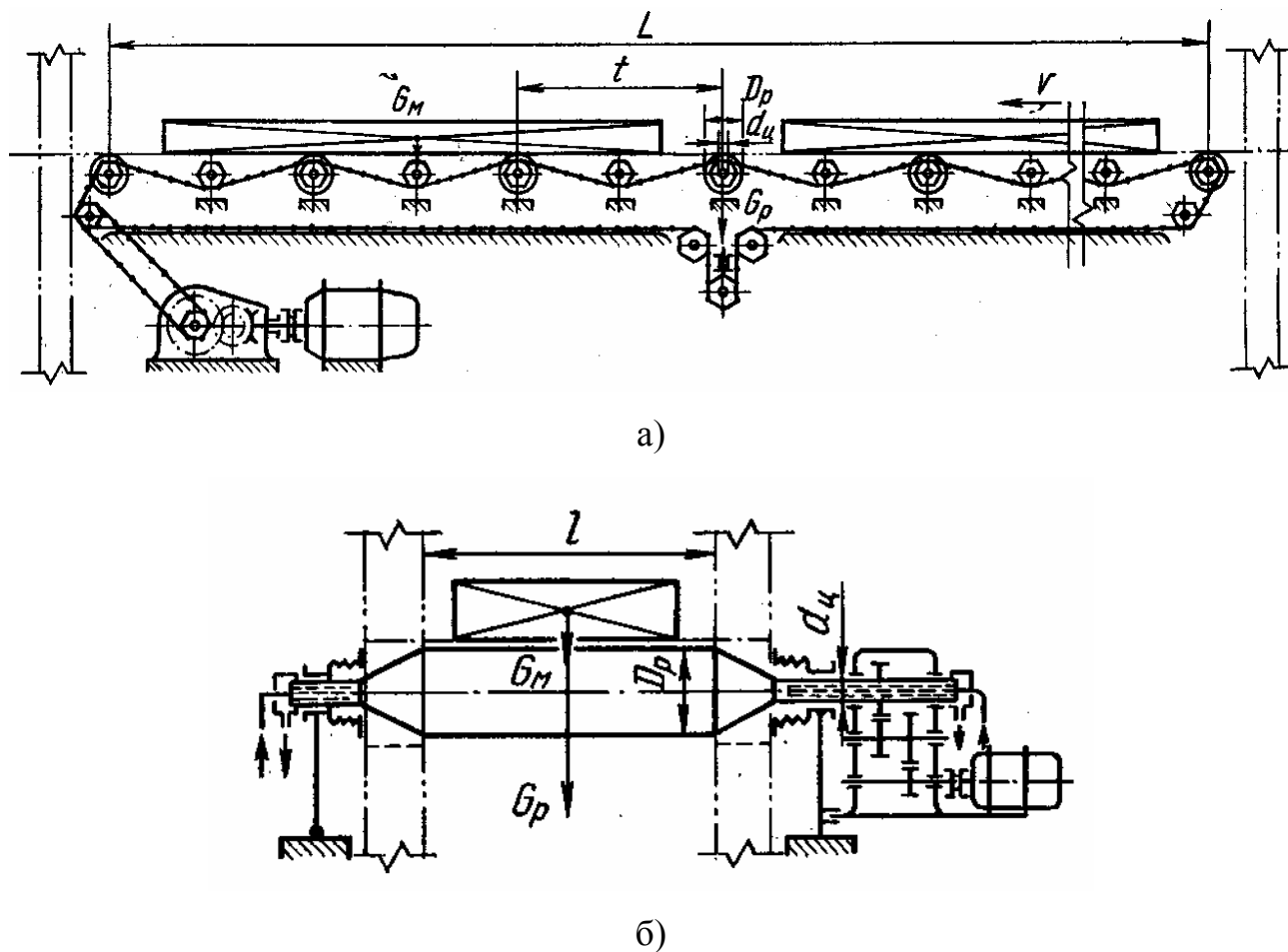


Рис. 4.11. Схема роликового пода с групповым (а) и индивидуальным (б) приводом

Конструкция роликов определяется температурой нагрева металла. Ролики для печей с температурой камеры не выше 950°C изготавливают из жаропрочной стали X25H20C2 по методу центробежной отливки. Такие ролики работают вполне устойчиво длительное время без какого-либо охлаждения.

В печах, где температура достигает $1000...1200^{\circ}\text{C}$ ролики изготавливают с водоохлаждаемой осью. Практика показывает, что при $1150...1200^{\circ}\text{C}$

поверхность ролика иногда повреждается, что приводит к царапанию поверхности нагреваемого металла, что нежелательно для листового проката.

В печах, предназначенных для нагрева тонких листов, ролики снабжаются дисками, которые располагают в шахматном порядке. Заходя друг за друга, диски препятствуют попаданию листа под ролики.

Для нагрева толстых листов применяют гладкие ролики, расположенные с большим шагом, с групповым или индивидуальным приводом. Короткие листы должны лежать одновременно не менее чем на двух роликах, а шаг t между ними не должен быть больше половины минимальной длины листа.

4.2.5 Вращающиеся поды

В трубопрокатных и колесопрокатных цехах широко применяют кольцевые печи с вращающимся подом, в которых удобно транспортировать слитки и заготовки любой формы от места загрузки к месту выдачи. Наружный диаметр кольцевых печей достигает 30 м и более, а ширина вращающегося пода 4...6 м. Схема механизма вращения кольцевой печи представлена на рис. 4.12.

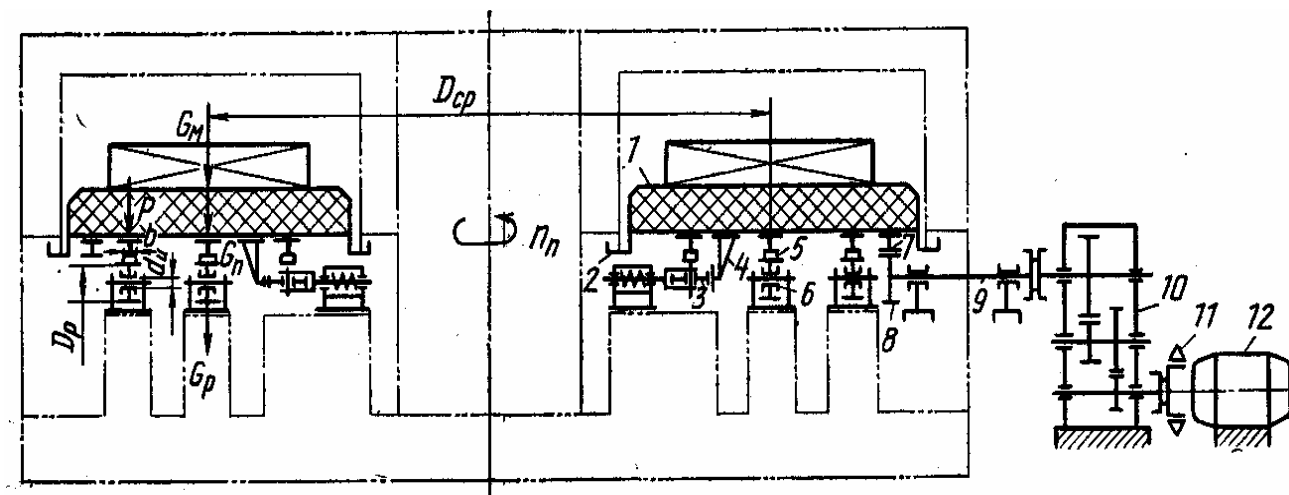


Рис. 4.12. Схема кольцевой печи с вращающимся подом

Кольцевой под 1 с песочным затвором 2, кольцевыми рельсами 5 опирается на стационарные вертикальные ролики 6, установленные на фундаменте. Центрирование вращения пода осуществляется кольцевой шиной

4, в которую изнутри упираются горизонтальные направляющие подпружиненные ролики 3.

Вращение электродвигателя 12 передается через муфту 11 с тормозом, редуктор 10 и промежуточный вал 9 конической шестерне 8, которая находится в зацеплении с зубчатым венцом 7 пода печи.

В зависимости от размеров и массы загруженного пода вокруг печи устанавливают два или три привода на равном расстоянии. В случае выхода из строя одного из них, вращение пода осуществляется оставшимися приводами. Вращение пода происходит периодически на угол, который соответствует расстоянию между двумя соседними заготовками.

Загрузку и выдачу заготовок производят через соответствующие окна кольцевой печи, расположенные рядом, при помощи загрузочных и разгрузочных машин подвешенного или напольного типа с рабочим органом в виде клещевого захвата или загрузочной лопаты со сталкивателем. Эти машины автоматически сблокированы с механизмом вращения пода и управляются одним оператором.

При вращении кольцевого пода печи возникают силы трения в опорах вертикальных и горизонтальных роликов, силы трения качения опорных рельс и направляющей шины по соответствующим роликам. Общий момент сопротивления вращению пода печи равен, Н·м:

$$M_{\text{под}} = \frac{2(G_{\text{под}} + G_{\text{заг}}) \cdot f_{\text{рел}} + (G_{\text{под}} + G_{\text{заг}} + z_{\text{рол}} \cdot G_{\text{рол}}) \cdot f_{\text{пк}} \cdot d_{\text{цап}}}{D_{\text{рол}}} \cdot \frac{D_{\text{под}} \cdot K_{\text{тр}}}{2}$$

где $G_{\text{под}}$ – вес кольцевого пода печи, Н;

$G_{\text{заг}}$ – вес металла (заготовок), Н;

$G_{\text{рол}}$ – вес опорных роликов, Н;

$D_{\text{под}}$ – средний диаметр кольцевого пода, м;

$z_{\text{рол}}$ – число опорных роликов;

$D_{\text{рол}}$ – диаметр опорных роликов;

$d_{\text{цап}}$ – диаметр оси опорного ролика;

$f_{\text{рел}}$ - коэффициент трения качения кольцевого рельса по опорным роликам, $f_{\text{рел}} = 0,05 \dots 0,08$ см;

$f_{\text{пк}}$ - коэффициент трения в подшипниках ролика, для подшипников качения $f_{\text{пк}} = 0,01 \dots 0,03$;

$K_{\text{тр}}$ - коэффициент, учитывающий сопротивление трения в направляющих роликах и проскальзывание кольцевых рельс по опорным роликам, $K_{\text{тр}} = 1,5 \dots 4$.

Мощность каждого электропривода равна:

$$P_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{под}} \cdot n_{\text{под}}}{9550 \cdot \eta_{\text{пр}} \cdot Z_{\text{пр}}},$$

где $M_{\text{под}}$ - момент сопротивления вращению пода печи, Н·м;

$n_{\text{под}}$ - частота вращения пода, об/мин;

$\eta_{\text{пр}}$ - к.п.д. передаточного механизма;

$Z_{\text{пр}}$ - число приводов.

После выбора электродвигателя определяется общее передаточное число привода механизма вращения пода:

$$i = n_{\text{дв}} / n_{\text{под}}.$$

Поскольку частота вращения пода печи обычно невелика (один оборот за 30 минут), то передаточное число привода механизма вращения достигает больших значений (20000 и более).

4.2.6 Выдвижные поды

Печи с выдвижным подом применяют в прокатных цехах для термообработки проката, а для нагрева слитков и крупных заготовок под ковку и поковок под термообработку в кузнечных цехах.

Загрузку (разгрузку) металла производят мостовыми кранами на выдвинутый из рабочей камеры печи под. В зависимости от массы садки или грузоподъемности под выдвигают по рельсам на колесах, катках или специальным корытообразным балкам на шарах. На рис. 4.13 изображена схема

выдвижного пода на колесах. Под печи представляет собой тележку 1, которая на колесах 3 передвигается по рельсам 2 канатом 4 лебедки, состоящей из барабана 5, редуктора 6, соединительной муфты 7 с тормозом и электродвигателем 8. В крайних положениях тележка останавливается концевыми выключателями.

Схема выдвижного пода на катках представлена на рис. 4.14. Рама 1, на которой смонтированы под и передняя стенка печи, опирается рельсами 2 на два отрезка пластинчатой катковой цепи 3. К раме присоединены концы грузовой пластинчатой цепи 5, которая передвигает под в обе стороны с помощью приводной тяговой звездочки 6. При движении пода катки цепей передвигаются по рельсам 4 на полу цеха.

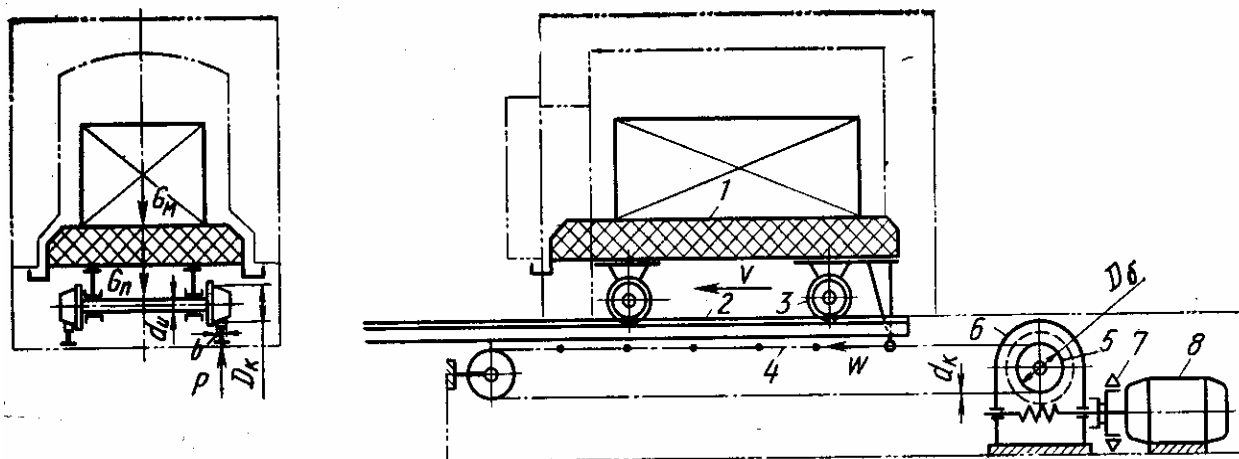


Рис. 4.13. Схема выдвижного пода печей на колесах

Расчет механизмов передвижения выдвижных подов начинают с выбора и проверки диаметра колес или катков на контактные напряжения в зависимости от сочетания формы обода с формами головок рельсов.

Для колес с цилиндрическим ободом при рельсе с плоской головкой (линейный контакт) контактное напряжение σ_H , МПа, равно:

$$\sigma_H = 1,67 \cdot 10^{-4} \cdot K_f \cdot \sqrt{\frac{F_{рас} \cdot E_{np}}{R \cdot b}} \leq [\sigma_H],$$

где $F_{рас}$ – наибольшая расчетная нагрузка на колесо, Н;

b – ширина головки рельса без учета закруглений, м;

R – радиус цилиндрического колеса, м;

$E_{np} = 2 E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$ – приведенный модуль упругости;

E_1 и E_2 – модули упругости материалов колеса и рельса, МПа;

K_f – коэффициент, учитывающий влияние силы трения на работу колес и принимаемый в зависимости от режима работы механизма (для групп режима работы механизма 1М, 2М, 3М - $K_f = 1$; для группы 4М - $K_f = 1,04 \dots 1,06$; для групп 5М и 6М - $K_f = 1,06 \dots 1,1$).

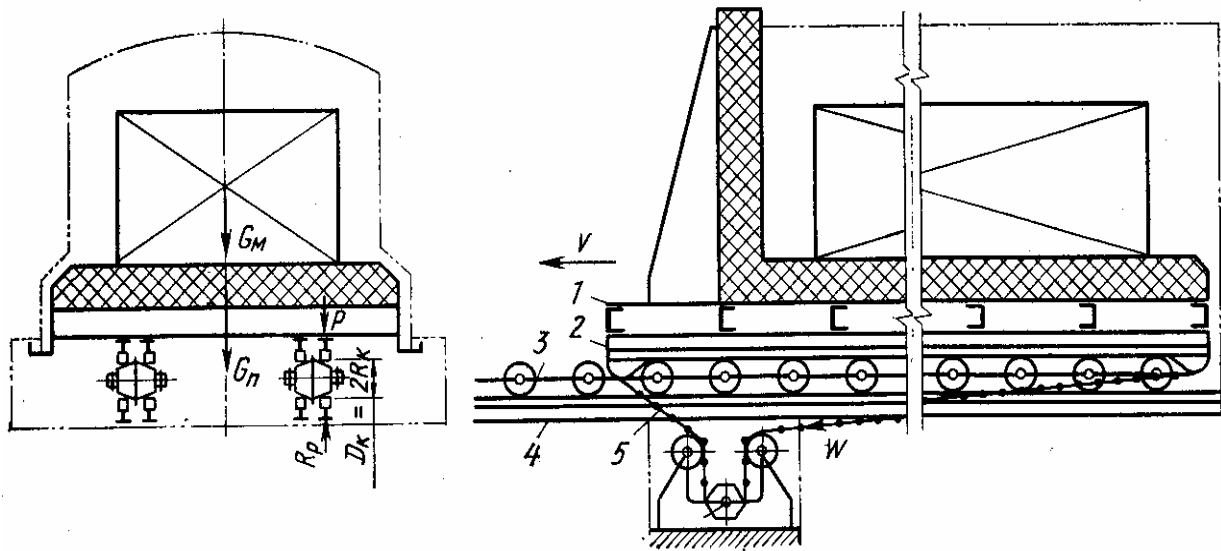


Рис. 4.14. Схема выдвигного пода печей на катках

Для колеса с коническим ободом при рельсе с выпуклой головкой (точечный контакт) контактное напряжение определяется формулой, МПа:

$$\sigma_H = K_f \cdot K_R \cdot \sqrt[3]{\frac{F_{pac} \cdot E_{np}}{R_1^2}} \leq [\sigma_H],$$

где K_R – коэффициент, зависящий от отношения R_2/R_1 , aR_2 – меньший радиус контактирующих поверхностей (средний радиус конического колеса или радиус закругления головки рельса), iR_1 – больший радиус.

Для определения K_R можно использовать следующие данные:

R_2/R_1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
K_R	0,097	0,716	0,6	0,536	0,49	0,468	0,44	0,42	0,4	0,383

Значения модулей упругости для материалов колес и рельсов и допускаемых контактных напряжений приведены в справочной литературе.

При установившемся движении пода печи действуют следующие силы трения: в опорах вала колеса, колеса по рельсу, реборд колеса о рельс, ступиц колеса о соприкасающиеся детали. Сопротивления движению пода W равно:
для пода на колесах

$$W = K_{реб} \cdot (G_{под} + G_{мет}) \cdot \frac{f_{цап} \cdot d_{цап} + 2 \cdot f_{кол}}{D_{кол}};$$

для пода на катках

$$W = K_{реб} \cdot (G_{под} + G_{мет}) \cdot \frac{2 \cdot f_{кол}}{D_{кол}},$$

здесь $K_{реб}$ – коэффициент, учитывающий трение реборд ходовых колес о рельсы (для колес на подшипниках скольжения - $K_{реб} = 1,5 \dots 2,0$; для колес на подшипниках качения - $K_{реб} = 2,0 \dots 3,5$);

$G_{под}$ – вес пода печи, Н; $G_{мет}$ – вес металла, Н; $f_{цап}$ – коэффициент трения в опоре колеса (для подшипников скольжения - $f_{цап} = 0,15 \dots 0,25$; для подшипников качения - $f_{цап} = 0,01 \dots 0,03$);

$d_{цап}$ - диаметр цапфы колеса, см; $f_{кол}$ – коэффициент трения качения колеса по рельсу, $f_{кол} = 0,08 \dots 0,1$ см; $D_{кол}$ – диаметр колеса или катка, см.

Мощность электродвигателя механизма перемещения пода печи равна

$$P_{ов} = \frac{W \cdot v_{под}}{1000 \cdot \eta},$$

где W – тяговое усилие (сопротивление движению пода), Н;

$v_{под}$ – скорость передвижения пода, м/с; η – к.п.д. привода механизма передвижения.

Тяговые элементы (грузовую пластинчатую цепь или стальной трос) механизмов передвижения выбирают по разрывному усилию $F_{разр}$, которое определяется по тяговому усилию W с учетом коэффициента запаса прочности

$$F_{разр} = W \cdot [K_{зап}],$$

где $[K_{зап}]$ – допускаемое значение запаса прочности; для цепи и троса принимают $[K_{зап}] = 5$.

4.3 Перегрузочные механизмы и устройства

4.3.1 Перегрузчик слитков

Перегрузочными машинами осуществляют погрузку и разгрузку слитков, заготовок и проката при передаче их с одного вида транспорта на другой, при укладке в штабеля и пакеты, при изменении направления движения одного и того же вида транспорта и других транспортных операций. Эти операции сопровождаются иногда кантованием груза для осмотра его поверхности или подачи груза на технологическую установку определенной стороной.

Назначение перегружателя для слитков то же, что и у люльки слитковоза. Перегрузчик является стационарным устройством, встроенным в приемный рольганг. Начало рольганга и перегружатель расположены в здании нагревательных колодцев и находятся в сфере действия клещевого крана. Клещевой кран подает слитки из нагревательных колодцев непосредственно на перегружатель, который укладывает слитки ролики рольганга по оси прокатки, благодаря чему уменьшаются пробеги слитковозов и облегчается их работа.

Перегрузчик слитков (рис. 4.15) состоит из люльки, рычажной системы и привода. Люлька 1 представляет собой стальную коробчатую отливку без дна с окнами в передней стенке для роликов рольганга, с отверстиями в боковых стенках для охлаждения и двумя нижними боковыми проушинами. Через отверстия в проушинах проходит неподвижная ось 2, относительно которой люлька поворачивается. При помощи изогнутых рычагов 3 передняя стенка люльки шарнирно соединена с одним плечом равноплечего рычага 5, насаженного на приводной вал 6 привода. Другое плечо этого рычага шарнирно соединено тягами 8 с изогнутым упором 9, проушины которого вращаются на неподвижной оси 4. Рычаги и тяги снабжены для смягчения ударов при опускании слитка в люльку и его опрокидывания на рольганг. Приводной вал 6 вращается на подъем люльки против часовой стрелки, а на спуск – по часовой стрелке.

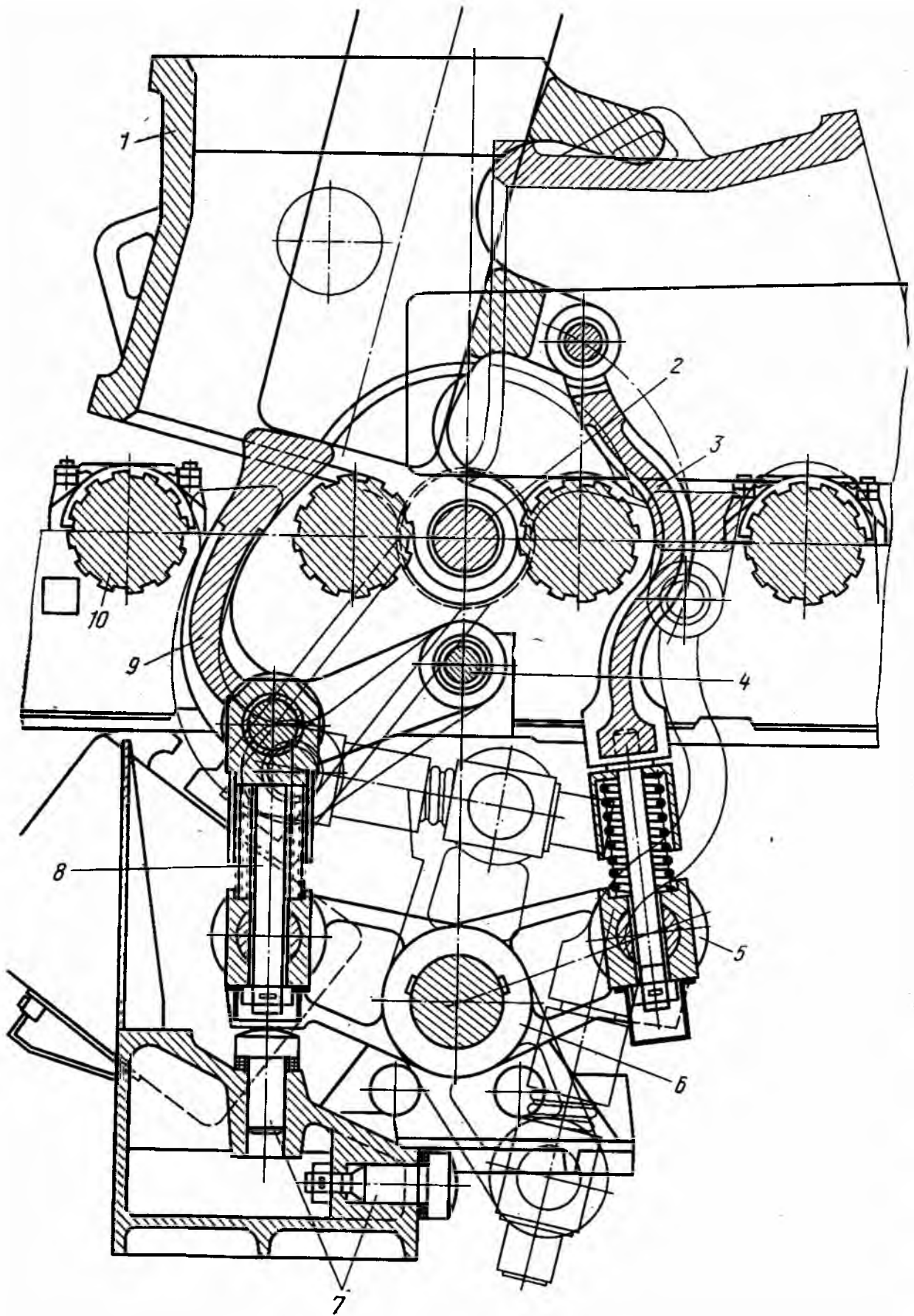


Рис. 4.15. Перегрузатель слитков

Привод осуществляется от электродвигателя с тормозом и редуктора с выходом на коленчатый вал, от которого приводной вал вращается реверсивно через шатун и кривошип. Остановку люльки в крайних положениях производят командоаппарат и концевые упоры 7. При повороте приводного вала по часовой стрелке изогнутые рычаги 3 опускают люльку вниз, и слиток ложится на ролики 10, выступающие через окна в передней стенке люльки. Одновременно с опусканием слиток выталкивается из люльки изогнутым упором 9 выталкивателя, что облегчает работу роликов рольганга и ускоряет выход слитка на рольганг. Если слитки доставляются на приемный рольганг слитковозом, то люлька перегружателя опускается вниз. При помощи рычага на неподвижной оси изогнутый упор 9 выталкивателя опускается между роликами рольганга ниже плоскости движения слитков. В этом положении слитки свободно проходят над опущенной люлькой.

Перегружатель рассчитан на массу слитков 15 – 28 т, опрокидывание которых занимает около 6 с при мощности двигателя привода 72 кВт.

4.3.2 Перегружатель заготовок

Перегружатель (рис. 4.16) принимает холодные заготовки, подаваемые магнитным краном, кантует их нужной стороной и сталкивает на рольганг, транспортирующий их к нагревательной печи. Под приемными балками 7 загрузочного стеллажа, расположенного с подъемом под углом 6° к рольгангу, заготовка по наклонным направляющим 11 на катках 3 перемещается реечным приводом 1 до упора 4 каретка 2, на которой расположены два толкающих рычага 6. Подъем и опускание толкающих рычагов производят приводом от электродвигателя 10 с тормозом через редуктор с выходом на эксцентриковый механизм 9 и систему тяг 8 и рычагов 5. Опущенные толкающие рычаги 6 при движении каретки свободно проходят под заготовками, лежащими на балках стеллажа.

Для кантования отдельных заготовок и поочередного сталкивания их на рольганг манипулируют движением каретки, поднимая и опуская толкающие рычаги.

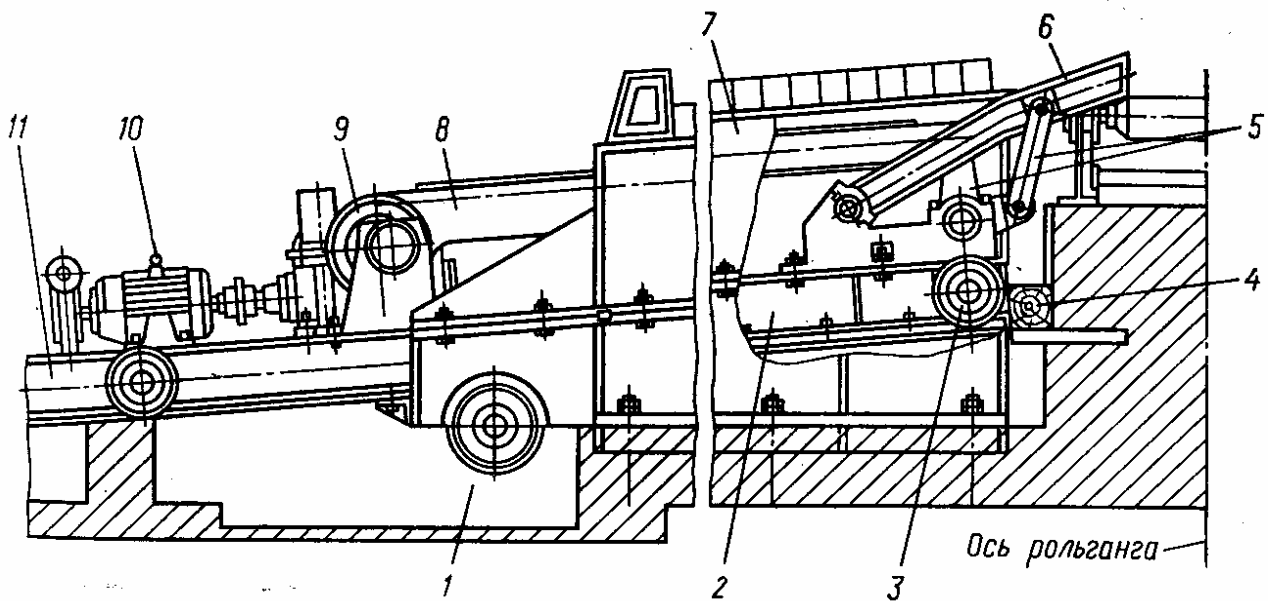


Рис. 4.16. Перегрузатель заготовок

Такие операции производят, когда после порезки ножницами на нижних гранях заготовок образуются заусенцы, которые мешают движению заготовок по рольгангу, так как они ударяют по поверхности ролика. Поэтому до подачи на рольганг заготовку кантуют так, чтобы эти заусенцы располагались сбоку или сверху. Кроме того, магнитные краны подают прямоугольные заготовки обычно плашмя, в печи же для уменьшения коробления заготовки располагают на глissaжные трубы на ребре. Для этого их предварительно кантуют на перегружателе.

4.3.3 Перегрузатель бунтов

Бунты проволоки (или узкой полосы) с пластинчатого конвейера на подвесной крюковой конвейер подаются при помощи перегружателя показанного на рис. 4.17 и 4.18. У места установки перегружателя конвейеры расположены взаимно перпендикулярно.

Перегрузатель смонтирован на высокой раме 1, через которую проходит подвесной конвейер 6. Между стойками рамы против разгрузочного конца пластинчатого конвейера расположено приемно-подающее устройство перегружателя. Оно состоит из неподвижного стола 8 и подавателя бунтов в

виде поворотного лотка 7 с вырезом. Лоток поворачивается на оси 12 с опорами на наклонном столе от кривошипно-шатунного привода через два зубчатых сектора 11 и 10. Привод установлен в верхней части рамы и состоит из электродвигателя 2, соединительной муфты с тормозом 3 и цилиндрико-конического редуктора 4 с кривошипным валом 13.

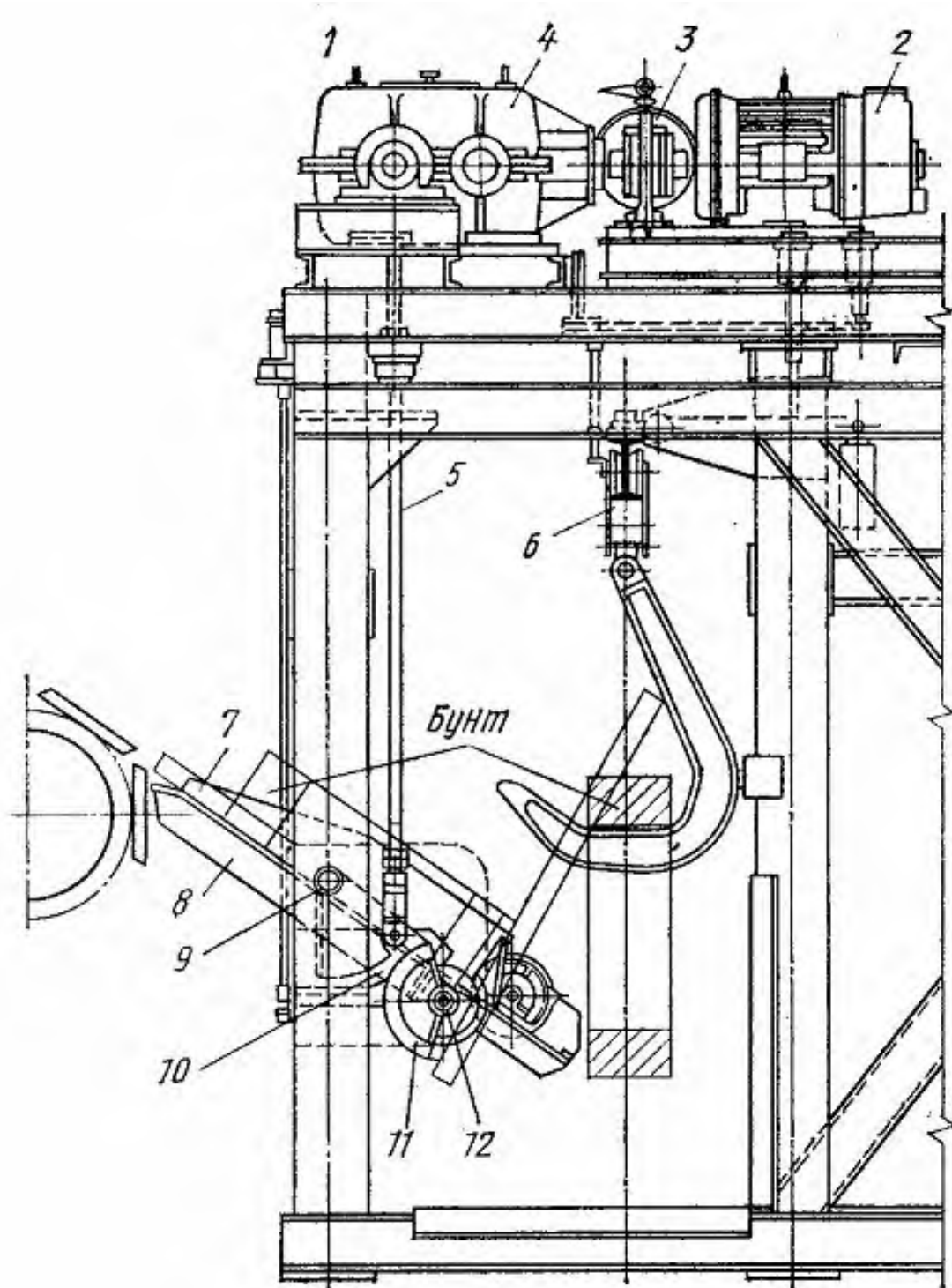


Рис. 4.17. Перегрузатель бунтов на крюки подвешного конвейера

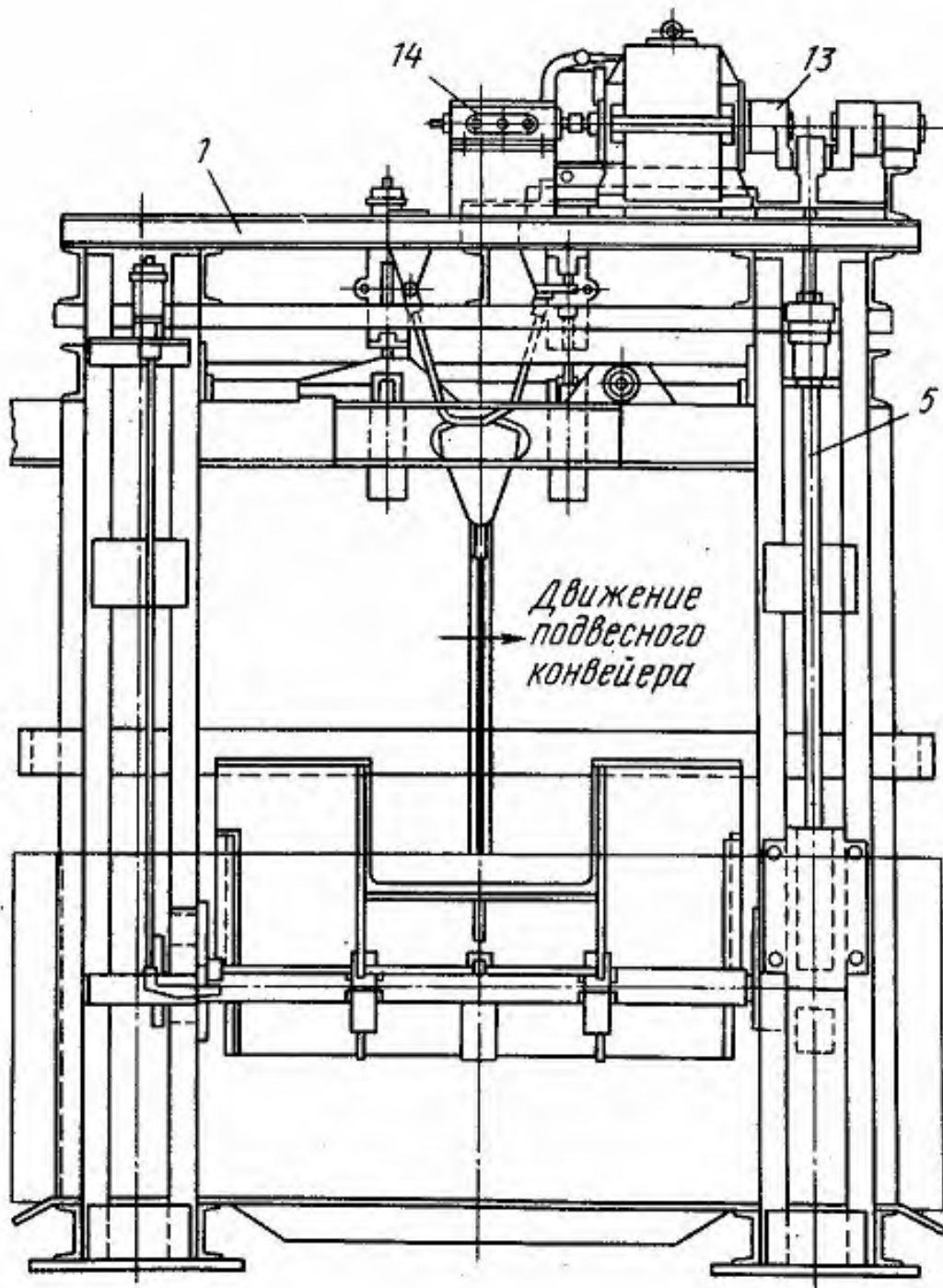


Рис. 4.18. Перегрузатель бунтов на крюки подвешеного конвейера

При помощи длинной тяги-шатуна 5 кривошипный вал соединен с ведущим зубчатым сектором 10. Ось сектора вращается в подшипниках, установленных на стойках рамы.

При помощи путевых выключателей 14 работа перегружателя согласована с движением подвешеного крюкового конвейера. Очередной бунт проволоки или узкой полосы при подходе к перегружателю включает привод

конвейера через путевой включатель. Цепь начинает двигаться и, когда свободный крюк подходит к оси подъемно-подающего устройства, аналогичным способом включается привод перегружателя. При повороте кривошипа привода на 180° лоток перебрасывает бунт с наклонного стола на крюк конвейера. При продолжении поворота кривошипа еще на 180° лоток возвращается в исходное положение и нажимает на концевой выключатель, который останавливает привод перегружателя и включает привод подвесного конвейера до подхода следующего крюка. Таким образом, цикл загрузки бунта соответствует одному обороту кривошипа. Бунт перебрасывается со скоростью около 0,2 м/с.

Перегружатель для снятия бунтов с крюков подвесного конвейера и подачи их на пакетирующую машину показан на рис. 4.19.

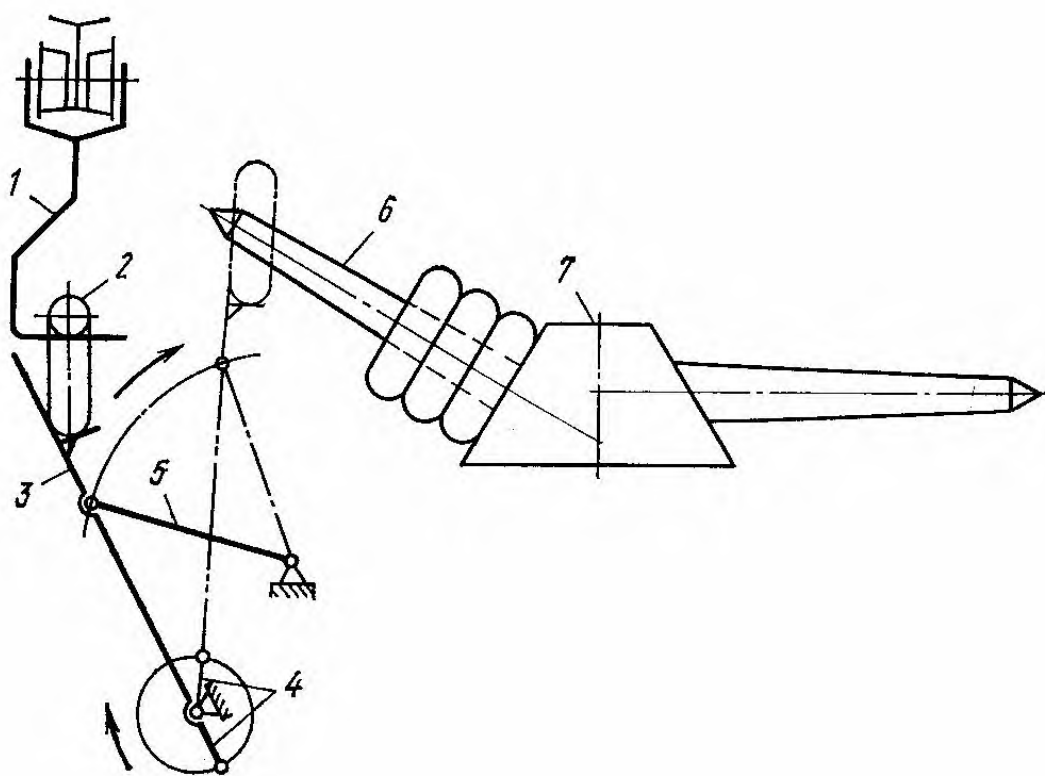


Рис. 4.19. Перегружатель бунтов с крюков подвесного конвейера

Перегружатель представляет собой шарнирный четырехзвенник, у которого боковое длинное звено 3 снабжено на конце устройством в виде лотка с прорезью для захвата бунтов 2. Нижнее приводное короткое звено 4 в виде

кривошипа соединено с выходным валом привода. Верхнее удлиненное звено 5 шарнирно соединено с корпусом перегружателя и вместе с длинным боковым звеном совершает качательные движения. В результате лоток движется в вертикальной плоскости по эллиптической траектории, которая пересекается в верхней точке с линией движения бунтов на подвесном цепном конвейере 1. В момент остановки крюка с бунтом над перегружателем включается его привод, лото снимает с крюка бунт и набрасывает на штырь 6 пакетирующей машины 7, после чего лоток опускается вниз до подхода следующего бунта.

4.3.4 Перегружатель рулонов

Для передачи рулонов с одного цепенесущего конвейера на другой, расположенные под углом 90° и более по отношению друг к другу, применяют поворотные рольганги и подъемно-поворотные столы.

Поворотный рольганг представляет собой совокупность цилиндрических и конических роликов с индивидуальными приводами, установленных веерообразно на общей фундаментной плите. В начале и конце криволинейного участка поворотного рольганга установлены цилиндрические ролики, а между ними – наклонные конические ролики. Образующие конических роликов расположены в горизонтальной плоскости, чем достигается повышение окружной скорости с увеличением радиуса поворота рольганга. Это обеспечивает вполне удовлетворительную передачу рулонов с одного конвейера на другой.

Однако поворотные рольганги повреждают поверхность и кромки полосы в перемещаемых рулонах, более трудоемки в обслуживании и менее производительны, чем подъемно-поворотные столы, которые получают все большее распространение в системах передачи рулонов с одного цепенесущего конвейера на другой.

Подъемно-поворотный стол рычажного типа (рис. 4.20) состоит из фундаментной плиты 1, на которой установлены П-образный портал 4 и опорная стойка 7. Внутри портала по направляющим поднимается и опускается

корпус 11 механизма поворота крестовины 5. Корпус и опорная стойка, шарнирно соединенные между собой неравноплечим рычагом 2 и вверху шатуном 6, образуют четырехзвенный рычажный механизм, приводимый в качательное движение гидроцилиндром 3, в результате чего осуществляется подъем и опускание крестовины. Крестовина закреплена на конце вертикального вала 6 и поворачивается вместе с ним с помощью привода, состоящего из электродвигателя с тормозом, цилиндрико-червячного редуктора 9 и конической зубчатой пары 10.

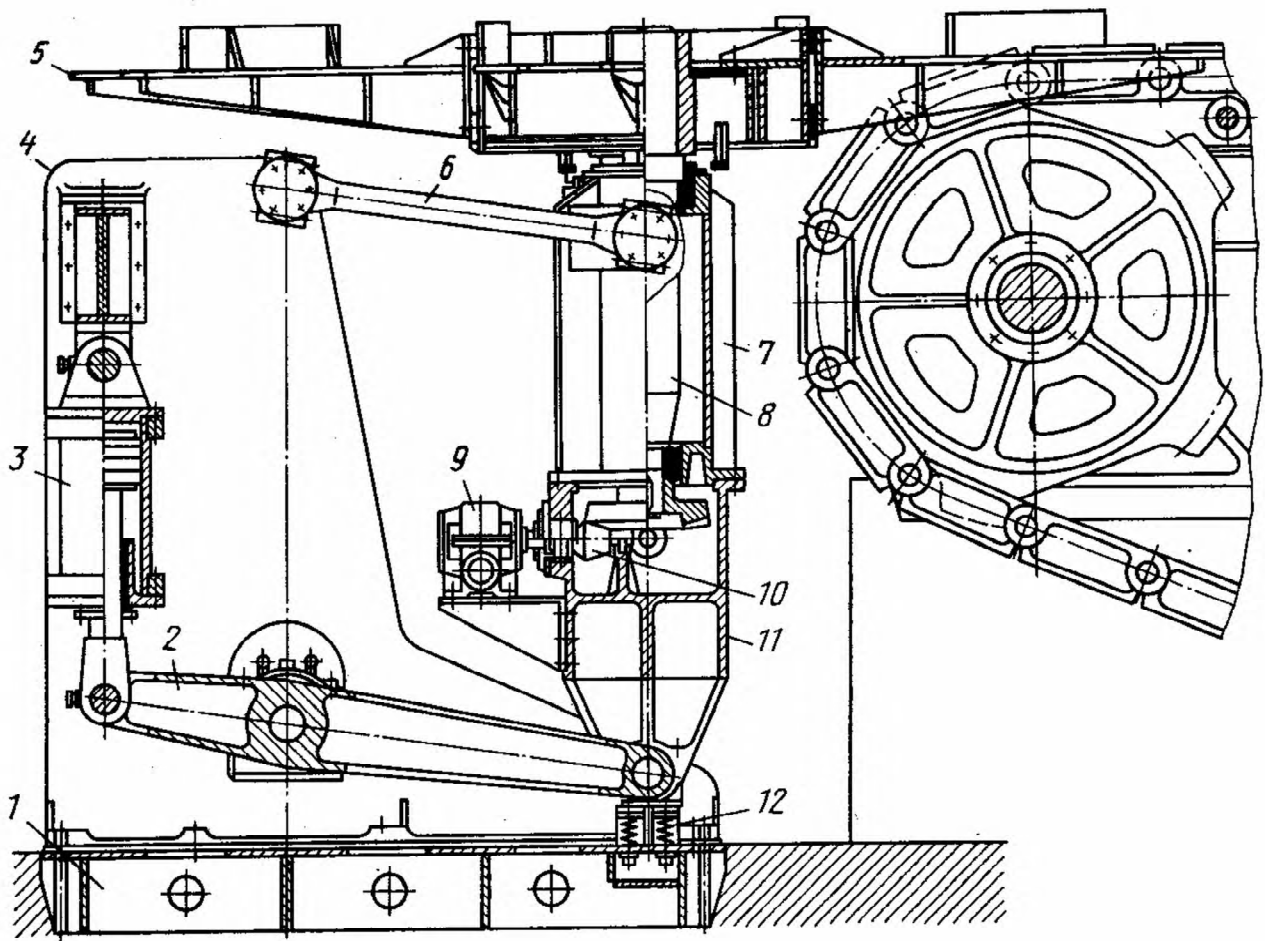


Рис. 4.20. Подъемно-поворотный стол для рулонов

Подводящий конвейер подает рулон на вилку крестовины, которая в исходном положении находится ниже уровня цепи. Затем включается гидроцилиндр и поднимает крестовину вместе с рулоном на высоту, достаточную для обеспечения поворота крестовины над конвейером. После завершения подъема конечный выключатель подает импульс на включение

электродвигателя механизма поворота, и крестовина поворачивается на заданный угол. Затем следующий конечный выключатель подает импульс гидроцилиндру и рулон плавно опускается на цепи отводящего рольганга.

Плавность достигается дросселированием рабочей жидкости в сливной магистрали. Удары рычага о фундаментную плиту воспринимаются пружинным амортизатором 12.

Подъемно-поворотный стол рассчитан на передачу рулонов массой до 7,5 т при высоте подъема крестовины 500 мм за время 5 с и при повороте на 90° за 8 с; точность остановки крестовины $\pm 1^{\circ}$. Перегрузатель изображенный на рис. 4.21, передает рулоны с одного не приводного рольганга на другой, расположенный под 90° , и одновременно кантует рулон с торца на цилиндрическую поверхность.

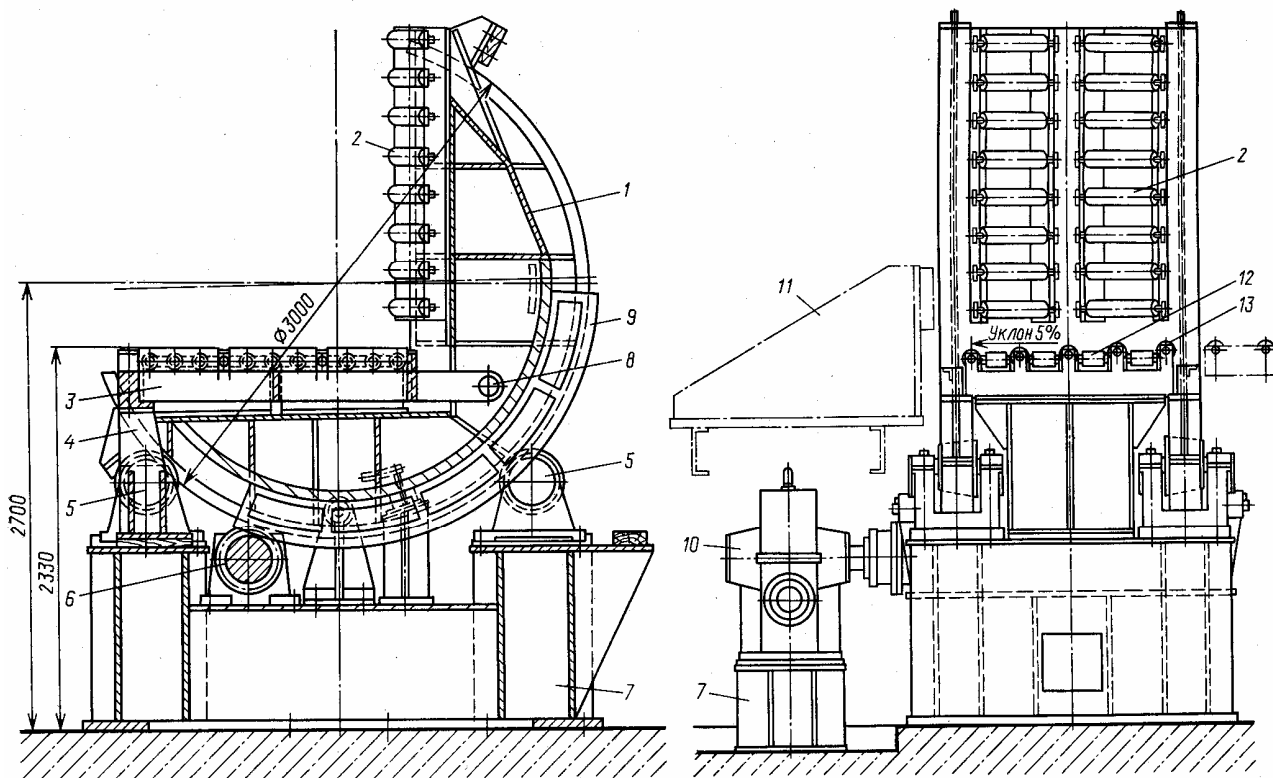


Рис. 4.21. Перегрузатель-кантователь для рулонов

Перегрузатель - кантователь представляет собой поворотную раму 1, которая опирается на четыре конических ролика 5, установленных на плите 7. Рама поворачивается на роликах от привода, состоящего из электродвигателя с тормозом и червячного редуктора 10. Привод вращает шестерню 6, которая

находится в зацеплении с зубчатым сектором 9, закрепленным на поворотной раме. По не приводному рольгангу с правой стороны рулон накатывается на продольные ролики 13 качающейся рамы 3 и останавливается упором 11. Одним концом качающаяся рама опирается на ось 8, а другим - на стойки 4 опорных роликов. В начале поворота угловой рамы по часовой стрелке качающаяся рама с рулоном некоторое время остается неподвижной. При дальнейшем повороте качающейся рамы между продольными роликами поднимаются поперечные ролики 12 угловой рамы, которые и подхватывают рулон. По поперечным роликам рулон перемещается в сторону наклонных роликов 2 и ложится на них цилиндрической поверхностью. При окончании поворота на угол 93° рулон скатывается на наклонные ролики приемного не приводного рольганга.

Перегрузатель-кантователь рассчитан на перегрузку холодных рулонов массой до 10 т с максимальным диаметром 1500 мм и высотой до 2350 мм.

4.3.5 Перегрузатель-кантователь листов

Перегрузатель предназначен для переключивания листов с одного рольганга на другой с одновременным кантованием их для визуального осмотра обеих поверхностей листа. На рис. 4.22 показан перегружатель-кантователь для длинных (до 20 м) листов массой до 8 т. Перегрузатель установлен между двумя рольгангами и состоит из нескольких пар фигурных литых рычагов, поворачивающихся в противоположные стороны на двух параллельных валах 1 и 6. Два рычага 2 и 7 (по одному на каждый вал) короткими плечами соединены длинными шатунами 5 с кривошипами 4 выходного вала редуктора 3. Второй кривошип и шатун находятся на противоположной стороне редуктора. Оба кривошипа установлены на валу под углом 134° при вертикальном положении переключивающих рычагов. При повороте кривошипного вала рычаги из горизонтального положения опускаются немного вниз, а затем поднимаются вверх. При этом один из рычагов снимает лист с роликов рольганга и поднимает его вверх. Не доходя до вертикального положения на 5° , оба рычага встречаются и перемещаются вместе за вертикаль также на 5° . После этого

рычаги расходятся в разные стороны, а лист остается на рычагах противоположной стороны и опускается на рольганг. Рычаги снова занимают горизонтальное положение. Цикл переключивания листа завершается за один оборот кривошипного вала редуктора. Перегрузатель включается вручную кнопкой, а останавливается в исходном положении концевым выключателем.

Для перемещения листов размером $50 \times 2600 \times 20000$ мм на перегружателе установлены два электродвигателя мощностью по 60 кВт.

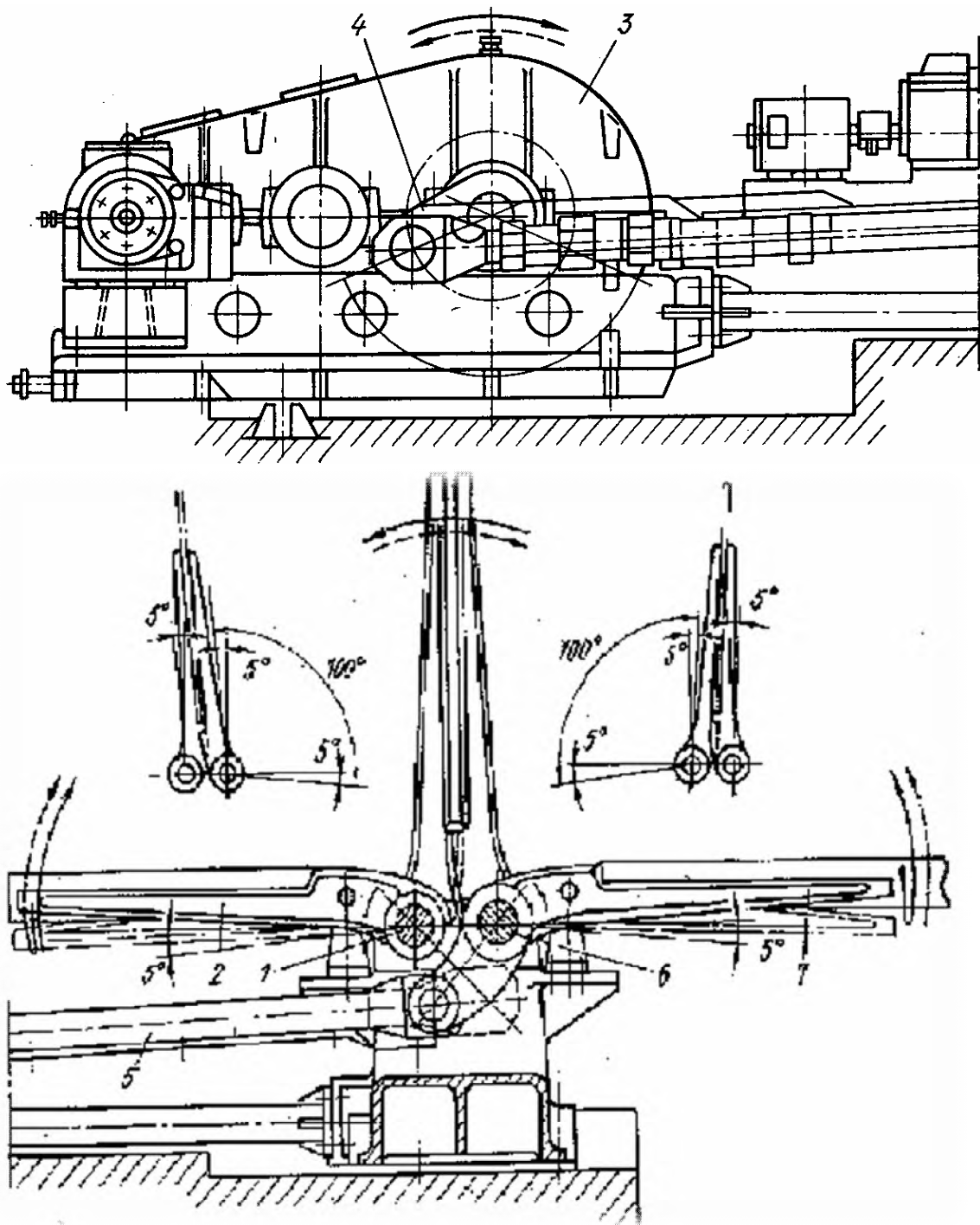


Рис. 4.22. Перегрузатель-кантователь листов

4.3.6 Вагоноопрокидыватели

На металлургических предприятиях используют вагоноопрокидыватели двух типов: боковые и роторные. Тип выбирают для конкретных условий на основе технико-экономического анализа.

Передвижной боковой вагоноопрокидыватель с толкателем показан на рис. 4.23. Вагоноопрокидыватель состоит из опорной металлоконструкции (башни) 1 с механизмами собственного передвижения 2, люльки 8 с системой противовесов 5, механизма предохранительного щита 6, наклонных съездов (накатов) 3 и кабины управления 15.

Толкатель состоит из металлоконструкции 11 в виде портала с механизмами собственного передвижения 10, хоботом 13 с механизмом подъема 14 и тяговой лебедки 12 для заталкивания вагона на опрокидыватель. Механизмы опрокидывателя и толкателя получают электроэнергию от троллейных проводов 4, подвешенных вдоль разгрузочного пути.

Башня опрокидывателя опирается через балансиры на восемь двухосных тележек, из которых четыре – приводные и передвигаются по двум двухрельсовым путям с шириной колеи 7000 мм. К концам рамы вагоноопрокидывателя шарнирно присоединены два наката, опирающиеся на подрессорные бегунки. Концы накатов через ползуны, выполненные из твердой стали, опускаются на рельсы разгрузочного железнодорожного пути.

Вагоны заталкивают на опрокидыватель хоботом толкателя, который передвигается по путям вагоноопрокидывателя. Для подтягивания вагонов по наклонному везду включают тяговую лебедку, на два барабана которой наматывается канат, проходящий через блоки на раме вагоноопрокидывателя. Одновременно из опрокидывателя выталкивается разгруженный вагон.

Разгружаемый вагон закрепляют в люльке четырьмя парами зажимов. Приводы каждой пары зажимов включаются в начале подъема люльки механизмом опрокидывателя, расположенным в верхней части башни.

Вид А

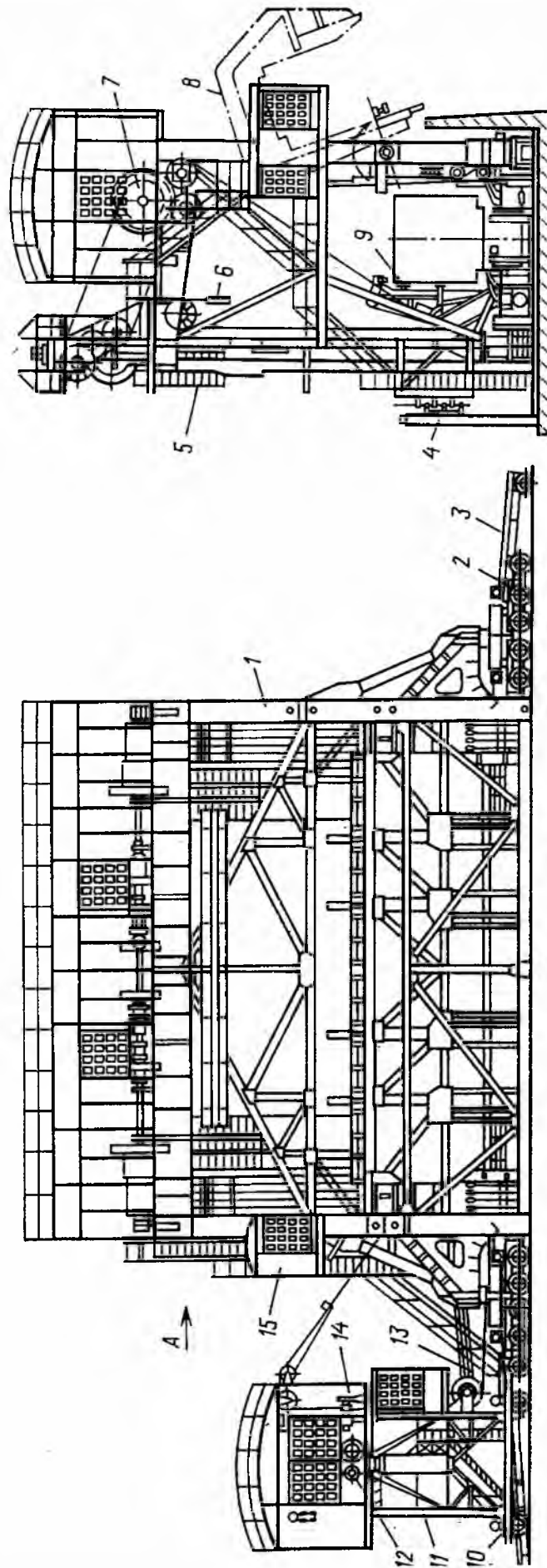


Рис. 4.23. Боковой передвижной вагонопрокидыватель

Зажимы опускаются на борта вагона при помощи рычажной параллелограммной системы и системы прижимающих канатов и зажимают вагон при разной высоте его бортов. Зажатие вагона заканчивается до поворота люльки на 90° , а затем приводы отключаются и удерживаются от проворачивания тормозами. После возвращения люльки в исходное положение вагон освобождают подъемом зажимов канатами при вращении приводов в обратном направлении. Для предохранения деревянных стенок вагонов от повреждения высыпавшимся грузом в кузов со стороны противоположной стенки опускается канатным приводом предохранительный стальной щит.

Механизмами вагоноопрокидывателя управляет из кабины один машинист, механизмами толкателя – другой, осуществляющий смену вагонов в вагоноопрокидывателе.

Схема канатного механизма опрокидывания люльки показана на рис. 4.24. Люлька 1 представляет собой угловую раму, которая вращается на цапфах О башни и своим горизонтальным участком опускается на раму опрокидывателя.

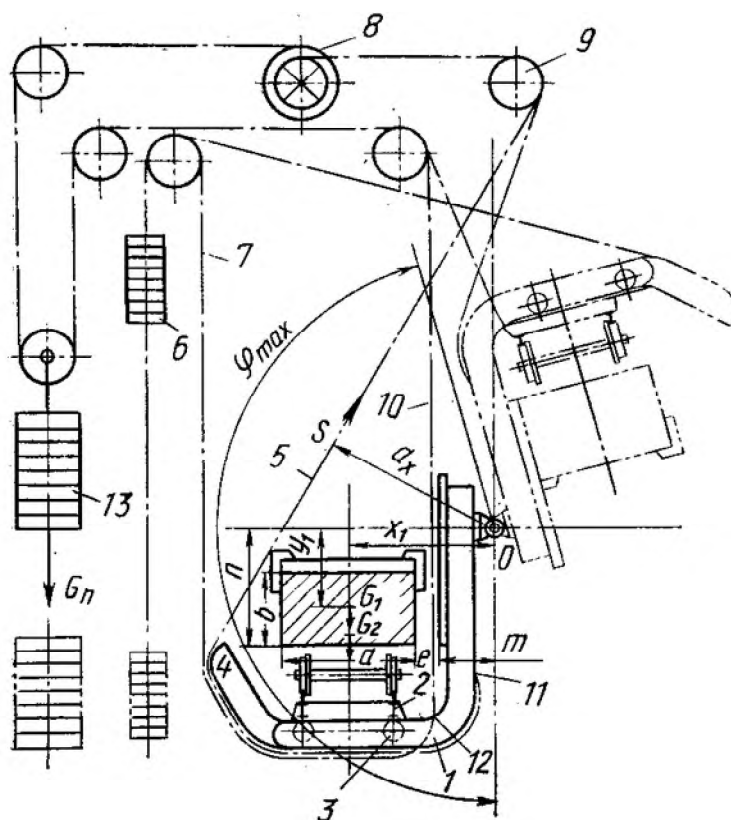


Рис. 4.24. Схема канатного механизма опрокидывания люльки

На горизонтальном участке люльки размещена платформа 2 с рельсами для разгружаемых вагонов. Платформа установлена на катках 3, оси которых закреплены в балке люльки. При повороте люльки на $10...15^{\circ}$ платформа перемещается вправо до соприкосновения кузова вагона с привалочной стенкой люльки. Одновременно специальное устройство останавливает платформу и при дальнейшем повороте люльки платформа не давит на колеса вагона.

Люлька поднимается двумя сдвоенными канатами 5, расположенными на концах люльки. Канаты 5 закреплены в точках 11 люльки, огибают конец 4 угловой рамы, блоки 9 и набегают на барабаны 8 лебедки механизма опрокидывания. Люлька уравновешена двумя малыми противовесами 6, каждый из которых подвешен на сдвоенных канатах 7, закрепленных в точках 12 люльки. В этих же точках закреплено по два сдвоенных каната 10, идущих к большим противовесам 13, а затем набегающих на барабаны лебедки механизма опрокидывания. Два больших противовеса уравновешивают вагон и частично груз.

Схема лебедки механизма опрокидывания люльки показана на рис. 4.25. Лебедка состоит из двух барабанов 1 с разными диаметрами: на барабан меньшего диаметра навиваются подъемные канаты, на барабан большего диаметра – канаты от больших противовесов.

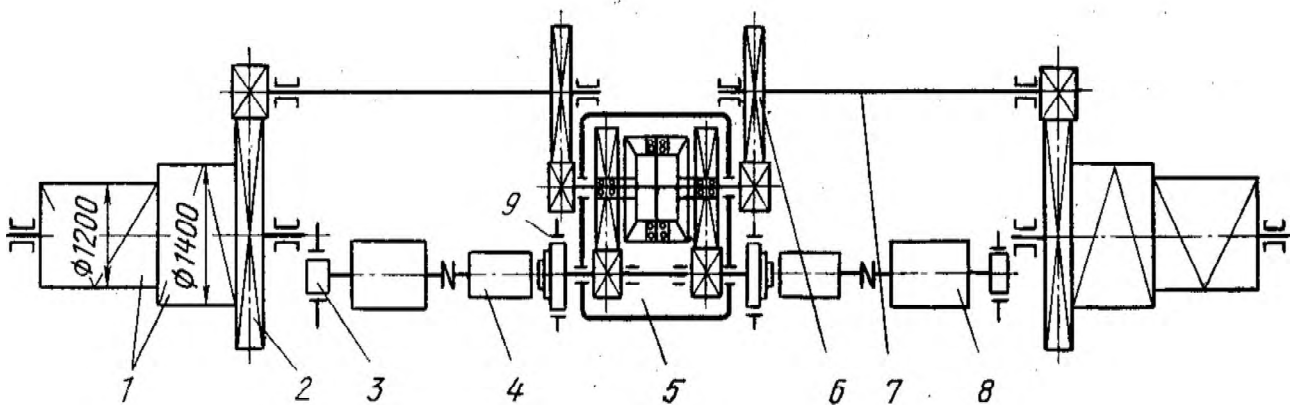


Рис. 4.25. Схема лебедки механизма опрокидывания люльки

Барабаны вращаются от трансмиссионного вала 7 через открытые зубчатые передачи 2 и 6. Дифференциальный редуктор 5 вращается от двух электродвигателей: переменного тока 4 и постоянного тока 8. На валах электродвигателей установлены маневровый 3 и аварийный 9 тормозы. Подъем и спуск люльки замедляют электродвигателями постоянного тока, работающие как тормозные генераторы. Дифференциальный редуктор дает возможность работать при одном электродвигателе в случае выхода из строя другого.

При грузоподъемности люльки 150 т, угле поворота 160° , времени подъема и спуска 2 мин., мощности электродвигателей механизма опрокидывания 2×125 кВт производительность вагоноопрокидывателя составляет 30 вагонов в час.

Мощность механизма опрокидывания люльки проверяют для 2-х случаев:

- 1) слежавшийся или смерзшийся груз выгружают при максимальном угле опрокидывания весь целиком и одновременно;
- 2) сыпучий груз выгружают равномерно по мере увеличения угла опрокидывания.

В первом случае вес противовесов $G_{пв}$, Н, определяется по формуле:

$$G_{пв} = (0,5 \cdot G_{гр} + G_{ваг}) \cdot (\cos\varphi_{\max} - f \cdot \sin\varphi_{\max}) \cdot k,$$

где $G_{гр}$ – вес груза в вагоне, Н;

$G_{ваг}$ – вес вагона, Н;

φ_{\max} – максимальный угол опрокидывания, град;

f – коэффициент трения вагона о стенку люльки;

k – коэффициент, учитывающий возможную перегрузку вагона и вес зажимов, $k = 1,2$.

Максимальный момент опрокидывания M_{\max} , Н·м, относительно оси вращения 0 для данного случая равен:

$$M_{\max} = G_{гр} \cdot (x_1 \cdot \cos\varphi_{\max} + y_1 \cdot \sin\varphi_{\max}),$$

где x_1 и y_1 – координаты центра тяжести груза.

Принимая частоту вращения люльки $n_{\text{люль}}$, об/мин, равномерной, находим мощность одного из двух двигателей механизма опрокидывания, кВт:

$$P_{\text{дв}} = (M_{\text{max}} \cdot n_{\text{люль}} / 9550 \cdot \psi_{\text{ср}} \cdot \eta) / 2.$$

где $\psi_{\text{ср}}$ - средняя кратность пускового момента двигателя;

η - к.п.д. механизма опрокидывания.

Проверочный расчет мощности двигателей ведут по второму случаю, когда положение груза в вагоне при его опрокидывании определяется углом естественного откоса. Форма поперечного сечения груза будет непрерывно изменяться. Для составления уравнения моментов относительно моментов относительно оси вращения люльки ее вычерчивают в различных положениях разгрузки вагона. При этом необходимо учитывать разгружающее действие противовесов, а также отсутствие соприкосновения вагона с боковыми упорами в начальный момент опрокидывания при углах поворота до $10 \dots 20^\circ$.

Уравнение моментов для каждого положения люльки, Н·м:

$$F_{\text{кан}} \cdot a_{\text{к}} = (\Sigma G) \cdot c_{\text{к}},$$

где $F_{\text{кан}}$ – натяжение канатов для данного положения люльки, Н;

$a_{\text{к}}$ – плечо каната относительно вращения люльки, м;

ΣG – суммарный вес люльки, вагона и противовеса, Н;

$c_{\text{к}}$ – расстояние от центра тяжести люльки, вагона и противовесов до оси вращения, измеренные по горизонтали, м.

Окончательный вес больших противовесов определяют из графика изменения натяжения $F_{\text{кан}}$ каната. Момент сопротивления вращению люльки от сил трения в цапфах при ее опрокидывании с груженым вагоном и возвращении в исходное положение с порожним вагоном невелик (не более 2%) и в расчете его можно не учитывать. Однако следует учитывать инерционные нагрузки, действующие в начале и конце цикла опрокидывания, задаваясь временем пуска и торможения до 5 с.

Определив для каждого положения суммарные моменты от веса противовесов и сил инерции, находят мощность двигателя трехфазного тока,

пользуясь формулой для среднеквадратичного момента.

Круговые вагоноопрокидыватели выполняют стационарными и передвижными. Круговой стационарный вагоноопрокидыватель изображен на рис. 4.26, а схема его механизма опрокидывания и зажима вагона на рис. 4.27.

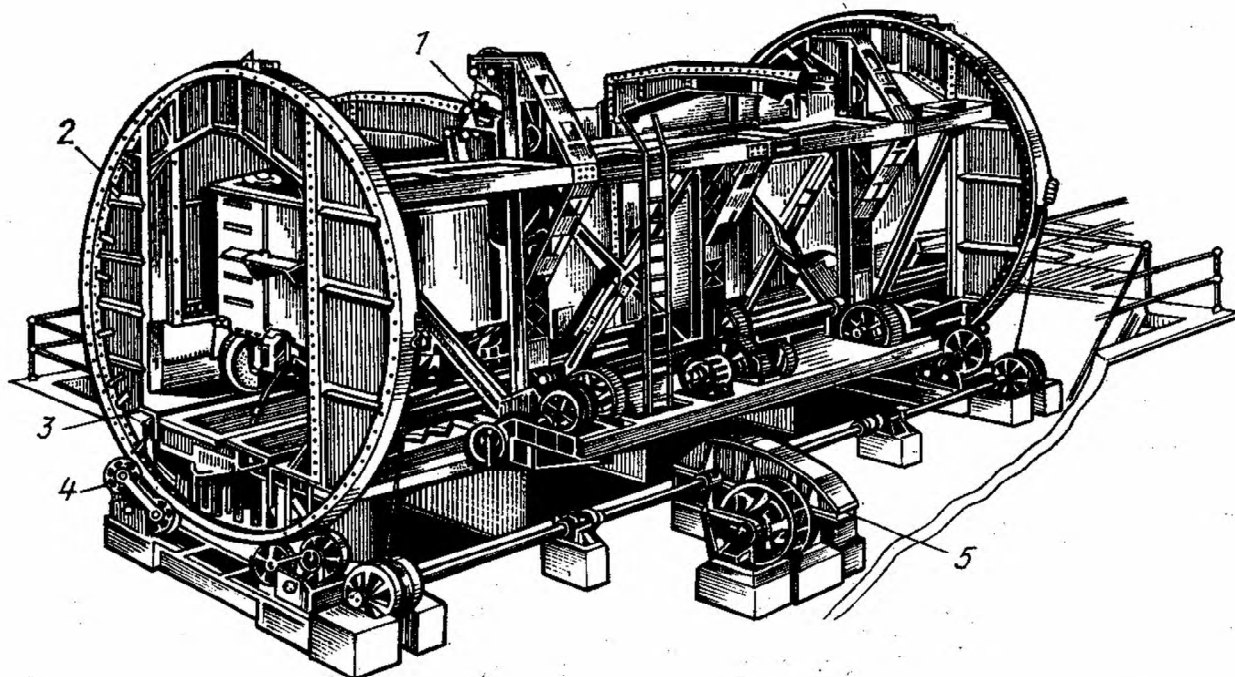


Рис. 4.26. Круговой стационарный вагоноопрокидыватель

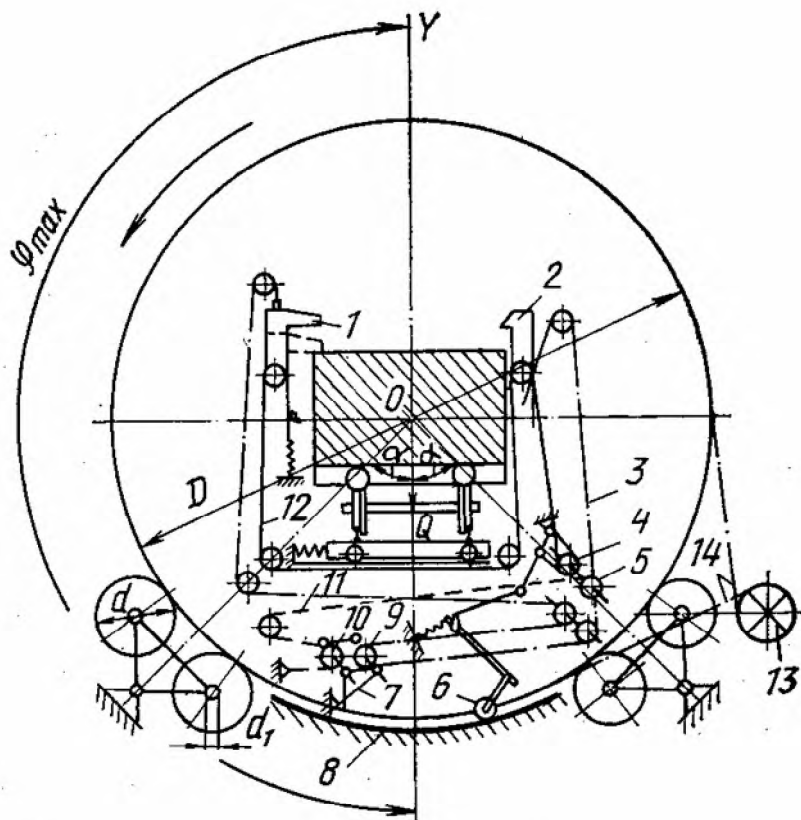


Рис. 4.27. Схема механизма опрокидывания и зажима вагона

Вагоноопрокидыватель состоит из металлической рамы 2 (ротора) с механизмом зажима 1 вагона и подвижным толкателем 3, опорных балансирных катков 4 и канатного привода 5 механизма опрокидывания. Зажимы 1 и 2 подвешены на канате 3, который последовательно огибает систему направляющих блоков. Зажимы опускаются на борта вагона на канате 3, а их положение фиксируется вторым канатом 12, который одним концом закреплен в неподвижной точке, огибает систему блоков и закреплен другим концом на блоке 4. На одной оси с блоком находятся шкив ленточного тормоза и блок 5, на котором закреплен конец третьего каната 11. Канат 11 огибает два блока и другим концом закреплен на раме. Блоки 9 и 10 насажены на параллельные оси, закрепленные на тележке с рычагом 7. Тормоз включается и выключается рычажной системой от ролика 6 при качении по неподвижной криволинейной направляющей 8.

При вращении ротора в сторону опрокидывания рычаг 7 тележки отходит от неподвижного упора. Под действием зажимов 1 и 2 захват перемещает тележку вправо, тянет канат 11 и вращает блок 5 вместе с блоком 4. Тормоз в это время расторможен, так как ролик 6 катится по криволинейной направляющей 8. Вследствие этого пружина растянута и лента тормоза освобождена. На блок 4 наматывается зажимной канат 12 до тех пор, пока зажимы не опустятся на борта вагона. После этого ролик 6 сходит с направляющей 8. Пружина зажимает тормоз и фиксирует положение зажимов после поворота ротора на 50° . При обратном вращении ротора зажимы освобождаются в обратной последовательности. В механизме четыре пары зажимных крюков. Вращение ротора происходит от двух барабанов 13 механизма опрокидывания, на каждом из которых закреплены два конца каната 14. Два других конца каната закреплены через пружинные амортизаторы на кронштейнах торцевых опорных колец ротора. При навивке одного конца на барабан другой с него сматывается, что допускает вращение ротора в обе стороны на угол 175° .

Порядок работы кругового стационарного вагоноопрокидывателя по

разгрузке вагонов аналогичен работе бокового вагоноопрокидвателя. Управляют разгрузкой оператор опрокидывателя и машинист маневрового устройства (локомотива или лебедки).

При максимальной грузоподъемности ротора 150 т, скорости его вращения 1,38 об/мин, продолжительности цикла разгрузки 2 мин и мощности электродвигателя механизма опрокидывания в 100 кВт производительность составляет 30 вагонов в час.

Мощность механизма опрокидывания кругового вагоноопрокидвателя рассчитывают аналогично расчету мощности механизма бокового опрокидывателя для двух случаев: одновременной выгрузки всей массы материала и постепенной выгрузки – по мере увеличения угла наклона вагона.

Момент сопротивления вращению ротора от сил трения качения торцевых колец по опорным балансирным каткам и от сил трения в подшипниках катков определяется по формуле, Н·м:

$$M_{\text{рот}} = (G_{\text{рот}}/2 \cdot \cos\alpha) [(f_{\text{пк}} \cdot d_{\text{пк}} + 2 \cdot f_{\text{рот}})/d_{\text{кат}}] \cdot [(D_{\text{рот}} + d_{\text{кат}})/2],$$

где $G_{\text{рот}}$ – вес вращающихся частей ротора, Н;

$D_{\text{рот}}$ – диаметр кольца ротора, м;

$d_{\text{кат}}$ – диаметр катка, м;

$d_{\text{пк}}$ – диаметр подшипника катка;

$f_{\text{пк}}$ – коэффициент трения в подшипниках катков;

$f_{\text{рот}}$ – коэффициент трения качения кольца ротора по каткам, м;

α – угол между вертикальной осью ротора и прямой, соединяющей центр тяжести ротора с груженным вагоном и центром качания балансира опорных катков, град.

Мощность при установившемся вращении ротора составит, кВт:

$$P_{\text{дв}} = M_{\text{рот}} \cdot n_{\text{рот}}/9550 \cdot \eta,$$

где $n_{\text{рот}}$ – частота вращения ротора, об/мин;

η – к.п.д. механизма опрокидывания.

Отметим преимущества и недостатки бокового и кругового вагоноопрокидывателей.

В боковом вагоноопрокидывателе при опрокидывании вагон одновременно поднимается на значительную высоту. При этом масса люльки и вагона с грузом полностью не уравновешена, что требует установки механизма опрокидывания большей мощности и утяжеления конструкции для обеспечения устойчивости при опрокидывании. Наличие же механизма передвижения у бокового вагоноопрокидывателя позволяет разгружать вагон по всей длине рудной траншеи без использования вспомогательных механизмов.

В круговом стационарном вагоноопрокидывателе мощность привода вращения ротора намного меньше, так как опрокидывание вагона происходит без его подъема. Все металлоконструкции ротора опорных частей также меньше по сравнению с громоздким и тяжелым порталом бокового вагоноопрокидывателя. Однако установка кругового стационарного вагоноопрокидывателя требует сооружения вместительного приемного бункера с затворами и питателями, длинных наклонных конвейерных галерей и эстакад для подачи материала из бункера в штабель.

Для устранения указанных недостатков разработана конструкция передвижного кругового вагоноопрокидывателя (рис. 4.28), сочетающего в своей конструкции преимущества передвижного бокового и стационарного кругового опрокидывателей.

Над рудной траншеей 11 передвигается по рельсам на балансирных тележках 3 мост 4. Вдоль моста также на балансирных тележках передвигается с помощью электропривода тележка 8. На тележке установлен ротор 6 на опорных катках 9. Зубчатые венцы на концах ротора находятся в зацеплении с зубчатыми рейками 10 на мосту. При движении тележки в сторону траншеи ротор поворачивается и груз из вагона высыпается в траншею. Вагон устанавливают в ротор по наклонному въезду толкателем 1 при помощи стрелы 2 и закрепляют в роторе зажимами с канатным приводом.

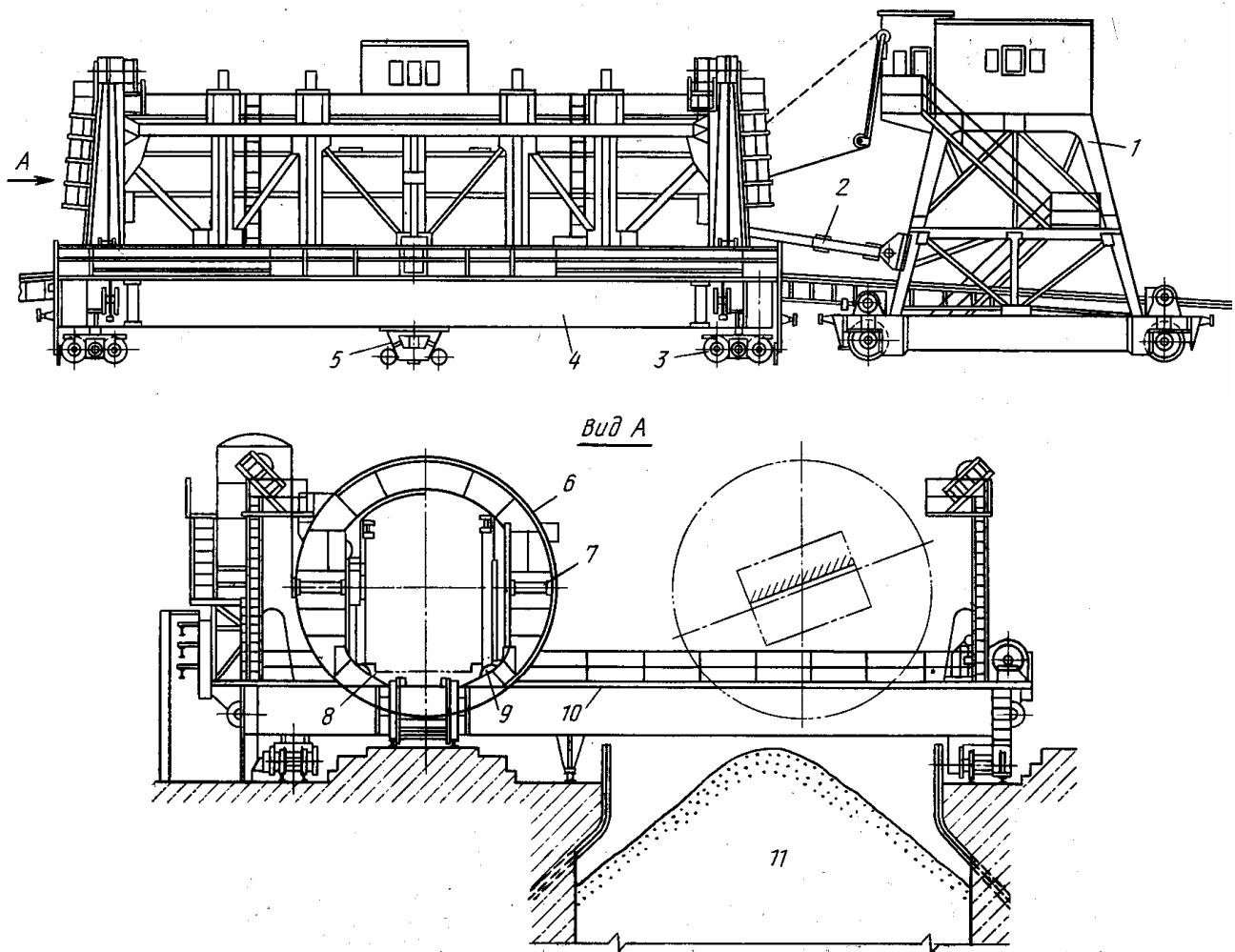


Рис. 4.28. Передвижной круговой вагоноопрокидыватель

Этот же толкатель передвигает вагоноопрокидыватель вдоль траншеи. На мосту предусмотрены дополнительные опоры 5 в виде башмаков, которые прижимаются к рельсам при прогибе моста, когда тележка с ротором находится на его середине. Противоугольные захваты удерживают мост от движения при опрокидывании и смене вагонов в роторе.

Передвижной круговой вагоноопрокидыватель рассчитан на разгрузку 26 вагонов в час при грузоподъемности ротора 150 т, угол его поворота 160° , мощность механизма опрокидывания 130 кВт.

4.4 Питатели

Загрузка сыпучими шихтовыми материалами большинства обжиговых и плавильных печей осуществляется питателями, которые равномерно подают

материал на сборочный (шихтовочный) конвейер, а затем непосредственно в печь. Питатели, установленные под выпускными отверстиями бункеров, одновременно являются затворами, которые перекрывают поток материала и воспринимают его давление.

По устройству и принципу действия питатели делят на три основные группы: питатели с тяговым органом (ленточные, пластинчатые, скребковые); питатели без тягового органа (винтовые, дисковые, барабанные, качающиеся, вибрационные); питатели пневматические (эжекторы).

Выбирают питатель в зависимости от свойств перемещаемого материала и размеров его частиц. Производительность питателя регулируют изменением скорости подачи материалов и сечения его потока (высотой слоя).

4.4.1 Ленточный питатель

На рис. 4.29 приведена схема горизонтального ленточного питателя. Питатель установлен под бункером 1, выпускное отверстие которого закрывается переставной задвижкой 2, и закрыт на всю длину кожухом 3. Аналогично ленточному конвейеру питатель состоит из тех же элементов: прорезиненной ленты 4, приводного барабана 5, натяжного барабана 7, поддерживающих роликов 6 и более прочной металлоконструкции. От ленточного конвейера питатель отличается меньшей длиной (0,8...4 м), наличием направляющего лотка с бортами на всем протяжении питателя, более частым расположением роликов под верхней рабочей ветвью (с шагом 250...300 мм) и отсутствием (или наличием одного – двух) роликов на холостой ветви, малой скоростью ленты ($v_{\text{лент}} = 0,05...0,5$ м/с). Питатель можно устанавливать наклонно (до 10°) при движении материала вверх или вниз. Применяют ленточные питатели производительностью до $300 \text{ м}^3/\text{ч}$ и более для подачи пылевидных, порошкообразных, мелко- и среднекусковых, сухих и влажных материалов.

Определение основных параметров и тяговый расчет ленточного питателя производя в следующем порядке.

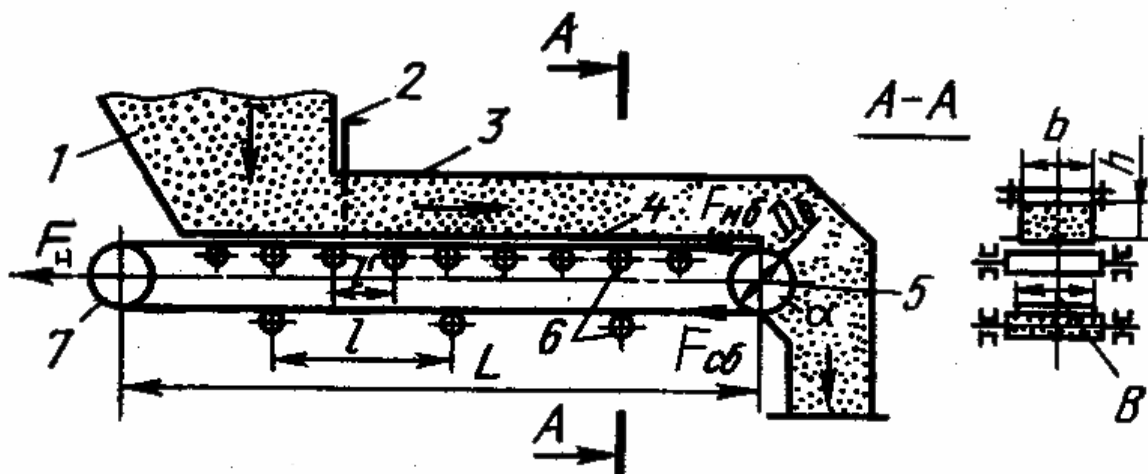


Рис. 4.29. Ленточный питатель

Массовая производительность питателя определяют по формуле, т/ч:

$$P_M = 3,6 q_{гр} v_{лен} = 3600 \cdot b \cdot h \cdot \psi \cdot v_{лен} \cdot \rho_{гр},$$

где $q_{гр}$ – масса 1 м груза на конвейере, кг/м;

$v_{лен}$ – скорость движения ленты, м/с;

b – расстояние между бортами (ширина выпускного отверстия бункера, м;

h – высота буртов, м, $h = (0,5 \dots 0,4) \cdot b$;

ψ – коэффициент использования сечения желоба ($\psi = 0,7 \dots 0,8$);

$\rho_{гр}$ – насыпная плотность груза, т/м³.

Ширину ленты питателя принимают равной $V_{лен} = (1,2 \dots 1,3) \cdot b$ и округляют до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 20 – 85. Обычно питатели имеют ленту шириной $V_{лен} = 400 \dots 1600$ мм.

Далее расчет параметров питателя ведется по методике расчета ленточного конвейера, приведенной в разделе 3.1.3.

4.4.2 Пластинчатый питатель

Пластинчатые питатели, применяемые в цветной металлургии, делят на два типа: тяжелые и легкие. Питатели обоих типов представляют собой кроткий

пластинчатый конвейер и различаются прочностью конструкции. Пластинчатый питатель (рис. 4.30) состоит из бункера 1, выпускное отверстие которого закрывается задвижкой 2, кожуха 3, приводных 6 и натяжных 4 звездочек, тяговых цепей с пластинами (пластинчатого полотна или настила) 5 и рамы с направляющими рельсами 7 или поддерживающими роликами.

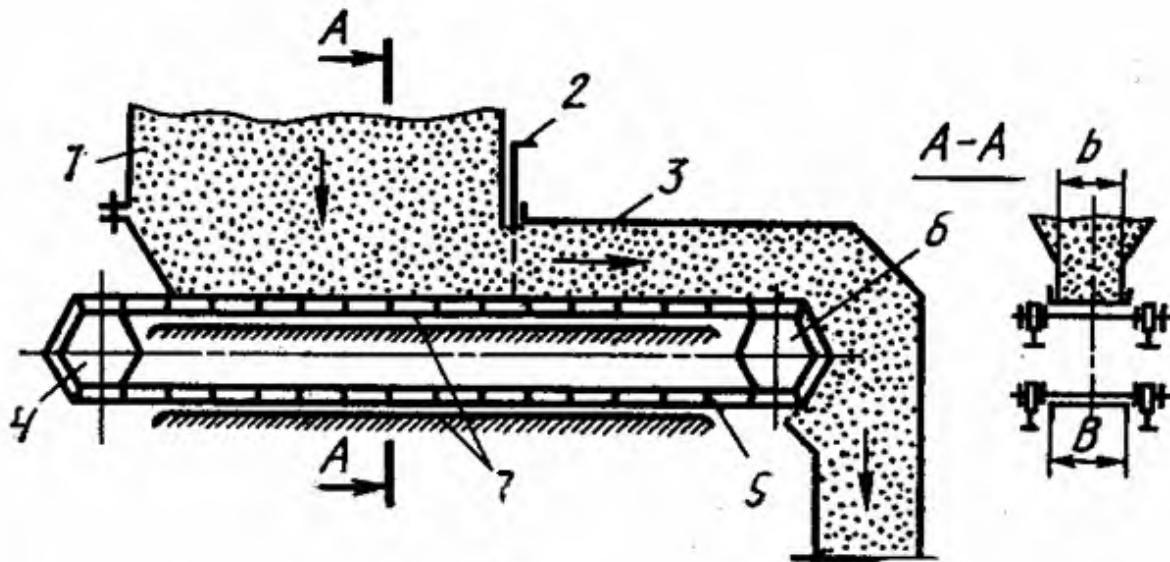


Рис. 4.30. Пластинчатый питатель

Питатели тяжелого типа предназначены для транспортирования крупной и тяжелой руды с кусками размером 1300...1500 мм при возможности падении их на питатель с высоты нескольких метров в процессе разгрузки скипов и вагонов. Питатели легкого типа используют для подачи материалов крупностью 300...400 мм в дробилки среднего дробления и транспортирования материалов после обжига. Основные параметры пластинчатых питателей регламентированы ГОСТ 7424-71, по которому производительность изменяется в пределах 120...1400 м³/ч, ширина настила 500...2400 мм, длина 3...24 м, скорость движения полотна 0,02...0,4 м/с, угол наклона 15...35°.

Определение основных параметров и тяговый расчет пластинчатого питателя производят также как и расчет пластинчатого конвейера для горячего агломерата (см. раздел 3.7). Задавая коэффициент использования сечения желоба $\psi = 0,8...0,85$, определяют производительность и ширину настила. Вес 1 м длины настила с цепями ориентировочно можно определить по выражению:

$$q_{\text{нас}} = (60 \cdot B_{\text{нас}} + K_{\text{нас}}) \cdot g,$$

где $B_{\text{нас}}$ – ширина настила, м;

g – ускорение силы тяжести, м/с^2 .

$K_{\text{нас}}$ – поправочный коэффициент, принимаемый в зависимости от ширины настила; при $B_{\text{нас}} = 0,4 \dots 0,8$ м и более для питателей легкого типа $K_{\text{нас}} = 40 \dots 70$, для питателей тяжелого типа - $K_{\text{нас}} = 80 \dots 150$.

4.4.3 Скребковый питатель

Скребковые питатели в виде коротких скребковых конвейеров применяют в качестве загрузочных устройств, используемых для подачи шихты в отражательные печи (рис. 4.31). Принцип работы скребкового питателя состоит в том, что между приводной 5 и натяжной 8 звездочками движется тяговая цепь со скребками 3. Верхняя обратная ветвь скребковой цепи поддерживается роликами 4, нижняя рабочая ветвь движется по желобу 6 на всю длину печи (до 35 м). В желобе на равном расстоянии (1,0...1,2 м) предусмотрены вырезы, соединенные с отверстиями в своде печи трубами 7 (диаметром 250...300 мм) с задвижками. На печи устанавливают два скребковых питателя по одному у каждой боковой стены печи. Шихта поступает из бункера 1 с затвором 2 через обратную ветвь скребковой цепи в желоб. По желобу шихта перемещается

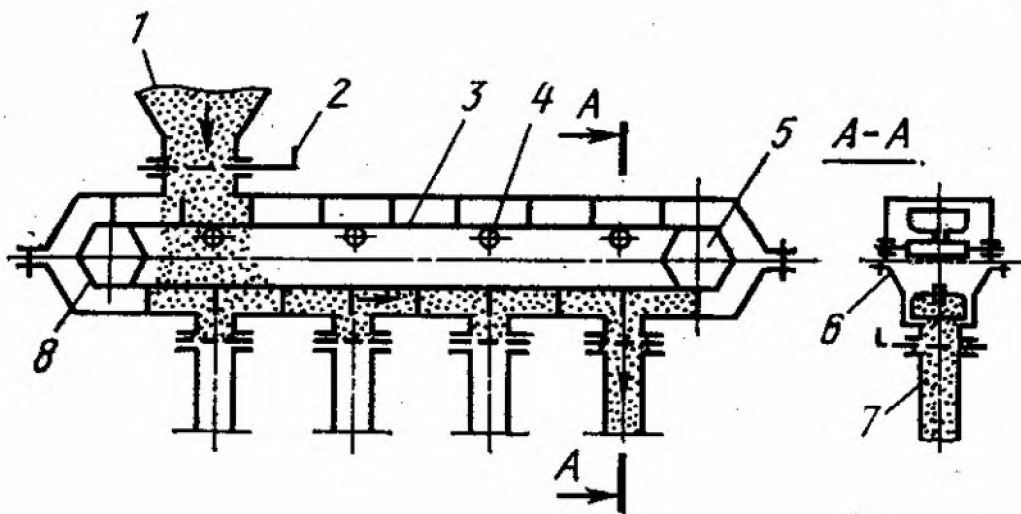


Рис.4.31. Скребковый питатель

Верхняя обратная ветвь скребковой цепи поддерживается роликами 4, нижняя рабочая ветвь движется по желобу 6 на всю длину печи (до 35 м). В желобе на равном расстоянии (1,0...1,2 м) предусмотрены вырезы, соединенные с отверстиями в своде печи трубами 7 (диаметром 250...300 мм) с задвижками. На печи устанавливают два скребковых питателя по одному у каждой боковой стены печи. Шихта поступает из бункера 1 с затвором 2 через обратную ветвь скребковой цепи в желоб. По желобу шихта перемещается

скребками рабочей ветви цепи и выгружается по трубам в печь на половину ее длины через открытые задвижки, управляемые вручную с помощью рычагов. На всю длину печи загружают кварцевый песок для предохранения стен печи от прогара.

Порядок расчета применительно к скребковому питателю остается прежним. При соотношении ширины и высоты желоба, равном $B_{\text{ж}}/h_{\text{ж}} = 2,4 \dots 4,0$, коэффициент заполнения желоба для легкосыпучих мелких материалов принимается равным $\psi = 0,5 \dots 0,6$, для плохо сыпучих кусковых материалов – $\psi = 0,7 \dots 0,8$; скорость движения скребка выбирают в пределах $0,1 \dots 0,63$ м/с.

Так как движение материала происходит по желобу, а скребковой цепи – по поддерживающим роликам или направляющим рельсам, то при определении сопротивлений на рабочем (нагруженном) $W_{\text{раб}}$ и холостом (порожном) $W_{\text{хол}}$ участках вес материала $q_{\text{м}}$ на 1 м скребковой цепи и вес 1 м самой цепи $q_{\text{ц}}$ умножают на соответствующие коэффициенты сопротивления перемещению $w_{\text{м}}$ и $w_{\text{ц}}$. Если скребковая цепь выполняется на втулочно-катковых цепях, то вес 1 м вращающихся роликов на нагруженной $q_{\text{наг}}$ и обратной $q_{\text{обр}}$ ветвях принимаются равными нулю.

Коэффициент сопротивления перемещаемого по желобу плоским скребком материала с учетом силы трения о дно и стенки желоба можно принять $w_{\text{м}} = 1,1 \cdot f_{\text{м}}$, где $f_{\text{м}}$ – коэффициент трения материала по желобу.

Коэффициент сопротивления движению цепи с ходовыми роликами на подшипниках скольжения $w_{\text{ц}} = 0,10 \dots 0,13$ в зависимости от условий работы, для цепей без роликов, движущихся со скольжением – $w_{\text{ц}} = 0,25 - 0,40$.

Вес 1 м длины ходовой части питателя $q_{\text{скр}}$ (цепей и скребков) определяют по каталогам заводов-изготовителей или по приближенному соотношению:

$$q_{\text{скр}} = k_{\text{скр}} \cdot B_{\text{скр}},$$

где $B_{\text{скр}}$ – ширина скребка, м;

$k_{\text{скр}}$ – эмпирический коэффициент, кН/м^2 ; для одно цепных питателей

$k_{\text{скр}} = 0,9 \dots 1,2 \text{ кН/м}^2$, для двух цепных $k_{\text{скр}} = 1,5 \dots 2,5 \text{ кН/м}^2$; большие цифры относятся к питателям с цепью повышенной прочности.

Первоначальное натяжение цепи в точке сбегания с приводной звездочки принимают обычно $F_0 = F_{\text{сб}} = 3 \dots 10 \text{ кН}$.

Тяговое усилие и необходимую мощность определяют так же, как и для ленточного питателя, а расчет цепи и звездочек ведется так же, как и для пластинчатого питателя.

4.4.4 Винтовой питатель

В отличие от винтового конвейера винтовой питатель (рис. 4.32) имеет небольшую длину желоба 3 (обычно 1...3 м), внутри которого не ставят промежуточных подвесных опор для винта 4.

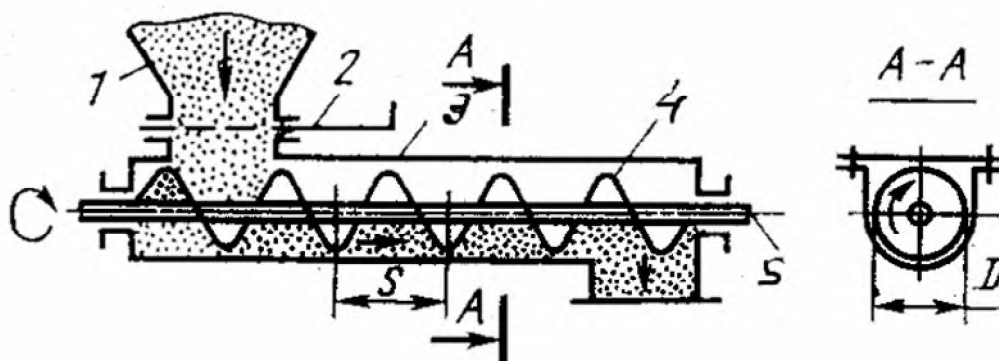


Рис. 4.32. Винтовой питатель

Винт вращается на двух концевых подшипниках, установленных снаружи желоба. Выполняют винт однозаходным или двухзаходным, с малым шагом ($S = 0,8 \cdot D$) на сплошном или полом валу 5. Устанавливают питатель горизонтально или наклонно под углом не более 20° . Материал в нем перемещается вращающимся винтом при неподвижном желобе и удерживается от вращения силой трения о стенки желоба и весом. Поэтому при вращении винта материал перемещается вдоль корпуса подобно тому, как удерживаемая от вращения гайка движется вдоль винта.

На заводах цветной металлургии винтовые питатели получили широкое распространение из-за небольших габаритных размеров и полной герметизации перемещаемого материала. Применяют их для подачи пылевидных, мелкокусковых и горячих материалов с температурой 500...600 °С. В последнем случае питатель охлаждают водой, циркулирующей по полуму валу винта. Однако по сравнению с питателями другого типа винтовые питатели расходуют больше энергии на единицу массы перемещаемого груза, быстрее изнашиваются и отличаются низкой производительностью, поскольку преодолевают значительные сопротивления от трения о стенки желоба и поверхность винта, от перемешивания материалов, особенно влажных, слеживающихся и абразивных.

Производительность винтового питателя Π_M , т/ч, равна:

$$\Pi_M = 15 \cdot \pi \cdot (D_{\text{вин}})^2 \cdot S_{\text{вин}} \cdot n_{\text{вин}} \cdot \psi \cdot \rho_{\text{гр}} \cdot K_{\text{накл}}$$

где $D_{\text{вин}}$ и $S_{\text{вин}}$ – диаметр и шаг винта, м;

$n_{\text{вин}}$ – частота вращения винта, об/мин;

ψ – коэффициент заполнения поперечного сечения желоба, $\psi = 0,8$;

$\rho_{\text{гр}}$ – насыпная плотность груза, т/м³;

$K_{\text{накл}}$ – поправочный коэффициент, зависящий от угла наклона питателя, при углах наклона 0...20° принимают $K_{\text{накл}} = 1,0 \dots 0,6$.

Наибольшую допустимую частоту вращения винта определяют по эмпирической формуле в зависимости от рода перемещаемого материала диаметра винта:

$$n_{\text{max}} = K_{\text{мат}} / \sqrt{D},$$

где $K_{\text{мат}}$ – коэффициент, для легких неабразивных и малоабразивных материалов - $K_{\text{мат}} = 65 \dots 40$, для тяжелых материалов – $K_{\text{мат}} = 45 \dots 30$.

Мощность двигателя, необходимую для перемещения материала с учетом вредных сопротивлений, наклонно установленным винтовым питателем, находят из уравнения, кВт:

$$P_{\text{дв}} = \Pi_M \cdot (L \cdot w_0 \pm H) / (367 \cdot \eta_M),$$

где Π_m - производительность винтового питателя, т/ч;

L и H – горизонтальная и вертикальная проекция длины питателя, м;

η_m – к.п.д. механизма привода;

w_0 – общий коэффициент сопротивления, зависящий от свойств перемещаемого груза; для легких неабразивных и малоабразивных материалов - $w_0 = 1,2 \dots 1,6$; для тяжелых материалов - $w_0 = 2,5 \dots 4,0$.

4.4.5 Качающийся питатель

Качающийся питатель (рис. 4.33) состоит из лотка 3, опирающегося на катки 4. Катки устанавливаются неподвижно на опорной раме или крепятся к днищу лотка; в последнем случае они перекатываются по уложенным на раме рельсам. Лотку сообщается возвратно-поступательное движение от привода через кривошипно-шатунную или эксцентриковую передачу 5. Лоток является подвижным дном неподвижного желоба 6, закрепленного у выпускного отверстия бункера 1. Устанавливают лоток горизонтально или слегка наклонно в сторону движения материала.

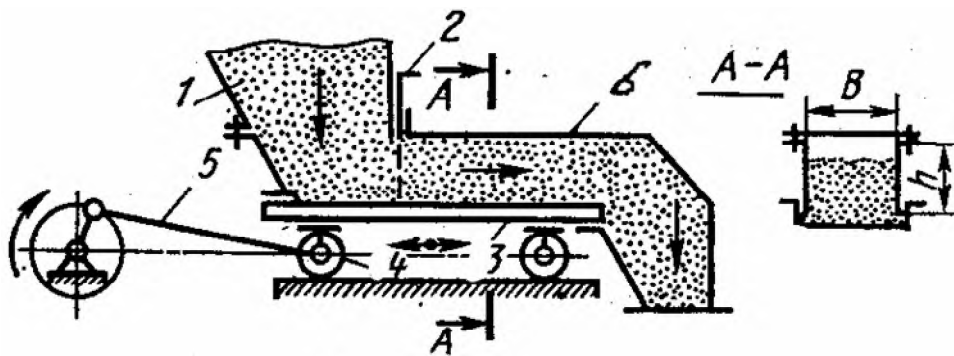


Рис. 4.33. Качающийся питатель

При движении лотка вправо образуется пространство между материалом и задней стенкой желоба, куда поступает из бункера 1 следующая порция материала. При обратном движении лотка материал прижимается к задней стенке желоба и часть его сдвигается через передний конец лотка в

разгрузочную воронку. Подачу материала регулируют заслонкой 2, изменением частоты ходов или величиной хода лотка.

Лотковые питатели перемещают сыпучие порошкообразные, мелко- и среднекусковые материалы. На заводах цветной металлургии их применяют для подачи шихтовых материалов на сборочный конвейер. В некоторых случаях подачу материала совмещают с грохочением, для чего переднюю часть днища лотка 3 выполняют в виде колошниковой решетки.

Лотковые питатели просты в изготовлении, надежны в эксплуатации. Но вследствие возвратно-поступательного движения лотка создается неравномерная нагрузка на электропривод, а при перемещении твердых и абразивных материалов лотки быстро изнашиваются.

Основные параметры качающихся питателей: ширина - 500...1000 мм; длина – 800...2500 мм; ход стола - 250 мм; число ходов в минуту – 30.

Производительность качающегося лоткового питателя P_M , т/ч, определяют по формуле:

$$P_M = 60 \cdot B_{\text{жел}} \cdot h_{\text{мат}} \cdot S_{\text{лот}} \cdot n_{\text{лот}} \cdot \psi \cdot \rho_{\text{мат}},$$

где $B_{\text{жел}}$ – расстояние между бортами неподвижного желоба, м;

$h_{\text{мат}}$ – высота слоя материала, м;

$S_{\text{лот}}$ – ход лотка, м;

$n_{\text{лот}}$ – число ходов лотка в минуту, $n_{\text{лот}} = 20\text{--}60 \text{ мин}^{-1}$;

ψ – коэффициент заполнения желоба, $\psi = 0,65\text{--}0,75$;

$\rho_{\text{мат}}$ – насыпная плотность материала, т/м³.

4.4.6 Вибрационный питатель

Вибрационный питатель (рис. 4.34) состоит из лотка 4 и электровибратора 5. Питатель подвешивают горизонтально или наклонно под разгрузочным отверстием бункера 1 при помощи тяг 2 со стяжными гайками и пружинами 3. Электровибратор представляет собой двигатель с возвратно-поступательным движением корпуса, который совершает колебания с малой

амплитудой (1...3 мм), но с большой частотой (до 60 Гц). Наклонное присоединение электровибратора обеспечивает подбрасывание частиц материала и его движение по лотку.

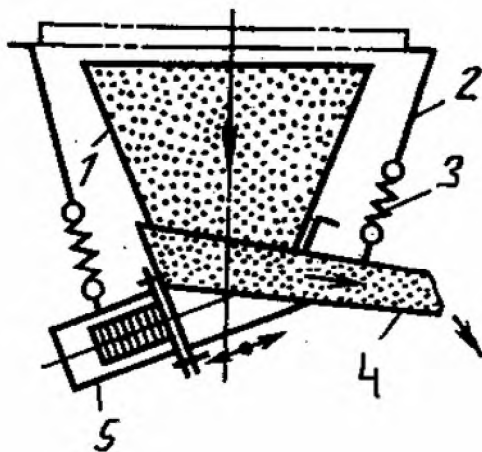


Рис. 4.34. Вибрационный питатель

Вибрационные питатели применяют для подачи пылящих и мелкокусковых грузов, обеспечивают производительность до 2000 т/ч. Регулировать производительность можно автоматически изменением амплитуды и частоты колебаний лотка. Определяют производительность вибрационного питателя по той же формуле, что и для качающегося вибратора, принимая для открытых прямоугольных желобов $\psi = 0,6...0,9$ и относя меньшие величины к материалам мелких фракций.

Вибрационный питатель надежен в работе, расходует мало энергии, выполнен без трущихся частей, обеспечивает равномерное поступление материала из бункера, может быть использован для сортировки материала по крупности; при его работе образуется мало пыли. Недостатками вибрационных питателей являются сложное устройство, высокая стоимость, вибрация и шум при работе, неспособность воспринимать большое давление от вертикального столба материала в бункере.

4.4.7 Дискový (тарельчатый) питатель

Дискový питатель (рис.4.35) состоит из горизонтального диска (тарели)

4, над которым к выпускному отверстию бункера 1 подвешен подвижной патрубком 3, и неподвижного косо установленного скребка 2, закрепленного у приемной воронки 5. При вращении диска скребок сбрасывает часть лежащего на нем материала в воронку. Подачу материала регулируют изменением частоты вращения диска, высоты слоя материала на диске путем подъема и опускания патрубка, а также положением разгрузочного скребка.

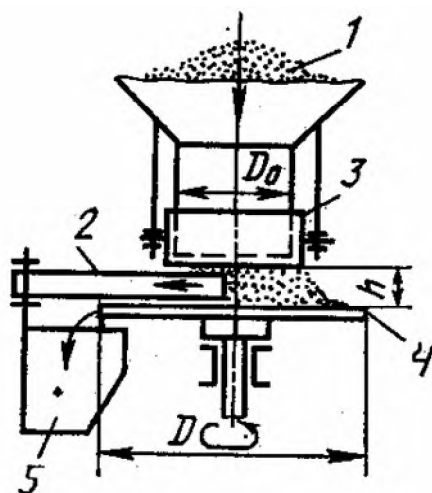


Рис. 4.35. Дискový тарельчатый питатель

Тарельчатые питатели применяют для подачи из бункера порошкообразных и кусковых материалов (крупностью до 100 мм).

На заводах цветной металлургии их устанавливают под шихтовыми бункерами и перед печами для обжига в кипящем слое. Питатели выпускают с дисками 600...2500 мм, вращающимися с частотой 4...7,1 об/мин, производительностью до 130 м³/ч. Производительность Π_m , т/ч, можно рассчитать по формуле, которая учитывает объем материала, сдвигаемого скребком за один оборот диска:

$$\Pi_m \approx 130 \cdot h^2 \cdot (D_0 + h) \cdot \rho \cdot n,$$

где h – высота слоя материала, определяемая расстоянием от нижней кромки подвижного патрубка до плоскости диска;

D_0 – внутренний диаметр подвижного патрубка; который определяют в зависимости от диаметра диска;

ρ - насыпная плотность груза;

n – частота вращения диска.

Внутренний диаметр патрубка определяют из соотношения $D_0 = D/(1,5 \dots 1,8)$, где D – наружный диаметр диска 4.

Скорость вращения диска ограничивается условием, при котором не происходит сбрасывания частиц материала под действием центробежной силы.

К достоинствам дискового питателя можно отнести простоту конструкции, надежность в работе, точное регулирование производительности при подаче легкосыпучих материалов. Недостатки питателя: возможны перебои в подаче влажных, слежавшихся и склонных к зависанию материалов; быстрый износ футеровки диска; при большом угле встречи скребка с потоком материала увеличивается сопротивление сдвигу материала вдоль скребка и происходит его уплотнение. Частично эти недостатки устраняют: увеличением выпускного отверстия бункера; применением сменной футеровки или ребристой поверхности диска, в ячейках которой задерживается материал, предохраняющий диск от истирания; установки двух скребков в форме спирали, доходящих до центра диска.

4.4.7 Барабанный питатель

Барабанный питатель (рис.4.36) состоит из корпуса 1 с загрузочными и разгрузочными патрубками и барабана 2 с радиальными лопастями, которые делят внутренний объем питателя на несколько равных секций. При периодическом или непрерывном вращении барабана его секции заполняются материалом через верхний патрубок и разгружаются через нижний.

Применяют барабанные питатели для подачи хорошо сыпучих пылевидных и мелкокусковых материалов в различных транспортных установках, где их используют также в качестве дозаторов и затворов.

На обогатительных фабриках барабанные питатели подают мелкодробленую руду к грохотам, на заводах цветной металлургии – агломерат и пыль из пылеулавливающих установок.

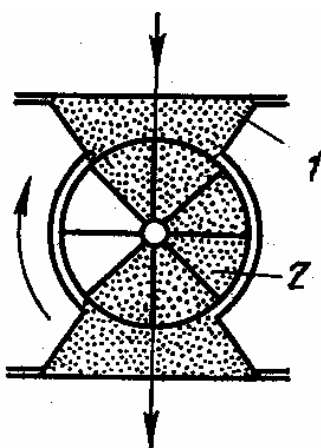


Рис.4.36. Барабанный питатель

Для предотвращения просачивания воздуха, между наружной поверхностью барабана и внутренней поверхностью корпуса оставляют минимальный зазор или устанавливают уплотнения.

Производительность барабанного питателя определяют по формуле, т/ч:

$$\Pi_m = 0,06 \cdot z \cdot V \cdot n \cdot \psi \cdot \rho,$$

где z – число секций барабана;

ψ – коэффициент заполнения секций материалом, $\psi \approx 1$;

V – объем одной секции, м^3 ;

n – частота вращения барабана, об/мин;

ρ – насыпная плотность груза, $\text{т}/\text{м}^3$.

Барабанные питатели отличаются компактностью и герметичностью конструкции, равномерностью питания, позволяют использовать их в качестве дозаторов и затворов. Недостатки питателей заключаются в небольшой производительности и быстром износе деталей, соприкасающихся с материалами, особенно твердыми и абразивными. Для увеличения срока службы питателей необходимо изготавливать его детали из износостойкого материала (обычно чугуна) и иметь надежное уплотнение, отделяющее внутреннюю полость питателя от подшипников вала барабана.

Библиографический список

1. Александров, М.П. Подъемно-транспортные машины[Текст]: Учебник для вузов / М.П. Александров. - М.: Высшая школа, 1985. – 520 с.

2. Александров, А.П. Грузоподъемные машины[Текст]: Учебное пособие / М.П. Александров, Л.Н. Колобов, И.П. Крутиков и др. - М: Высшая школа, 1973. – 473 с.

3. Басов, А.И. Справочник механика заводов цветной металлургии[Текст] / А.И. Басов, Ф.П. Ельцев- М.; Металлургия, 1981.- 496 с.

4. Иванов, С.А. Металлургические подъемно-транспортные машины. Конвейеры[Текст]: Учебное пособие / С.А. Иванов, Н.А. Чиченев. - М.: Изд.Дом МИСиС, 2009. – 83 с.

5. Королев, А.А. Механическое оборудование заводов цветной металлургии[Текст]: Учебник для вузов. В 3-х ч. Часть 3. Механическое оборудование цехов по обработке давлением цветных металлов / А.А. Королев, А.Г. Навроцкий, В.А. Вердеревский и др. - М.; Металлургия, 1989. – 624 с.

6. Кохан, Л.С. Механическое оборудование заводов цветной металлургии[Текст]: Учебник для вузов. В 3-х ч. Часть 2 Механическое оборудование цехов для производства цветных металлов / Л.С. Кохан, А.И. Сапко, А.Я. Жук. - М.: Металлургия, 1988. – 328 с.

7. Кружков, В.А. Металлургические подъемно-транспортные машины[Текст]: Учебник для вузов / В.А. Кружков. - М.: Металлургия, 1989. - 464с.

8. Притыкин, Д.П. Механическое оборудование заводов цветной металлургии[Текст]: Учебник для вузов. В 3-х частях. Часть 1 Механическое оборудование для подготовки шихтовых материалов / Д.П. Притыкин. - М.: Металлургия, 1988. – 392 с.

9. Целиков, А.И. Машины и агрегаты металлургических заводов[Текст]: Учебник для вузов. В 3-х. Том 1. Машины и агрегаты доменных цехов /А.И. Целиков, П.И. Полухин, В.М. Гребеник и др. - М. Металлургия, 1987. –

440 с.

10. Целиков, А.И. Машины и агрегаты металлургических заводов [Текст]: Учебник для вузов. В 3-х. Том 2. Машины и агрегаты сталеплавильных цехов/ А.И. Целиков, П.И. Полухин, В.М. Гребеник и др.- М.: Металлургия, 1988.- 432 с.

11. Целиков, А.И. Машины и агрегаты металлургических заводов. [Текст]: Учебник для вузов. В 3-х. Том 3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката/ А.И. Целиков, П.И. Полухин, В.М. Гребеники др.- М.: Металлургия, 1988. – 432 с.

ИВАНОВ С.А.
НЕФЕДОВ А.В.
ЧИЧЕНЕВ Н.А.

МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЕ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ

Учебник для студентов, обучающихся по специальности 150404 «Металлургические машины и оборудование» и направлениям подготовки бакалавров 22.03.02 «Металлургия», 15.03.02 «Технологические машины и оборудование», всех форм обучения

Подписано в печать 18.03.2015		
Формат 60x90 $\frac{1}{16}$ Рег.№ 62	Печать офсетная Тираж 500 экз.	Уч.-изд.л. 13,1

ФГАОУ ВПО

Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС»

Новотроицкий филиал

462359, Оренбургская обл., г. Новотроицк, ул. Фрунзе, 8.

E-mail: nfmisis@yandex.ru

Контактный тел. 8 (3537) 679729.