



МИНОБРНАУКИ РОССИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
**«Санкт-петербургский государственный технологический институт
(технический университет)»
(СПбГТИ(ТУ))**

Кафедра оптимизации химической и биотехнологической аппаратуры

А. Ю. Иваненко

**ПРОЦЕССЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО
ТРАНСПОРТА В СТРОИТЕЛЬСТВЕ**

Учебное пособие

**Машины непрерывного транспорта.
Пневмотранспорт. Гидротранспорт.
для студентов заочной формы обучения**



**Санкт-Петербург
2016**

УДК 691.002.5

Иваненко, А.Ю. Процессы и оборудование для технологического транспорта в строительстве. Машины непрерывного транспорта. Пневмотранспорт. Гидротранспорт./ Учебное пособие для студентов заочной формы обучения – СПбГТИ (ТУ), 2016. – 94 с.

В учебном пособии приведены теоретические сведения и базовые положения расчета, конструирования и эксплуатации основных типов и элементов машин непрерывного транспорта, применяемого в производстве строительных материалов и изделий. Рассмотрены ленточные и пластинчатые конвейеры, подъёмники и элеваторы, приведена методика проектирования ленточных конвейеров для транспортирования штучных и насыпных грузов. Приведены справочные данные о насыпных грузах, резинотканевых лентах, роlikоопорах, а также расчетные зависимости, достаточные для выполнения проектировочных расчетов.

Изложены теоретические основы расчета и аппаратное оформление установок пневматического транспорта, установок гидротранспорта. Даны примеры расчетов.

Предназначены для студентов очной и заочной формы обучения специальностей 270800 при изучении дисциплины «Процессы и оборудование для технологического транспорта в строительстве».

Рецензенты:

Утверждено на заседании учебно-методической комиссии механического факультета _____ г.

Рекомендовано к изданию РИСО СПбГТИ(ТУ)

© Иваненко, А. Ю.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	5
Глава 1. Общие сведения. Классификация транспортирующих машин непрерывного действия.	6
Глава 2. Конвейерный транспорт. Общие сведения.	8
2.1. Режимы работы, классы использования и условия эксплуатации конвейеров	8
2.2. Конвейеры с тяговым элементом.....	10
2.2.1. Ленточные конвейеры.....	11
2.2.1.1. Конвейерная лента.....	13
2.2.1.2. Опорные устройства.....	14
2.2.1.3. Приводы ленточных конвейеров.....	15
2.2.1.4. Барабаны приводные и не приводные	16
2.2.1.5. Натяжные устройства конвейеров.	17
2.2.1.6. Загрузочные устройства.....	18
2.2.1.7. Разгрузочные устройства.	19
2.2.1.8. Очистные устройства.	20
2.2.2. Пластинчатые конвейеры	21
2.2.2.1. Тяговые цепи пластинчатых конвейеров.	22
2.2.2.2. Элементы пластинчатых конвейеров.....	23
2.2.3. Скребок конвейеры.....	24
2.2.4. Скребно-ковшовые конвейеры.....	26
2.3. Элеваторы.....	27
2.3.1. Ковшовые элеваторы	27
2.3.1.1. Устройство, назначение, особенности конструкции	28
2.3.1.2. Основные элементы ковшовых элеваторов:	29
2.3.1.3. Типы ковшей ковшовых элеваторов.....	30
2.3.1.4. Способы загрузки и разгрузки.....	31
2.4. Конвейеры без тягового элемента	33
2.4.1. Винтовые конвейеры.....	33
2.4.1.1. Устройство и элементы конвейеров	33
2.4.1.2. Вертикальные винтовые конвейеры	37
2.4.2. Инерционные и вибрационные конвейеры	38
2.4.2.1. Горизонтальные и пологонаклонные вибрационные конвейеры ...	38
2.4.3. Роликовые конвейеры.....	41
Глава 3. Пневматический транспорт зернистых материалов	43

3.1. Способы организации пневмотранспортных процессов и их аппаратное оформление	43
3.1.1. Типовые схемы всасывающих пневмотранспортных установок	43
3.1.2. Типовые схемы нагнетательных пневмотранспортных установок....	45
3.1.3. Устройства для забора материала из насыпи	47
3.1.4. Питатели.....	48
3.1.4.1. Шлюзовые и винтовые питатели.....	48
3.1.4.2. Камерные питатели.....	50
3.1.5. Затворы, переключатели потока и клапаны.	51
3.2. Расчет пневмотранспортных установок.....	52
3.2.1. Теоретические основы расчета систем пневмотранспорта.....	52
3.2.1.1. Основные понятия многофазных сред.	52
3.2.1.2. Взаимопроникающие континуальные среды.....	54
3.2.1.3. Одномерные вертикальные дисперсные потоки.	57
3.2.2. Расчет систем пневмотранспорта.	58
3.2.2.1. Расчет вертикального пневмотранспорта.	58
3.2.2.2. Расчет горизонтальных участков пневмотранспорта.	68
3.3. Аэрожелобы	70
3.3.1. Промышленные конструкции аэрожелобов	71
3.3.2. Расчет установок аэрожелобов	72
Глава 4. Гидравлический транспорт.....	78
4.1. Физико-механические свойства гидросмесей	78
4.2. Машины для транспортирования бетонных и растворных смесей.....	82
4.2.1. Диафрагменно-плунжерные нагнетатели.	82
4.2.2. Гидравлические бетононасосы.	84
4.2.3. Шнековые растворонасосы.	86
4.2.4. Пневмонагнетатели.	87
4.2.5. Перистальтические растворонасосы.	88
4.3. Расчет систем гидротранспорта	89
Литература	94

Введение

При изучении технологий строительной индустрии необходимо отметить, что строительная индустрия делится на две области: производство строительных материалов и изделий и непосредственно строительство. И в каждой области производство оснащено средствами механизированного межоперационного транспорта.

Из средств транспорта массовых насыпных грузов чаще отдается предпочтение машинам непрерывного действия, которые в сравнении с циклично действующими средствами транспорта, характеризуются целым рядом преимуществ, таких как: возможность длительного, бесперегрузочного транспортирования, сохранение сортности и качества груза; широкая возможность автоматизации, вплоть до создания «безлюдного транспорта»; малая трудоемкость и удобство обслуживания; сравнительная простота и высокая надежность работы конструкций; возможность обеспечения широкого диапазона производительностей и длин транспортирования; сравнительно малая энергоемкость, обусловленная небольшими сопротивлениями движению тягово-несущих органов и др.

Это учебное пособие содержит некоторые основные положения механики сыпучих грузов, транспортируемых рассматриваемыми машинами. Изложены теоретические основы средств механизации непрерывного транспорта. Приведены устройство, параметры и технические характеристики образцов механического непрерывного транспорта (конвейеров и элеваторов), методики прочностных, тяговых и энергетических расчетов, методики выбора параметров машин и установок для заданных условий эксплуатации. В книге рассмотрены примеры численных расчетов машин и установок непрерывного действия.

Изложены теоретические основы расчета и аппаратное оформление установок пневматического транспорта, а также установок гидротранспорта. Даны примеры расчетов.

Глава 1. Общие сведения. Классификация транспортирующих машин непрерывного действия.

Основное назначение машин непрерывного транспорта — перемещение грузов по заданной трассе. Одновременно с этим они могут распределять грузы по заданным пунктам, складировать их, накапливая в обусловленных местах, перемещать по технологическим операциям и обеспечивать необходимый ритм производственного процесса.

К машинам непрерывного транспорта относят конвейеры, установки гидравлического и пневматического транспорта (для перемещения грузов в несущей среде). Особую группу составляют работающие совместно с ними вспомогательные устройства: спуски, скаты, бункеры, питатели.

Машины непрерывного транспорта классифицируют по области применения, способу передачи и характеру приложения к перемещаемому грузу движущей силы, конструкции, роду перемещаемых грузов, назначению и положению на производственной площадке.

По способу передачи перемещаемому грузу движущей силы различают машины, действующие при помощи механического, электрического, гидравлического, пневматического привода, самотечные (гравитационные) устройства, в которых груз перемещается под действием собственной силы тяжести, устройства пневматического или гидравлического транспорта, в которых движущей силой являются соответственно поток воздуха или струя воды.

По характеру приложения движущей силы и конструкции машины непрерывного транспорта подразделяют на машины с тяговым элементом (лентой, цепью, канатом и др.) для передачи движущей силы и без тягового элемента.

Тяговый элемент имеют ленточные, пластинчатые, скребковые, ковшовые, люлечные конвейеры и элеваторы. К машинам без тягового элемента относят винтовые, инерционные, роликовые и шаговые конвейеры, а также транспортирующие трубы.

По роду перемещаемых грузов различают машины для транспортирования насыпных материалов (ленточные, пластинчатые, ковшовые, скребковые, винтовые конвейеры, ковшовые элеваторы, транспортирующие трубы), штучных грузов (ленточные, пластинчатые, тележечные, люлечные, подвесные, роликовые, шаговые конвейеры, люлечные и полочные элеваторы) и пассажиров (ленточные и пластинчатые конвейеры, эскалаторы).

По положению на производственной площадке различают машины стационарные, переставные, переносные и передвижные.



Рис. 1.1. Классификация транспортирующих машин непрерывного действия

Глава 2. Конвейерный транспорт. Общие сведения.

2.1. Режимы работы, классы использования и условия эксплуатации конвейеров

Режимы работы конвейера характеризуются нагрузками и продолжительностью их действия, обуславливаются классами использования конвейера по времени, производительности и натяжению тягового органа, определяют условия расчета элементов конвейера на прочность и долговечность, а также служат показателями фактического эксплуатационного использования машин.

Основными определителями режима являются классы их использования по времени (В) и производительности (П), они пригодны для конвейеров с тяговым элементом и без него.

Использование конвейера по времени характеризуются коэффициентами относительного времени плановой работы конвейера за сутки $k_{сут}$ и год $k_{год}$:

$$k_{сут} = \frac{t_{сут}}{24} ; \quad k_{год} = \frac{t_{год}}{8000} \quad (1.1)$$

где $t_{сут}$ и год $t_{год}$ – плановое время работы конвейера за сутки и год соответственно (в часах).

Таблица 1.1

Классы использования конвейеров по времени

Класс использования конвейера по времени	В1	В2	В3	В4	В5
Продолжительность работы, час:					
в сутки	Менее 5 $k_{сут} < 0.2$	5...8 $k_{сут} = 0.2 \div 0.32$	8..16 $k_{сут} = 0.32 \div 0.63$	16...24 $k_{сут} = 0.63 \div 1.0$	24 $k_{сут} = 1.0$
в году	Менее 1600 $k_{год} < 0.2$	1600... 2500 $k_{год} = 0.2 \div 0.32$	2500 ...4000 $k_{год} = 0.32 \div 0.5$	4000... 6300 $k_{год} = 0.5 \div 0.8$	6300... 8000 $k_{год} = 0.8 \div 1.0$

По производительности конвейеры характеризуются коэффициентом $k_{п}$, значение которого определяется по формуле:

$$k_{п} = \frac{Q_{ср}}{Q_{max}}, \quad (1.2)$$

где $Q_{ср}$, Q_{max} – средняя и максимальная массовые производительности конвейера соответственно, т/ч.

Таблица 1.2

Классы использования конвейеров по производительности

Класс использования конвейера по производительности	П1	П2	П3
$k_{\Pi} = Q_c / Q_{\max}$	Менее 0,25	0,25...0,63	0,63... 1

Таблица 1.3

Режим работы конвейера в зависимости от класса использования

Классы использования конвейеров по производительности	Классы использования конвейеров по времени				
	В1	В2	В3	В4	В5
П1	ВЛ	Л	С	Т	Т
П2	ВЛ	Л	С	Т	ВТ
П3	ВЛ	С	Т	ВТ	ВТ

Примечание: Обозначение режимов работы конвейера: ВЛ- весьма легкий, Л- легкий,

С- средний, Т- тяжелый, ВТ- весьма тяжелый.

Таблица 1.4

Примеры режимов работы конвейеров

Время работы конвейера в сутки	Класс использования конвейера по времени	Режимы работы конвейера	Примеры использования конвейеров
Менее одной смены	В1	ВЛ	Периодически работающие конвейеры (на отдельных секциях склада, для уборки стружки и т.д.)
Одна смена Две смены Три смены	В2 В3 В4	Л, С С, Т Т, ВТ	Конвейеры всех видов, непрерывно работающие (в заданное время) на предприятиях различных отраслей промышленности
Круглосуточно	В5	ВТ	Конвейеры для непрерывных технологических процессов

2.2. Конвейеры с тяговым элементом.

Типом и конструкцией составных частей, в особенности тягового элемента, определяется конструкция конвейера. Тяговый орган конвейера служит для восприятия тягового усилия от привода и последующей его передачи к рабочим элементам, при помощи которых и производится перемещение грузов. У отдельных машин (например, ленточных конвейеров) тяговый и рабочий орган совмещены, и перемещаемый груз лежит непосредственно на тяговом органе – ленте.

Виды тяговых органов:

- цепи;
- ленты;
- канаты.

Преимущества тяговых цепей:

- возможность огибания звездочек и блоков малого диаметра;
- гибкость в вертикальной и горизонтальной плоскостях;
- высокая прочность при малом удлинении;
- удобство и высокая прочность грузонесущих и опорных элементов;
- надежность передачи тягового усилия зацеплением на звездочке при малом первоначальном натяжении;
- возможность работы при высокой температуре.

Недостатки тяговых цепей:

- большая масса и высокая стоимость;
- наличие большого количества шарниров, требующих регулярного наблюдения и смазки;
- ограничение скорости движения из-за дополнительных динамических нагрузок;
- интенсивное изнашивание цепи при высоких скоростях.

Преимущества конвейерных лент:

- возможность сочетания функций тягового и несущего элементов;
- малая масса;
- простота конструкции и эксплуатации;
- возможность перемещения с высокими скоростями;
- отсутствие быстроизнашивающихся шарниров;
- удовлетворение требованиям свойств транспортируемых грузов и окружающей среды.

Недостатки конвейерных лент:

- фрикционный способ передачи, требующий большого первоначального натяжения;

- недостаточный срок службы при транспортировании тяжелых и крупнокузовых грузов;
- ограниченная возможность использования для транспортирования горячих грузов;
- сложность текущего ремонта и очистки от липких грузов;
- повышенное удлинение ленты (до 4%) при рабочих нагрузках.

Преимущества канатов:

- меньшая стоимость и масса по сравнению с цепями при равной прочности;
- гибкость во всех направлениях;
- меньшая подверженность воздействию пыли и грязи из-за отсутствия шарниров;
- возможность перемещения с высокими скоростями.

Недостатки канатов:

- сложность создания надежного привода;
- большое первоначальное натяжение при фрикционном приводе;
- малый срок службы;
- большая вытяжка при рабочих нагрузках;
- сложность крепления рабочих элементов и замены отдельных частей каната.

2.2.1. Ленточные конвейеры

Ленточные конвейеры являются наиболее распространенным средством непрерывного транспорта благодаря высокой производительности, большой длине транспортирования, высокой надежности, простоте конструкции и эксплуатации. Ленточные конвейеры широко используются для перемещения насыпных и штучных грузов во всех отраслях промышленности и сельского хозяйства, при добыче полезных ископаемых, в металлургическом производстве, на складах и в портах в качестве элементов погрузочных и перегрузочных устройств и технологических машин. Ленточные конвейеры обеспечивают высокую производительность (до 30000 т/ч) независимо от длины установки со скоростью транспортирования до 6,3 м/с.

Конвейер ленточный

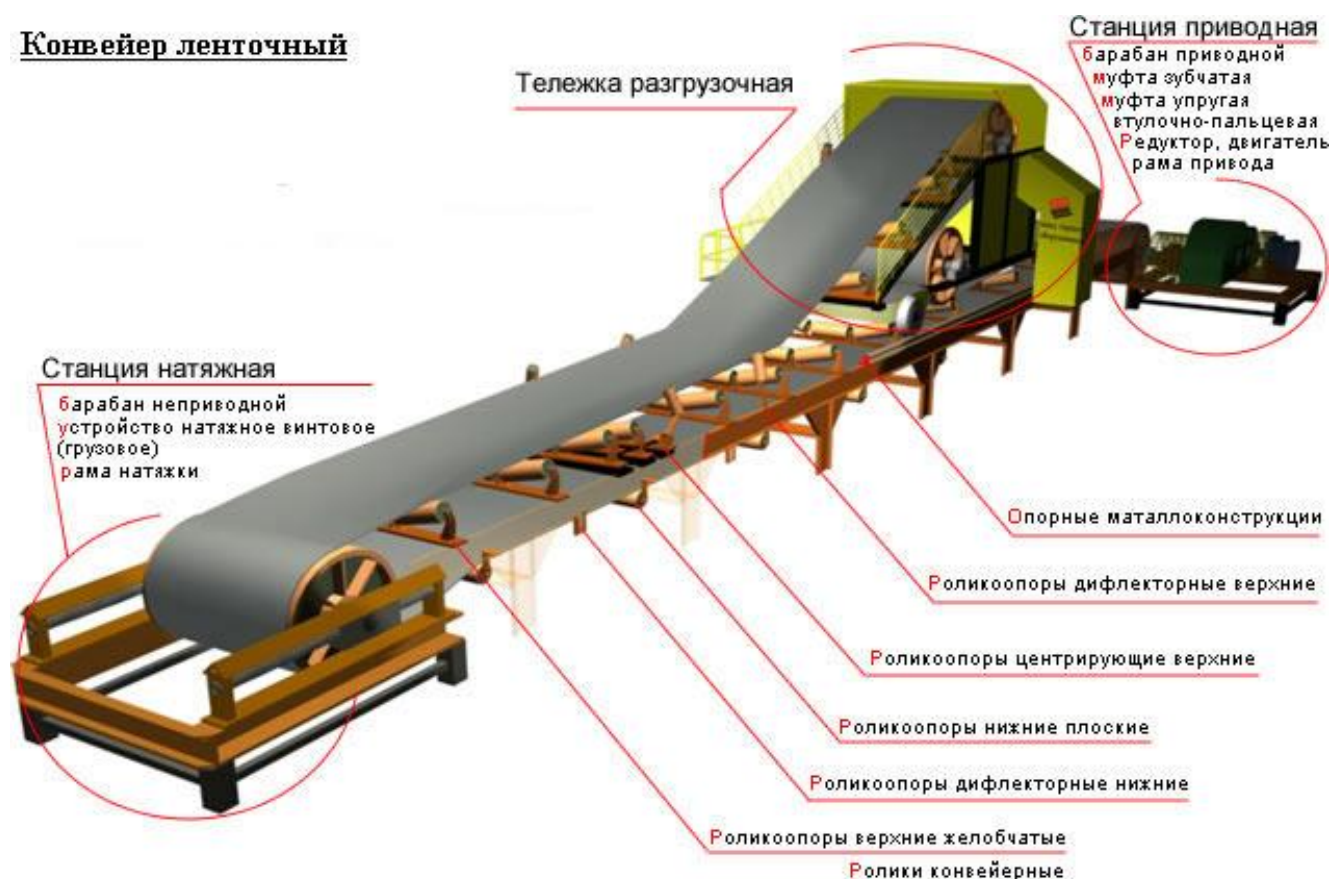


Рис.2.1. Схема ленточного конвейера.

Ленточными конвейерами (рис. 2.1) являются машины непрерывного действия, основным элементом которых является прорезиненная вертикально замкнутая лента, огибающая концевые барабаны, один из которых, как правило, является приводным, другой – натяжным.

На верхней ветви ленты перемещается транспортируемый груз, она является грузонесущей (рабочей), нижняя ветвь является холостой (нерабочей). На всем протяжении трассы лента поддерживается роликоопорами верхней и нижней ветвей, в зависимости от конструкции которых лента имеет плоскую или желобчатую форму.

Поступательное движение конвейер получает от натяжного барабана, необходимое первоначальное натяжение ленты обеспечивается натяжным устройством. Груз поступает на ленту через одно или несколько загрузочных устройств, разгрузка производится с концевой барабана в приемный бункер (концевая) или в любом пункте вдоль трассы конвейера с помощью барабанных или плужковых разгрузателей (промежуточная). Очистка ленты от прилипших частиц груза осуществляется с помощью очистных устройств.

Для обеспечения устойчивого положения груза на ленте угол наклона конвейера должен быть на $10\text{--}15^\circ$ меньше угла трения груза о ленту в покое, т. к.

во время движения лента на роlikоопорах встряхивается и груз сползает вниз. На конвейерах, имеющих наклонный участок, обязательно устанавливается тормоз.

Преимуществами ленточных конвейеров являются: простота конструкции, высокая производительность при больших скоростях ленты, сложные трассы перемещения, большая протяженность трассы, высокая надежность.

К недостаткам относятся: высокая стоимость ленты и роликов, ограничение перемещения при углах наклона трассы $\alpha = 18\text{--}20^\circ$, ограниченное использование при транспортировании пылевидных, горячих и тяжелых штучных грузов.

По конструкции и назначению ленточные конвейеры выполняются общего назначения ГОСТ 22644–77 и специальные (для различных отраслей промышленности).

По типу ленты ленточные конвейеры: с прорезиненной лентой; со стальной цельнопрокатной лентой; с проволочной лентой. Наибольшее распространение получили конвейеры с прорезиненной лентой.

По расположению на местности ленточные конвейеры выполняются стационарными и подвижными; передвижными и переносными.

По профилю трассы ленточные конвейеры: горизонтальные; наклонные; комбинированные: наклонно-горизонтальные и горизонтально-наклонные с одним или несколькими перегибами и со сложной трассой.

2.2.1.1. Конвейерная лента.

Грузонесущим и тяговым элементом ленточного конвейера является бесконечная вертикально замкнутая гибкая прорезиненная лента (см. ГОСТ 20-85 [14]), это самый дорогой и самый недолговечный элемент конвейера.

Типоразмер ленты выбирают по характеристике транспортируемого груза и окружающей среды, прочности по расчетному натяжению и производительности.

В конвейерах применяются следующие разновидности лент:

- резинотканевые;
- резинотросовые;
- стальные (ленточного и плетеного типов).

Резинотканевая лента имеет тяговый каркас из определенного количества тканевых прокладок, пропитанных резинокаучуковой смесью и завулканизированных в единое целое, покрытый со всех сторон защитным эластичным наполнителем также из резинокаучуковой смеси. Тяговый каркас воспринимает продольные растягивающие усилия в ленте и обеспечивает ей необходимую поперечную жесткость, а наполнитель предохраняет каркас от воздействия влаги, механических повреждений и истирания перемещаемым

грузом, образуя над каркасом верхнюю (грузонесущую) и под каркасом – нижнюю (опорную) обкладки.

Резинотросовые ленты в качестве тягового каркаса имеют стальные тросы, поверхность которых латунизирована для лучшего сцепления с резиновой смесью. Резинотросовые ленты применяют в тяжелонагруженных конвейерах, работающих на подъем, или конвейерах большой длины.

Стальные ленты применяют для транспортирования горячих и крупнокусковых острокрайных грузов, химически агрессивных грузов; ленты плетеного типа помимо указанных применений, также широко используются в пищевой промышленности.

2.2.1.2. Опорные устройства.

Для опоры ленты устанавливают роlikоопоры или настил – сплошной (из дерева, стали, пластмассы) или комбинированный (чередование настила и роlikоопор). Наибольшее распространение имеют роlikоопоры различных типов и конструкций.

К роlikоопорам предъявляются следующие требования: удобство при установке и эксплуатации; малая стоимость; долговечность; малое сопротивление вращению; обеспечение необходимой устойчивости и желобчатости ленты во время движения.

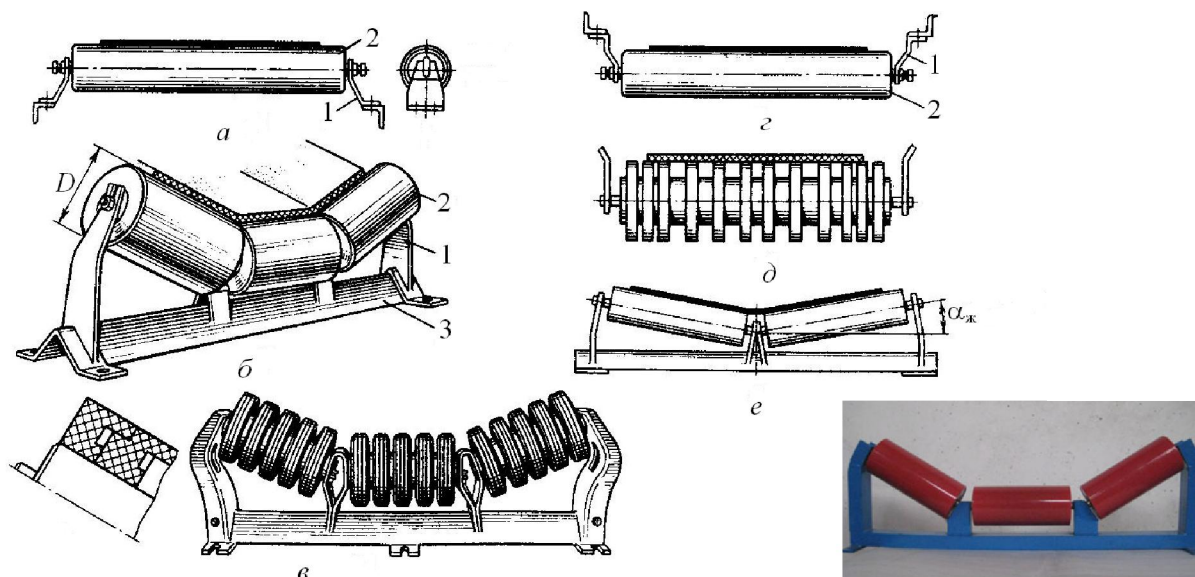


Рис. 2.2. Роlikоопоры ленточного конвейера:

а, б, в – для верхней ветви: прямая, рядовая желобчатая, амортизирующая;
г, д, e – для нижней ветви: прямая, дисковая очистная, желобчатая

По расположению на конвейере роlikоопоры классифицируют на верхние: прямые – для плоской формы ленты при транспортировании штучных грузов; желобчатые – для желобчатой формы ленты (для сыпучих грузов) на двух, трех и пяти роliках; нижние: прямые однороliковые (рис. 2.2, а) (сплошные цилиндрические и дисковые); двухроliковые желобчатые (угол наклона боковых роliков $\alpha_{ж} = 10^\circ$).

В зоне загрузки устанавливают амортизирующие опоры (рис. 2.2, в), у которых на корпусе роliка закреплены резиновые шайбы. При транспортировании сильноабразивных или налипающих грузов поверхности корпусов роliков футеруют резиной.

2.2.1.3. Приводы ленточных конвейеров.

В ленточном конвейере движущая сила ленте передается с помощью фрикционной передачи (трением) при огибании ею приводного барабана или при контакте приводной ленты с грузонесущей.

Основными элементами привода ленточного конвейера являются один или два (реже три) приводных барабана и приводные блоки, состоящие из электродвигателя, редуктора, соединительных муфт и тормоза, обводные барабаны, пусковая и регулирующая аппаратура.

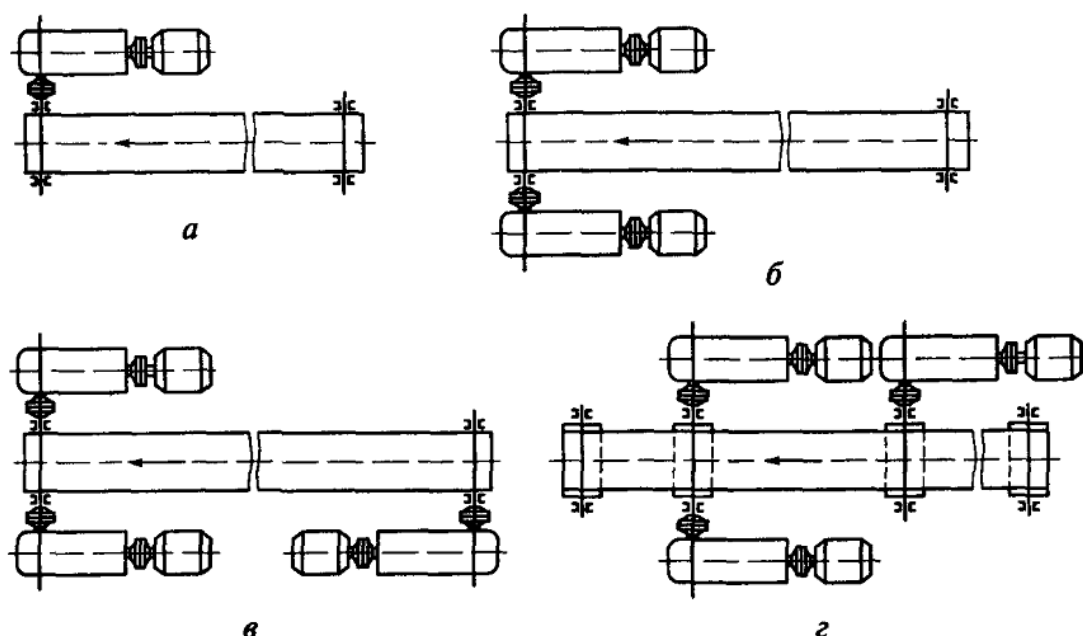


Рис. 2.3. Схемы приводов: а и б — однобарабанный с одним и двумя двигателями; в и г — двухбарабанный с разнесенными и близко расположенными приводными барабанами.

Приводы ленточного конвейера выполняются:

однобарабанными с одним или двумя двигателями (рис. 2.3 а и б);

двухбарабанными с близко расположенными друг около друга приводными барабанами (рис. 2.3 в) и с раздельным расположением приводных барабанов на переднем и заднем концах конвейера (рис. 2.3 г).

2.2.1.4. Барабаны приводные и не приводные

Барабаны приводные и не приводные изготавливают сваркой с обечайкой из листовой стали или отливкой из чугуна. По форме обода барабаны выполняют с цилиндрической или выпуклой (бочкообразной) поверхностью – гладкой или с насечками. Тяговые свойства приводного барабана повышают путем увеличения натяжения ленты или угла обхвата лентой приводного барабана, использования высокофрикционных футеровок с продольными или шевронными ребрами (что способствует самоочищению).

Футеровки устанавливаются при помощи специальных клеев на барабаны конвейеров, футеровочные пластины значительно уменьшают сход ленты и ее проскальзывание, а также попадание груза на поверхность барабана, что существенно улучшает работу конвейеров и повышает их технико-экономические показатели.

Рифленая поверхность приводного барабана (рис. 2.4) обеспечивает увеличение коэффициента сцепления ленты с барабаном и тягового фактора привода, уменьшая при этом необходимое натяжение ленты, увеличивая срок службы ленты и ее стыковых соединений.



Рис. 2.4. Приводной барабан ленточного конвейера.

Вал приводного или ось не приводного барабанов устанавливается в опорах на шарикоупорных подшипниках. Для соединения приводного барабана с выходным валом редуктора применяется зубчатая муфта, валы двигателя и редуктора соединяются упругой муфтой. На конвейерах, имеющих наклонный участок для предотвращения самопроизвольного обратного движения загруженной ветви устанавливают храповый останов или тормоз.

2.2.1.5. Натяжные устройства конвейеров.

На ленточных конвейерах устанавливаются винтовые, грузовые, гидравлические грузо-лебедочные и грузопружинные натяжные устройства.

Первоначальное натяжение должно обеспечивать определенное минимальное натяжение тягового элемента, необходимое для нормальной работы конвейера. Минимальное натяжение различно и зависит от типа конвейера и его привода. Например, у конвейеров с фрикционным приводом, передающим тяговое усилие при помощи трения, первоначальное натяжение и обусловленное им натяжение ветви, сбегаящей с приводного барабана, должны быть значительными для создания достаточной силы трения между барабаном и лентой для передачи потребного тягового усилия. Для скребковых и подвесных толкающих конвейеров натяжение не должно быть ниже определенного минимума, обеспечивающего устойчивое положение скребка или толкателя. У конвейеров с передачей тягового усилия зацеплением первоначальное натяжение цепи необходимо для обеспечения правильного сбегания цепи с приводной звездочки.

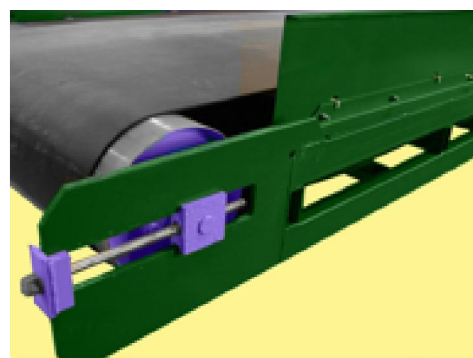
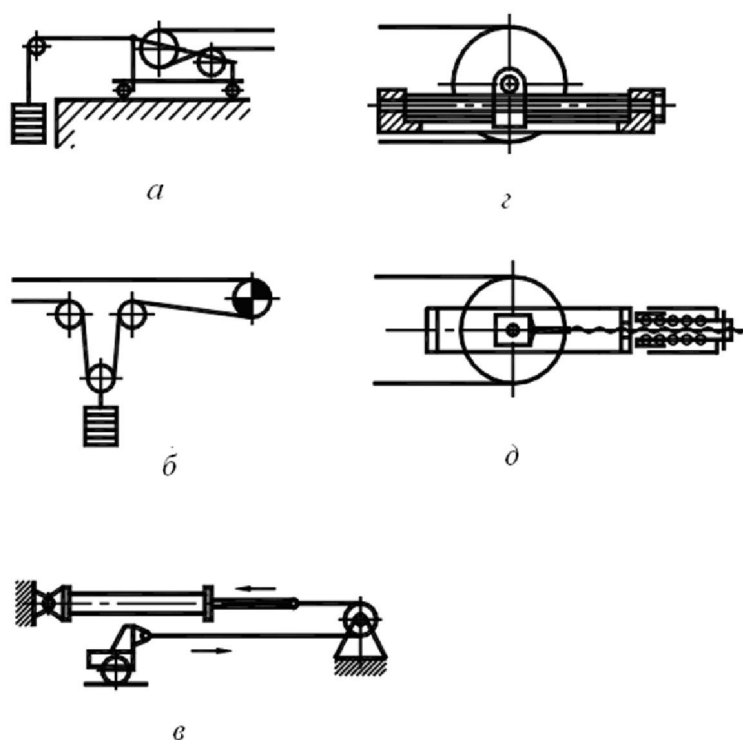


Рис.2.5. Натяжные устройства:
а – хвостовое грузовое;
б – промежуточное грузовое;
в – гидравлическое;
г – винтовое;
д – пружинно-винтовое

2.2.1.6. Загрузочные устройства

Загрузочные устройства обеспечивают заданную производительность конвейера, срок службы ленты, величину сопротивления ее движению. Конструкция загрузочных устройств (рис. 2.6) зависит от характеристики транспортируемого груза и способа подачи его на конвейер. Обычно загрузка производится у заднего концевых барабана, однако загрузка и разгрузка конвейера может происходить в любом пункте трассы.

Штучные грузы подаются на конвейер с помощью направляющих лотков или непосредственно укладываются на него.

Насыпные грузы подаются с помощью бункера и загрузочной воронки с направляющим лотком, которые формируют поток груза и направляют его в середину ленты.

Для обеспечения высокого срока службы ленты и роликоопор скорость подачи груза должна быть близка к скорости движения ленты, высота падения груза должна быть минимальной.

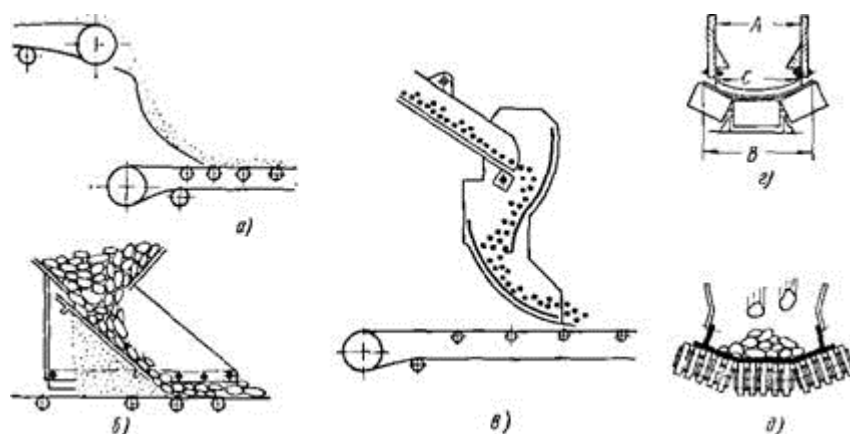


Рис. 2.6. Схемы загрузочных узлов ленточных конвейеров:

а) — со сплошным лотком; б) — с решетчатым лотком; в) — с амортизирующими резино-выми лентами; г) — поперечное сечение загрузочного лотка с обычными роликами; д) — то же с амортизирующими роликами.

При транспортировании крупнокусковых материалов целесообразно создавать постель из мелкого материала. На рис. 2.6, б показано загрузочное устройство с наклонным решетчатым желобом. Мелкие куски, ссыпаясь, образуют на ленте постель, на которую поступают более крупные куски. Ширина выходного сечения загрузочного устройства (рис. 101, г) должна составлять $0,6 \div 0,8$ ширины ленты. Края загрузочной воронки, соприкасающиеся с лентой, во

избежание износа ленты заканчиваются сменными резиновыми полосами. Во избежание просыпания груза сквозь щели между стенками воронки и лентой, из-за ее провисания, в месте загрузки ролики устанавливают чаще, чем на остальных участках конвейера. Для смягчения ударов кусков о ленту целесообразно ролики покрывать толстым слоем резины или надевать на них резиновые кольца (рис. 2.6, д).

2.2.1.7. Разгрузочные устройства.

Разгрузка ленточного конвейера производится с концевого барабана или на трассе конвейера с помощью плужковых или барабанных разгрузателей.

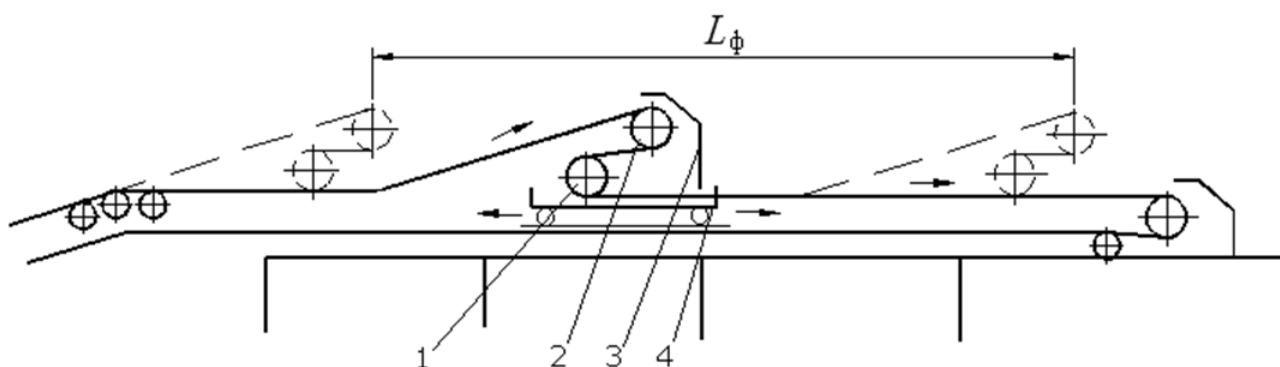


Рис.2.7. Схема установки барабанного разгрузителя:

- 1 – отклоняющий барабан;
- 2 – концевой барабан;
- 3 – направляющая стенка воронки;
- 4 – барабанная тележка

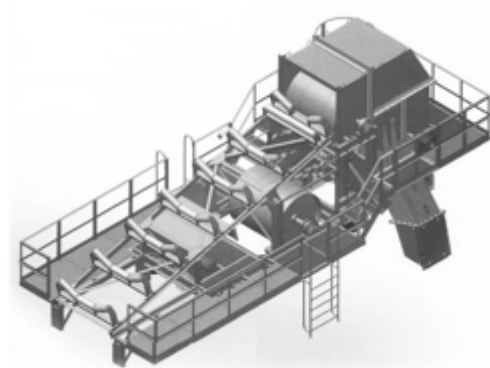


Рис.2.8. Плужковый сбрасыватель

2.2.1.8. Очистные устройства.

Очистка ленты от налипшего и примерзшего груза имеет важное значение для обеспечения нормальной эксплуатации конвейера и повышения срока службы ленты. К средствам очистки ленты предъявляются требования не только полноты очистки, но и сохранности обкладки ленты, длительных сроков работы самих устройств без большого износа и загрязнения, простоты и надежности конструкции. Очистка от сыпучих и нелипких материалов (уголь, песок) производится относительно легко. Существенные затруднения представляет очистка от влажных сильноналипающих грузов (суглинок, глина, мел) и намерзающих грузов в зимний период.



Рис. 2.9. Очистное устройство

Для очистки грузонесущей поверхности ленты при сухих и влажных, но не липких грузах применяют одинарные или двойные скребки; при влажных и липких – вращающиеся щетки или барабаны с вращающимися лопастями.

2.2.2. Пластинчатые конвейеры

Пластинчатыми конвейерами называют машины непрерывного действия, грузонесущим элементом которых является жесткий металлический или деревянный, пластмассовый, резинотканевый настил (полотно), состоящий из отдельных пластин; тяговым элементом является одна или две пластинчатые цепи, огибающие концевые (приводную и натяжную) звездочки.

Пластинчатые конвейеры используют для транспортирования в горизонтальном и наклонном направлениях насыпных и штучных грузов в машиностроительной, химической, горнорудной, энергетической и других отраслях промышленности.

На пластинчатых конвейерах можно перемещать крупнокусковые и абразивные материалы, а также тяжелые штучные грузы. Одновременно с процессом транспортирования грузы-изделия могут подвергаться технологическим операциям (закалке, отпуску, охлаждению, мойке, окраске, сушке и др.)

Пластинчатые конвейеры классифицируют по конструкции настила, конфигурации трассы и назначению. По назначению различают стационарные и передвижные пластинчатые конвейеры.

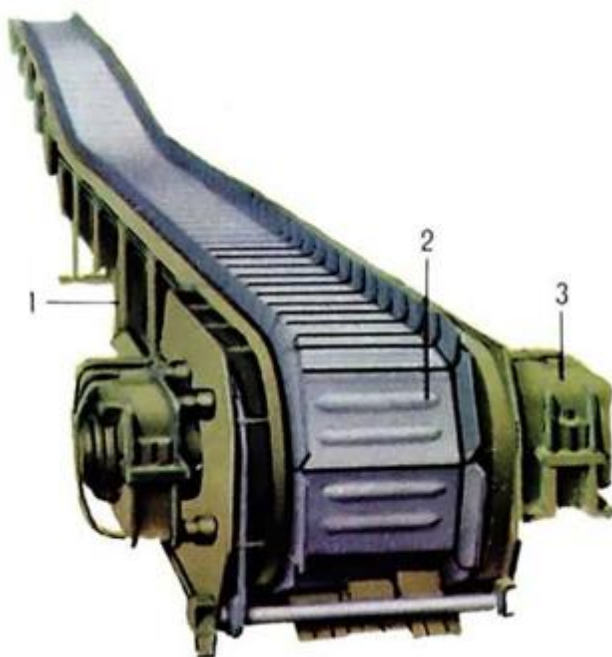


Рис. 2.10. Пластинчатый конвейер.

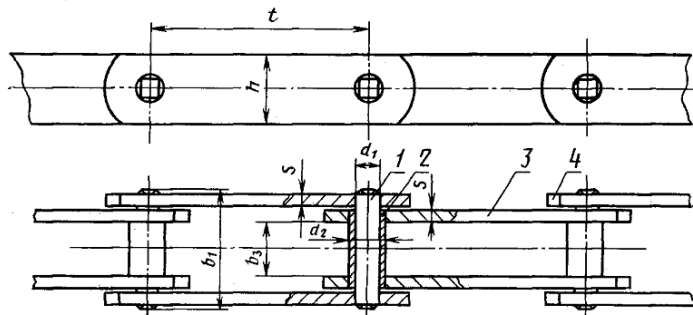
1 - опора; 2 - пластинчатое полотно; 3 - приводная станция

2.2.2.1. Тяговые цепи пластинчатых конвейеров.

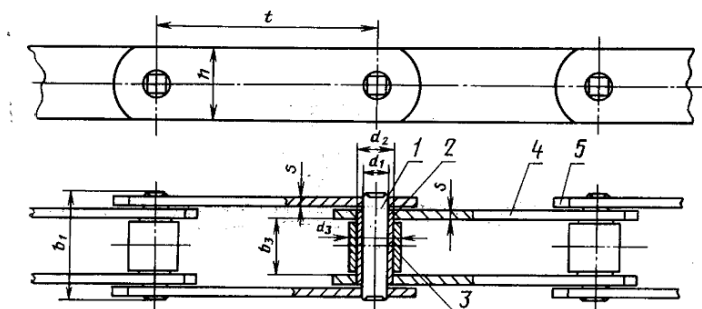
Тяговым элементом обычно служат пластинчатые цепи (ГОСТ 588-81):

Стандарт устанавливает параметры, размеры и требования к тяговым пластинчатым цепям следующих типов:

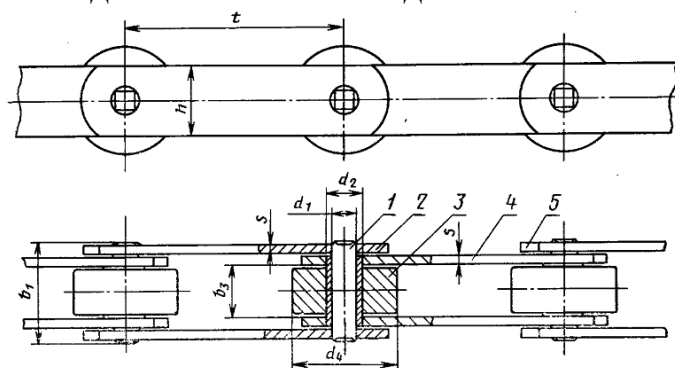
тип 1 - втулочные



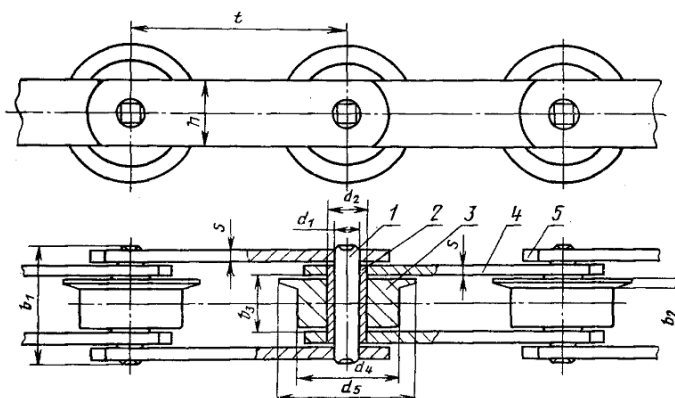
тип 2 - роликовые



тип 3 - катковые с гладкими катками с подшипниками скольжения



тип 4 - катковые с ребрами на катках с подшипниками скольжения



Тяговые пластинчатые цепи каждого типа изготавливаются следующих исполнений:

исполнение 1 - неразборные со сплошными валиками (индекс М)

исполнение 2 - разборные со сплошными валиками (индекс М)

исполнение 3 - неразборные с полыми валиками (индекс МС).



Рис. 2.11. Тяговые цепи пластинчатых конвейеров.

2.2.2.2. Элементы пластинчатых конвейеров

Опорными элементами у пластинчатых втулочно-катковых цепей являются ходовые катки, передающие нагрузку от настила и транспортируемого груза на направляющие пути (на конвейерах тяжелых типов применяют катки на подшипниках качения).

Настил является грузонесущим элементом конвейера. Настил выполняется с бортами и без бортов и имеет различную конструкцию в зависимости от характеристики транспортируемого груза.

Основными размерами настила являются его ширина B и высота бортов h . Нормальный ряд ширины настила: 400, 500, 650, 800, 1000, 1200, 1400, 1600 мм; высота бортов: 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 355, 400, 450 и 500 мм.

Привод пластинчатого конвейера — состоит из приводных звездочек, передаточного механизма (редуктора или редуктора с дополнительной передачей) и электродвигателя. На конвейерах, имеющих наклонный участок трассы, устанавливают стопорное устройство или электромагнитный тормоз. Передаточным механизмом привода служит один редуктор или редуктор с зубчатой или цепной передачей. Мощные конвейеры большой производительности и длины имеют несколько приводов.

Натяжные устройства. На пластинчатых конвейерах устанавливаются винтовые (наибольшее распространение) или пружинно-винтовые натяжные устройства (на тяжело нагруженных конвейерах значительной длины со скоростями более 0,25 м/с). НУ устанавливаются на концевых звездочках и имеют ход равный не менее 1,6–2 шага цепи, $X = 320\text{--}2000$ мм.

2.2.3. Скребковые конвейеры

К скребковым конвейерам относятся разнообразные по конструкции транспортирующие машины, в которых груз перемещается волочением по неподвижному открытому или закрытому желобу или трубе прямоугольного или круглого сечения при помощи движущихся скребков, прикрепленных к тяговому элементу. Скребковые конвейеры применяют для транспортирования пылевидных, зернистых и крупнокусковых сыпучих грузов, а также для охлаждения горячих грузов: золы, шлака и др.

В качестве гибких тяговых элементов в основном используются цепи (реже ленты и канаты). При цепном тяговом элементе шаг скребков кратен шагу цепи. Рабочей ветвью конвейера обычно является нижняя, реже — верхняя ветвь, используются конвейеры с двумя рабочими ветвями, по которым груз может перемещаться одновременно в обе стороны.

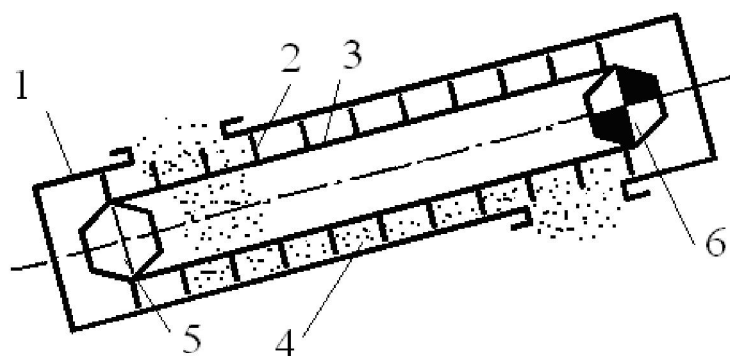


Рис. 2.12. Схема скребкового конвейера со сплошными высокими скребками:
1 – желоб; 2 – скребки; 3 – тяговая цепь (цепи); 4 – груз;
5 – натяжное устройство; 6 – привод

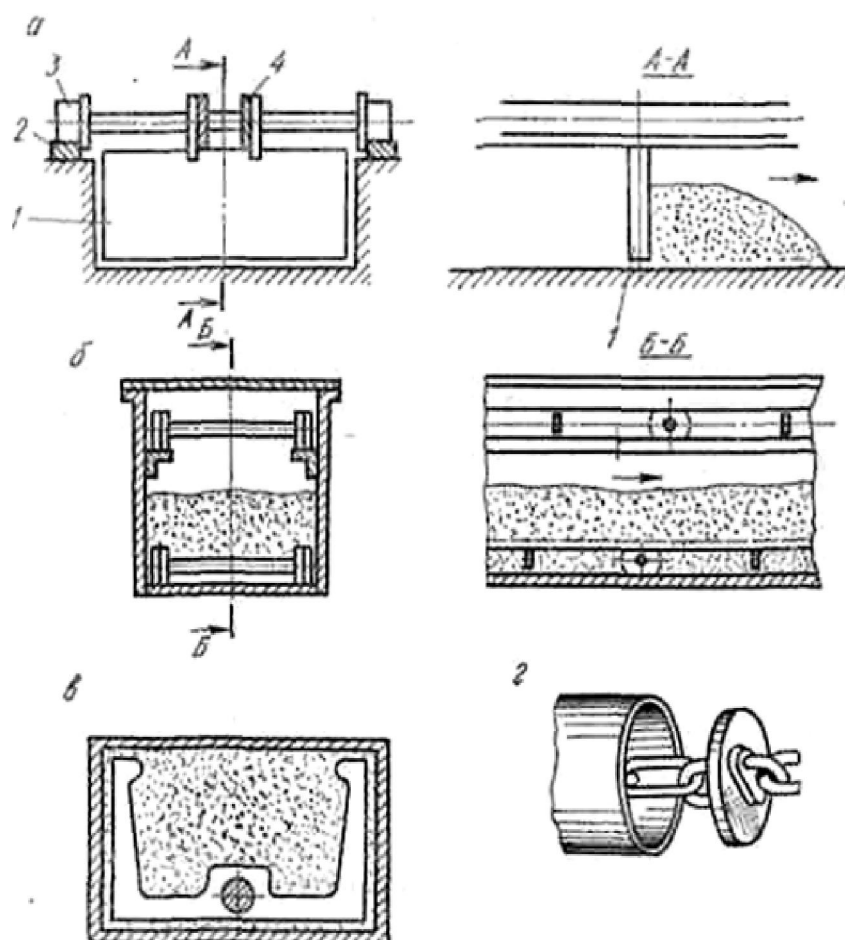


Рис. 2.13. Схема скребковых конвейеров: а – с высокими сплошными скребками; б – с низкими погруженными скребками; в – с контурными скребками;
г – трубчатый конвейер; 1 – скребок; 2 – направляющие; 3 – ходовые катки; 4 – тяговая цепь

Конвейеры с погруженными скребками, в отличие от конвейеров с высокими скребками, транспортируют материал с незначительным измельчением, так как он в основном находится вне зоны действия скребков, не соприкасается с ними. Указанное свойство позволяет применять конвейеры с погруженными скребками для транспортирования материалов с малой прочностью кусков.

2.2.4. Скребково-ковшовые конвейеры

Скребково-ковшовый конвейер (рис. 2.14) соединяет в себе принцип действия двух типов машин – скребкового конвейера и ковшового элеватора и работает на горизонтальных участках как скребковый конвейер в желобе, а на вертикальной (восходящей) ветви как вертикальный элеватор.

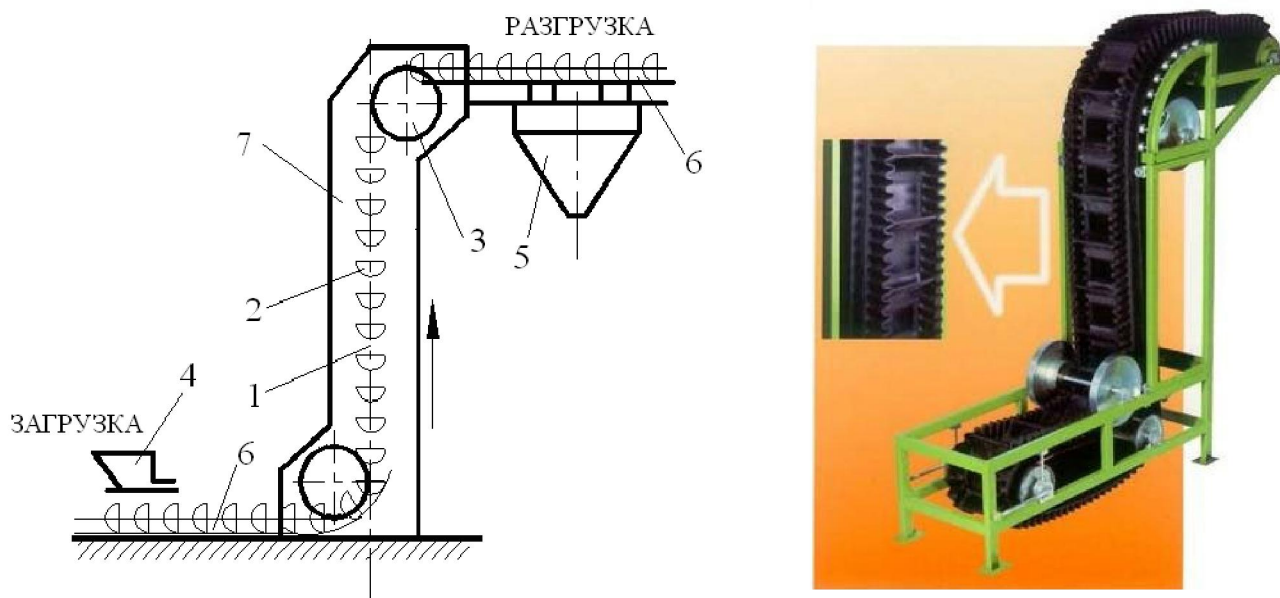


Рис. 2.14. Схема скребково-ковшового конвейера:

- 1 – тяговые цепи; 2 – ковши; 3 – привод; 4 – питатель;
- 5 – приемный бункер; 6 – желоб; 7 – кожух

Скребково-ковшовые конвейеры имеют две замкнутые тяговые цепи с жестко прикрепленными к ним ковшами (имеющими форму призмы), которые на горизонтальных участках движутся внутри желоба, а на вертикальных – внутри закрытого направляющего кожуха. Цепи с ковшами на горизонтальных участках перемещаются на ходовых катках по направляющим путям, а на вертикальных участках поднимаются внутри направляющих путей, которые не позволяют ковшам отклоняться в стороны.

2.3. Элеваторы

Элеваторы являются подъемниками вертикального действия и служат для вертикального и крутонаклонного (под углом 60–82°) перемещения насыпных и штучных грузов без промежуточной загрузки и разгрузки. Применение элеваторов в качестве междуэтажного транспортного средства даёт возможность иметь компактные транспортные схемы, занимающие малые площади.

В качестве тягового элемента элеваторов используются резинотканевые или резинотросовые конвейерные ленты и цепи пластинчатые, втулочные, роликовые и катковые с шагом 100–630 мм или сварные круглозвенные с термообработкой звеньев.

2.3.1. Ковшовые элеваторы

Применяются на предприятиях химической, металлургической, машиностроительной промышленности, в производстве строительных материалов, на углеобогатительных фабриках, на пищевых комбинатах, в зернохранилищах. Ковшовые элеваторы выполняются стационарными и передвижными (на погрузочных машинах); используются как транспортные и технологические машины.

Преимуществами ковшовых элеваторов являются: малые габаритные размеры в плане; большая высота подачи груза (60–75 м); большой диапазон производительности (5–500 м³/час); широкий ассортимент транспортируемых грузов. К недостаткам ковшовых элеваторов относятся: возможность отрыва ковшей при перегрузках; необходимость равномерной подачи груза.

Основными параметрами ковшовых элеваторов являются: производительность Q ; ширина ковша 100–1000 мм; шаг ковшей 160–800 мм; скорость 0,4–2,5 м/с; высота подъема; мощность приводного двигателя P (кВт).

2.3.1.1. Устройство, назначение, особенности конструкции

Конструкция элеватора включает (рис.2.15) тяговый орган (две цепи или ленту), к которым прикреплены трансп. сосуды.

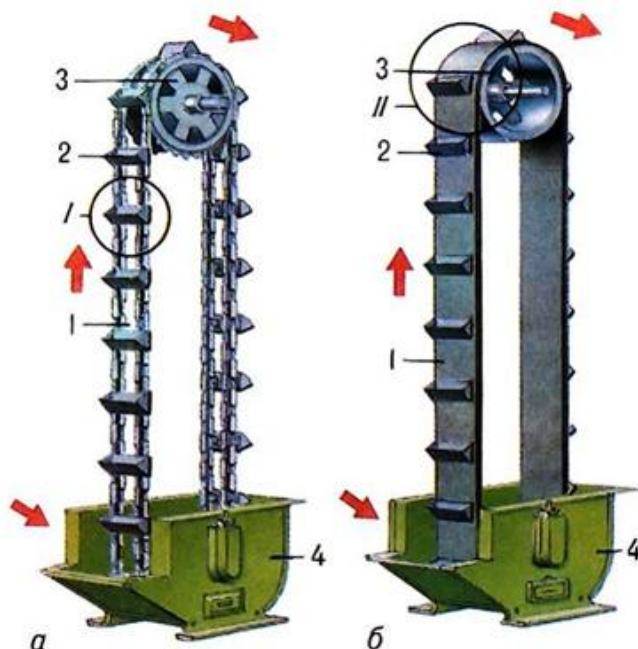


Рис.2.15. Элеватор с цепным (а) и ленточным (б) тяговым органом: 1 - тяговый орган; 2 - ковш; 3 - приводная звёздочка (барабан); 4 - башмак.

Ковшовые элеваторы классифицируют по типу тягового элемента на ленточные и цепные; по направлению перемещения ковшей – на вертикальные и наклонные со свободно свисающей или поддерживаемой обратной ветвью (рис. 2.16).

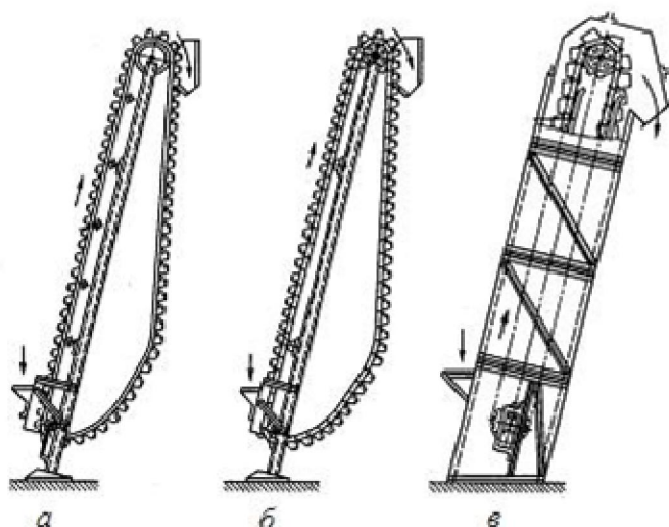


Рис. 2.16. Схема круто наклонного элеватора:

а – ленточного; б – цепного со свободно свисающей обратной ветвью;

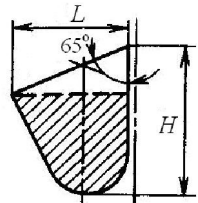
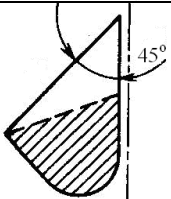
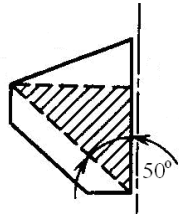
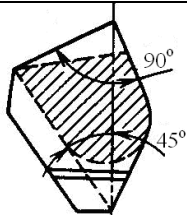
в – двухцепного с поддерживаемой обратной ветвью

2.3.1.2. Основные элементы ковшовых элеваторов:

- Вертикально замкнутый **тяговый элемент** (ленту, цепь) с жёстко прикреплёнными к нему **грузонесущими элементами** (ковшами), тяговый элемент огибает верхний **приводной** и нижний **натяжной барабаны** (или звёздочки)
- **Привод элеватора** – редукторный, размещается в верхней части элеватора, при малой мощности применяют мотор-редукторы, привод снабжён остановом для предохранения от обратного движения ходовой части.
- **Натяжное устройство** – винтовое, пружинно-винтовое или грузовое в зависимости от типа тягового элемента, привода и высоты. Натяжное устройство располагается на валу нижнего барабана (звёздочки), ход натяжного устройства составляет 200–500 мм.
- Ходовая часть и поворотные устройства элеватора помещаются в закрытом металлическом **кожухе**, который является силовым каркасом, воспринимающим статические и динамические нагрузки. Кожух состоит из **верхней части** (разгрузочный патрубок или головка элеватора), **средних секций** и **нижней части** (загрузочный носок или башмак). В боковых стенках кожуха располагаются люки с герметичными дверцами для обслуживания и ремонта. Секции кожуха соединяют между собой болтами, высота секций составляет 2–2,5 м.
- Насыпной груз подаётся в **загрузочный патрубок** (носок) нижней части элеватора, загружается в ковши, поднимается в них и разгружается на верхнем барабане (звёздочке) в **патрубок верхней части** элеватора.

2.3.1.3. Типы ковшей ковшовых элеваторов

Применяются четыре типа ковшей вертикальных элеваторов: глубокие и мелкие со скругленным (цилиндрическим) дном и ковши с бортовыми направляющими с остроугольным и скругленным дном. Основные параметры ковша: ширина B ; вылет L ; высота H ; объем v_0 .

Конструктивное исполнение ковша	Тип ковша
	Глубокий с цилиндрическим дном
	Мелкий с цилиндрическим дном
	Остроугольный с бортовыми направляющими
	С бортовыми направляющими и скругленным дном

Глубокие и мелкие ковши применяют только на элеваторах с расставленными ковшами для перемещения сухих легкосыпучих пылевидных, зернистых и мелкокусковых грузов (зерно, песок, земля, мелкий уголь). Мелкие ковши перемещают влажные и слеживающиеся плохосыпучие пылевидные, зернистые и мелкокусковые грузы (угольная пыль, мел, мокрая зола).

Ковши с бортовыми направляющими и остроугольным дном применяют на тихоходных цепных элеваторах для перемещения пылевидных, зернистых и мелкокусковых грузов. Ковши с бортовыми направляющими имеют только сомкнутое расположение.

Глубокие и мелкие ковши изготавливают из листовой стали толщиной 1–6 мм сваркой или штамповкой; из чугуна, пластмассы или резины, для предохранения от преждевременного износа переднюю стенку ковша укрепляют накладками из твердой стали.

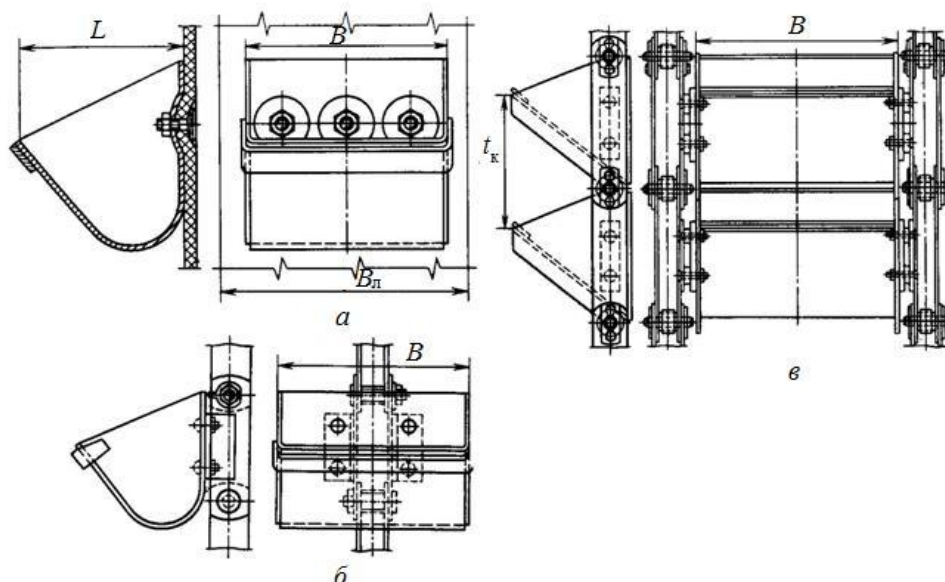


Рис.2.17. Схемы крепления ковшей:

а – к ленте; *б* – к одной цепи; *в* – к двум цепям

2.3.1.4. Способы загрузки и разгрузки

Ковшовые элеваторы классифицируют по способу наполнения и разгрузки ковшей, типу ковшей и их расположению на тяговом элементе. От особенностей процессов наполнения ковшей зависят их форма, расположение на тяговом органе и скорость движения.

Загрузка ковшей производится зачерпыванием груза из нижней части кожуха или засыпанием груза в ковши, разгрузка в зависимости от скорости элеватора бывает центробежной, свободной и самотечной направленной (рис. 4). Наполнение ковшей зачерпыванием характерно для высокоскоростных ленточных и цепных элеваторов с расставленными ковшами и применяется для мелко- и среднекусковых малоабразивных материалов, при зачерпывании которых при повышенной скорости не возникает значительных сопротивлений.

Непосредственное засыпание в ковши применяется для крупнокусковых абразивных грузов из-за возможности отрыва ковшей и больших сопротивлений движению. Непосредственная загрузка из загрузочного носка в ковши характерна

для среднескоростных и тихоходных элеваторов с сомкнутым расположением ковшей.

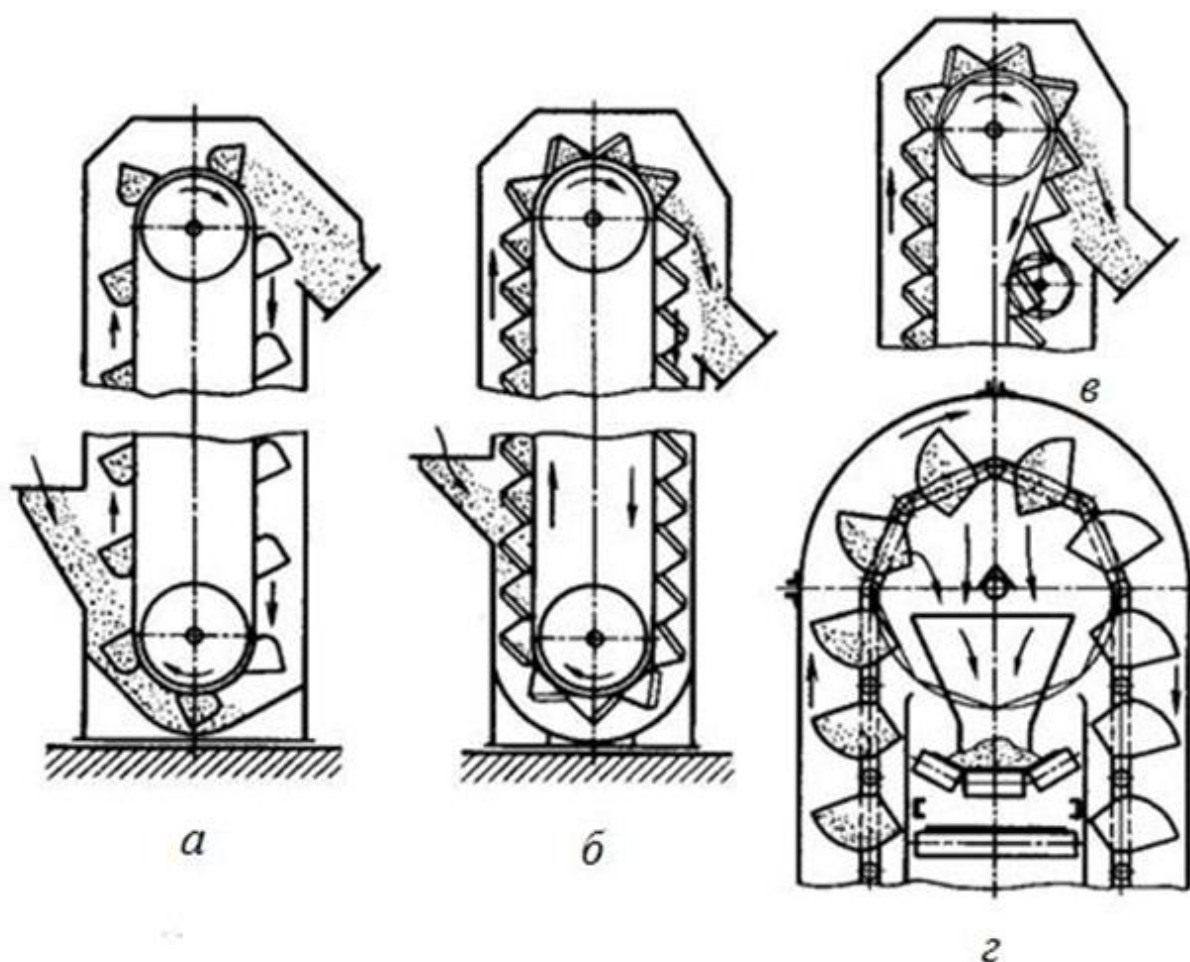


Рис.2.18. Схемы загрузки и разгрузки ковшовых элеваторов:

- а – загрузка зачерпыванием, разгрузка под действием центростремительной силы;
- б – загрузка засыпанием в ковши, разгрузка самотечная направленная;
- в – самотечная свободная разгрузка; г – центральная разгрузка

Центростремительная разгрузка характерна для быстроходных элеваторов (1–5 м/с) с расставленными ковшами для транспортирования легкосыпучих грузов. Свободная самотечная (гравитационная) разгрузка применяется для плохо сыпучих или влажных грузов у тихоходных элеваторов при скорости движения ковшей 0,4–0,8 м/с. Свободная направленная (смешанная) разгрузка используется для наклонных и вертикальных тихоходных элеваторов (ленточных и цепных) с сомкнутыми ковшами для транспортирования кусковых, абразивных или хрупких грузов.

2.4. Конвейеры без тягового элемента

2.4.1. Винтовые конвейеры

Винтовые конвейеры (иначе – шнековые конвейеры) относятся к группе транспортирующих машин без тягового органа и используются в химической и мукомольной промышленности, при производстве строительных материалов для транспортирования пылевидных, порошкообразных и реже мелкокусковых грузов на небольшое расстояние в горизонтальном или вертикальном направлении.

Винтовыми конвейерами не рекомендуется перемещать липкие и влажные, сильно уплотняющиеся и высоко абразивные грузы, а также грузы, дробление которых снижает их качество. Транспортирование абразивных материалов винтовыми конвейерами приводит к быстрому изнашиванию винта и желоба; очень липкие грузы налипают на винт и вращаются вместе с ним, не перемещаясь вдоль желоба. Длина горизонтальных винтовых конвейеров достигает 60 м, высота наклонных и вертикальных конвейеров – до 30 м, производительность до 100 т/ч.

К достоинствам винтовых конвейеров относятся компактность, простота конструкции и обслуживания, надежность в эксплуатации, удобство промежуточной разгрузки, герметичность и пригодность для транспортирования горячих, пылящих и токсичных материалов. Недостатками являются: повышенная энергоемкость, измельчение грузов в процессе транспортирования, повышенный износ винта и желоба, ограниченная длина, высокая чувствительность к перегрузкам, возможность образования заторов.

В зависимости от конфигурации трассы различают винтовые конвейеры: горизонтальные или пологонаклонные под углом 20° (основной тип); крутонаклонные и вертикальные, к этой же группе конвейеров относятся винтовые транспортирующие трубы.

2.4.1.1. Устройство и элементы конвейеров

Горизонтальный конвейер (рис. 2.19) состоит из неподвижного желоба в форме полуцилиндра, закрытого сверху крышкой; привода (включающего электродвигатель, редуктор и две муфты); приводного вала с прикрепленными к нему витками транспортирующего винта; концевых и промежуточной подшипниковых опор; загрузочного и разгрузочного устройств.

Насыпной груз подается в желоб через одно или несколько отверстий, перемещение груза по желобу обеспечивается витками вращающегося винта, при

этом груз перемещается вдоль оси конвейера в направлении транспортирования, как гайка вдоль винта, а затем высыпается через одно или несколько разгрузочных отверстий с затворами, расположенных в днище желоба.

Винт конвейера представляет собой трубу с приваренными к ней лопастями, изготовленными из стального листа. Винты выполняются сплошными, ленточными и фасонными (рис. 2).

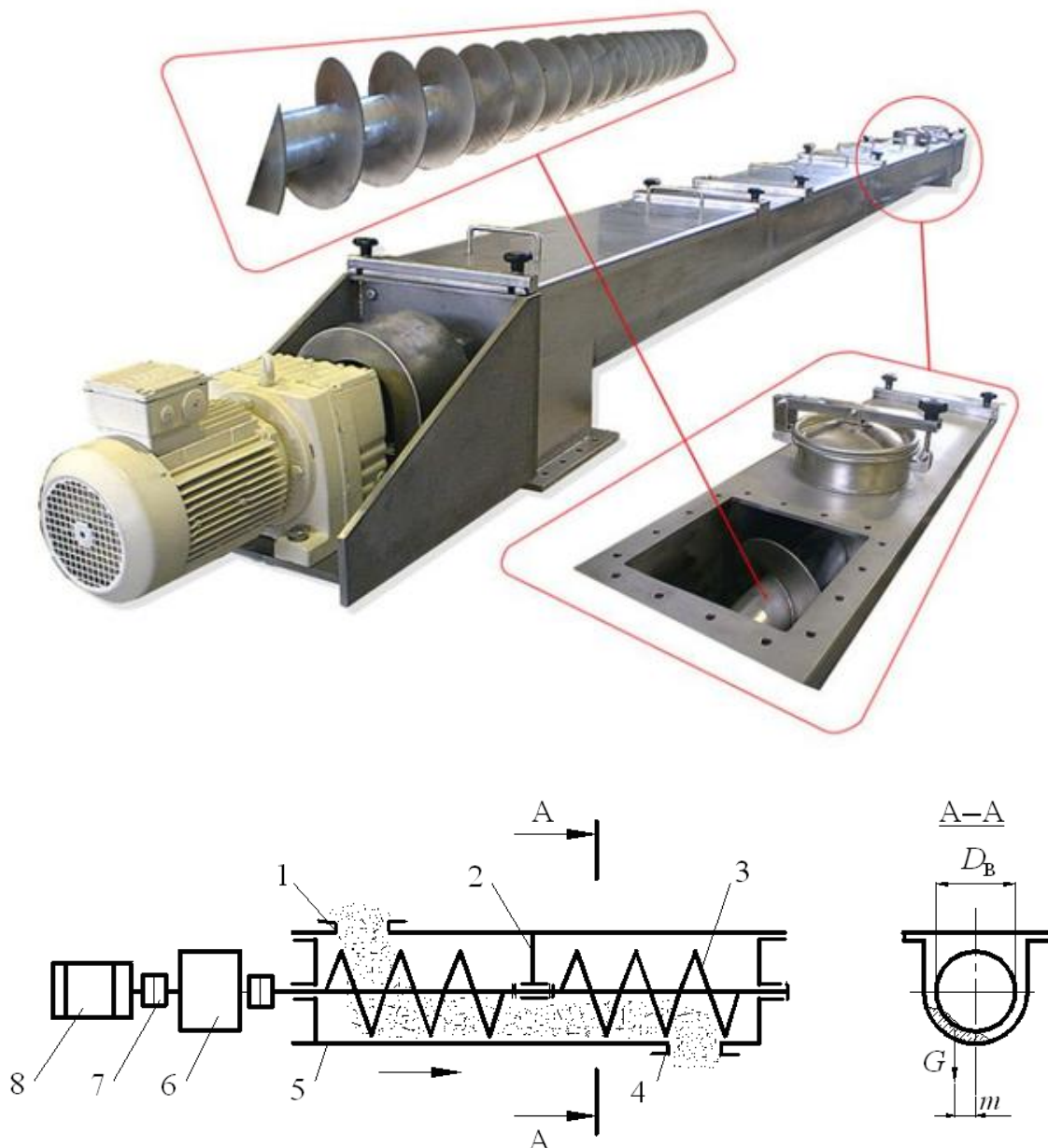


Рис.2.19. Схема горизонтального винтового конвейера:

1 – загрузочное устройство; 2 – подвесная промежуточная опора; 3 – винт;
4 – разгрузочное отверстие; 5 – желоб; 6 – муфта; 7 – редуктор; 8 – электродвигатель

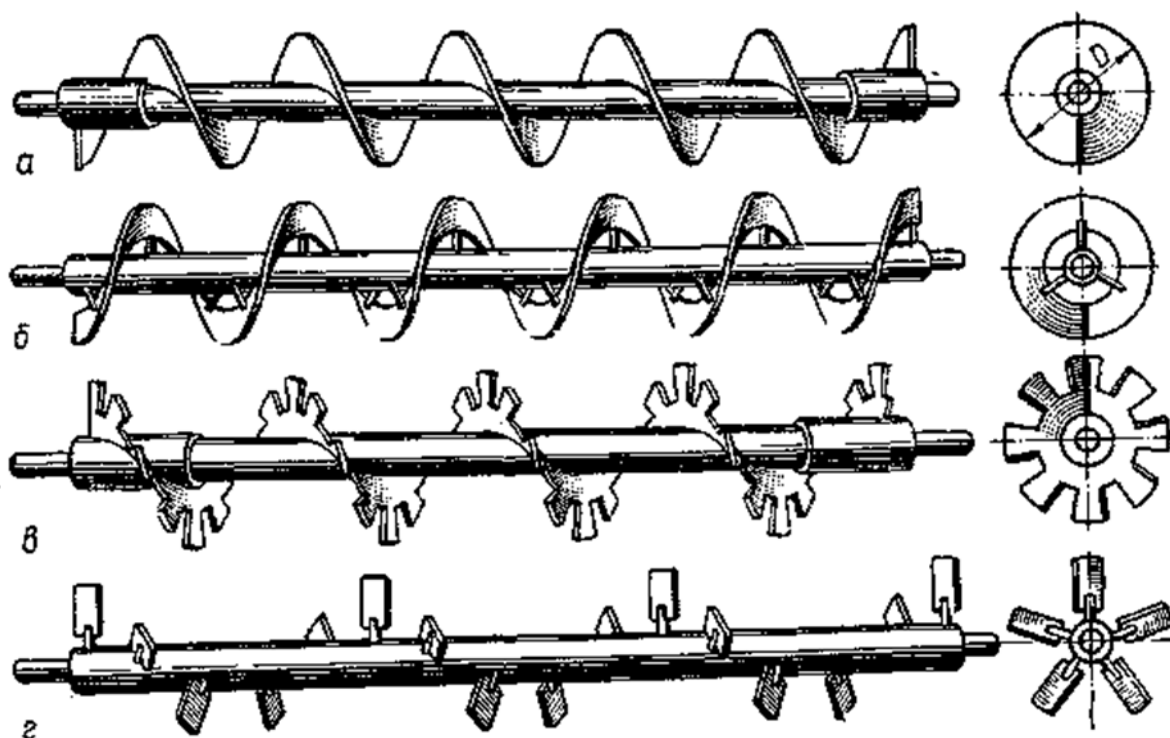


Рис.2.20. Конструктивное исполнение винта:

а – сплошной полностенный; б – ленточный; в – лопастный; г – фасонный

Витки полностенного и ленточного винта изготавливаются штамповкой из стального листа толщиной 4–8 мм и привариваются к валу.



Рис.2.21. Сплошные полностенные винты.

Спираль ленточного и лопасти лопастного винта укрепляют на небольших стрелках через отверстия в валу. Сплошной винт (шнек) применяют для перемещения сухих, порошкообразных и мелкозернистых грузов, ленточный, лопастный и фасонный – для слеживающихся грузов или для совмещения транспортных и технологических операций (смешивания, дробления и др.). Винт изготавливается с правым или левым направлением спирали, одно-, двух- или трехзаходным. В качестве опор винтов применяют подшипники скольжения и качения.

Длина секции винта составляет 2–4 м. Каждые две секции трубчатых винтов соединяют коротким валом. Одну из концевых опор винта снабжают упорным подшипником, который устанавливают на разгрузочном конце конвейера. Промежуточные подвесные подшипники устанавливают с шагом 1,5–3,5 м, в месте установки промежуточной опоры витки винта прерываются.

Подвесные подшипники должны иметь надежное уплотнение для защиты от загрязнения, малые длину и диаметр. Шаг винта для легко перемещаемых грузов принимают $t = D$, для трудно перемещаемых грузов величину шага снижают до $t = 0,8D$. Частота вращения винта n зависит от характеристики перемещаемого груза, частота вращения уменьшается с увеличением диаметра винта, плотности и абразивности груза.

Желоб конвейера изготавливают из листовой стали толщиной 2–8 мм. Для транспортирования абразивных и горячих (до 200 °C) грузов применяют желоба из чугуна, а для легких неабразивных грузов – из дерева с внутренней футеровкой листовой сталью.

Привод винтовых конвейеров – редукторный, у горизонтальных конвейеров он состоит из электродвигателя, редуктора и двух муфт; у наклонных конвейеров привод выполняют с конической передачей для обеспечения горизонтального расположения редуктора.

Загрузочное устройство состоит из люка в крышке желоба конвейера и впускного патрубка, который обеспечивает герметичность при переходе сыпучего материала в желоб конвейера из бункеров или технологических машин. Разгрузочные устройства выполняют в виде одного или нескольких отверстий в днище желоба, перекрываемых шиберными задвижками для распределения транспортируемого груза в различные приемные пункты, одиночное выпускное отверстие затвором не перекрывается.

2.4.1.2. Вертикальные винтовые конвейеры

Вертикальные винтовые конвейеры (рис. 2.22) относятся к конвейерам специального типа и состоят из вала со сплошными винтовыми витками, вращающегося в цилиндрическом кожухе (трубе), горизонтального винта-питателя и одного или двух отдельных приводов.

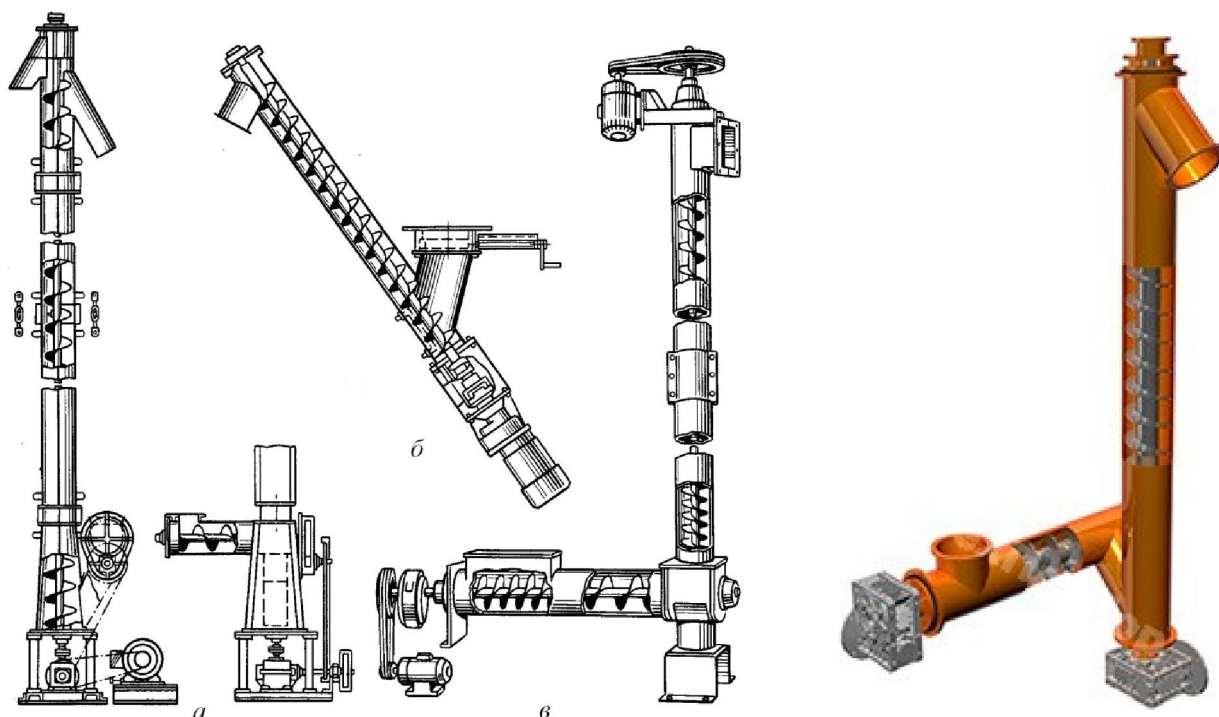


Рис. 2.22. Вертикальные винтовые конвейеры:
а, в – вертикальные; б – крутонаклонные

Для создания необходимой центробежной силы винт вертикального винтового конвейера имеет большую частоту вращения, чем винт горизонтального конвейера.

Конвейер снабжен одним или двумя отдельными приводами (для основного винта и для питателя), разгрузка производится через верхний патрубок в кожухе. Участок, в который подается груз, изготавливают с уменьшающимся кверху диаметром или с уменьшенным шагом. При большой высоте конвейера во избежание биения вала устанавливают промежуточные подшипники.

Преимущества и недостатки вертикальных винтовых конвейеров те же, что у горизонтальных; по сравнению с ковшовыми элеваторами они имеют меньшие габаритные размеры и большее удобство разгрузки, но являются более энергоемкими.

2.4.2. Инерционные и вибрационные конвейеры

Инерционный конвейер представляет собой открытый или закрытый герметичный желоб, подвешенный или установленный на опорную металлоконструкцию. Желобу при помощи возбuditеля колебания сообщается возвратно-поступательное (колебательное) движение, в результате которого груз, находящийся в желобе совершает перемещения вперед с определенной скоростью. Характер перемещения груза зависит от режима колебаний желоба.

Строгая и полная классификация инерционных конвейеров весьма затруднительна как из-за обилия конструктивных типов, так и из-за тесной их взаимосвязи. Инерционные конвейеры по режиму движения желоба и груза разделяют на инерционные с постоянным и переменным давлением груза на дно желоба и вибрационные. На *инерционном* конвейере груз скользит по желобу под действием силы инерции, не отрываясь от него; на *вибрационном* конвейере груз отрывается от желоба и движется микробросками. Это принципиальное различие в движении груза обуславливает различие в характере изнашивания стенок желоба конвейера, участия массы транспортируемого груза в колебательном движении, энергоемкости привода.

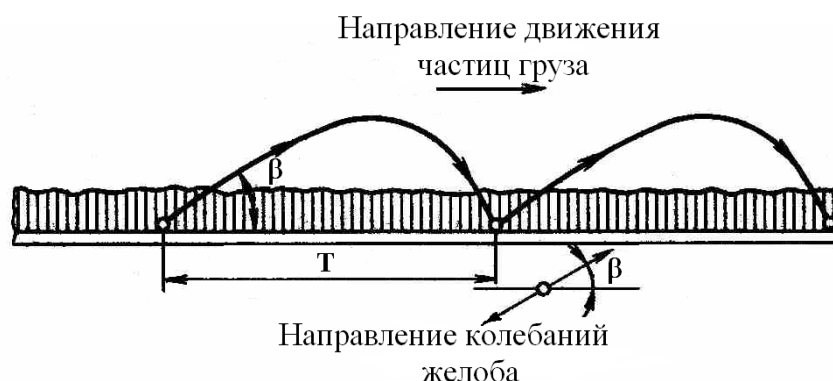


Рис. 2.23. Схема движения частиц груза на вибрационном конвейере

2.4.2.1. Горизонтальные и пологонаклонные вибрационные конвейеры

Подвесные виброконвейеры. Желоб (или труба) вибрационного конвейера подвесной конструкции (рис. 8) свободно подвешен на амортизаторах к опорным стойкам.

Желоб получает направленные колебания от центробежного привода, имеющего нижнее или верхнее расположение. Для обеспечения перемещения груза в заданном направлении привод устанавливают под углом $\beta = 20\text{--}30^\circ$ к продольной оси конвейера.

Линия действия возмущающей силы, вызывающей колебания системы, должна проходить через центр инерции (тяжести) системы для исключения дополнительных крутильных колебаний, неблагоприятно действующих на процесс перемещения груза.

Высокая жесткость узла крепления привода к желобу обеспечивает стабильность распространения колебаний и предотвращает возможное разрушение трубы. Увеличение габаритов грузонесущего элемента повышает его массу и уменьшает амплитуду колебаний, поэтому длина вибрационных конвейеров подвесной конструкции не более 6–8 м.

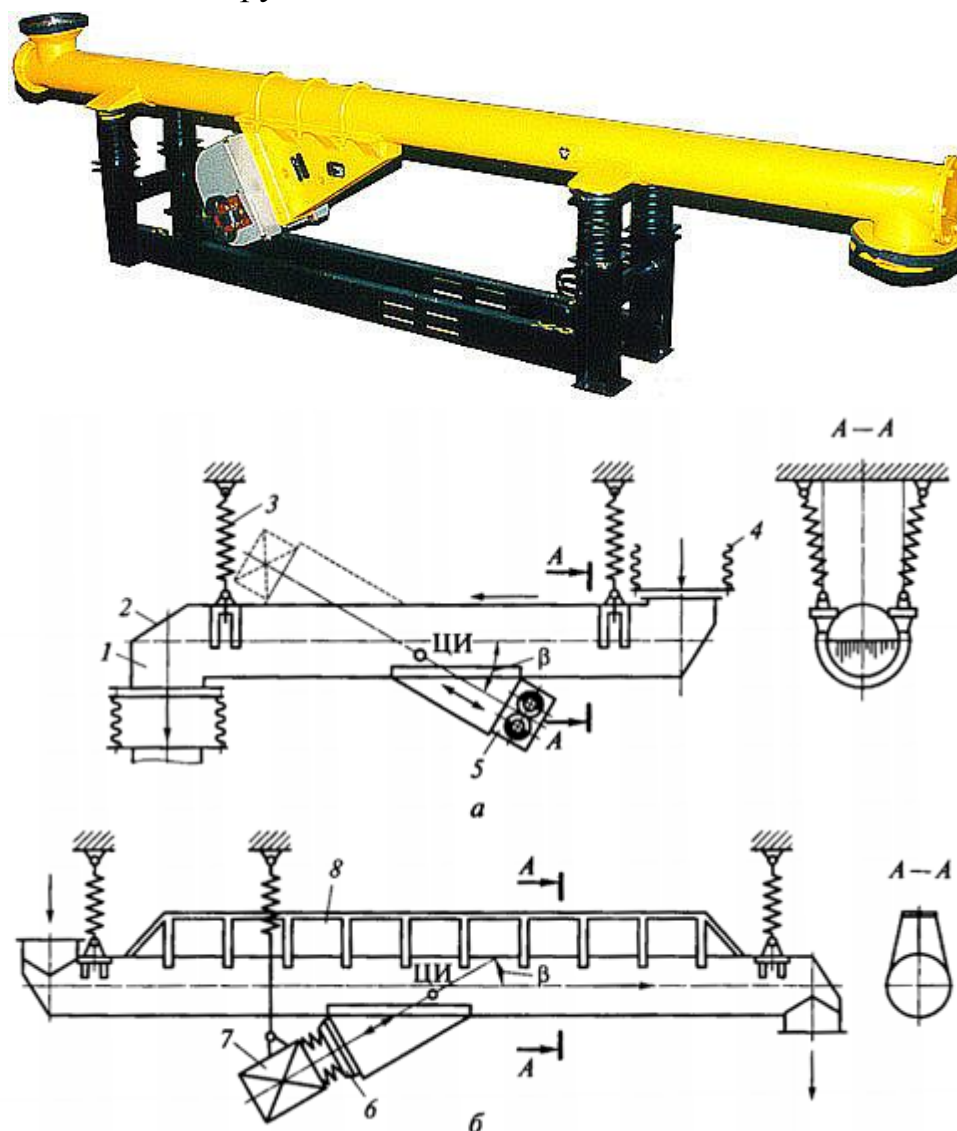


Рис. 2.24. Подвесной вибрационный конвейер:

а — одномассный с центробежным приводом; б — двухмассный с электромагнитным приводом; 1, 4 - разгрузочный и загрузочный патрубки; 2-желоб; 3 — упругие связи; 5 — центробежный привод; 6, 7 — реактивная и активная части электровозбудителя; 8 — ребро; ЦИ - центр инерции; β - угол направления колебаний

Основные параметры конвейеров подвесной конструкции: диаметр трубы: 160, 200, 320, 400 мм; производительность 6–50 м³/ч.

Возмущающая сила привода должна быть направлена под углом направления колебаний β , ее линия воздействия должна проходить через центр инерции колебательной системы.

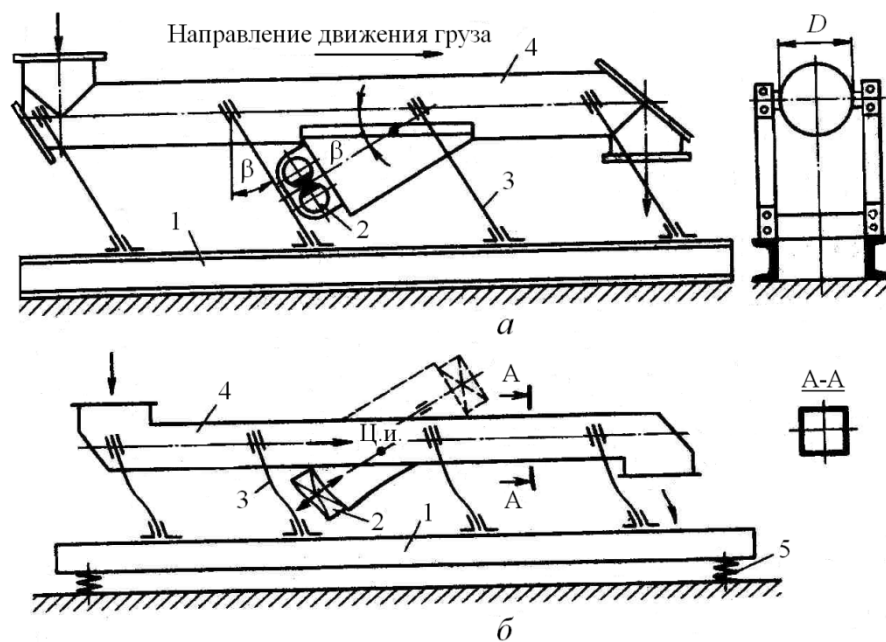


Рис. 2.25. Схемы опорных вибрационных конвейеров:
a – одномассного; *б* – двухмассного; 1 – опорная рама; 2 – вибропривод;
 3 – опорные упругие элементы; 4 – желоб (труба); 5 – амортизаторы

Основным недостатком таких конвейеров является их неуравновешенность и передача вибринагрузок на опорные конструкции, и поэтому необходимость установки фундаментов. Для уменьшения нагрузок используют тяжелую раму, установленную на амортизаторы (что значительно утяжеляет конвейер).

Опорные конвейеры с центробежными приводами имеют резонансную, а с электромагнитным и эксцентриковым приводом резонансную настройку упругой системы.

Основными параметрами вибрационных конвейеров опорной конструкции являются: амплитуда колебаний желоба 6 мм; частота 680 мин⁻¹; угол направления колебаний 22°; температура транспортируемого груза не более 100 °С.

2.4.3. Роликовые конвейеры

Роликовые конвейеры (рольганги) относятся к группе машин непрерывного транспорта без тягового органа и перемещают по горизонтали или под небольшим углом наклона штучные грузы (слитки, плиты, профильный прокат, контейнеры, ящики и т. д.), которые могут перекатываться по роликам и имеют плоскую опорную поверхность. Грузы катятся по стационарным роликам, оси которых укреплены на жесткой раме.

Роликовые конвейеры выполняют приводными и не приводными, стационарными и переносными или передвижными. Ролики приводных конвейеров приводятся во вращение двигателем и сообщают движение лежащим на них грузам; в не приводных конвейерах грузы перемещаются под действием движущей силы и приводят во вращение ролики.

Ролики приводных и не приводных конвейеров выполняются цилиндрическими и дисковыми. Ролики обычно имеют цилиндрическую форму и конструктивное исполнение как у роликоопор ленточных конвейеров. Ролики изготавливаются из стальной трубы, а при легких и средних условиях работы используют ролики, выполненные из синтетических полимерных материалов, т.к. они имеют меньшую массу, более долговечны, эластичны и бесшумны при работе.

Дисковые ролики имеют разнообразные конструкции (с наружными или внутренними кольцами из пластмассы, с однорядным или двухрядным подшипником и др.), основным их преимуществом является то, что при грузах небольших размеров оси дисковых роликов, расположенных в шахматном порядке, могут устанавливаться ближе друг к другу, обеспечивая спокойный ход грузов.

Роликовые конвейеры состоят из модульных секций длиной 2–3 м, смонтированных из группы роликов, установленных в опоры и закрепленных на раме. Для регулирования угла наклона конвейера стойки рамы выполняют выдвижными.



Рис 2.26. Роликовый конвейер

Роликовые конвейеры отличаются простотой конструкции, возможностью создания трассы практически любой конфигурации и длины с многочисленными разветвлениями и пересечениями, они входят в состав сложных транспортно-технологических систем и комплексов, используются в сочетании с другими подъемно-транспортными и транспортирующими машинами и технологическим оборудованием.

Глава 3. Пневматический транспорт зернистых материалов

Установки пневматического транспорта служат для перемещения насыпных и штучных грузов по трубам или желобам в струе сжатого или разреженного воздуха [6]. Установки для насыпных грузов перемещают пылевидные, порошкообразные, зернистые и кусковые материалы, а установки для штучных грузов предназначены для транспортирования по трубам отправок (пневмопочта), производственной документации и мелких грузов, уложенных в патроны. Движение воздуха в трубопроводе создается нагнетательными или вакуумными насосами.

3.1. Способы организации пневмотранспортных процессов и их аппаратное оформление

3.1.1. Типовые схемы всасывающих пневмотранспортных установок

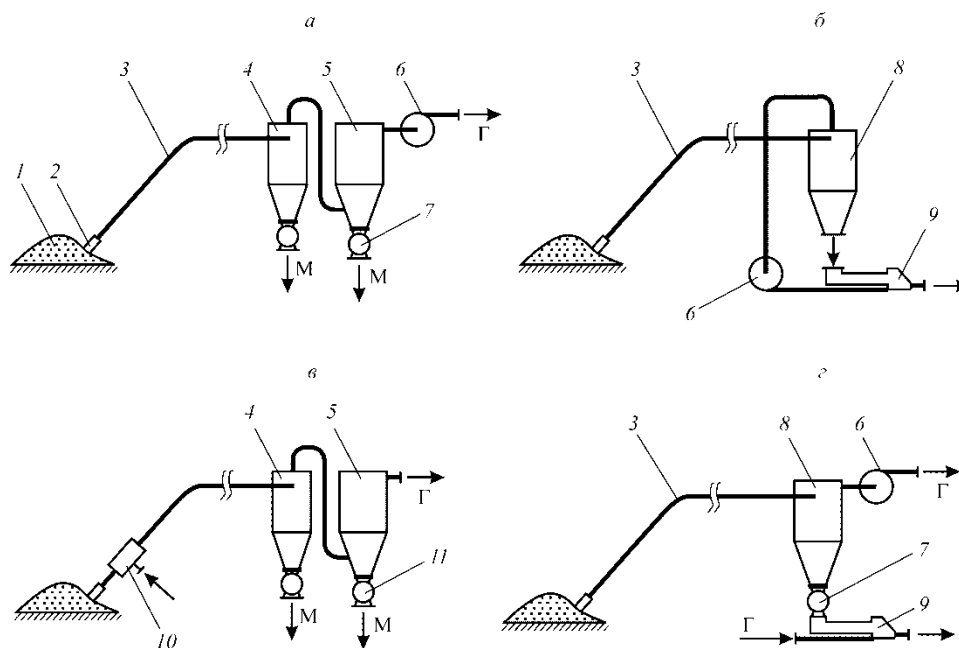


Рис. 3.1. Схемы установок для забора материала из насыпного слоя: а) всасывающего действия; б) всасывающе-нагнетательного действия с одной газодувной машиной; в) всасывающе-нагнетательного действия с газоструйным аппаратом; г) всасывающе-нагнетательного действия с двумя газодувными машинами: 1 — насыпной слой; 2 — заборное устройство; 3 — материалопровод; 4 — циклон; 5 — фильтр; 6 — газодувная машина; 7 — шлюзовый (винтовой) питатель; 8 — отделитель, совмещающий циклон с фильтром; 9 — винтовой (шлюзовый) питатель; 10 — газоструйный аппарат; 11 — затвор

На **рис. 3.1, а** показана схема установки, предназначенной для забора материала из насыпного слоя. За счет разрежения, создаваемого газодувной машиной 6, материал засасывается из насыпи заборным устройством 2 и по трубопроводу 3 поступает в отделитель 4, затем в фильтр 5. Из отделителя и фильтра материал выгружается с помощью питателя 7.

В качестве воздуходувной машины применяются вентиляторы, газодувки либо вакуумные насосы. Конструкции заборных устройств определяются производительностью установки и физико-механическими свойствами насыпного груза. Они могут перемещаться вручную или специальными подъемными устройствами, а также могут быть самоходными. Для *связных материалов* перед заборными устройствами применяют специальные узлы для рыхления. Очистка газа от частиц обычно осуществляется в две стадии — сначала в циклоне 4, затем в фильтре 5. Разгрузка фильтра и циклона осуществляется через шлюзовый питатель 7.

На **рис. 3.1, б** представлена схема установки всасывающе-нагнетательного действия. Такие установки позволяют преодолевать более высокое сопротивление пневмотрасс (или иметь более высокие напорные характеристики). Здесь функции циклона и фильтра совмещаются в отделителе 8. Из отделителя материал перегружается в шлюзовый или винтовой питатель 9, который подает материал в нагнетательную часть трассы. Применение винтового питателя позволяет создавать установки, напорные характеристики которых могут быть в два раза выше, чем у установок со шлюзовым питателем.

Простой по конструкции, однако с существенно более низкой напорной характеристикой, является пневмотранспортная установка, схема которой приведена на **рис. 3.1, в**. Она содержит струйный аппарат 10, в который газ подается от газодувки либо компрессора (на рис. не показано). В некоторых случаях при транспортировании не содержащих пыли крупнозернистых и гранулированных материалов возможна реализация очень простых систем без циклонов и фильтров.

Установка с максимальной напорной характеристикой представлена на **рис. 3.1, г**. Здесь полностью реализуется напор, создаваемый на линии всасывания, а после перегрузки материала с помощью шлюзового и винтового питателей создаются условия для подачи его в систему, находящуюся под сравнительно высоким избыточным давлением.

3.1.2. Типовые схемы нагнетательных пневмотранспортных установок

Типовые схемы *нагнетательных* пневмотранспортных установок показаны на **рис. 3.2**, из которых наиболее простой является установка с питателем *1* (**рис. 3.2, а**), где зернистый слой высотой h определяет напорную характеристику системы.

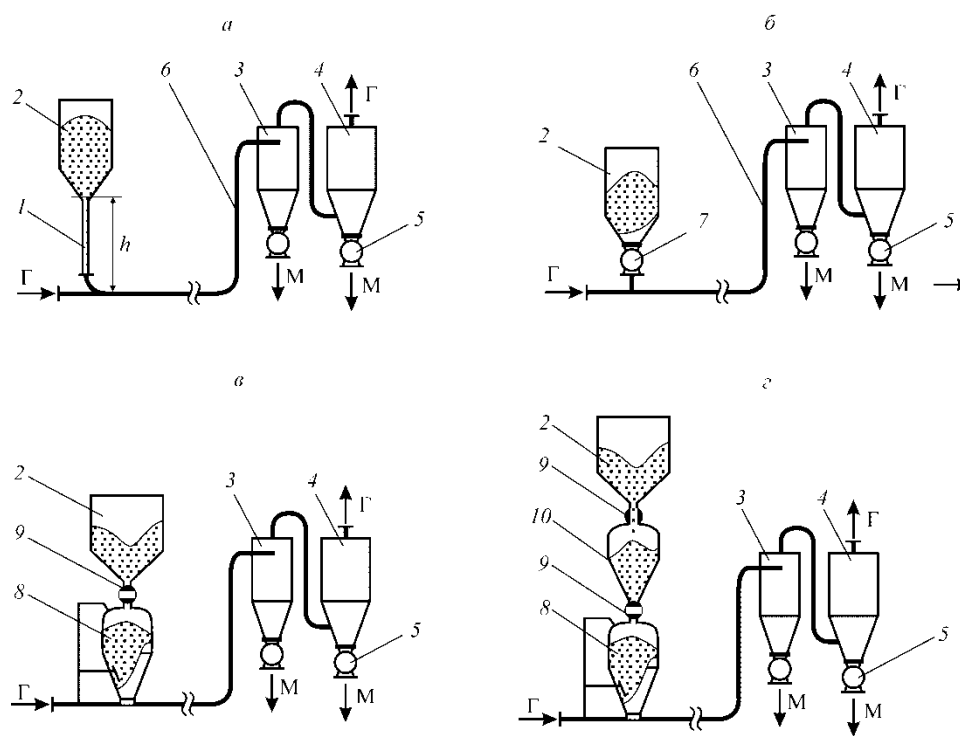


Рис. 3.2. Схемы нагнетательных пневмотранспортных установок:

а) с питателем с плотным зернистым слоем; б) со шлюзовым питателем; в) периодического действия с камерным питателем; г) непрерывного действия с камерным питателем и шлюзовой камерой

1 — питатель с плотным зернистым слоем; *2* — бункер (силос); *3* — инерционный отделитель (циклон); *4* — фильтр; *5* — затвор; *6* — материалопровод; *7* — шлюзовый питатель; *8* — камерный питатель; *9* — клапан; *10* — шлюзовая камера

На **рис. 3.2, б** представлена установка, в которой материал подается в пневмотрассу с помощью шлюзового либо винтового питателя. Для шлюзовых питателей максимальное сопротивление трассы обычно не превышает 0,15 МПа, для винтовых — 0,3 МПа.

На **рис. 3.2, в** показана схема периодической пневмотранспортной установки с одиночным камерным питателем *8*. Принципиальное отличие

установок с камерным питателем — возможность подачи материала в трассу, находящуюся под высоким избыточным давлением. При монтаже двух камерных питателей, работающих периодически на одну пневмотрассу, работа установки становится непрерывной.

При монтаже над камерным питателем шлюзовой камеры 10 (рис. 3.2, з), периодически догружающей материал в питатель, работа установки также становится непрерывной.

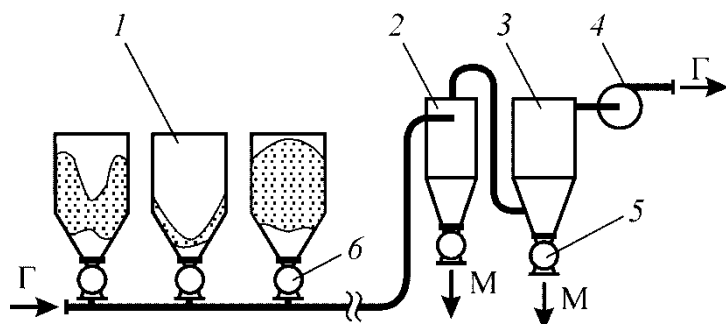


Рис. 3.3. Схема всасывающей пневмотранспортной установки для подачи материала от нескольких источников к одному потребителю: 1 — бункер; 2 — инерционный отделитель; 3 — фильтр; 4 — вакуум-насос; 5 — шлюзовый питатель; 6 — затвор

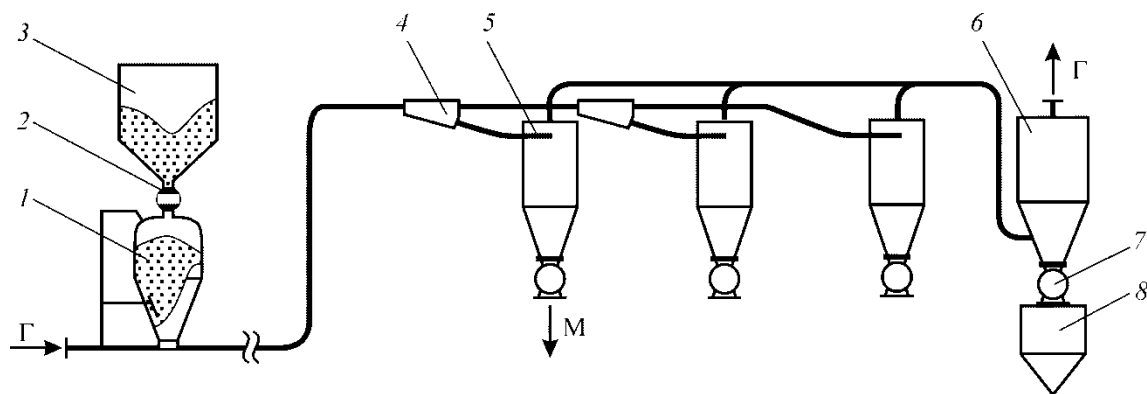


Рис. 3.4. Схема нагнетательной пневмотранспортной установки для раздачи материала от одного источника к нескольким потребителям: 1 — камерный питатель; 2 — клапан; 3 — бункер (силос); 4 — переключатель; 5 — инерционный уловитель; 6 — фильтр; 7 — затвор; 8 — приемник пыли

3.1.3. Устройства для забора материала из насыпи

При проектировании устройства для забора материала из насыпи должны учитываться обстоятельства формирования груза и изменение его физико-механических свойств в процессе перевозки. При этом важно, чтобы устройство обладало максимальной производительностью при заданных параметрах разрежения, равномерной и регулируемой подачей воздуха в зону забора материала, возможностью глубинного (более 1 м) и поверхностного (при зачистке) засасывания материала.

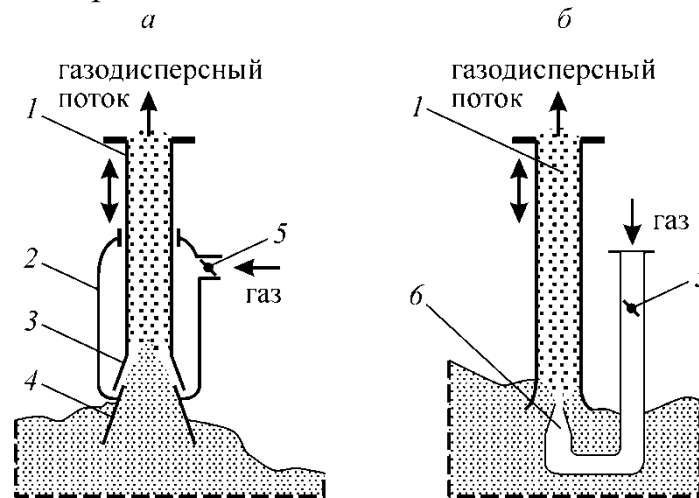


Рис. 3.5 Схема всасывающих заборных устройств: *а)* с кольцевой газовой струей; *б)* с центральной газовой струей; 1 — транспортная труба; 2 — кожух; 3 — входной участок трубопровода; 4 — конфузор; 5 — заслонка; 6 — центральное сопло

Первый способ реализуется с вакуумным насосом, а заборное устройство соединяется с транспортным трубопроводом, находящимся под разрежением. При этом все газовые потоки поступают в заборное устройство из атмосферного воздуха. Часть газа поступает из насыпи вместе с материалом, другая часть — через кольцевое (зазор между элементами 3 и 4 на рис. 5, *а*) сопло. Оптимальные параметры заборного устройства обеспечиваются перемещением транспортной трубы 1 и поворотом заслонки 5. Заслонкой 5 изменяют соотношение между поступающими расходами газа. В частности, при увеличении расхода газа через сопло падает расход газа, поступающего с материалом из насыпи, следовательно, падает и производительность установки.

Второй способ реализуется с компрессором, а заборное устройство соединяется с транспортным трубопроводом, находящимся под избыточным давлением. Сжатый газ через заслонку 5 поступает в кольцевое либо центральное сопло и эжектирует газ из насыпи вместе с материалом.

3.1.4. Питатели

Питатели предназначены для подачи сыпучего материала в пневмотранспортную трубу в нагнетательных пневмотранспортных установках. Главные требования, предъявляемые к питателям – обеспечить герметичность (поскольку материал требуется подавать из атмосферы в область повышенного давления); обеспечить равномерную подачу материала с заданным расходом. Наибольшее распространение получили механические (шлюзовые и винтовые) питатели и камерные питатели.

3.1.4.1. Шлюзовые и винтовые питатели

Шлюзовые и винтовые питатели применяют в тех случаях, когда между аппаратом, из которого забирается материал, и пневмотрассой существует значительный перепад давления, не позволяющий обойтись простыми устройствами.

На рис. 3.6 приведена схема одной из конструкций широко используемого в зерноперерабатывающей промышленности **шлюзового питателя** ХПШ. Питатель состоит из корпуса 9, внутри которого вращается ячейковый ротор 8. Для уплотнения ячеек и снижения утечек газа ротор по периферии лопастей облицован бронзовыми накладками 10, допускающими регулировку зазора между корпусом и ротором. Газ для транспортирования подается через патрубок 2, а газодисперсный поток выводится в патрубок 11. Привод питателя состоит из электродвигателя, редуктора и цепной передачи (на рис. не показаны). Мощность привода не превышает 1 кВт.

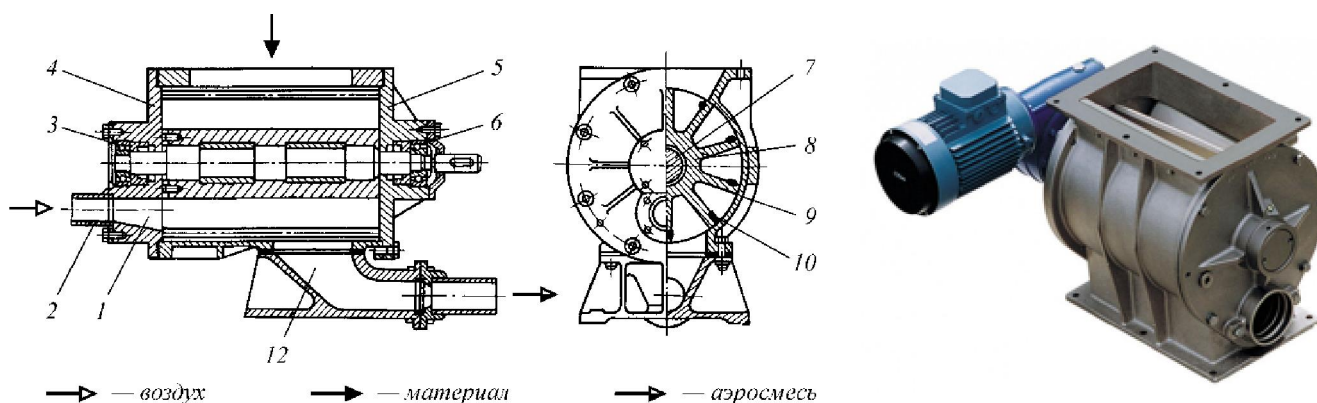


Рис. 3.6. Схема шлюзового питателя марки ХПШ: 1 — диффузор; 2 — входной патрубок; 3, 6 — подшипники; 4, 5 — крышки; 7 — вал; 8 — ячейковый барабан; 9 — корпус; 10 — бронзовые накладки; 11 — выходной патрубок; 12 — камера смешения

Винтовой питатель. Принципиальные схемы типовых конструкций винтовых питателей приведены на рис. 6.6.4.3. Основным элементом питателя является шнек, число оборотов которого в различных типах машин колеблется от 600 до 1800 об/мин. За счет сравнительно высокого числа оборотов создается плотная пробка из материала, позволяющая преодолевать существенно более высокий (чем мог это сделать шлюзовый питатель) перепад давления, достигающий у выпускаемых конструкций 0,3 МПа. Утечки газа в этих конструкциях несопоставимо ниже утечек в шлюзовом питателе.

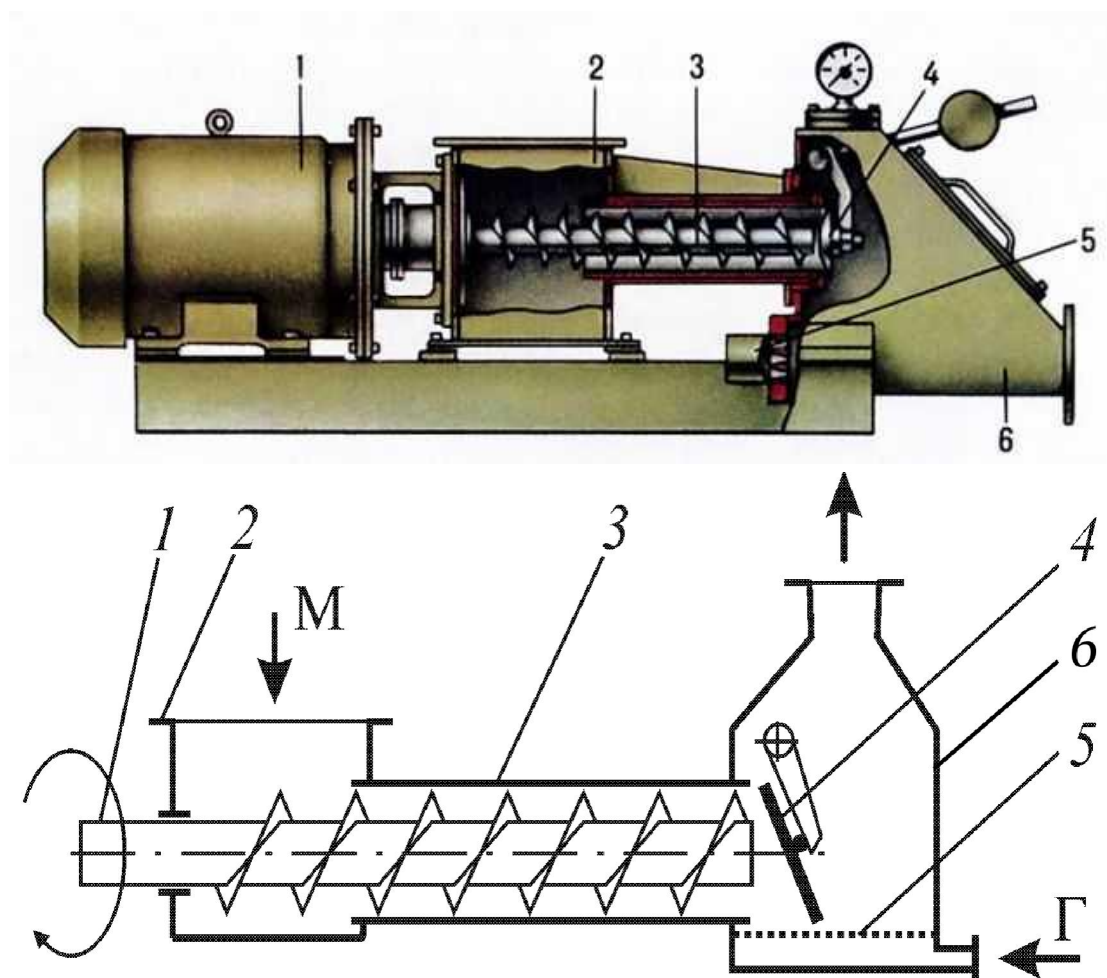


Рис. 3.7. Пневматический винтовой питатель: 1 - электродвигатель; 2 - приёмная камера; 3 - шнек; 4 - обратный клапан; 5 - аэроднище с микропористой перегородкой; 6 - смесительная камера.

3.1.4.2. Камерные питатели

Различные способы компоновки пневмотранспортных систем с использованием камерного питателя были рассмотрены на рис. 2 и 3. Принципиальной особенностью таких систем является возможность подачи материала в трубопровод под высоким давлением, величина которого может существенно превышать возможности рассмотренных выше питателей, и ограничена либо давлением газа в сети, либо прочностью сосуда. В свою очередь, величина давления определяет производительность или дальность транспортирования.

Для компенсации вынужденной цикличности пневмокамерных питателей целесообразно использование спаренных - двухкамерных установок. В этом случае, пока происходит загрузка одной камеры, подачу груза в систему обеспечивает вторая камера.

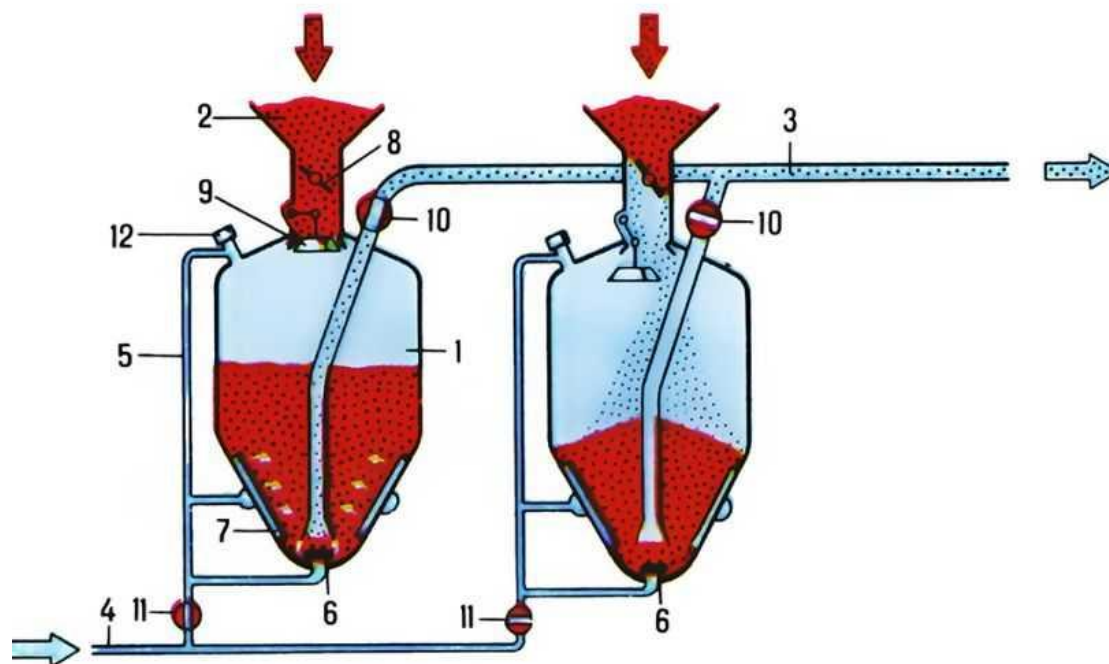


Рис. 3.8. Камерный пневматический питатель: 1 - камера; 2 - бункер; 3 - пневмотранспортный трубопровод; 4 - трубопровод сжатого воздуха; 5 - обводной уравнивающий трубопровод; 6 - форсунка; 7 - аэрирующее устройство; 8 - заслонка; 9 - загрузочный клапан; 10 - запорный клапан; 11 - запорный вентиль; 12 - выпускной клапан.

3.1.5. Затворы, переключатели потока и клапаны.

В пневмотранспортных установках, имеющих несколько мест разгрузки или выгрузки, применяют переключатели потока. Существует большое количество разновидностей многоходовых переключателей.

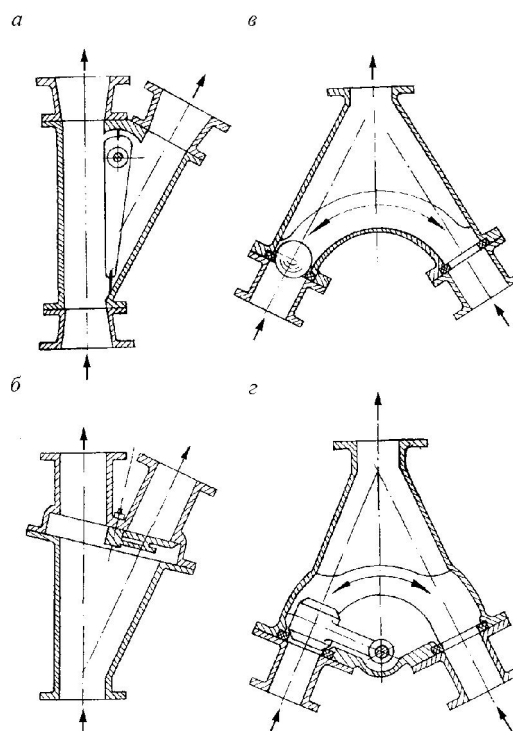


Рис. 3.9. Схемы переключателей:

а и б) от одного источника к двум потребителям;

в и г) от двух источников к одному потребителю:

а — с клапаном-заслонкой; *б* — с тяговым клапаном; *в* — с шаровым клапаном; *г* — с поворотным клапаном



Рис 3.10. Шиберный затвор.

3.2. Расчет пневмотранспортных установок

3.2.1. Теоретические основы расчета систем пневмотранспорта.

3.2.1.1. Основные понятия многофазных сред.

Основные понятия многофазных сред – см. также [1].

Многофазная система (в дальнейшем система) представляет собой совокупность N континуумов, каждый из которых заполняет часть некоторого объема среды V .

$$\text{Объемная доля } i\text{-ой фазы: } \varepsilon_i = \frac{V_i}{V}. \quad (3.1)$$

$$\text{Очевидно, что } \sum_{i=1}^N \varepsilon_i = 1. \quad (3.2)$$

Мысленно рассежем объем, заполненный неоднородной средой произвольным сечением, или пронзим лучом в произвольном направлении. Если принять, что частицы распределены в пространстве *случайным* образом, то

$$\varepsilon_i = \frac{V_i}{V} = \frac{F_i}{F} = \frac{L_i}{L}. \quad (3.3)$$

где F — площадь сечения объема среды;

F_i — площадь, занимаемая i -ой фазой в сечении;

L_i — суммарная длина отрезков луча, пронизывающего частицы i -ой фазы;

L — общая длина луча.

Выражение (3.3) справедливо только в случае хаотичного или случайного расположения дисперсных частиц в пространстве. Если же частицы расположены регулярным образом (например, кирпичная кладка, или подобно яйцам в упаковке), то очевидно, что величины F_i и L_i будут зависеть от направления сечения или луча.

Для плотно упакованных **дисперсных** фаз (т.е. частицы непосредственно контактируют друг с другом) объемную долю сплошной фазы часто называют объемной долей пустот или пористостью.

Объемная доля пустот ε определяется формой частиц, структурой упаковки, распределением частиц по размерам:

- для кубической упаковки шаров одинакового размера $\varepsilon = 0,4764$.

- самая плотная упаковка одинаковых шаров – по вершинам тетраэдров $\varepsilon = 0,2495$

- в случайных упаковках $\varepsilon = 0,4 \div 0,45$.

- если частицы сложной формы, например с пустотами $\varepsilon = 0,4 \div 0,5$.

- в поролоне может достигать $\varepsilon = 0,97$.

- в полидисперсных системах мелкие частицы могут занимать места между крупными, что уменьшает общую пористость: $\varepsilon = 0,04 \div 0,4$.

Обычно для случайных засыпок изометрических частиц принимают $\varepsilon = 0,4 \div 0,45$.

Плотность многофазной среды:
$$\rho = \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \rho_i . \quad (3.4)$$

При движении многофазной среды через некоторое сечение dF общий объёмный расход можно представить как :

$$Q = \sum_{i=1}^N Q_i = \sum_{i=1}^N u_i \varepsilon_i dF , \quad (3.5)$$

а массовый расход как :
$$G = \sum_{i=1}^N G_i = \sum_{i=1}^N \rho_i u_i \varepsilon_i dF , \quad (3.6)$$

где u_i – скорость i -ой фазы.

Удельная поверхность – отношение поверхности частицы к её объёму:

$$S = \frac{F_q}{V_q} . \text{ Для шара, куба и цилиндра точное выражение для удельной}$$

поверхности: $S = \frac{6}{\delta}$. Принято считать, что для изометрических частиц (частиц, у которых размеры по всем трем направлениям не сильно отличаются друг от друга), удельная поверхность также может быть выражена через средний размер частиц δ_{CP} :

$$S = \frac{6}{\delta_{CP}} \quad (3.7)$$

3.2.1.2. Взаимопроникающие континуальные среды

При рассмотрении движения одиночных частиц в потоке сплошной среды принималось, что характеристики потока заданы, а частицы в силу их низкой концентрации не оказывают существенного воздействия на эти характеристики. Однако с увеличением концентрации частиц подобное упрощение становится уже невозможным, и приходится учитывать влияние взаимопроникающих фаз друг на друга.

При математическом моделировании многофазных течений для решения инженерных задач наибольшее распространение получила модель взаимопроникающих и взаимодействующих континуумов. Фазы, составляющие дисперсную смесь, как бы размазываются по объему, занятому смесью, но при этом каждая из них занимает лишь часть этого объема ε_i .

При математическом моделировании движения фаз и их компонент во взаимопроникающих континуальных средах полагаются на главное допущение — размеры дисперсных частиц или неоднородностей должны быть во много раз меньше расстояний, на которых усредненные параметры фаз и их компонент меняются существенно, т. е. размеры частиц и неоднородностей много меньше, например, диаметров каналов, по которым течет неоднородная среда.

Законы сохранения массы и импульса для взаимопроникающих континуальных сред.

Дифференциальные законы сохранения массы и импульса дисперсной смеси записываются для физически малого объема отдельно для каждой фазы. В общем случае они имеют вид:

$$\frac{\partial(\rho_i \varepsilon_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_i \varepsilon_i \vec{v}_i) - \nabla D_i \nabla (\rho_i \varepsilon_i) - \sum_{\substack{j=1, \\ j \neq i}}^N J_{ji} = 0; \quad (3.8)$$

$$\rho_i \varepsilon_i \frac{d\vec{v}_i}{dt} = \rho_i \varepsilon_i \vec{g}_i + \nabla \cdot \mathbf{F}_i + \sum_{j=1, j \neq i}^N [R_{ji} + J_{ji} (\nu_{ji} - \nu_i)]; \quad (3.9)$$

где $i, j = 1, \dots, N$, $J_{ji} = -J_{ij}$, $R_{ji} = -R_{ij}$.

В уравнении **сохранения массы** (3.8):

Первое слагаемое — изменение во времени массы i -й фазы в выделенном объеме.

Второе слагаемое — перенос массы конвективным потоком.

Третье слагаемое – изменение массы за счет потока турбулентной диффузии, связанной с мелкомасштабным пульсационным движением фаз, D_i – в общем случае тензор коэффициентов турбулентной диффузии i -ой фазы.

В уравнении **переноса количества движения** (3.9):

Первый член уравнения – сила инерции – полная производная, состоит из субстанциональной (локальной) и конвективной составляющих [2]:

$$\rho_i \varepsilon_i \frac{d\vec{v}_i}{dt} = \frac{\partial(\rho_i \varepsilon_i \vec{v}_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_i \varepsilon_i \vec{v}_i \vec{v}_i).$$

Второе слагаемое – массовые силы, действующие на i -ю фазу (\vec{g}_i - вектор массовых сил).

В **третьем** слагаемом - F_i – тензор напряжений в i -ой фазе.

В качестве условия совместного деформирования фаз используют условие одинаковости давления в фазах: $p_i = p$, где $i=1....N$. В этом случае можно предположить, что поверхностные силы, действующие со стороны окружающей среды на выделенный объем смеси, воспринимаются только сплошной фазой, а воздействие на дисперсную фазу (фазы) со стороны сплошной среды определяется силой взаимодействия.

Тогда для **сплошной** фазы

$$\nabla \cdot F_1 = -\varepsilon_1 (grad P + \mu \nabla^2 U_1)$$

В большинстве случаев вязкие напряжения в сплошной фазе пренебрежимо малы по сравнению с силами давления и силами межфазного взаимодействия. Тогда тензор напряжений выражается только как градиент давления:

$$\nabla \cdot F_1 = -\varepsilon_1 \left(\frac{\partial P}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial P}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial P}{\partial z} \vec{k} \right).$$

Для плотно упакованных **дисперсных** фаз (т.е. частицы непосредственно контактируют друг с другом) возникают напряжения в плотном зернистом слое σ_i :

$$\nabla \cdot F_i = -\varepsilon_i (grad P + grad \sigma) = -\varepsilon_i \left(\frac{\partial P}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial P}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial P}{\partial z} \vec{k} \right) + - \left(\frac{\partial \sigma_i}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial \sigma_i}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial \sigma_i}{\partial z} \vec{k} \right)$$

Очевидно, что в разреженных потоках $\sigma_i = 0$.

Размерности величин: $\sigma_i = [H/m^2]$;

В четвертом члене J_{ji} – характеризует поток массы из j ой фазы в i -ую и обратно за счет фазовых переходов. В общем случае перенос массы из одной фазы в другую может происходить не только вследствие физико-химических превращений (испарение, кипение, конденсация и пр.), но и механическим путем (выпадение частиц на поверхности канала, унос капель с поверхности жидкой пленки и т.д.).

Размерности величин: $D_i = [\text{м}^2/\text{сек}]; J_{ji} = [\text{кг}/(\text{м}^3\text{сек})];$

Четвертое слагаемое описывает интенсивность обмена импульсом между фазами (примеры: испарение капель в потоке воздуха; растворение твердых частиц в жидкости при перемешивании, и т.п.), R_{ji} – сила межфазного взаимодействия (отнесенная к единице объема смеси), возникающая из-за сил трения, сцепления между фазами. Второй член, стоящий в скобках, можно трактовать как реактивную силу, v_{ji} – скорость массы, претерпевающей превращение $j \rightarrow i$ и находящейся в i –ой фазе.

Размерности величин: $R_{ij} = [\text{Н}/\text{м}^3];$

Силу межфазного взаимодействия можно представить в виде:

$$R_{ji} = \varepsilon_i f_{ji} S_i. \quad (3.10)$$

где f_{ji} – удельная сила межфазного взаимодействия, отнесенная к единице поверхности i – ой фазы, S_i - удельная поверхность i – ой фазы (поверхность фазы, отнесенная к ее объему).

В общем случае, эта сила может складываться из силы сопротивления движению отдельных частиц, силы, связанной с воздействием присоединенных масс, и т.д. Величина силы межфазного взаимодействия определяется относительной скоростью движения фаз (т.е. скоростью обтекания дисперсных частиц сплошной фазой), а направлена эта сила по вектору направления относительной скорости $(\vec{v}_1 - \vec{v}_2)$.

Получение аналитического решения для силы межфазного взаимодействия для турбулентного и переходного режимов течения связано со значительными трудностями, поэтому в практических расчетах пользуются приближенными формулами, полученными обработкой опытных данных. Наибольшее распространение получили аппроксимация Аэрова-Тодеса (см. ниже, п.3.3.1.3) и уравнение Островского [2]:

$$\bar{f} = \left(\frac{3}{\text{Re}_q} \frac{4-3\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{0,45}{(\text{Re}_q \zeta)^{4/9}} + 0,042 \right) \rho_1 |\bar{v}_1 - \bar{v}_2| (\bar{v}_1 - \bar{v}_2) \zeta^3, \quad (3.11)$$

где критерий Рейнольдса рассчитывается по размеру частиц и относительной скорости:

$$\text{Re}_q = \frac{|\bar{v}_1 - \bar{v}_2| \delta \rho_1}{\mu_1}; \quad (3.12)$$

Здесь ζ - коэффициент извилистости.

Величина ζ зависит от формы частиц и плотности их упаковки.

Для шаров $\zeta \approx \varepsilon + 0,5\pi(1 - \varepsilon)$.

Для плотных слоев может быть принято $\zeta \sim 1.57$

3.2.1.3. Одномерные вертикальные дисперсные потоки.

Для однокомпонентных фаз при отсутствии фазовых переходов (в отсутствие испарения частиц, растворения, конденсации и т.п.) для одномерного случая вертикальных потоков уравнения сохранения массы и импульса такой модели существенно упрощаются:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial(\rho_1 \varepsilon_1)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho_1 \varepsilon_1 v_1) = 0 \\ \frac{\partial(\rho_2 \varepsilon_2)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho_2 \varepsilon_2 v_2) = 0 \\ \rho_1 \varepsilon_1 \frac{dv_1}{dt} = -\rho_1 \varepsilon_1 g - \varepsilon_1 \frac{\partial P}{\partial x} - \varepsilon_2 f_{12} S_2 \\ \rho_2 \varepsilon_2 \frac{dv_2}{dt} = -\rho_2 \varepsilon_2 g - \varepsilon_2 \frac{\partial P}{\partial x} + \varepsilon_2 f_{12} S_2 + \left\{ \varepsilon_2 \frac{\partial \sigma}{\partial x} \right\} \\ f_{12} = \left(\frac{3}{\text{Re}_q} \frac{4-3\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{0,45}{(\text{Re}_q \zeta)^{4/9}} + 0,042 \right) \rho_1 (v_1 - v_2) |v_{1x} - v_{2x}| \zeta^3 \\ \text{Re}_q = \frac{|\bar{v}_1 - \bar{v}_2| \delta \rho_1}{\mu_1} \\ \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 1 \end{array} \right. \quad (3.13)$$

Здесь x - координата вдоль оси, направленной вертикально вверх; V_1 , V_2 , и F – проекции скоростей фаз и силы межфазного взаимодействия на эту ось.

В системе уравнений (3.11) слагаемое $\left\{ \varepsilon_2 \frac{\partial \sigma}{\partial x} \right\}$ в уравнении сохранения импульса для дисперсной фазы взято в скобки, поскольку оно присутствует

только для плотного слоя, для взвешенного слоя, в котором частицы не контактируют друг с другом, данное слагаемое отсутствует.

В инженерной практике для расчетов псевдооживленных слоев или вертикального пневмотранспорта часто используют иное (отличное от (3.11)) аппроксимационное уравнение для силы межфазного взаимодействия (уравнение Аэрова-Тодеса [2]):

$$\varepsilon_1 \text{Re} = \frac{Ar \varepsilon_1^{4.75}}{18 + 0.6 \sqrt{Ar \varepsilon_1^{4.75}}} \quad (3.14)$$

где Ar – критерий Архимеда:

$$Ar = \frac{g \delta^3}{\mu_1^2} \Delta \rho \rho_1 \quad (3.15)$$

Если сравнить уравнения Островского (3.11) и Аэрова-Тодеса (3.14), можно заметить, что первое является аппроксимацией *силы* межфазного взаимодействия от относительной *скорости* (Re), а второе – аппроксимация относительной *скорости* (Re) от *сил* тяжести (Ar). Соответственно, выбор того или иного уравнения определяется удобством решения конкретной практической задачи – если известны силы в системе, то удобнее использовать уравнение Аэрова-Тодеса, если нет – уравнение Островского. Вместе с тем, необходимо заметить, что уравнение Аэрова-Тодеса имеет более ограниченную область применения – так, оно применимо для тех задач, в которых можно пренебречь всеми иными силами, кроме сил тяжести (силой инерции, силой трения о стенки канала и т.п). С этой точки зрения, уравнение Островского носит более общий характер.

3.2.2. Расчета систем пневмотранспорта.

3.2.2.1. Расчет вертикального пневмотранспорта.

Для одномерных вертикальных установившихся потоков система уравнений (3.13) может быть ещё упрощена. Так, можно ввести следующие упрощения:

1. Система является одномерной, т.е. можно рассматривать только одно направление – по вертикали;
2. Установившееся движение – все производные от времени равны нулю;
3. В общем случае влиянием переноса массы между фазами (испарение, сушка и т.п.) на движение фаз можно пренебречь;
4. Дисперсная фаза является разреженной – напряжения в дисперсной фазе равны нулю;

С учетом данных допущений система уравнений (3.13) сводится к виду:

$$\begin{cases} 0 = -\rho_1 \varepsilon_1 g - \varepsilon_1 \frac{dP}{dx} - f_{12} \varepsilon_2 S_2 \\ 0 = -\rho_2 \varepsilon_2 g - \varepsilon_2 \frac{dP}{dx} + f_{12} \varepsilon_2 S_2 \\ f_{12} = \left(\frac{3}{\text{Re} \zeta} \frac{4-3\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + 0.045(\text{Re} \zeta)^{-4/9} + 0.042 \right) \rho_1 (V_1 - V_2) |V_1 - V_2| \zeta^3 \\ \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 1 \end{cases} \quad (3.16)$$

$$\text{где } \text{Re} = \frac{(V_1 - V_2) \delta \rho_1}{\mu_1}$$

В инженерной практике уравнения (3.16) обычно преобразуют, путем сложения первых двух уравнений друг с другом и использования уравнения Аэрова-Тодеса, к виду:

$$\begin{cases} 1) \quad \frac{dP}{dx} = -(\rho_1 \varepsilon_1 + \rho_2 \varepsilon_2) g - (\text{grad} P_{TP}) \\ 2) \quad \text{Re} = \frac{Ar \varepsilon_1^{3.75}}{18 + 0.6 \sqrt{Ar \varepsilon_1^{4.75}}} \\ 3) \quad \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 1 \\ \text{где} \\ 4) \quad \text{Re} = \frac{(V_1 - V_2) \delta \rho_1}{\mu_1} \\ 5) \quad Ar = \frac{g \delta^3}{\mu_1^2} \Delta \rho \rho_1 \\ \text{расходы сплошной и дисперсной фаз:} \\ 6) \quad Q_1 = V_1 \varepsilon_1 \frac{\pi D^2}{4} \\ 7) \quad G_2 = V_2 \varepsilon_2 \rho_2 \frac{\pi D^2}{4} \end{cases} \quad (3.17)$$

В первом уравнении системы (3.17) добавлено слагаемое

$$\text{grad} P_{TP} = \frac{\Delta P_{TP}}{L_{TP}}, \quad (3.18)$$

которое учитывает потери давления ΔP_{TP} за счет гидравлического трения на стенах трубопровода приведенной длины L_{TP} .

Целью расчета пневмотранспортных установок, как правило, является определение диаметра трубопровода и требуемых напора и производительности воздухоподувки. Другими словами, задаются требуемый расход дисперсной фазы G_2 и свойства сплошной и дисперсной фаз – размер частиц δ , плотности ρ_1 и ρ_2 , вязкость воздуха μ_1 при рабочих условиях.

При рассмотрении системы уравнений (3.17) можно заметить, что на семь уравнений, входящих в систему, приходится девять неизвестных: dP/dx , ε_1 , ε_2 , V_1 , V_2 , D , Re , Ar , Q_1 .

Таким образом, данная система уравнений является неопределенной (имеющей бесчисленное множество решений) и для получения конкретного решения требуется ввести дополнительные ограничивающие условия. Ситуация усугубляется тем, что в системе уравнений имеются две степени свободы и, следовательно, необходимо ввести два дополнительных условия. Данное обстоятельство, по нашему мнению, отчасти объясняет тот факт, что, несмотря на распространенность систем пневматического транспорта, в настоящее время отсутствует однозначная и общепринятая методика его расчета. В технической литературе можно найти десятки различных методик расчета, слабо связанных друг с другом, и опирающихся главным образом на эмпирические соотношения.

Действительно, для одного и того же набора исходных данных можно получить множество различных решений и все они будут работоспособны и осуществимы! Например, если задаться высоким значением концентрации дисперсной фазы ε_2 и малой скоростью воздуха V_1 , в результате расчета получим небольшой диаметр трубопровода, невысокий расход воздуха Q_1 , но большие потери давления dP/dx . Следовательно, в качестве газодувной машины необходимо выбрать компрессор. Наоборот, если задаться низким значением концентрации дисперсной фазы ε_2 и большой скоростью воздуха V_1 , в результате расчета получим большой диаметр трубопровода, высокий расход воздуха Q_1 , но малые потери давления dP/dx . Следовательно, в качестве газодувной машины можно выбрать вентилятор. Экономический анализ полученных решений также не может однозначно предсказать оптимальный вариант – в первом случае с небольшим диаметром трубопровода получаем экономию на металлоёмкости, но требуется более дорогое оборудование (компрессор), во втором случае экономим на более дешёвом оборудовании (вентилятор), но проигрываем в металлоёмкости.

Таким образом, расчет состоит из нескольких этапов – в каждом конкретном случае требуется рассчитать несколько различных вариантов решения и провести технико-экономический анализ с целью выбора оптимального варианта (см. ниже пример 3.1).

Для сравнения различных установок пневмотранспорта вводят понятие расходной концентрации материала m :

$$m = \frac{G_2}{G_1} = \frac{V_2 \varepsilon_2 \rho_2}{V_1 \varepsilon_1 \rho_1} \quad (3.19)$$

Физический смысл расходной концентрации – показывает, какую массу материала транспортирует 1 кг воздуха. Данный параметр может изменяться в очень большом диапазоне – в реальных работающих установках расходная концентрация может изменяться от 0.8 до 400 и более кг/кг.

Как сказано выше, для получения однозначного решения системы уравнений (3.17) необходимо задаться значениями двух каких-либо параметров. В практических расчетах чаще всего задаются значениями скорости воздуха V_I и расходной концентрацией материала m .

При выборе скорости воздуха следует руководствоваться следующими критериями. Во-первых, очевидно, что рабочая скорость воздуха для пневмоподъемников должна быть больше, чем скорость витания одиночных частиц (если пневмотранспорт ведется сверху вниз – этот критерий несущественен). Скорость витания одиночной частицы может быть найдена из уравнения Аэрова-Тодеса при $\varepsilon_1 = 1$:

$$\text{Re}_1 = \frac{Ar}{18 + 0.6\sqrt{Ar}}$$

откуда

$$V_{\text{ВИТ}} = \frac{\text{Re}_1 \mu_1}{\delta \rho_1} \quad (3.20)$$

Во-вторых, скорость воздуха ограничена требованиями износостойкости и долговечности материала трубопровода. Так, для малоабразивных мягких материалов скорость V_I до 40÷50 м/с, в то время как для абразивных материалов рекомендуется выбирать значение V_I до 10 м/сек и менее. Для материалов, склонных к разрушению и истиранию также рекомендуется выбирать невысокие значения скорости воздуха. В каждом конкретном случае можно воспользоваться практическими рекомендациями из промышленного опыта (см. например, табл 4.1 в [5]).

Для расчета **потерь на гидравлическое трение** о стенки трубы в первом уравнении (3.17) можно воспользоваться корреляцией вида:

$$gradP = \left((\tau_{CT1} + \tau_{CT2}) \frac{4}{D} \right) \quad (3.21)$$

где τ_{CT1} и τ_{CT2} - касательные напряжения на стенке для сплошной и дисперсной фаз. Их значения можно найти, как

$$(\tau_{CT1} + \tau_{CT2}) = \tau_0 (1 + mk) = \lambda_0 \frac{\rho_1 V_1^2}{8} \left(1 + m \frac{\lambda_2}{\lambda_0} \right) \quad (3.22)$$

Здесь τ_0 — касательные напряжения на стенке трубы при движении чистого газа;

k — коэффициент Гастерштадта, равный отношению λ_2/λ_0 ;

λ_0 — коэффициент сопротивления чистого газа для гидравлически гладкой трубы;

λ_2 — коэффициент сопротивления для частиц.

Коэффициент сопротивления чистого газа для гидравлически гладкой трубы:

$$\lambda_0 = \frac{0.316}{Re_{TP}^{0.25}} \quad (3.23)$$

где

$$Re_{TP} = \frac{V_1 D \rho_1}{\mu_1}$$

Для вертикальных потоков коэффициент λ_2 может быть найден из полуэмпирической зависимости:

$$\lambda_2 = 5.5 \varepsilon_1 \frac{V_2}{V_1} \left(1 - \frac{\delta}{D} \right)^2 \frac{1}{Fr_2^{0.65}} \quad (3.24)$$

где критерий Фруда для частиц :

$$Fr_2 = \frac{V_2^2}{g \delta}$$

Потери давления на коленах определяются изменением скорости частиц при прохождении ими поворотов. В свою очередь, эти изменения зависят от положения поворота в пространстве (горизонтальное, горизонтально-вертикальное, вертикально-горизонтальное), типа материала и радиуса поворота. В практических расчетах потери на повороты и другие местные сопротивления учитывают путём увеличения расчетной длины трубопровода на т.н. «эквивалентные длины» соответствующих местных сопротивлений.

Так, для поворотов на 90° с отношением радиуса поворота к диаметру трубы $= 3$ эквивалентная длина принимается равной $2 \div 3$ м. Для переключателей и тройников эквивалентная длина принимается равной $8 \div 10$ м.

Внимание! Приведенная длина трубопровода с учетом эквивалентных длин используется только в расчете потерь на трение, не в расчетах потерь на подъём!

Разгонный участок (ввод материала в трубу): для расчета потерь давления следует учитывать потери на разгон частиц материала от нулевой начальной скорости до скорости установившегося движения V_2 . С учетом того, что мощность на разгон идет на увеличение кинетической энергии частиц, можно записать:

$$N = \Delta P_{\text{РАЗГ}} Q_1 = G_2 \frac{V_2^2}{2},$$

откуда потери на разгон

$$\Delta P_{\text{РАЗГ}} = \frac{G_2}{Q_1} \frac{V_2^2}{2} = m \rho_1 \frac{V_2^2}{2} \quad (3.25)$$

Пример 3.1: Рассчитать установку напорного пневмотранспорта для подъёма зернистого материала – выбрать диаметр трубопровода, определить необходимый расход воздуха и требуемый напор воздухоудвки.

Исходные данные:

Производительность $G_2 = 10$ т/час

Плотность материала $\rho_2 = 1800$ кг/м³

Размер частиц $\delta = 100$ мкм

Высота подъёма $H = 20$ м

Количество поворотов (колен) на трубопроводе $N_K = 2$.

Плотность воздуха при атмосферном давлении принять равной $\rho_{10} = 1.25$ кг/м³

Вязкость воздуха принять $\mu_1 = 18 \cdot 10^{-6}$ Па·с.

Решение:

1) На первом шаге переведем все размеры в одну систему единиц:

Производительность $G_2 = 10 \text{ т/час} = 2.78 \text{ кг/с}$

Размер частиц $\delta = 100 \text{ мкм} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$

2) Определяемся, какой вариант технического решения мы желаем получить.

Допустим, мы хотим получить низконапорную пневмотранспортную установку с использованием вентилятора в качестве воздуходувной машины. Поэтому нам следует выбирать небольшие значения расходной концентрации материала m , и достаточно высокие значения скорости воздуха V_1 .

3) Для расчета плотности воздуха необходимо задаться средним давлением в трубопроводе. С учетом того, что максимальный напор, создаваемый вентиляторами высокого давления, приблизительно равен $4000 \div 7000 \text{ Па}$, примем среднее давление в трубе равным 2000 Па . Примем давление на выходе равным атмосферному $P_0 = 1 \cdot 10^5 \text{ Па}$, тогда среднее (абсолютное) давление в трубе $P_{CP} = 102000 \text{ Па}$. Плотность воздуха при рабочем давлении равна

$$\rho_1 = \rho_{10} \frac{P_{CP}}{P_0} = 1.25 \frac{102000}{100000} = 1.275 \text{ кг/м}^3$$

4) Определим значение критерия Архимеда для частиц:

$$Ar = \frac{g \delta^3}{\mu_1^2} \Delta \rho \rho_1 = 69.44$$

5) Найдём скорость витания одиночных частиц (см. 3.20):

$$Re_1 = \frac{Ar}{18 + 0.6 \sqrt{Ar}} = 3.02$$

откуда

$$V_{внт} = \frac{Re_1 \mu_1}{\delta \rho_1} = 0.43 \text{ м/с}$$

6) Задаемся значением расходной концентрации материала $m = 2.0 \text{ кг/кг}$.

Скорость воздуха должна быть заведомо выше скорости витания, примем $V_1 = 40 \text{ м/с}$.

7) Находим массовый расход воздуха G_1 :

$$G_1 = \frac{G_2}{m} = 1.39 \text{ кг/с.}$$

8) Определяем требуемый диаметр трубопровода

$$D = \sqrt{\frac{4Q_1}{\pi}} = 0.186 \text{ м.}$$

9) Определяем параметры двухфазного течения
Обозначим относительную скорость фаз как

$$V_{OTH} = V_1 - V_2$$

Для определения параметров двухфазного потока (ε_1 , ε_2 , V_2) необходимо решить совместно уравнения 2), 3), 4) и 7) системы (3.17). Перепишем данные уравнения в следующем виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} a) \quad V_2 = V_1 - V_{OTH} \\ b) \quad \varepsilon_2 = \frac{4G_2}{\pi D^2 V_2 \rho_2} \\ c) \quad \varepsilon_1 = 1 - \varepsilon_2 \\ d) \quad Re = \frac{Ar \varepsilon_1^{3.75}}{18 + 0.6 \sqrt{Ar \varepsilon_1^{4.75}}} \\ e) \quad V_{OTH} = (V_1 - V_2) = \frac{Re \mu_1}{\delta \rho_1} \end{array} \right.$$

Будем решать полученную систему итерационным методом. На первом шаге в качестве V_{OTH} примем скорость витания одиночной частицы $V_{ВИТ}$. Затем последовательно вычисляем уравнения $a)$, $b)$, $c)$, $d)$ и $e)$, получив в итоге новое значение V_{OTH} . В случае расхождения полученного значения с принятым на первом шаге повторяем цикл вычислений до тех пор, пока значения V_{OTH} не перестанет изменяться (достаточно повторять итерации до 3-4 значащих цифр). Ниже в таблице приведено итерационное решение для данной задачи. Как видно, для получения сходящегося решения хватило трёх итераций:

№ шага	V_{OTH}	V_2	ε_2	ε_1	Re'	V_{OTH}
1	0.4262	39.574	0.00143	0.99857	3.00512	0.4243
2	0.4243	39.576	0.00143	0.99857	3.00513	0.4243
3	0.4243	39.576	0.00143	0.99857	3.00513	0.4243

10) Приведенную (расчетную) длину трубопровода примем равной высоте подъёма с учетом эквивалентных длин колен (поворотов):

$$L_{ПР} = H + N_K \cdot l_{ЭКВ} = 20 + 2 \cdot 2.5 = 25 \text{ м}$$

Далее, определяем потери давления на гидравлическое трение в трубе по уравнениям (3.21 - (3.24).

– Критерий Рейнольдса в трубе $Re_{ТР} = \frac{V_1 D \rho_1}{\mu_1} = 5.28 \cdot 10^5$

– Коэффициент гидравлического трения для чистого воздуха

$$\lambda_0 = \frac{0.316}{\text{Re}_{TP}^{0.25}} = 0.012$$

– Критерий Фруда $Fr_2 = \frac{V_2^2}{g\delta} = 1.60 \cdot 10^6$

– Коэффициент сопротивления материала

$$\lambda_2 = 5.5\varepsilon_1 \frac{V_2}{V_1} \left(1 - \frac{\delta}{D}\right)^2 \frac{1}{Fr_2^{0.65}} = 0.00054$$

– Касательные напряжения

$$(\tau_{CT1} + \tau_{CT2}) = \lambda_0 \frac{\rho_1 V_1^2}{8} \left(1 + m \frac{\lambda_2}{\lambda_0}\right) = 3.25 \text{ Па}$$

– Потери на гидравлическое трение

$$\Delta P_{TP} = L_{TP} \text{grad} P = \left((\tau_{CT1} + \tau_{CT2}) \frac{4}{D} \right) L_{TP} = 1744 \text{ Па}$$

– Градиент давления

$$\frac{dP}{dx} = -(\rho_1 \varepsilon_1 + \rho_2 \varepsilon_2) g = 37.8 \text{ Па/м}$$

– Потери давления на подъём

$$\Delta P_H = H \frac{dP}{dx} = 2623 \text{ Па}$$

– Потери на разгонном участке (см. ур-е (3.25))

$$\Delta P_{PA3T} = \frac{G_2}{Q_1} \frac{V_2^2}{2} = m \rho_1 \frac{V_2^2}{2} = 1997 \text{ Па.}$$

11) Окончательно находим общие потери давления (требуемый напор газодувки)

$$\Delta P_{\text{ОБЩ}} = \Delta P_{TP} + \Delta P_H + \Delta P_{PA3T} = 6364 \text{ Па}$$

и объёмный расход при рабочем давлении:

$$Q_1 = \frac{G_1}{\rho_1} = 1.09 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Объёмный расход, приведённый к нормальным условиям:

$$Q_{1\text{НОРМ}} = Q_1 \frac{P_{CP}}{P_0} = 1.11 \text{ м}^3/\text{с}$$

Для удобства выбора воздуходувок переведём полученное значение в единицы измерения, встречающиеся в каталогах оборудования:

$$Q_{1\text{НОРМ}} = 1.11 \text{ м}^3/\text{с} = 67 \text{ м}^3/\text{мин} = 4.0 \text{ тыс. м}^3/\text{час}$$

12) Проверка правильности выбора среднего давления P_{CP} в трубопроводе (см.

п.3):

$$P_{CP} = P_0 + 0.5\Delta P_{ОБЩ} = 103182 \text{ Па.}$$

Как видно, полученное значение среднего давления в трубопроводе отличается от принятого ранее в п.3 всего на 1%.

Внимание! Если полученное в результате расчета среднее давление в трубопроводе отличается от принятого в начале более чем на 5%, необходимо задаться новым значением P_{CP} и повторить расчет.

Результат решения

Произведен расчет низконапорного пневмоподъёмника производительностью по материалу $G_2 = 10 \text{ т/час}$.

Расчетный диаметр трубопровода $D = 186 \text{ мм}$.

Исходные данные для выбора газодувки:

Напор – 6344 Па;

Производительность – $67 \text{ м}^3/\text{мин}$ (4.0 тыс. $\text{м}^3/\text{час}$)

Указанным параметрам, например, соответствует вентилятор высокого давления ВР 132-28/6.3, имеющий следующие параметры (см. приложение А)

ВР 132-28	Типо размер э/д	Мощность э/д, (кВт)	Частота вращения рабочего колеса, мин-1	Производительность тыс. м3/час	Полное давление, Па	Масса не более, кг
6,3	АИР180S2	22	2940	4,6-7,2	7800-7600	327

Варианты технического решения.

Как указывалось выше, особенность расчета пневмотранспорта состоит в том, что при одних и тех же исходных данных возможно получение различных технических решений, сильно отличающихся друг от друга, как режимными параметрами, так и аппаратным оформлением.

Повторим расчет установки пневмоподъёмника с теми же исходными данными, но с другими начальными установками:

Задаемся значением расходной концентрации материала $m = 2.0 \text{ кг/кг}$.

Скорость воздуха примем $V_I = 40 \text{ м/с}$.

Среднее давление в трубопроводе $P_{CP} = 4.1 \cdot 10^5 \text{ Па}$ (4.1 ата)

Результат решения

Расчетный диаметр трубопровода $D = 38 \text{ мм}$.

Исходные данные для выбора газодувки:

Напор – $6.21 \cdot 10^5 \text{ Па}$;

Производительность – $2.95 \text{ м}^3/\text{мин}$ (0.177 тыс. $\text{м}^3/\text{час}$)

Указанным параметрам, например, соответствует винтовой компрессор ВК-56М, имеющий следующие параметры (см. приложение Б)

Модель	технические характеристики				
	Расход	Давление	Привод	Габариты	Масса
	л/мин	атм	кВт	мм	кг
ВК-56М	3000	10	22	1450x1150x1310	620

Как видим, мы получили два различных варианта технического решения - в первом случае экономим на более дешёвом оборудовании (вентилятор), но проигрываем в металлоёмкости трубопровода, во втором случае с небольшим диаметром трубопровода получаем экономию на металлоёмкости, но требуется более дорогое оборудование (компрессор).

3.2.2.2. Расчет горизонтальных участков пневмотранспорта.

При движении двухфазного потока по горизонтальной трубе его структура претерпевает существенные изменения. При низких концентрациях основная масса частиц находится во взвешенном состоянии, однако величина $(1 - \epsilon)$ значительно увеличивается ко дну трубы (рис. 3.11, а). При высоких концентрациях наблюдается движение материала по дну трубы в виде волн, гребней (рис. 3.11, б).

В последнее время появились исследования пневматического транспорта в плотном слое. Этот вид транспорта сводится к организации в пневмотранспортной трубе движения материала в виде поршней, полностью перекрывающих поперечное сечение трубы (рис. 3.11, в).. Этот процесс обеспечивается определенной подачей газа и материала в трубу.

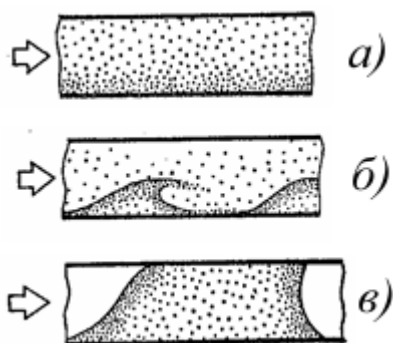


Рис. 3.11. Структуры горизонтального двухфазного потока при пневматическом транспорте

Для расчета потерь давления на горизонтальном (или наклонном) участке длиной L_r можно воспользоваться уравнением, аналогичным (3.22):

$$\frac{\Delta P_r}{L_r} = -(\rho_1 \varepsilon_1 + \rho_2 \varepsilon_2)g \cdot \sin \alpha - \lambda_0 \frac{1}{D} \frac{\rho_1 V_1^2}{2} \left(1 + m \frac{\lambda_2}{\lambda_0} \right), \quad (3.26)$$

где α – угол наклона трубы к горизонтали.

Для горизонтальных труб и порошкообразных материалов с $\delta_3 < 150$ мкм:

$$\lambda_2 = \frac{2.1 \cdot Fr_B^{0.25}}{m^{0.3} \left(\frac{\delta}{D} \right)^{0.1} Fr^{0.5}} \quad (3.27)$$

где

$$Fr_B = \frac{v_B^2}{Dg};$$

$$Fr = \frac{v^2}{Dg}.$$

Для горизонтальных труб и зернистых материалов с $0 < \delta_3 < 40$ мм:

$$\lambda_2 = 2.7C \left(m + \frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{-1} \frac{D}{\delta} \frac{V_1}{V_2} \left(1 - \frac{V_2}{V_1} \right)^2 \quad (3.28)$$

где отношение скоростей газа и материала:

$$\frac{V_1}{V_2} = 1 + 0.01 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{\delta}{D} \right)^{\frac{2}{3}} \left(1 + \frac{200}{Fr - Fr_B} \right) \quad (3.29)$$

$$\frac{v_1}{v_2} = 1 + C^* \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{\delta_3}{D} \right)^{\frac{2}{3}} \left(1 + \frac{200}{Fr - Fr_B} \right).$$

коэффициент сопротивления при обтекании частиц в уравнении (3.28) может быть найден, например по формуле Клячко:

$$C = \frac{24}{Re} + \frac{4}{Re^{1/3}} \quad \text{при} \quad 1 < Re < 1000 \quad (3.30)$$

$$\text{где } Re = \frac{(V_1 - V_2) \delta \rho_1}{\mu_1}$$

3.3. Аэрожелобы

Этот вид транспортной установки (рис. 3.11) основан на способности зернистой среды в состоянии псевдооживления течь наподобие жидкости. При обычном наклоне канала ($\alpha = 2 \div 6^\circ$) материал течет под действием сил тяжести в сторону наклона аэрожелоба. При низких скоростях течения псевдооживленного слоя ($w = 0,5 \div 5$ м/с) истирание материала и пористой перегородки незначительно.

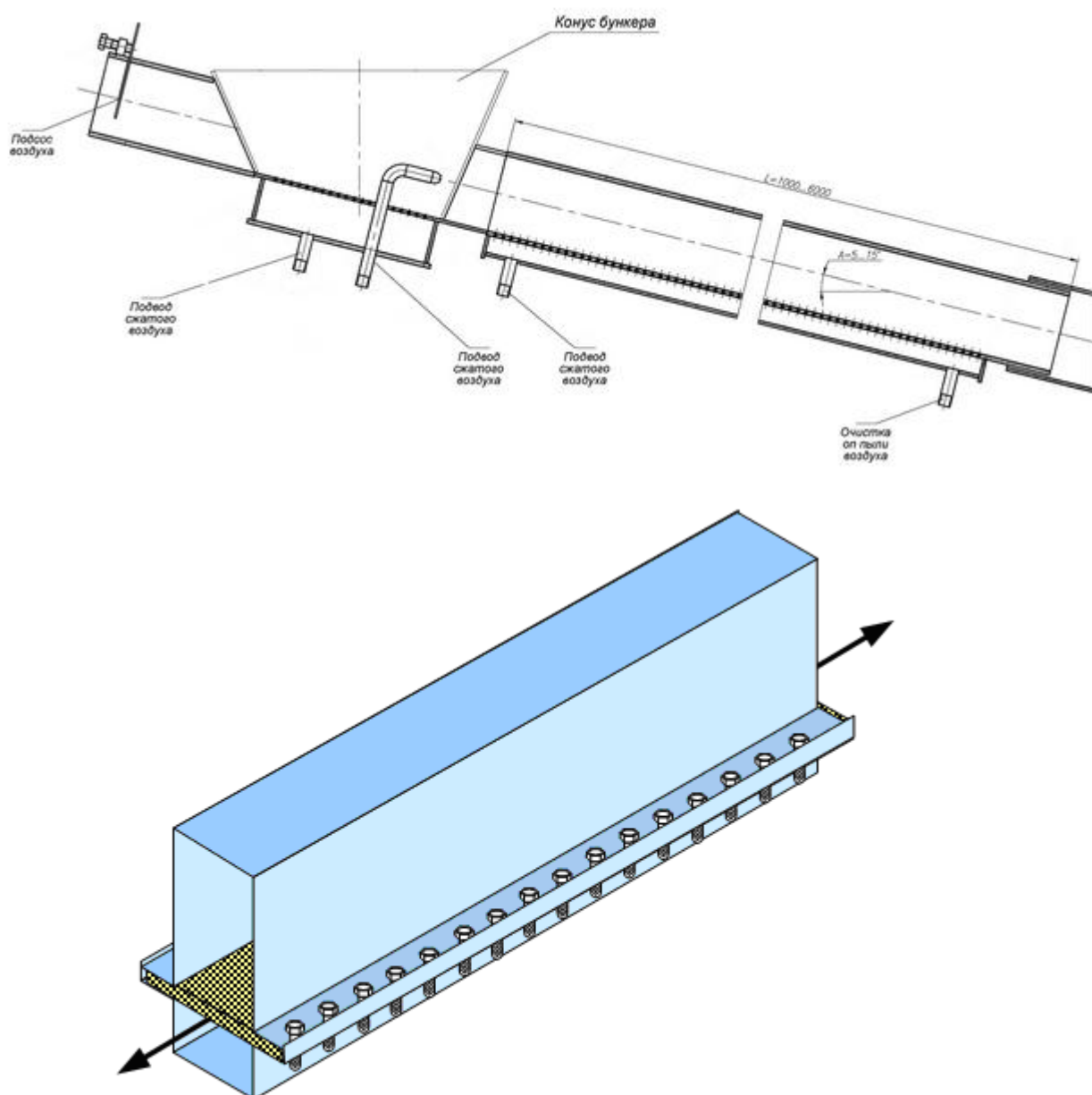


Рис. 3.12. Аэрожелоб

3.3.1. Промышленные конструкции аэрожелобов

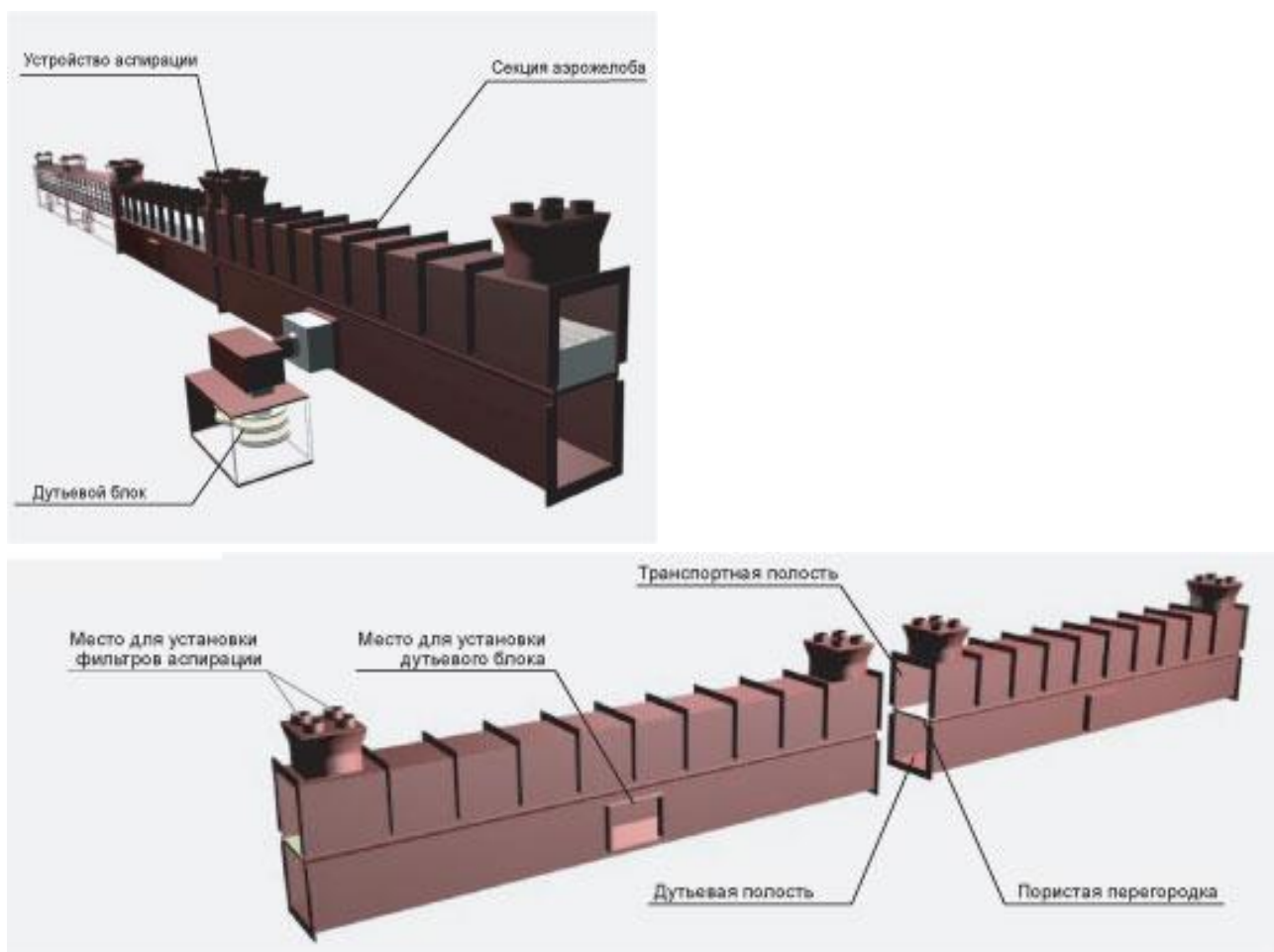


Рис. 3.13. Модульный аэрожелоб АО ТоксСОФТ

Секции являются унифицированными. Каждая секция имеет отверстия для установки дутьевого блока, контрольно-измерительных датчиков и приспособления для установки фильтров сброса избыточного давления (аспирации). Конструкция секции позволяет эксплуатировать ее при температуре окружающего воздуха до 160 °С. Торцы секций снабжены фланцами для герметичного соединения полостей соседних секций при монтаже аэрожелоба. Герметичность обеспечивается за счет специальной герметизирующей прокладки. В тех случаях, когда требуется обеспечить гальваническое разделение участков аэрожелоба, применяются специальные изолирующие герметизирующие прокладки. Длина секции варьируется в пределах от 1 до 4 метров, а количество секций в транспортном модуле от 1 до 4, в зависимости от типа транспортируемого материала и конструктивных особенностей строительных конструкций и технологического оборудования, через которые проходит аэрожелоб.

Устройство аспирации представляет собой несколько небольших рукавных фильтров из фильтровальной ткани, укрепленных на горловинах воздухоотводящих отверстий секции. Благодаря небольшой массе проходящего через них воздуха фильтры практически не забиваются. Обслуживание фильтров аспирации сводится к периодическому (не чаще 2 раз в месяц) вытряхиванию фильтров вручную без съема их с горловин.

3.3.2. Расчет установок аэрожелобов

Расчетом определяются расход газа, необходимый для псевдоожижения материала, и площадь поперечного сечения транспортного канала, обеспечивающего заданную производительность.

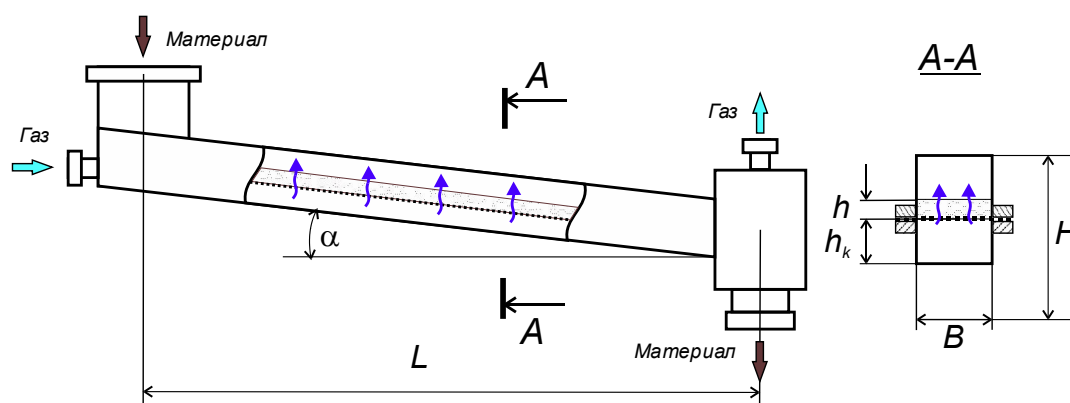


Рис. 3.14. К расчету аэрожелоба

Производительность по материалу G определяется уравнением

$$G = \rho_2 (1 - \varepsilon_1) W_{\Gamma} B h, \quad (3.31)$$

где W_{Γ} – горизонтальная скорость течения квазигомогенной среды, м/с;

B – ширина аэрожелоба, м;

h – высота слоя псевдоожиженного материала, м.

Скорость течения квазигомогенной среды W_{Γ} можно найти из известного из курса гидравлики уравнения Дарси — Вейсбаха:

$$\Delta P = \lambda \frac{L_{\Gamma}}{D_{\text{э}}} \frac{\rho_{\text{см}} W_{\Gamma}^2}{2}, \quad (3.32)$$

в котором разница гидростатического давления по длине желоба равна

$$\Delta P = \rho_{\text{см}} g L \sin \alpha, \quad (3.33)$$

плотность псевдожидкости

$$\rho_{CM} = \rho_2(1 - \varepsilon_1), \quad (3.34)$$

а эквивалентный (гидравлический) диаметр транспортного канала

$$D_{\text{э}} = \frac{4F}{\Pi} = \frac{4Bh}{2h + B}, \quad (3.35)$$

где $F=Bh$ – площадь поперечного сечения потока; $\Pi=2h+B$ – длина смоченного периметра.

Коэффициент гидравлического трения λ определяется из опытных данных. В частности, если воспользоваться эмпирическими уравнениями для производительности желоба, то по данным [3]

$$\lambda = \frac{19.6D_{\text{э}}}{C^2 B}, \quad (3.36)$$

где эмпирический коэффициент $C \sim 10$;

Объемный расход газа определяется из очевидного соотношения

$$Q_1 = V_1 \varepsilon_1 B L_{\Gamma}, \quad (3.37)$$

где L и B — длина и ширина транспортного канала;

V_1 — вертикальная скорость газа при псевдоожижении материала;

ε_1 — пористость псевдоожиженного слоя.

Параметры псевдоожиженного слоя (V_1 и ε_1) можно найти из модели взаимопроникающих континуумов для одномерных вертикальных потоков (см. п. 3.2.1.3). С учетом того, что вертикальная составляющая скорости дисперсной фазы может быть принята равной нулю, система уравнений (3.17) может быть преобразована к виду

$$\left\{ \begin{array}{l} 1) \quad \frac{\Delta P}{h} = -(\rho_1 \varepsilon_1 + \rho_2 \varepsilon_2)g \\ 2) \quad \text{Re} = \frac{Ar \varepsilon_1^{3.75}}{18 + 0.6 \sqrt{Ar \varepsilon_1^{4.75}}} \\ 3) \quad \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 1 \\ \text{где} \\ 4) \quad \text{Re} = \frac{V_1 \delta \rho_1}{\mu_1} \\ 5) \quad Ar = \frac{g \delta^3}{\mu_1^2} \Delta \rho \rho_1 \\ \text{расходы воздуха на псевдоожижение :} \\ 6) \quad Q_1 = V_1 \varepsilon_1 B L_{\Gamma} \end{array} \right. \quad (3.38)$$

Здесь мы сталкиваемся с ситуацией, аналогичной в расчете вертикального пневмотранспорта (см. 3.2.2.1) – на шесть уравнений приходится восемь неизвестных – B , h , ΔP , V_I , ε_I , ε_2 , Re , Ar . Таким образом, два каких-либо параметра требуется задать априори, руководствуясь какими-либо дополнительными техническими требованиями.

Обычно задаются дополнительным условием, например предельной высотой слоя (так, чтобы $\varepsilon_I > \varepsilon_{ПС} \approx 0.40$), или же задают требуемое значение **числа псевдоожижения** $W_{ПС}$, выражающего отношение скорости газа к «скорости начала псевдоожижения». Значение $W_{ПС}$ обычно выбирают в интервале $1.3 \div 2.5$. Также, ограничивают высоту слоя h с тем, чтобы уложиться в приемлемые потери давления ΔP , соответствующие напору питающего вентилятора.

Скорость начала псевдоожижения может быть найдена из уравнения Аэрова-Тодеса при $\varepsilon_I = \varepsilon_{ПС} \approx 0.45$ (здесь $\varepsilon_{ПС} \approx 0.45$ - «пористость в состоянии рыхлой насыпки», см. 3.2.1.1):

$$Re = \frac{Ar \varepsilon_{ПВ}^{4.75}}{18 + 0.6 \sqrt{Ar \varepsilon_{ПВ}^{4.75}}} \approx \frac{Ar}{1400 + 5.22 \sqrt{Ar}} \quad (3.36)$$

Из уравнения Аэрова-Тодеса можно решить и обратную задачу – найти порозность слоя ε_I при известной скорости газа:

$$\varepsilon_I \approx \left(\frac{18 Re + 0.36 Re^2}{Ar} \right)^{0.21} \quad (3.37)$$

Общая высота короба аэрожелоба

Общая высота короба аэрожелоба складывается из высоты слоя, высоты подводящего газохода под газораспределительной решеткой и высоты газовой подушки над псевдоожиженным слоем. Из соображений минимизации потерь давления в газоходах скорость воздуха $W_{ПРЕД}$ в них ограничивают значениями не более $1 \div 3$ м/с.

Отсюда высота h_k подводящего газохода под газораспределительной решеткой (см. рис. 3.14) равна

$$h_k = \frac{Q_1}{BW_{ПРЕД}} \quad (3.38)$$

Полная высота короба аэрожелоба равна

$$H \geq h + 2h_k \quad (3.39)$$

Пример 3.2: Рассчитать аэрожелоб для транспортировки сыпучего материала на расстояние – выбрать размеры короба аэрожелоба, определить необходимый расход воздуха и требуемый напор воздуходувки.

Исходные данные:

Производительность $G_2 = 300$ т/час

Плотность материала $\rho_2 = 1800$ кг/м³

Размер частиц $\delta = 100$ мкм

Длина аэрожелоба $L_{\Gamma} = 10$ м

Плотность воздуха при атмосферном давлении принять равной $\rho_1 = 1.25$ кг/м³

Вязкость воздуха принять $\mu_1 = 18 \cdot 10^{-6}$ Па·с.

Решение:

1) На первом шаге переведем все размеры в одну систему единиц:

Производительность $G_2 = 10$ т/час = 2.78 кг/с

Размер частиц $\delta = 100$ мкм = $1 \cdot 10^{-4}$ м.

2) Определим значение критерия Архимеда для частиц:

$$Ar = \frac{g\delta^3}{\mu_1^2} \Delta\rho\rho_1 = 68.13$$

3) Находим скорость воздуха начала псевдоожижения (3.36):

$$Re_0 = \frac{Ar}{1400 + 5.22\sqrt{Ar}} = 0.0472$$

откуда

$$V_{10} = \frac{Re_0 \mu_1}{\delta\rho_1} = 6.80 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$$

4) Примем значение числа псевдоожижения $W_{\text{ПС}}=2.0$

Тогда рабочая скорость воздуха равна

$$V_1 = W_{\text{ПС}} V_{10} = 1.36 \cdot 10^{-2} \text{ м/с}$$

5) Значение критерия Рейнольдса и порозность псевдоожиженного слоя при рабочей скорости:

$$Re = \frac{V_1 \delta \rho_1}{\mu_1} = 0.0944$$

$$\varepsilon_1 = \left(\frac{18 Re + 0.36 Re^2}{Ar} \right)^{0.21} = 0.46$$

6) Плотность смеси в псевдооживленном слое:

$$\rho_{CM} = \rho_2(1 - \varepsilon_1) = 970.5 \text{ кг/м}^3$$

7) Примем допустимый перепад давления на слое $\Delta P_{доп} = 1000 \text{ Па}$ (Обычный напор стандартных вентиляторов – до 6000÷7000 Па, однако следует учесть сопротивление рукавных фильтров в аспирационном устройстве, потери давления на подводящих воздуховодах и т.п.).

Тогда из уравнения 1) системы уравнений (3.38) находим максимальное значение высоты слоя:

$$h = \frac{(\rho_1 \varepsilon_1 + \rho_2 \varepsilon_2)g}{\Delta P} = 0.105 \text{ м}$$

Примем окончательно высоту слоя $h = 0.1 \text{ м} = 100 \text{ мм}$

8) Примем угол наклона канала аэрожелоба равным $\alpha = 4^\circ$

Тогда разница гидростатического давления по длине желоба равна

$$\Delta P = \rho_{CM} g L \sin \alpha = 13282 \text{ Па.}$$

9) Для определения рабочей ширины канала В аэрожелоба необходимо решить совместно уравнения (3.31-3.33). Будем решать эти уравнения методом последовательного приближения.

а) На первом шаге примем ориентировочное значение ширины канала $B = 0.6 \text{ м}$.

б) Эквивалентный (гидравлический) диаметр транспортного канала (3.35)

$$D_{\text{э}} = \frac{4F}{\Pi} = \frac{4Bh}{2h + B} = 0.3 \text{ м.}$$

в) Коэффициент гидравлического трения λ (3.36)

$$\lambda = \frac{19.6 D_{\text{э}}}{C^2 B} = 0.098$$

г) Из уравнения (3.32) находим горизонтальную скорость течения квазигомогенной среды

$$W_{\Gamma} = \sqrt{\frac{2 \Delta P D_{\text{э}}}{\lambda L_{\Gamma} \rho_{CM}}} = 2.05 \text{ м/с}$$

д) Из уравнения (3.31) находим требуемую ширину канала аэрожелоба

$$B = \frac{G}{\rho_{CM} W_{\Gamma} h} = 0.42 \text{ м.}$$

Как видно, расчетное значение ширины канала значительно отличается в принятого на шаге а) значения (0.6 м).

Примем уточненное значение ширины канала $B = 0.5$ м и повторим вычисления по шагам б) в) г) и д). В результате новое вычисленное $B = 0.46$ м, что удовлетворительно согласуется с принятым значением 0.5 м. Таким образом, окончательно принимаем $B = 0.5$ м. (при необходимости, повторять циклические вычисления по шагам б) – д) несколько раз).

10) Требуемый расход воздуха на псевдоожижение (3.37)

$$Q_1 = V_1 \varepsilon_1 B L_{\Gamma} = 0.109 \text{ м}^3/\text{с} = 6.53 \text{ м}^3/\text{мин} = 0.39 \text{ тыс. м}^3/\text{час}$$

11) Для расчета общей высоты канала примем допустимую скорость воздуха в газоходе $W_{\text{ПРЕД}} = 1.5$ м/с. Тогда высота газохода

$$h_K = \frac{Q_1}{B W_{\text{ПРЕД}}} = 0.18 \text{ м}$$

И полная высота короба

$$H \geq h + 2h_K = 0.46 \text{ м.}$$

Окончательно примем $H = 0.5$ м.

Результат решения

Ширина канала аэрожелоба $B = 500$ мм.

Высота короба $H = 500$ мм

Уклон канала аэрожелоба $\alpha = 4^\circ$

Исходные данные для выбора газодувки:

Напор – не менее 1000 Па;

Производительность – 6.53 м³/мин (0.39 тыс. м³/час)

Указанным параметрам, например, соответствует вентилятор высокого давления ВР 132-28/6.3, имеющий следующие параметры (см. приложение А)

ВР 132-28	Типо размер э/д	Мощность э/д, (кВт)	Частота вращения рабочего колеса, мин-1	Производительность тыс. м3/час	Полное давление, Па	Масса не более, кг
5	АИР112М2	7,5	2850	2,2-4,7	4640-4300	124/205

Глава 4. Гидравлический транспорт.

Гидравлический транспорт - вид промышленного транспорта, осуществляющий перемещения груза в виде гидросмеси (пульпы) в трубопроводах или лотках. Различают напорный гидравлический транспорт - гидравлический промышленный транспорт, трубопровод которого работает при избыточном внутреннем давлении гидросмеси по сравнению с атмосферным, и безнапорный гидравлический транспорт, трубопровод которого работает при неполном наполнении гидросмесью (со свободной поверхностью потока) [7, 18].

Основные области применения гидротранспорта в строительной промышленности:

- транспорт строительных растворов;
- транспорт бетонных смесей;
- транспортирование сырьевых материалов (песка, щебня).

4.1. Физико-механические свойства гидросмесей

Классификация гидросмесей по реологическим свойствам:

1. Псевдовязкие суспензии – размер частиц до 100 мкм;
2. Псевдовязкие гидросмеси с заполнителями – концентрация крупного заполнителя (1 – 3 мм) – до 0.25;
3. Псевдовязкопластичные суспензии – дисперсная среда только из тонких классов (<63 мкм)
4. Псевдовязкопластичные гидросмеси с заполнителями – концентрация крупного заполнителя (1 – 3 мм) – до 0.25.

Реологические свойства дисперсных систем - характеризуют подвижность жидкости под влиянием внешних воздействий. Математически представляются в виде зависимости касательных напряжений τ , возникающих в текущей среде от градиента скорости dv_x/dy между слоями жидкости (см. рис. 4.1.)

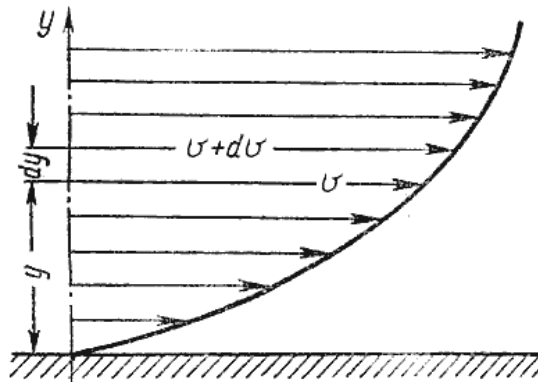


Рис. 4.1. Профиль скоростей при течении вязкой жидкости вдоль стенки

В зависимости от вида реологической кривой все жидкости классифицируют на ньютоновские жидкости (с линейной зависимостью τ от dv_x/dy) и неньютоновские (с нелинейной зависимостью).

1) **Ньютоновские** жидкости (вода, большинство чистых жидкостей, газы):

$$\tau = \mu \frac{dv_x}{dy} \quad (4.1)$$

здесь τ – касательные напряжения сдвига, вызывающее течение жидкости
 dv_x/dy – градиент скорости, т.е. различие в скорости ламинарного течения двух слоев жидкости, отстоящих друг от друга на расстоянии x , отнесенное к этому расстоянию;

μ – коэффициент динамической вязкости, Па·с.

Неньютоновские жидкости (суспензии, пасты, гидросмеси):

2) Псевдовязкие суспензии – дисперсная среда состоит из частиц только тонких классов (<63 мкм)

$$\tau = k \left(\frac{du}{dy} \right)^n \quad (4.2)$$

3) Псевдопластичные суспензии – гидросмеси с дисперсными частицами размером более 100 мкм; их реологическая характеристика имеет вид

$$\tau = \tau_0 + k \frac{du}{dy} \quad (4.3)$$

4) Псевдовязкопластичные гидросмеси с заполнителями – дисперсная среда состоит из частиц как мелких, так и крупных классов, концентрация крупного заполнителя (более 1 мм) – до 0.25.

$$\tau = \tau_0 + k \left(\frac{du}{dy} \right)^n \quad (4.4)$$

Предельные концентрации дисперсной среды в смеси –

- для тонкоизмельченных материалов $\varepsilon_2 \leq 0,4 \sim 0,5$;
- для мелкозернистых $\varepsilon_2 \leq 0,35 \sim 0,45$;
- для кусковых $\varepsilon_2 \leq 0,2 \sim 0,25$;

Требования к **бетонным смесям**, перекачиваемым по трубам:

- Оптимальная подвижность бетонной смеси (по осадке стандартного конуса) – 8-10 см. Смесь с осадкой стандартного конуса 15-18 см и более не рекомендуется транспортировать по трубам, так как при этом из потока выпадает крупный заполнитель и образует пробки. Жесткие смеси с

осадкой конуса 1-3 см также непригодны к транспортированию – они малоподвижны.

- Размеры зерен крупного заполнителя – не более 1/3 внутреннего диаметра труб.
- Оптимальное содержание тонких фракций песка (0.15 мм) – не более 5%, а мелкого песка с крупностью до 0.3 мм – не более 20% от общего количества мелкозернистого заполнителя.

Бетонные смеси и строительные растворы строго говоря по своим реологическим свойствам относятся к группе псевдовязкопластичных сред. Однако в практических расчетах допускается некоторое упрощение и их рассматривают как сугубо псевдопластичные (иначе подобные среды называют средами Шведова-Бингама, или просто Бингамовскими), имеющими реологическую характеристику вида (4.3):

$$\tau = \tau_0 + k \frac{du}{dy}.$$

Здесь τ_0 – начальное напряжение сдвигу, Па;

k - наблюдаемая вязкость, Па·с.

Параметры τ_0 и k , входящие в уравнение (4.3) в общем случае определяются составом бетонной смеси или строительного раствора – а именно соотношением воды, цемента и песка. На графиках (4.2)-(4.5) показаны значения τ_0 и k , для различных соотношений смеси вода:цемент:песок.

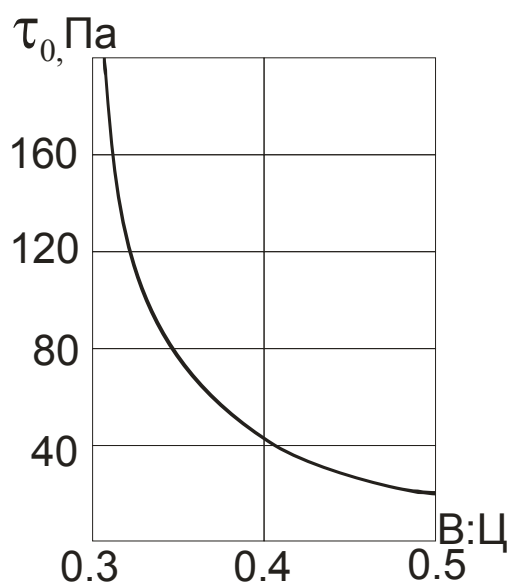


Рис.4.2.Зависимость начального сопротивления сдвигу τ_0 от соотношения Вода:Цемент для цементного теста

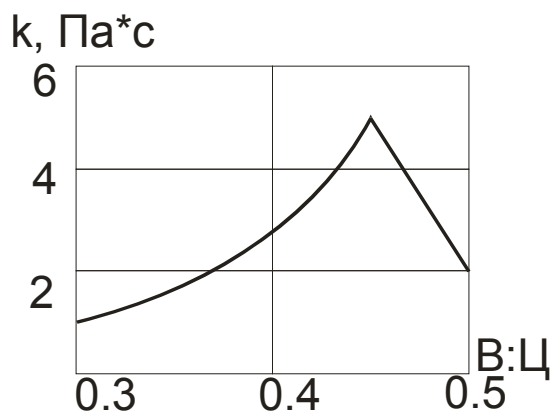


Рис.4.3. Зависимость наблюдаемой вязкости k от соотношения **Вода:Цемент** для цементной смеси.

Рис. 4.4. Зависимость отношения начального напряжения сдвига τ_0 и от соотношения **Смесь:Песок**.

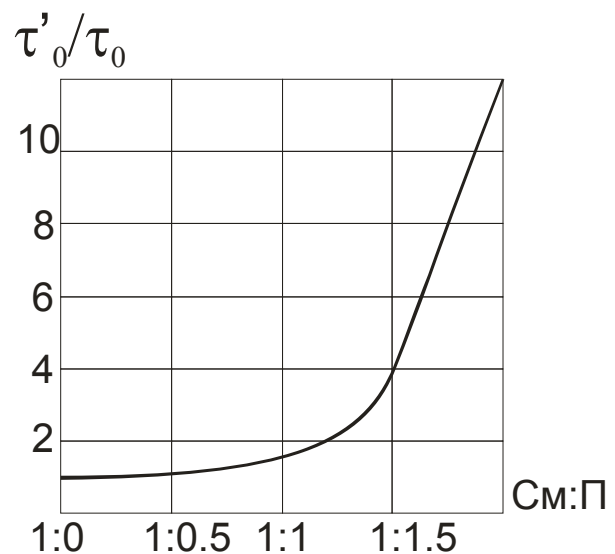
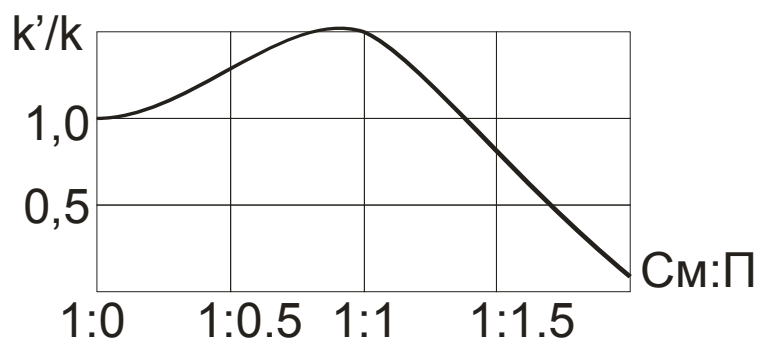


Рис. 4.5. Зависимость отношения наблюдаемой вязкости k соотношения **Смесь:Песок**.



Добавки пластификаторов уменьшают значения t_0 и k на 15-30 %

Значение начального сопротивления сдвигу τ_0 определяет минимальный перепад давления на трубопроводе длиной L , необходимый для начала движения смеси по трубе:

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{4\tau_0}{D} \quad (4.5)$$

Значение наблюдаемой вязкости k влияет на потери давления при установившемся движении смеси по трубопроводу с заданной скоростью (подробнее о расчете потерь давления см. ниже в п. 4.4).

4.2. Машины для транспортирования бетонных и растворных смесей

Транспортирование бетонных и растворных смесей от места их приготовления к месту укладки осуществляется различными типами машин в зависимости от дальности и условий перемещения, состава смеси, характера сооружаемого объекта, объемов и технологии выполняемых работ.

- Диафрагменно-плунжерного типа.
- Гидравлические бетононасосы.
- Шнековые растворонасосы или героторные растворонасосы.
- Пневмонагнетатели.
- Перистальтические (шланговые) насосы.

4.2.1. Диафрагменно-плунжерные нагнетатели.

Насосы диафрагменно-плунжерные предназначены для перекачивания суспензий, растворов, шликеров с влажностью до 50 %. Работают автономно и в составе оборудования (распылительные сушилки, установки циркуляционного помола и пр.).

Насосы состоят из камеры плунжерной, предохранительного клапана, кривошипно-шатунного механизма, станины, трубопроводов, колпака воздушного, привода, кожухов (см. рис. 4.6.).

Электродвигатель 16 посредством кривошипно-шатунного механизма 15 передает движение плунжеру 3. Давление воды, воздействуя на мембранную перегородку (диафрагму) 11, изгибает ее, тем самым, создавая в рабочей клапанно-распределительной камере 8 циклы разрежения и нагнетания транспортируемой среды. Для предохранения возможной перегрузки насоса водяная полость соединена с предохранительным клапаном – перепускным устройством 13.

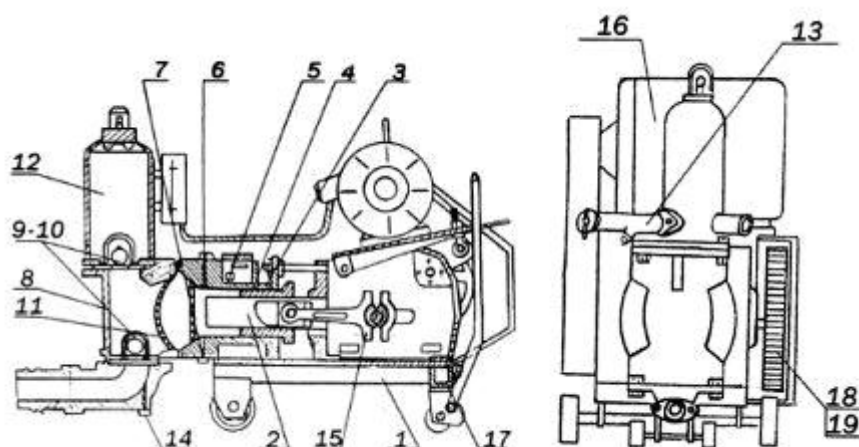


Рис. 4.6. Диафрагменно-плунжерный растворонасос:

1. Рама привода; 2. Камера насосная; 3. Плунжер; 4. Грунбукса; 5. Заливочно-предохранительный клапан; 6. Пробка; 7. Пробка; 8. Камера рабочая; 9. Клапан; 10. Клапан; 11. Диафрагма; 12. Компенсатор; 13. Перепускное устройство; 14. Сливная пробка; 15. Кривошипно-шатунный механизм; 16. Электродвигатель; 17. Рым-болт; 18. Колесо; 19. Шестерня.



Рис. 4.7. Растворонасос плунжерно-диафрагменного типа СО-50АМ предназначен для транспортировки и нанесения на поверхность штукатурных растворов при производстве отделочных работ в строительстве (заливка полов, оштукатуривание стен и др.). Производительность – до 6 м³/час; Рабочее давление – до 2.3 МПа (23 атм).

4.2.2. Гидравлические бетононасосы.

Бетононасосы позволяют подавать бетонную смесь на значительную высоту, благодаря чему его использование серьезно сокращает сроки строительства многоэтажных домов. Происходит подача смеси по специальной системе труб, называемой бетоноводом, в конце которого расположен резиноканевый шланг, облегчающий подведение смеси к месту заливки. Следует иметь в виду, что от диаметра труб бетоновода зависит скорость и напор при подаче смеси, а также сохранение ее качества во время транспортировки, поэтому важно подбирать его правильно. В последнее время в бетононасосах для устройства бетоноводов применяют систему в виде распределительных стрел, это избавляет от необходимости строить трубопроводы.

Существует несколько видов бетононасосов. По исполнению бетононасосные установки подразделяются на оборудование с электрическим или дизельным двигателем. Чтобы еще больше расширить область использования бетононасосов, сейчас выпускаются мобильные модели с повышенным коэффициентом использования.



Рис. 4.8. Работа автобетононасосов на заливке фундамента.

Принцип работы поршневых бетононасосов: бетонная смесь всасывается из бункера, а возвратное движение поршня, на который переключается колено шибера, толкает ее в трубу бетоновода. Значительным преимуществом обладают агрегаты с гидравлическим (вакуумным) приводом — в их работе скорость подачи смеси практически неизменна, т. к. их поршень обладает большим ходом (1 500–2 500 мм, в то время как у кривошипно-шатунных — 300–400 мм), и смесь перемещается по бетоноводу равномерно, без импульсных скачков. Благодаря

этому снижается сопротивление перемещению смеси в бетоноводе, что позволяет использовать двигатели меньшей мощности, чем в конструкции бетононасосов с механическим кривошипно-шатунным приводом.

Гидравлические бетононасосы способны транспортировать смесь бетона на большую высоту и дальнюю дистанцию. По сравнению с механическим, гидравлический привод создает большее давление в бетоноводе. В гидравлических поршневых бетононасосах в качестве наполнителя используется вода или минеральное масло: в первом варианте достигается давление порядка 5 МПа, во втором — 10 МПа.

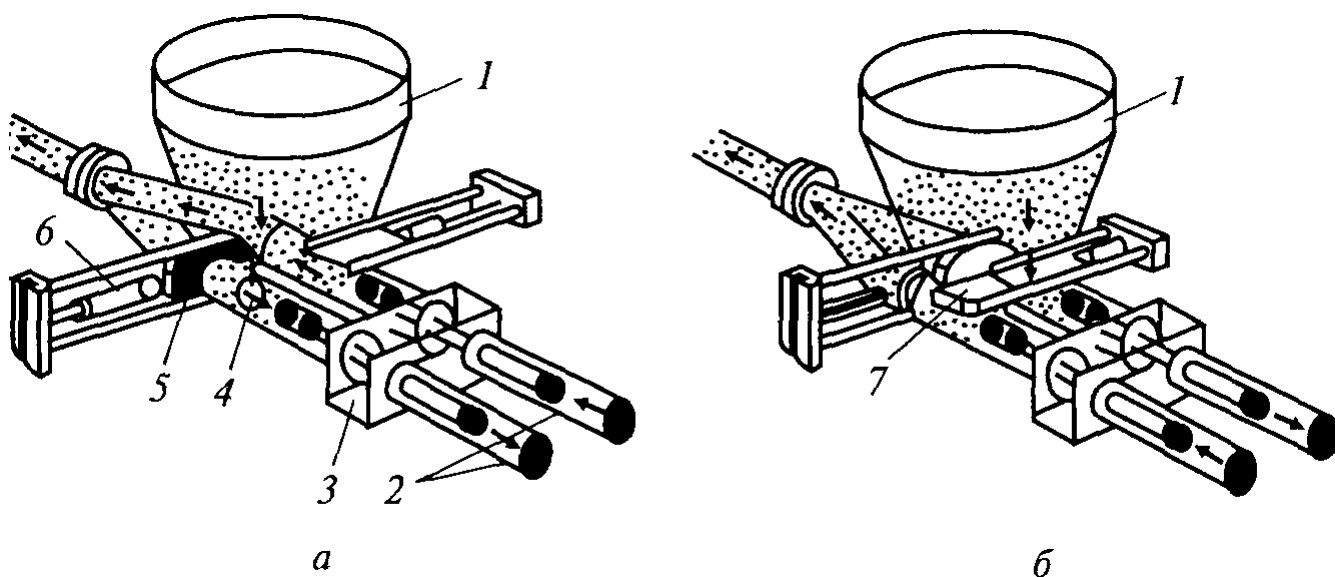


Рис. 4.9. Принципиальная схема работы двухцилиндрового бетононасоса:

а — такт всасывания бетонной смеси в левый цилиндр и нагнетания из правого; б — такт всасывания смеси в правый цилиндр и нагнетания из левого.

Принципиальная схема работы таких насосов представлена на рис. 4.9. Каждый из двух бетонотранспортных цилиндров 4 спарен с приводным гидроцилиндром 2 так, что их поршни посажены на общий шток. Между гидроцилиндрами 2 и бетонотранспортными цилиндрами 4 установлена промывочная камера 3, заполненная водой для очистки внутренних поверхностей бетонотранспортных цилиндров, работающих по-очередно так, что при всасывающем такте одного второй совершает нагнетание.

Различные модели двухцилиндровых бетононасосов различаются между собой, в основном, конструкцией распределительных устройств, одно из которых показано на рис.4.8. в виде двух шиберных заслонок 5 и 7, управляемых гидроцилиндром 6. Заслонки поочередно соединяют поршневые полости бетонотранспортных цилиндров с бетоноводом и приемным бункером 1.

4.2.3. Шнековые растворонасосы.

Растворонасосы изготовленные с использованием такого насосного блока, как героторная пара или шнековая пара называются героторные насосы или шнековые насосы соответственно. По конструкции, назначению, применению это абсолютно одинаковые насосы просто в Европе такие растворонасосы принято называть шнековые растворонасосы, а в России героторные растворонасосы или винтовые растворонасосы.

Виды работ с использованием шнекового растворонасоса (бетононасоса):

- подача в опалубку, нагнетание, инъектирование в полости;
- легкие бетоны, штукатурные, огнезащитные (теплозащитные), декоративные, кладочные работы;
- нанесение ремонтных, укрепляющих растворов;
- устройство стяжек, финишное выравнивание, наливные полы.

Принцип работы героторного растворонасоса:

Шнековые (винтовые) растворонасосы (бетононасосы) наполняются приготовленным раствором в приемной емкости которого находится вал с лопатками, транспортирующими и побуждающими раствор в направлении выхода, откуда с помощью металлического винта (ротора), закрепленного в резиновой обойме (статоре), он выдавливается дальше в растворный рукав высокого давления. С учетом требуемой области использования на конце рукава подсоединена соответствующая принадлежность – напр. штукатурный распылитель, инъекционная насадка.



Рис. 4.10. Винтовая пара (статор и ротор) шнекового растворонасоса.

Рис.4.11. Шнековый растворонасос С - 18 СОМ: Производительность 18 л/мин; Макс.давление – 1.3 МПа; Макс.зернистость – 2 мм.



4.2.4. Пневмонагнетатели.

Пневмонагнетатели предназначены, для приготовления и подачи к месту укладки цементно-песчаных растворов подвижностью 3-5 см, а также для приема, побуждения и подачи готовых жестких растворов при оштукатуривании и устройстве стяжек под полы и кровлю.

Принцип работы пневмонагнетателя состоит в том, что раствор помещается в герметичный резервуар пневмонагнетателя и под действием сжатого воздуха порционно подается и транспортируется по бетоноводу. Пневмонагнетатель, по сути, является универсальной машиной, и к тому же, абсолютно идеальная машина для устройства бетонных стяжек в реконструируемых и вновь возводимых зданиях. Немецкие заводы-изготовители бетононасосов классифицируют пневмонагнетатели как "Машины для устройства полусухих стяжек".

Рис. 4.12. Принцип действия пневмонагнетателя.

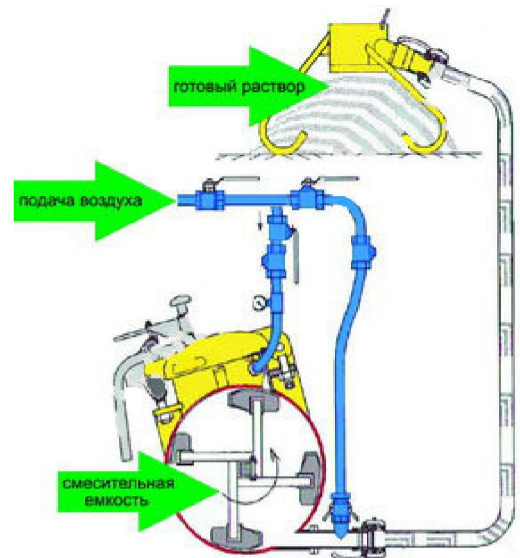


Рис.4.13. Пневмонагнетатель ПБ-600-Р:

Производительность – $5 \div 8 \text{ м}^3/\text{час}$

Мощность – 7.5 кВт

Объем емкости/замес – $0,5 \text{ м}^3$

Дальность подачи L – до 100 м.

Габариты – 2,5 x 1,5 x 1,2 м.

Масса – 1040 кг.

4.2.5. Перистальтические растворонасосы.

Перистальтические (шланговые) растворонасосы, недавно пришедшие на наш строительный рынок, также нашли свое применение для перекачки материалов склонных к расслоению, а также вязких и абразивных масс, таких как пенобетоны, полистеролбетоны и строительные растворы.

Перистальтический насос состоит из корпуса с приводом, ротора с прижимными роликами, входного и выходного патрубков.

Принцип действия (см. рис. 4.14):

Крутящий момент от мотор-редуктора передается на ротор 4, работающий в среде глицерина, прижимные ролики 3 ротора прокатываются по рабочему шлангу 2 и, сдавливая его, создают давление перед роликом, нагнетая рабочую смесь в выходной патрубок. Соответственно за роликом создается разрежение, благодаря которому рабочая смесь засасывается в шланг.

Резиновый шланг является основным расходным элементом, который меняется через 250-2000 часов работы, в зависимости от перекачиваемого материала.

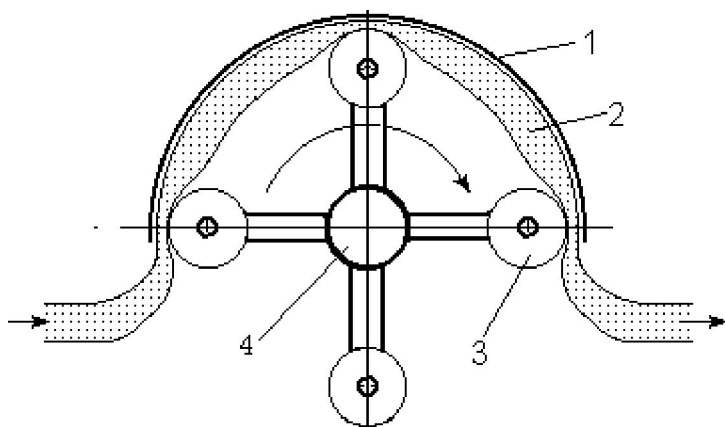


Рис.4.14. Принцип действия перистальтического шлангового насоса:

1 – корпус; 2 – шланг; 3 – ролики; 4 – ротор.

Рис.4.15. Перистальтический растворонасос КОРНЕТ 7000:

Производительность – до 7 м³/час

Развиваемое давление – до 1.5 МПа

Дальность подачи раствора

- по вертикали – до 50 м

- по горизонтали – до 150 м.



4.3. Расчет систем гидротранспорта

Гидравлические расчеты гидротранспорта [10] необходимы для определения удельных потерь напора на трение и местные сопротивления, критической скорости движения пульпы, диаметра пульпопровода, дальности транспортирования одним или несколькими насосами (одной или несколькими насосными станциями).

Энергетически наиболее выгоден гидротранспорт при рабочих скоростях V_p , равных или несколько больших критических скоростей $V_{кр}$, при которых на дне трубопровода начинает образовываться неподвижный слой выпавших из пульпы частиц материала.

Для обеспечения **устойчивой эксплуатации** системы принимается $V_p = 1,1 V_{кр}$. В случае, когда трубопровод составлен из труб различного диаметра, приведенное равенство соблюдается для участков труб наибольшего диаметра.

Критическая скорость движения гидросмеси $V_{кр}$ м/с, определяется по формуле [10]:

$$V_{кр} = 4.9 \varepsilon_2^{0.36} \frac{\sqrt{gD}}{\sqrt[4]{C\phi}} \quad (4.6)$$

где ε_2 - объемная концентрация наполнителя;

g - ускорение свободного падения, м/с²;

D - диаметр трубопровода, м;

C_ϕ - средний коэффициент лобового сопротивления (коэффициент сопротивления частиц наполнителя при свободном падении в цементном

растворе). В большинстве случаев $C\phi = \frac{24}{Re_\phi}$; $\sqrt[4]{C\phi} \approx 2$

Более точно, с учетом гранулометрического состава твердых частиц в пульпе значение C_ϕ можно определить по методике, приведенной в [10, см. п.2.5].

Характерные значения скорости пульпы при гидротранспорте $V_p = 1 \div 5$ м/с.

Потери напора для пульпы $\Delta P_{пл}$ рассчитываются по разным методикам, в зависимости от вида перекачиваемой среды.

а) для **гидротранспорта песчаных и песчано-гравийных материалов** (несущая среда – ньютоновская жидкость - вода):

Потери напора для пульпы ΔP_{II} , Па, определяются по формуле

$$\Delta P_{II} = \Delta P_P \left\{ 1 + 165 \varepsilon_2 \left(\frac{gD}{v^2 \sqrt{C_\phi}} \right)^{1.4} \right\}, \quad (4.7)$$

где ΔP_P – потери напора при течении несущей жидкости (воды), которые равны

$$\Delta P = \lambda \frac{L}{D} \frac{\rho_B W_\Gamma^2}{2}, \quad (4.8)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления трения λ для гладких труб, определяется по формуле:

$$\lambda = \frac{1}{(1.8 \lg \text{Re}^* - 1.52)^2} \quad (4.9)$$

где критерий Рейнольдса рассчитывается по свойствам воды:

$$\text{Re} = \frac{V_P \delta \rho_B}{\mu_B}$$

б) для **гидротранспорта бетонных и строительных смесей** (несущая среда – неньютоновская жидкость – цементный раствор)

$$\Delta P_{II} = \lambda \frac{L}{D} \frac{\rho_{CM} W_\Gamma^2}{2}, \quad (4.10)$$

где плотность пульпы

$$\rho_{CM} = \rho_1 \varepsilon_1 + \rho_2 \varepsilon_2 \quad (4.11)$$

коэффициент гидравлического сопротивления трения λ

$$\begin{cases} \lambda = \frac{64}{\text{Re}^*} & \text{при } \text{Re} < 2000 \\ \lambda = \frac{0.5}{\text{Re}^{*0.33}} & \text{при } \text{Re} > 2000 \end{cases}$$

где Re^* - обобщенный критерий Рейнольдса:

$$\text{Re}^* = \frac{\text{Re}}{1 + \frac{\tau_0 D}{6 k u_{CP}}} \quad (4.12)$$

$$\text{Re} = \frac{V_P \delta \rho_{CM}}{k}$$

Общие потери давления (требуемый напор насоса)

$$\Delta P_{\text{ОБЩ}} = \Delta P_{II} + \Delta P_H, \quad (4.13)$$

где ΔP_H – потери при подъёме на высоту H :

$$\Delta P_H = \rho_{CM} g H \quad (4.14)$$

Производительность G_{II} находится по очевидной зависимости

$$G_{II} = \rho_{CM} V_P \frac{\pi D^2}{4} \quad (4.15)$$

При необходимости выполняются теплотехнические расчеты. Теплотехнические расчеты напорных пульпопроводов выполняются в целях определения длины незамерзающего пульпопровода при заданных зимних условиях эксплуатации, продолжительности пребывания пульпы в трубопроводе при внезапной и непредусмотренной остановке работы гидротранспорта. Подробнее – см. [10, глава 5].

Пример 4.1: Рассчитать параметры гидротранспорта строительного раствора производительностью $G_{II} = 100$ т/час на расстояние $L = 50$ м.

Исходные данные:

Состав перекачиваемого раствора:

На 100 кг раствора:

Цемент – 18.87 кг;

Песок – 71.70 кг;

Вода – 9.50 кг.

Истинные плотности:

Цемент – $\rho_{II} = 3100$ кг/м³

Песок – $\rho_{II} = 2500$ кг/м³

Решение:

1) На первом шаге определим объемные доли компонентов и их соотношение в смеси.

Соотношение Вода:Цемент = $9.50:18.87 = 0.5:1$

Соотношение Смесь:Песок = $(9.50+18.87):71.70 = 1:2$

По графикам на рис. 4.2 и 4.3. определяем реологические параметры для цементного теста :

начальное напряжение сдвигу $\tau_0' = 20$ Па

наблюдаемая вязкость $k' = 2$ Па·с.

По графикам на рис. 4.4 и 4.4. определяем реологические параметры для строительного раствора:

начальное напряжение сдвигу $\tau_0 = 12 \cdot \tau_0' = 12 \cdot 20$ Па = 240 Па

наблюдаемая вязкость $k' = 2$ Па·с = $0.2 \cdot 2 = 0.4$ Па·с

Объём, занимаемый 100 кг раствора:

$$V_0 = \frac{m_{\text{Ц}}}{\rho_{\text{Ц}}} + \frac{m_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}} + \frac{m_{\text{Б}}}{\rho_{\text{Б}}} = 0.0442 \text{ м}^3$$

Объёмные доли компонентов:

$$\varepsilon_{\text{Ц}} = \frac{m_{\text{Ц}}}{\rho_{\text{Ц}} V_0} = 0.13$$

$$\varepsilon_{\text{п}} = \frac{m_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}} V_0} = 0.65$$

$$\varepsilon_{\text{Б}} = \frac{m_{\text{Б}}}{\rho_{\text{Б}} V_0} = 0.22$$

Плотность перекачиваемой пульпы

$$\rho_{\text{п}} = \varepsilon_{\text{Ц}} \rho_{\text{Ц}} + \varepsilon_{\text{п}} \rho_{\text{п}} + \varepsilon_{\text{Б}} \rho_{\text{Б}} = 2262 \text{ кг/м}^3$$

2) Примем рабочую скорость в трубопроводе $V_p = 2.5 \text{ м/с}$

Тогда из соотношения (4.15) находим требуемый диаметр трубопровода

$$D = \sqrt{\frac{4G_{\text{п}}}{\pi \rho_{\text{см}} V_p}} = 0.079 \text{ м}$$

Принимаем стандартный трубопровод $D = 80 \text{ мм}$.

Проверяем критическую скорость гидросмеси, при которой на дне трубопровода не будет выпадать дисперсная фаза (песок):

$$V_{\text{кр}} = 4.9 \varepsilon_2^{0.36} \frac{\sqrt{gD}}{\sqrt[4]{C\varphi}} = 1.85 \text{ м/с.}$$

Проверяем отношение

$$\frac{V_p}{V_{\text{кр}}} = 1.34 > 1.1 \text{ – условие устойчивой эксплуатации выполняется.}$$

3) Потери напора для пульпы $\Delta P_{\text{п}}$ определяем по формулам (4.10)-(4.12) для гидротранспорта бетонных и строительных смесей (несущая среда – неньютоновская жидкость – цементный раствор)

$$\text{Re} = \frac{V_p \delta \rho_{\text{см}}}{k} = 1131$$

$$\text{Re}^* = \frac{\text{Re}}{1 + \frac{\tau_0 D}{6k u_{\text{ср}}}} = 269$$

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}^*} = 0.238$$

$$\Delta P_{\Pi} = \lambda \frac{L}{D} \frac{\rho_{CM} W_{\Gamma}^2}{2} = 10.5 \cdot 10^5 \text{ Па} = 1.5 \text{ атм}$$

Объёмный расход перекачиваемой смеси

$$Q_{\Pi} = \frac{G_{\Pi}}{\rho_{CM}} = 0.0122 \text{ м}^3/\text{с} = 0.74 \text{ м}^3/\text{мин}$$

Результат решения

Расчетный диаметр трубопровода $D = 80 \text{ мм}$.

Исходные данные для выбора растворонасоса:

Напор – $10.5 \cdot 10^5 \text{ Па}$;

Производительность – $0.74 \text{ м}^3/\text{мин}$

Литература

- 1) Иваненко, А.Ю. Технологические процессы в строительстве / Учебное пособие для студентов заочной формы обучения/Часть 1. Механика зернистых сред / А.Ю. Иваненко – СПб.: СПбГТИ (ТУ), 2014. – 30 с.
- 2) Островский, Георгий Максимович. Прикладная механика неоднородных сред / Г. М. Островский. - СПб. : Наука, 2000. - 359 с. : илл.
- 3) Новый справочник химика и технолога. Процессы и аппараты химических технологий. Ч.1 – СПб.: АНО НПО«Профессионал», 2004.- 848 с., илл.
- 4) Ромакин Н.Е. Машины непрерывного транспорта : учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Н. Е. Ромакин. - М.: Издательский центр «Академия», 2008. — 432 с.
- 5) Зенков Р.Л. Машины непрерывного транспорта. М., Машиностроение, 1987 г.- 432 с.
- 6) Евтюков С. А., Шапунов М. М.Справочник по пневмокомплексам и пневмо-транспортному оборудованию / Под общ. ред. М, М. Шапунова. — СПб.: ООО «Издательство ДНК», 2005. - 456 с.

Нормативные документы

- 7) СНИП 2.05.07-91 «Промышленный транспорт», М., Стройиздат, 1991. – 318 с.
- 8) СНИП 2.05.07-85 дополнение «Пособие по проектированию конвейерного транспорта», М., Стройиздат, 1988. – 84 с.
- 9) Пособие к СНиП 2.09.03-85 «Пособие по проектированию конвейерных галерей», М., Стройиздат, 1989. – 109 с.
- 10) СНИП 2.05.07-85 дополнение «Пособие по проектированию гидравлического транспорта», М., Стройиздат, 1988. – 37 с.
- 11) ГОСТ 22644-77 Конвейеры ленточные. Основные параметры и размеры.
- 12) ГОСТ 12.2.022-80 Конвейеры. Общие требования безопасности.
- 13) ГОСТ 25722-83 Конвейеры ленточные. Наименования частей.
- 14) ГОСТ 20-85 Ленты конвейерные резиноканавчатые. Технические условия.
- 15) ГОСТ 22645-77 Конвейеры ленточные. Роликоопоры. Типы и основные размеры.
- 16) ГОСТ 22646-77 Конвейеры ленточные. Ролики. Типы и основные размеры.
- 17) ГОСТ 13568-97 Цепи приводные роликовые и втулочные.
- 18) ГОСТ 588-81 Цепи тяговые пластинчатые.