

ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАНИЕ

# ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТЫ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ИЗДЕЛИЙ ИЗ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИТОВ

Часть 1

В. С. Ким, М. А. Шерышев

2-е издание



УМО СПО рекомендует

**Юрайт**  
ИЗДАТЕЛЬСТВО  
biblio-online.ru

В. С. Ким, М. А. Шерышев

# ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТЫ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ИЗДЕЛИЙ ИЗ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИТОВ

## Часть 1

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ ДЛЯ СПО

2-е издание, исправленное и дополненное

*Рекомендовано Учебно-методическим отделом среднего профессионального образования в качестве учебного пособия для студентов образовательных учреждений среднего профессионального образования*

Книга доступна в электронной библиотеке [biblio-online.ru](http://biblio-online.ru),  
а также в мобильном приложении «Юрайт.Библиотека»

Москва ■ Юрайт ■ 2019

УДК 678(075.32)  
ББК 35.71я723  
К40

**Авторы:**

**Ким Валентин Сен-Хакович** — доктор технических наук, профессор;  
**Шерышев Михаил Анатольевич** — профессор, доктор технических наук, профессор кафедры технологии переработки пластмасс факультета нефтегазохимии и полимерных материалов Российского химико-технологического университета имени Д. И. Менделеева.

**Рецензенты:**

кафедра технологии переработки неметаллических материалов Российского государственного технологического университета (МАТИ) имени К. Э. Циолковского (заведующий кафедрой — доктор технических наук, профессор С. В. Бухаров);

Богданов В. В. — доктор технических наук, профессор.

**Ким, В. С.**

К40 Оборудование и инструменты для изготовления изделий из полимерных композитов. В 2 ч. Часть 1 : учеб. пособие для СПО / В. С. Ким, М. А. Шерышев. — 2-е изд., испр. и доп. — М. : Издательство Юрайт, 2019. — 257 с. — (Серия : Профессиональное образование).

ISBN 978-5-534-10580-3 (ч. 1)

ISBN 978-5-534-10621-3

В учебном пособии рассматриваются различные типы оборудования по переработке пластмасс и эластомеров, конструкции этого оборудования, его расчеты и рекомендации по выбору необходимых машин для проведения конкретных операций. Пособие содержит большое количество конструктивных чертежей. Каждая глава завершается контрольными вопросами и заданиями. В первой части пособия рассмотрены вспомогательное оборудование (смесители, дробилки, таблеточные машины) и экструзионные машины (одношнековые, двухшнековые и дисковые экструдеры), во второй части – литьевые машины, прессы, оборудование для термоформования листовых полимерных материалов и оборудование, применяемое для нетрадиционных методов формования.

Соответствует актуальным требованиям Федерального государственного образовательного стандарта среднего профессионального образования и профессиональным требованиям.

*Для студентов среднего профессионального образования, а также преподавателей, занимающихся подготовкой специалистов в области оборудования и технологии переработки полимерных материалов.*

УДК 678(075.32)

ББК 35.71я723



Все права защищены. Никакая часть данной книги не может быть воспроизведена в какой бы то ни было форме без письменного разрешения владельцев авторских прав. Правовую поддержку издательства обеспечивает юридическая компания «Дельфи».

ISBN 978-5-534-10580-3 (ч. 1)  
ISBN 978-5-534-10621-3

© Ким В. С., Шерышев М. А., 2008  
© Ким В. С., Шерышев М. А., 2016,  
с изменениями  
© ООО «Издательство Юрайт», 2019

# Оглавление

<b>Предисловие .....</b>	<b>5</b>
<b>Глава 1. Вспомогательное оборудование заводов пластмасс .....</b>	<b>8</b>
1.1. Оборудование для смешения полимерных материалов .....	8
1.1.1. Процессы смешения. Классификация смесителей.....	8
1.1.2. Конструкции смесителей и описание принципов их работы .....	13
1.2. Оборудование для измельчения материалов .....	28
1.2.1. Процессы измельчения. Классификация дробилок и измельчителей .....	28
1.2.2. Щековые дробилки .....	33
1.2.3. Конусные дробилки .....	41
1.2.4. Валковые дробилки .....	47
1.2.5. Дробилки ударного действия .....	51
1.3. Оборудование для таблетирования порошкообразных и волокнистых материалов .....	56
1.3.1. Классификация и принцип работы таблеточных машин .....	56
1.3.2. Эксцентриковые таблеточные машины .....	59
1.3.3. Ротационные таблеточные машины .....	64
1.3.4. Гидравлические таблеточные машины .....	70
<i>Контрольные вопросы и задания .....</i>	<i>72</i>
<b>Глава 2. Экструзионные машины (экструдеры) .....</b>	<b>74</b>
2.1. Одношнековые экструдеры .....	74
2.1.1. Конструкция и принцип работы одношнековых экструдеров .....	74
2.1.2. Качественный анализ работы одношнекового экструдера .....	85
2.1.3. Анализ работы зоны загрузки одношнекового экструдера .....	87
2.1.4. Расчет производительности зоны загрузки одношнекового экструдера.....	96
2.1.5. Расчет зоны плавления (пластикации) одношнекового экструдера .....	99
2.1.6. Расчет производительности одношнековых экструдеров по зоне дозирования (для ньютоновской жидкости) .....	105
2.1.7. Расчет мощности привода одношнековых экструдеров (в ньютоновском приближении) .....	112
2.1.8. Взаимодействие одношнекового экструдера с формующим инструментом .....	115
2.2. Двухшнековые экструдеры .....	123
2.2.1. Конструкция и принцип работы двухшнековых экструдеров ....	123



2.2.2. Экспериментальное исследование эпюр скоростей потока и давления вязкой жидкости в винтовых каналах С-образных секций и в зазорах зацепления шнеков двухшнековых экструдеров...	131
2.2.3. Распределение скоростей потока вязкой жидкости и давления в валковых зазорах зацепления шнеков .....	142
2.2.4. Теоретическое описание процессов плавления и течения перерабатываемого материала в С-образных секциях винтовых каналов шнеков и в зазорах зацепления шнеков двухшнековых экструдеров .	146
2.2.5. Процессы течения расплавов полимеров в переходной зоне двухшнекового экструдера .....	154
2.2.6. Процесс течения расплавов полимеров в винтовых каналах С-образной секции двухшнекового экструдера .....	158
2.2.7. Процессы течения расплавов полимеров через валковые и боковые зазоры зацепления шнеков.....	170
2.2.8. Производительность двухшнековых экструдеров со встречным и односторонним вращением шнеков .....	172
2.2.9. Экспериментальное изучение потоков жидкости в с-образных секциях и зазорах зацепления шнеков .....	179
2.2.10. Вывод уравнений для расчета производительности двухшнековых экструдеров .....	181
2.3. Дисковые и шнеко-дисковые экструдеры .....	188
2.3.1. Принцип работы и конструкции дисковых и шнеко-дисковых экструдеров .....	188
2.3.2. Расчет дисковых экструдеров .....	193
2.4. Экструзионные агрегаты для производства изделий из термопластов .....	201
2.4.1. Агрегаты для производства объемных изделий методом экструзии с раздувом .....	201
2.4.2. Экструзионные агрегаты для производства труб из термопластов .....	222
2.4.3. Агрегаты для производства листов и плоских пленок .....	232
2.4.4. Агрегаты для получения пленок экструзией с раздувом .....	242
Контрольные вопросы и задания .....	256

## Предисловие

В последние годы в Российской Федерации наблюдается интенсивное развитие промышленности переработки пластических масс. Это вызвано значительным спросом на различные виды тары и упаковки, полимерные отделочные, тепло- и звукоизолирующие материалы для строительства, изделия хозяйственно-бытового назначения и т. п. При этом несколько снизился спрос на полимерные изделия для нужд машиностроения, электроники и ряда других областей.

После стагнации промышленности, произошедшей в 1990-х годах, отрасль полимерного машиностроения в России существенно отстала как от западных производителей, так и от производителей из юго-восточной Азии. Поэтому в настоящее время подавляющая часть нового оборудования для переработки пластмасс импортируется из-за границы. Учитывая это обстоятельство, авторы настоящего учебного пособия попытались отразить в нем не только особенности оборудования, выпускаемого на отечественных предприятиях, но и тенденции развития перерабатывающего оборудования, выпускаемого в других промышленно развитых странах.

Учебное пособие состоит из шести глав и представлено в двух частях. В первую часть вошли главы 1—2, во вторую — главы 3—6.

Все более широкое применение в промышленности переработки пластмасс композиционных полимерных материалов, марок пластмасс с улучшенными технологическими и эксплуатационными свойствами, использование различных видов красителей, модификаторов и стабилизаторов требует освоения не только основного технологического оборудования, но и оборудования для целого ряда вспомогательных процессов. Однако, учитывая ограниченный объем настоящего учебного пособия, авторы сконцентрировали внимание в первой главе только на оборудовании для смешения, измельчения и таблетирования, так как сушильное оборудование и различные типы дозаторов, по нашему мнению, достаточно полно описаны в специальной литературе.

Во второй главе «Экструзионные машины (экструдеры)» рассматриваются конструкции и принцип работы одношнековых, двухшнековых, дисковых и шнеко-дисковых экструдеров. Большое внимание уделено механизмам процессов экструзии и расчетам производительности экструзионного оборудования.

Третья глава «Машины для литья под давлением» посвящена конструкциям и принципам действия литьевых машин. Основное внима-

ние сосредоточено на устройстве узлов пластикации и впрыска и смыкания форм. Подробно описана работа отдельных деталей и элементов этих узлов. Излагаются конструктивные особенности литьевых машин, рассчитанных на переработку материалов, требующих специфики технологического процесса.

Прессовое оборудование описано в четвертой главе. В ней рассмотрены различные типы прессов, конструкции их основных узлов, состав различных автоматических линий, создаваемых на базе прессов для переработки пластмасс.

В пятой главе «Оборудование для термоформования листовых термопластичных материалов» изложена сущность методов термоформования, их классификация, конструкция различных видов применяемого оборудования, устройство отдельных узлов и механизмов формовочных машин.

Оборудованию и технологии нетрадиционных методов формования посвящена шестая глава книги. В этой главе рассматриваются оборудование и технология формования изделий стеклопластиков, центробежное формование изделий, а также оборудование и технология нанесения покрытий из смол.

Первая, вторая и шестая главы написаны доктором технических наук, профессором В. С. Кимом, а третья, четвертая и пятая главы — доктором технических наук, профессором М. А. Шерышевым.

Учебное пособие предназначено для студентов образовательных учреждений среднего профессионального образования, обучающихся по специальности «Энерго- и ресурсосберегающие процессы химической технологии, нефтехимии и биотехнологии» по программе «Современное технологическое оборудование переработки полимеров». Также настоящее пособие может использоваться студентами, обучающимися по образовательной программе «Химическая технология» по профилю «Технология и переработка пластмасс». Кроме того, оно может оказаться полезным обучающимся по программе «Энерго- и ресурсосберегающие процессы химической технологии, нефтехимии и биотехнологии» по профилю «Машины и аппараты химических производств» при выполнении курсовых работ или проектов по изучаемой специальности, а также инженерно-техническим и научным работникам, связанным с производством изделий из пластических масс.

После изучения курса студент должен освоить:

**трудовые действия**

- владения современными представлениями о передовых технологиях и оборудовании процессов производства изделий из полимерных материалов;

**необходимые умения**

- составлять и анализировать современные технологические схемы основных процессов переработки пластмасс, уметь их оптимизировать и наполнять передовым современным оборудованием;

- выбирать оборудование для конкретных технологических процессов с учётом особенностей химических и физико-химических свойств полимерных материалов;
- организовать управление технологическими процессами производства изделий из пластмасс с максимальной степенью эффективности;

***необходимые знания***

- основ организации современных процессов производства изделий из пластмасс;
- современных подходов к аппаратурному оформлению основных процессов производства изделий из пластмасс.



# Глава 1

## ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЗАВОДОВ ПЛАСТМАСС

### 1.1. Оборудование для смешения полимерных материалов

#### 1.1.1. Процессы смешения. Классификация смесителей

В производстве смол и в переработке полимерных материалов все возрастающее значение приобретают процессы, связанные с введением таких компонентов, как катализаторы (инициаторы), пластификаторы, стабилизаторы, красители, наполнители и т. д. При этом в одних случаях смешению подвергаются сыпучие материалы (например, в производстве фенолоформальдегидных пресс-порошков), в других — порошкообразные, гранулированные или волокнистые материалы с жидкими компонентами (в производстве полимерных паст, волокнитов, винипластов и фаолитов), в третьих случаях — полимеры с полимерами (например, в производстве ударопрочного полистирола). Иногда механическое смешение сопровождается физико-химическими процессами.

*Смесителями* называют машины или аппараты, предназначенные для осуществления процесса смешения материалов. Под *процессом смешения* принято понимать такой механический процесс, в результате которого первоначально находящиеся раздельно компоненты после равномерного распределения каждого из них в объеме смешения образуют однородную смесь. Термин «перемешивание» больше связан со следствием воздействия рабочего органа на перемешиваемый материал: процесс перемешивания не обязательно должен привести смесь к однородному состоянию; в некоторых случаях его используют для разделения смеси на отдельные компоненты.

Обратным процессу смешения является *процесс сегрегации*, приводящий к разделению смеси на отдельные компоненты.

В состав смесей может входить различное число компонентов (есть композиции, в состав которых входит несколько десятков компонентов). Соотношение количеств компонентов в смеси изменяется в широком диапазоне, иногда отношение масс компонентов в смеси составляет  $1:10^6$ .

Рассмотрим конструкции и методики расчета смесителей для сыпучих и пастообразных материалов.

В процессе смешения в рабочем объеме смесителя происходит взаимное перемещение частиц разных компонентов, находящихся

до перемешивания отдельно или в неоднородно внедренном состоянии. В результате перемещений возможно бесконечное разнообразие расположения частиц в рабочем объеме смесителя. В этих условиях соотношение компонентов в микрообъемах смеси — величина случайная, поэтому большая часть известных методов оценки однородности (качества) смеси основана на методах статистического анализа.

Для упрощения расчетов все смеси условно считают двухкомпонентными, состоящими из так называемого *ключевого* компонента и *условного*, включающего все остальные компоненты смеси. Подобный прием позволяет оценивать однородность смеси параметрами распределения одной случайной величины — содержанием ключевого компонента в пробах смеси. В качестве ключевого компонента обычно выбирают такой компонент, который либо легко определяется, либо распределение его в смеси особенно важно по техническим требованиям.

В качестве критерия однородности смеси используют *коэффициент вариации*  $V_c$ , %:

$$V_c = \frac{100}{\bar{c}} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (c_i - \bar{c})^2},$$

где  $\bar{c}$  — среднее арифметическое значение концентрации ключевого компонента во всех  $n$  пробах смеси, %;  $c_i$  — концентрация ключевого компонента в  $i$ -й пробе смеси, %.

Применительно к процессу смешения сыпучих материалов этот критерий называют *коэффициентом неоднородности*, так как с его увеличением неоднородность смеси возрастает.

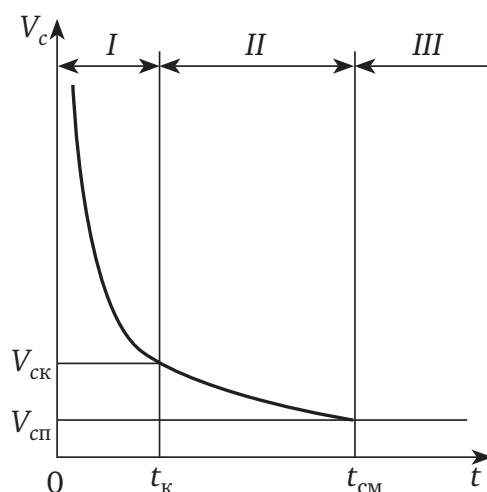
Необходимую массу пробы смеси сыпучих материалов принимают в зависимости от используемого метода анализа проб на содержание в них ключевого компонента. Обычно масса пробы колеблется в пределах от 1 до 10 г.

**Кинетика периодического процесса смешения.** Анализ экспериментальных зависимостей  $V_c = f(t)$  (где  $t$  — время смешения), полученных при исследованиях смесителей периодического действия различных конструкций, показывает, что кинетическая кривая процесса смешения имеет три характерных участка (рис. 1.1), каждый из которых соответствует определенному периоду смешения.

В периоде I преобладает процесс смешения за счет конвективного переноса компонентов по внутреннему объему смесителя. Процесс сегрегации по сравнению с процессом смешения идет с небольшой скоростью. В связи с этим в периоде I  $V_c$  резко уменьшается до некоторого значения  $V_{ск}$ . К концу этого периода ( $t_k$ ) в рабочем объеме смесителя практически нет агрегатов (макрообъемов), состоящих из частиц одного компонента.

В периоде II скорость процесса смешения становится сопоставимой со скоростью сегрегации, поэтому значения  $V_c$  со временем изменяются незначительно (по сравнению со значениями периода I). Сам же процесс смешения реализуется в основном за счет перемещений отдельных

частиц одна относительно другой. Из-за внешней схожести с процессом диффузии молекул этот процесс смешения называют *диффузионным*.



**Рис. 1.1. Кинетическая кривая процесса смешения сыпучих материалов в смесителях периодического действия**

В периоде III скорость процесса смешения становится равной скорости процесса сегрегации, поэтому  $V_c$  не меняется во времени. Наименьшее значение коэффициента неоднородности называют *предельным коэффициентом неоднородности*  $V_{cp}$ . Время  $t_{cm}$  достижения смесью однородности, оцениваемой значением  $V_{cp}$  является оптимальным временем смешения, так как при дальнейшем смешении  $V_c$  не уменьшается.

В периоде I физико-механические свойства смеси не влияют существенно на кинетику процесса смешения, а в периоды II и III влияние их становится преобладающим, поэтому в одном смесителе можно получить для различных по своим физико-механическим свойствам смесей неодинаковые значения  $V_{cp}$ .

**Процессы смешения в смесителях непрерывного действия.** В непрерывно действующих смесителях поступление компонентов на смешение и выдача готовой смеси осуществляются непрерывно. В отдельных случаях компоненты поступают в смеситель дискретно. Качество приготовленной в таких смесителях композиции зависит не только от процесса смешения в смесителе, но и от характера питания (дозирования компонентов). Практически ни один питатель не может обеспечить непрерывное поступление материала в строго заданном количестве в каждый момент времени. Следовательно, уже в момент поступления компонентов в смеситель всегда возможны отклонения в соотношении компонентов от нормы, заданной регламентом на готовую смесь. Это обстоятельство накладывает на основную функцию смесителя (качественно смешивать поступающие компоненты) дополнительное условие — выравнивание или «сглаживание» флуктуации питающих потоков, обеспечивающее поддержание колебания соотношения компонентов в готовой смеси в заданных пределах.

Любой непрерывно действующий смеситель с входными и выходными потоками, которые часто называют сигналами, упрощенно можно изобразить в виде условной схемы (рис. 1.2). На этой схеме за регулируемый параметр принято мгновенное значение концентрации ключевого компонента  $c(t)_{\text{вх}}$  во входном потоке, а за выходной параметр — мгновенное значение концентрации ключевого компонента  $c(t)_{\text{вых}}$  в готовой смеси.

Смесители непрерывного действия можно отнести к категории линейных систем, поэтому связь между входным и выходным сигналами можно записать следующим образом:

$$c(t)_{\text{вых}} = A[c(t)_{\text{вх}}], \quad (1.1)$$

где  $A$  — оператор преобразования.

Совокупность математических выражений  $A$  называют статистической характеристикой объекта (системы). Она не зависит от времени и определяется для процесса смешения структурой потоков внутри объекта (в данном случае — смесителя).

Большую часть математических моделей перемещений в потоках записывают преимущественно в виде уравнений, описывающих изменение концентрации вещества в потоке, которое обусловлено движением потока. Применительно к процессам смешения сыпучих материалов наиболее часто используют диффузионную и ячеечную математические модели.

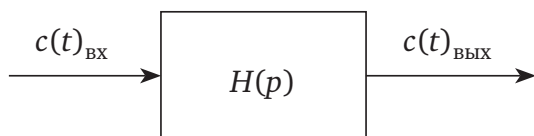


Рис. 1.2. Упрощенная схема смесителя непрерывного действия

**Диффузионная модель** соответствует потоку с поршневым движением материала, осложненным продольным или поперечным, а чаще одновременно тем и другим перемешиванием частиц. Для описания используют уравнение

$$\frac{\partial c}{\partial t} = -v \frac{\partial c}{\partial x} - \bar{D}_L \frac{\partial^2 c}{\partial x^2} + \frac{\bar{D}_R}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( R \frac{\partial c}{\partial R} \right), \quad (1.2)$$

где  $c$  — концентрация ключевого компонента;  $t$  — время;  $v$  — линейная скорость потока;  $x$  — координата вдоль потока;  $\bar{D}_L$  и  $\bar{D}_R$  — коэффициенты продольного и поперечного перемешивания соответственно (аналоги коэффициентов диффузии);  $R$  — радиус поперечного сечения потока.

Из-за сложности решения этого уравнения, называемого *двухпараметрической диффузионной моделью*, его упрощают, полагая, что  $\bar{D}_R = 0$ . Упрощенное уравнение называют *однопараметрической диффузионной моделью*.

Значения  $\bar{D}_L$  и  $\bar{D}_R$  находят экспериментально на опытных образцах смесителя, что снижает ценность диффузионных моделей.

Решения уравнения (1.2) чаще приводят к виду

$$V_c(t) = aV_{\text{сн}}e^{-\Phi t},$$

где  $V_c(t)$  — значение коэффициента неоднородности смеси к моменту времени  $t$ ,  $a$  — коэффициент пропорциональности;  $V_{\text{сн}}$  — начальное значение коэффициента неоднородности смеси (определяется соотношением компонентов смеси);  $\Phi$  — функция (или параметр), зависящая от геометрических и режимных параметров смесителя, а также физико-механических свойств смеси.

**Ячеечная модель** предполагает, что поток материала последовательно проходит через ряд ячеек, представляющих собой аппараты идеального смешения. Эта модель описывается  $m$  линейных дифференциальных уравнений первого порядка:

$$\frac{1}{m} \frac{\partial c}{\partial t} = \bar{t}(c_{i-1} - c_i), \quad (1.3)$$

где  $m$  — число ячеек, адекватных по воздействию на поток реальному смесителю;  $i$  — среднее время пребывания частиц в ячейках — от 1-й до  $(i - 1)$ -й ячейки.

При  $m = 1$  ячейная модель переходит в модель идеального смешения, а при  $m = \infty$  — в модель идеального вытеснения.

Ячеечная модель может быть успешно использована для описания процесса смешения в смесителях периодического и непрерывного действия.

Другую форму записи оператора преобразования  $A$  в уравнении (1.1) можно получить, используя динамические характеристики системы: массовую  $h(t)$  или передаточную  $H(p)$  функцию.

**Массовая функция  $h(t)$**  — это функция времени, описывающая реакцию системы в некоторый момент времени  $t$  на единичную импульсную функцию  $\delta(t)$ , поданную на вход системы в момент времени  $t - t_{\text{и}}$ , где  $t_{\text{и}}$  — транспортное запаздывание сигнала, т. е. время прохождения импульса через систему.

Единичная импульсная функция, или дельта-функция,

$$\delta(t) = \begin{cases} \infty & \text{при } t = 0; \\ 0 & \text{при } t > 0; \end{cases}$$

$$\int_0^{\infty} \delta(t) dt = 1.$$

**Передаточная функция  $H(p)$**  является преобразованием Лапласа функции  $h(t)$ :

$$H(p) = \int_0^{\infty} h(t)e^{-pt} dt,$$

где  $p$  — комплексная переменная ( $p = a + ib$ );  $a$  и  $b$  — соответственно действительная и мнимая части комплексного числа;  $i = \sqrt{-1}$ .

Используя функцию  $H(p)$ , можно записать уравнение (1.1) для линейной системы в виде

$$c(p)_{\text{вых}} = H(p) \cdot c(p)_{\text{вх}},$$

где  $c(p)$  — преобразованная по Лапласу функция  $c(t)$ .

Смесители классифицируют по следующим признакам:

- физическое состояние рабочей среды (смесители для сыпучих материалов, паст, высоковязких полимеров, резины и т. д.);
- режим протекания процесса смешения во времени (смесители периодического и непрерывного действия);
- природа силового воздействия на частицы (смесители гравитационные, центробежные, пневматические, электромагнитные и т. д.);
- механизм перемешивания частиц (смесители циркуляционные, объемного смешения, диффузионного смешения);
- конструкция (смесители барабанные, шнековые, ленточные, лопастные и т. д.);
- способ управления (смесители с ручным, автоматическим или программным управлением).

На практике для классификации смесителей используют каждый из этих признаков, причем чаще всего — комбинацию тех признаков, которые для данных условий расчета, конструирования, эксплуатации наиболее важны.

### 1.1.2. Конструкции смесителей и описание принципов их работы

Приготовление однородных по составу композиций из твердых сыпучих или пастообразных материалов смешением их в смесителях — широко применяемый процесс. Химические производства, в которых используют этот процесс, чрезвычайно разнообразны. К ним относятся крупнотоннажные производства пластмасс, удобрений, красителей, моющих средств, инсектофунгицидов и пестицидов, резинотехнических изделий, шин и т. д.

В промышленности пластмасс устанавливают в основном смесители периодического действия. Это объясняется тем, что, во-первых, при периодическом ведении процесса смешения можно обеспечить точное соотношение между компонентами смеси (их загружают в смеситель по массе), а во-вторых, при большом числе компонентов их дозирование в смеситель непрерывного действия затруднено.

По механике переноса вещества смесители периодического действия можно разделить на циркуляционные смесители; смесители объемного смешения; смесители диффузионного смешения.

**Циркуляционные смесители.** К ним относятся наиболее распространенные смесители порошкообразных и мелкозернистых сыпучих материалов. Для этих смесителей характерно движение (циркуляция) основного



потока смешиваемого материала по замкнутому контуру. Соединение отдельных зон рабочего объема смесителя потоком материала в циркуляционный контур может быть последовательным, параллельным или сложным (с рециркуляцией, разветвлением, байпасом и т. д.). Движение материала через зоны обеспечивают либо перемешивающий орган, либо специальные транспортеры. Зона действия перемешивающего органа составляет незначительную долю общего рабочего объема смесителя.

К наиболее распространенным в отечественной промышленности циркуляционным смесителям следует отнести планетарно-шнековый и центробежный лопастной.

**Смеситель с планетарно-шнековой мешалкой** состоит из следующих основных частей (рис. 1.3): конического корпуса 1, крышки 4, привода 3 шнека, привода 2 водила, шнека 7, запорного механизма 8 и выгрузного патрубка 9. Шнек 7, получающий вращение вокруг собственной оси от привода шнека 3 через две пары конических шестерен (находятся в коробках передач 5 и 6), совершает планетарное вращение вокруг оси корпуса смесителя, получаемое от привода 2 через червячный редуктор, пару конических шестерен и водило 10. Верхний конец вала шнека 7 имеет опору в коробке передач 6, а нижний — в шарнирной опоре, закрепленной в нижней части корпуса смесителя. Приводы шнека и водила смонтированы на крышке 4 корпуса смесителя. В некоторых конструкциях планетарно-шнековых смесителей привод шнека находится на отдельной плите, расположенной около нижней части корпуса, а привод водила — на крышке. Крышка имеет ряд технологических штуцеров (для загрузки компонентов смеси, подачи инертного газа, установки взрывной мембраны, отбора проб, установки термопар) и лаз для осмотра внутренней части корпуса.

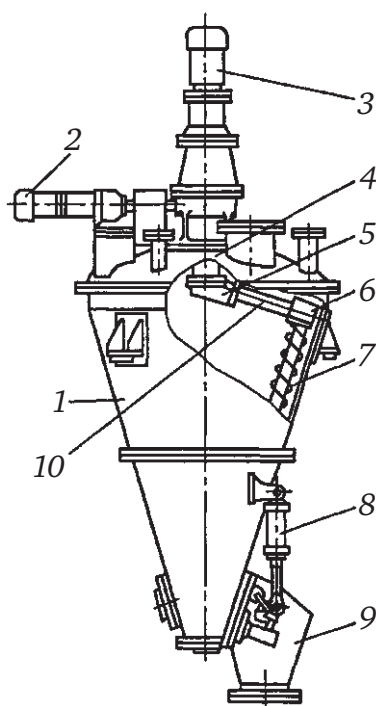


Рис. 1.3. Схема смесителя с планетарно-шнековой мешалкой

На коническом корпусе 1, состоящем из двух частей, имеется люк для осмотра шарнирной опоры и коробка для выпуска готовой смеси. Отверстие в коническом корпусе, через которое готовая смесь выходит во внутреннюю часть коробки, закрыто клапаном, имеющим шарнирную опору. Для открытия и закрытия клапана предназначен механизм 8, состоящий из пневмо- или гидроцилиндра и рычажной передачи.

Шарнирная опора вала шнека является одним из самых ответственных узлов смесителя. Опора размещена в сыпучем материале, поэтому ее конструкция должна обеспечить работу без смазочного материала и предотвратить истирание шейки вала шнека частицами перемещаемого материала.

Планетарно-шнековый смеситель работает следующим образом. Подлежащий смешению материал загружают через верхний штуцер в крышке 4 (см. рис. 1.3). При планетарном вращении шнека 7 смешиваемый материал поднимается витками шнека около стенок конического корпуса 1. Затем материал движется к оси корпуса, где образуется нисходящий поток материала. В узкой части корпуса материал снова захватывается витками шнека и транспортируется вверх вдоль стенок корпуса. Движение сыпучего материала вверх в отдельных объемах около стенки корпуса прерывистое; оно происходит только в моменты прохождения через эти объемы шнека. После завершения процесса смешения пневмоцилиндром открывается клапан, находящийся внутри коробки. Сыпучий материал начинает вытекать через отверстие в коробку, а из нее — в приемное устройство для хранения готовой смеси. Выпуск смеси производят при вращающемся шнеке.

Экспериментально установлены следующие оптимальные геометрические и режимные параметры планетарно-шнекового смесителя:

$$d_{\text{ш}} = 0,2D_6; \quad t_{\text{ш}} / d_{\text{ш}} = 0,8; \quad \varphi = 0,8; \quad \omega_{\text{ш}} / \omega_{\text{в}} = 40;$$

$$u = 1 \text{ м/с}; \quad \alpha = 34^\circ; \quad t_{\text{см}} = 20 \text{ мин},$$

где  $d_{\text{ш}}$  — наибольший диаметр витков шнека;  $D_6$  — наибольший внутренний диаметр корпуса;  $t_{\text{ш}}$  — шаг винтовой линии шнека;  $\varphi$  — коэффициент заполнения смесителя;  $\omega_{\text{ш}}$ ,  $\omega_{\text{в}}$  — угловая скорость шнека и водила соответственно;  $u$  — окружная скорость наружной кромки витков шнека относительно его оси;  $\alpha$  — угол конусности корпуса;  $t_{\text{см}}$  — время смешения.

Мощность, кВт, привода планетарного вращения шнека

$$P = \frac{1}{15} C_1 \rho_{\text{н}} N_{\text{ш}} L_{\text{р}}^2 F_{\text{уд}} (4 - \sin^2 \alpha + 1), \quad (1.4)$$

где  $C_1$  — коэффициент, зависящий от физико-механических свойств смеси (табл. 1.1);  $\rho_{\text{н}}$  — насыпная плотность сыпучего материала, кг/м<sup>3</sup>;  $N_{\text{ш}}$  — частота вращения шнека, об/мин;  $L_{\text{р}}$  — часть длины шнека, находящаяся в смеси, м;  $F_{\text{уд}}$  — удельная поверхность шнека, м<sup>2</sup>/м;  $\alpha$  — угол конусности корпуса, град.

Таблица 1.1

Значения коэффициентов  $C_1$  и  $C_2$  для некоторых сыпучих материалов

Материал	Насыпная плотность, кг/м <sup>3</sup>	Размер частиц, мм	$C_1 \cdot 10^6$	$C_2 \cdot 10^6$
Речной песок	1380	0,2—0,5	0,9	8,24
Соль поваренная	1070	1—2	1,27	39
	970	0,2—0,5	0,9	3,4
	1100	0,01—0,2	2,5	2,68
Сода кальцинированная	505	0,01—0,1	2,3	2,24
Опилки железные	2400	0,25—1	—	95,5
Графит гранулированный	1070	0,2—0,5	0,8	38
Каолин	272	0—0,07	0,94	3,3
Цемент	980	0,01—0,1	2,1	2,84
Полиэтилен порошкообразный	240	0—0,02	—	3,93
Полиэтилен гранулированный	561	3—5	—	8,5
Поливинилхлорид	481	0—0,02	—	5,9

Удельная поверхность шнека (в м<sup>2</sup> на 1 м длины рабочей зоны шнека):

$$F_{уд} = (2F_1 + F_2) / t_{ш},$$

где  $F_1$  и  $F_2$  — площадь поверхности одной стороны витка шнека и вала на длине в один шаг соответственно, м<sup>2</sup>.

**Центробежные лопастные смесители** относятся к циркуляционным смесителям с быстро вращающимся рабочим органом. Экспериментально установлено, что при вращении лопастной мешалки с окружной скоростью края лопасти более 6 м/с перемешиваемый сыпучий материал может быть переведен чисто механически в псевдоожиженное состояние. При этом значительно увеличиваются подвижность сыпучего материала и скорость его движения по циркуляционному контуру, благодаря чему время смешения не превышает 25 мин.

В центробежных лопастных смесителях используют мешалки, выполненные в виде радиальных лопастей, пропеллеров, дисков. Форма лопастей мешалки не оказывает существенного влияния на процесс перевода сыпучего материала в псевдоожиженное состояние. Единственное условие, предъявляемое к конструкции мешалки, — это обеспечение высокой скорости циркуляции материала при низком лобовом сопротивлении вращению. Высота слоя сыпучего материала над мешалкой не должна превышать  $(8 \div 10)b$ , где  $b$  — высота лопастей мешалки. При необходимости псевдоожижения более высоких слоев сыпучего материала приходится устанавливать на одном валу несколько мешалок с шагом  $(8 \div 10)b$ .

Центробежный лопастной смеситель типа ЦЛ состоит из следующих основных узлов (рис. 1.4): корпуса 1, крышки 2, рабочего органа с верхней 3 и нижней 4 лопастными мешалками, электродвигателя 5, вращающего вал мешалок через клиноременную передачу 6, станины 7 и выгрузного патрубка 8 с клапаном.

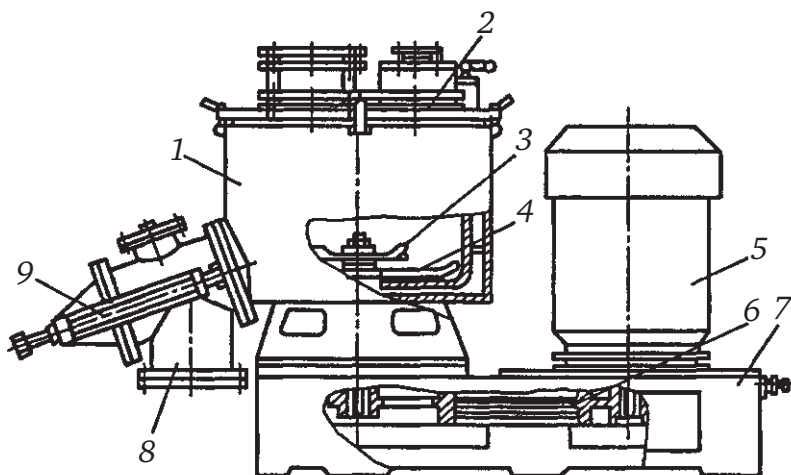


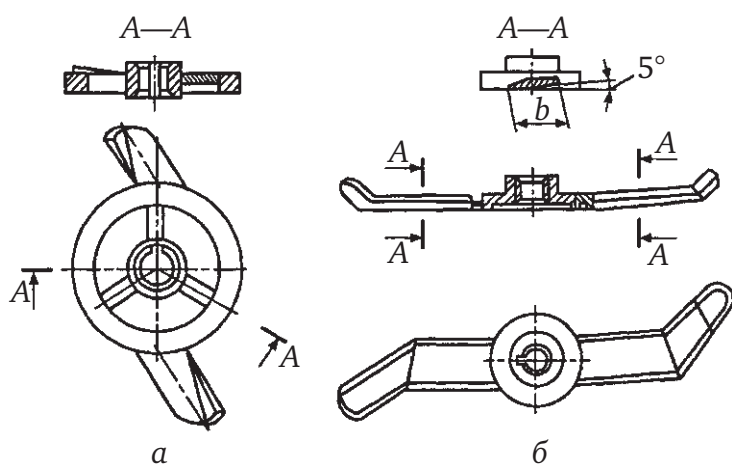
Рис. 1.4. Центробежный лопастной смеситель типа ЦЛ

Сварной корпус выполнен в виде конического (сужающегося кверху) сосуда с эллиптическим днищем и снабжен рубашкой, позволяющей охлаждать или нагревать смесь. В нижней части корпуса имеется отверстие, к которому крепится выгрузной патрубок с клапаном. Клапан, перекрывающий отверстие в корпусе в моменты загрузки и смешения компонентов смеси, приводится в действие от двух пневмоцилиндров 9. Управление цилиндрами автоматизировано.

Крышку корпуса выполняют эллиптической для смесителей с рабочим объемом более  $0,1 \text{ м}^3$  и плоской для смесителей с рабочим объемом, равным или меньшим  $0,1 \text{ м}^3$ . В крышку вваривают несколько технологических штуцеров. Для удобства обслуживания внутренней полости смесителя крышку выполняют поворотной вокруг оси, закрепленной на корпусе смесителя.

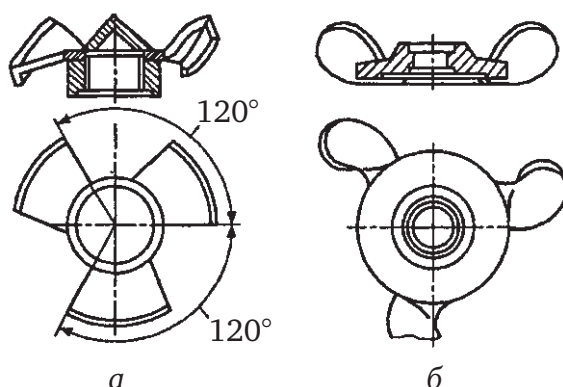
Рабочий орган смесителя выполнен в виде двух лопастных мешалок (верхней 3 и нижней 4), насаженных на один консольно расположенный вал. Форма мешалок зависит от заданной степени измельчения частиц сыпучего материала. Если измельчение частиц недопустимо, то рекомендуют использовать мешалки, конструкция которых показана на рис. 1.5 (а — верхняя, б — нижняя). Для смесей, которые допускают изменение гранулометрического состава в процессе смешения, устанавливают мешалки, показанные на рис. 1.6 (а — верхняя, б — нижняя).

Центробежные лопастные смесители используют для смешения текучих и вязкотекучих сыпучих материалов, а также для приготовления сыпучих смесей с небольшими добавками жидкого компонента, вводимого в смеситель в распыленном состоянии.



**Рис. 1.5. Мешалки центробежного лопастного смесителя типа ЦЛ для сыпучих материалов, для которых измельчение частиц недопустимо:**

*a* — верхняя мешалка на рис. 1.4; *б* — нижняя мешалка на рис. 1.4



**Рис. 1.6. Мешалки центробежного лопастного смесителя типа ЦЛ для сыпучих материалов, для которых допустимо измельчение частиц:**

*a* — верхняя мешалка на рис. 1.4; *б* — нижняя мешалка на рис. 1.4

Экспериментально установлены следующие оптимальные геометрические параметры смесителя типа ЦЛ: угол конусности обечайки корпуса  $\alpha = 2 \div 5^\circ$ ; высота смесительной камеры  $H = (0,7 \div 0,9)D$ , где  $D$  — диаметр смесительной камеры; диаметр верхней лопасти  $d_{в.л} = (0,85 \div 0,9)D$  (для смесителя с цилиндрическим корпусом) и  $d_{в.л} = (0,5 \div 0,6)D$  (для смесителя с коническим корпусом); диаметр нижней лопасти  $d_{н.л} = (0,85 \div 0,95)D$ ; расстояние между верхней и нижней лопастями  $h = 0,12D$  (для смесителя с цилиндрическим корпусом) и  $h = 0,2D$  (для смесителя с коническим корпусом); диаметр кольца верхней лопасти  $d_k = 0,45D$ ; высота лопастей  $b = (0,13 \div 0,15)D$ .

Мощность (кВт), необходимая для перемешивания сыпучих материалов в смесителе типа ЦЛ с использованием мешалки (см. рис. 1.5):

$$P = C_2 K_{\phi} \rho_n (L\omega)^{2,2} H_c^{0,63} b^{0,8} \sin \alpha S^{0,2}, \quad (1.5)$$

где  $C_2$  — коэффициент, зависящий от физико-механических свойств материала (см. табл. 1.1);  $K_{\phi}$  — коэффициент формы лопастей мешалки

(для прямых лопастей  $K_\phi = 1$ , для спиральных —  $K_\phi = 1,06$ , а для лопастей, изображенных на рис. 1.5,  $K_\phi = 0,72$ );  $\rho_n$  — насыпная плотность сыпучего материала;  $L$  и  $b$  — соответственно длина и высота мешалки, м;  $\omega$  — угловая скорость;  $H_c$  — высота слоя материала над лопастью, м;  $\alpha$  — угол наклона лопастей мешалки к горизонтали, град;  $S$  — радиальный зазор между краем лопасти мешалки и стенкой корпуса, м.

**Смесители объемного смешения.** В смесителях этой группы смешиваемые компоненты перемещаются рабочими поверхностями мешалки по всему внутреннему объему смесителя отдельными блоками хаотически. Блоки из частиц одного компонента, попадая под действие лопастей мешалки, разрезаются на части, которые затем разносятся в разные места внутреннего объема смесителя. Процесс разрушения блоков и их перераспределение в пространстве в конечном итоге приводят к смешению компонентов.

В смесителях объемного смешения скорость процесса смешения зависит в основном от числа одновременно существующих поверхностей сдвига в массе сыпучего материала и скорости относительного перемещения материала в месте сдвига. В большинстве случаев процесс смешения в смесителях этой группы интенсифицируют увеличением поверхностей сдвига; для этого увеличивают число лопастей или число витков у ленточных мешалок. Для уменьшения энергозатрат принимают небольшую частоту вращения мешалки. Конструкция мешалки должна обеспечить хаотическое перемещение смешиваемого материала по всему рабочему объему смесителя.

К наиболее распространенным смесителям объемного смешения относятся ленточный смеситель и двухроторный смеситель с Z-образными лопастями.

**Ленточный смеситель** типа Лн-200 (рис. 1.7) состоит из следующих основных частей: корпуса 1, ротора 6, привода 2 ротора, разгрузочного затвора 4, пневмоцилиндра 3, станины 5. Корпус смесителя цилиндрической формы имеет плоские крышки, люки А и Е, предназначенные для осмотра и чистки внутренней части смесителя, и ряд технологических штуцеров: Б и Д — для подачи жидких добавок, В — для отсоса воздуха в моменты загрузки, Г — для загрузки компонентов смеси, К — для спуска промывных жидкостей, И — для осмотра клапана, З — для выгрузки смеси, Ж — для обдувки клапана.

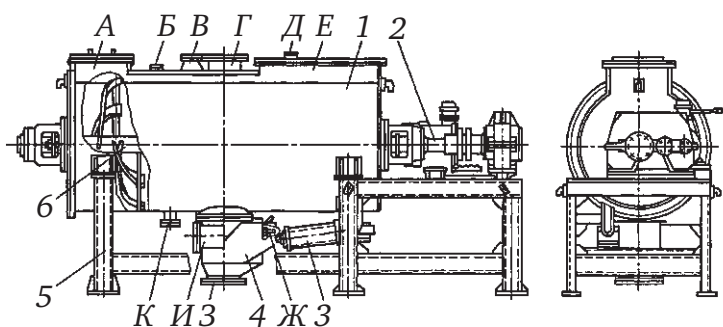


Рис. 1.7. Ленточный смеситель типа Лн-200



Ротор смесителя состоит из вала, на котором закреплены два ряда спиральных лент. Наружные ленты в процессе смешения перемещают материал в центральную часть корпуса, а внутренние — к его торцовым крышкам. Для этого ленты разделены на две части с разным направлением спиралей. Ротор вращается с частотой 3,27 об/с. Привод ротора состоит из электродвигателя, редуктора и соединительных муфт. Мощность привода 15 кВт.

Частоту вращения ротора в ленточных смесителях принимают с таким расчетом, чтобы окружная скорость верхней кромки наружной ленты была равна 1,2 м/с. Зазор между наружными кромками ленты большего диаметра и внутренней поверхностью корпуса не должен превышать 3 мм.

Время смешения в ленточных смесителях 1—6 ч.

Рекомендуемая область применения ленточных смесителей — смешение сыпучих материалов, а также сыпучих материалов с небольшими добавками жидкого компонента, вводимого в смеситель в распыленном виде.

Роторы со шпорообразными лопастями применяются в многочисленных разновидностях смесителей для смешения сыпучих, увлажненных, вязких, пастообразных и густых химических продуктов. Они получили распространение как в конструкциях смесительных машин с периодическим циклом работы, так и в смесителях непрерывного действия.

Роторы со шпорообразными лопастями для смесителей непрерывного действия в настоящее время не нормализованы, изготавливаются различными заводами и отличаются большим разнообразием конструкций.

В ряде конструкций смесительных машин непрерывного действия наряду с вращением лопастных роторов применяются дополнительные движения, например придается вращение смесительному корпусу или используются вибрационные устройства, которые обеспечивают более интенсивное выполнение того или иного технологического процесса.

На рис. 1.8 представлена комбинация роторов со шпорообразными лопастями, выполняющими операции непрерывного смешения сыпучих и пастообразных химических продуктов.

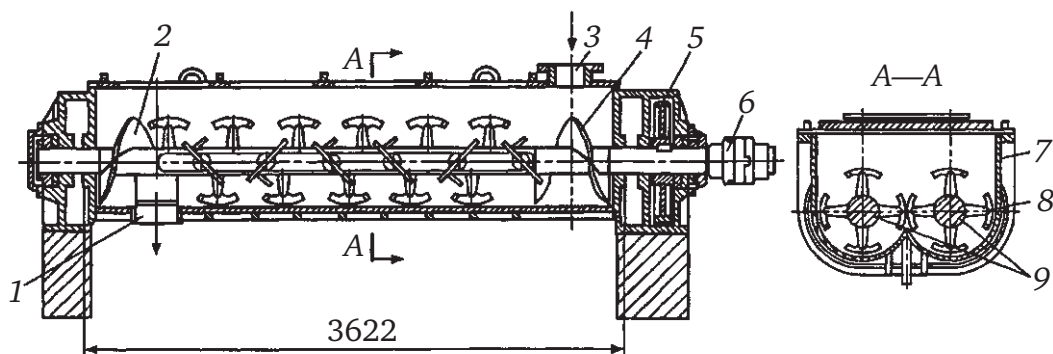
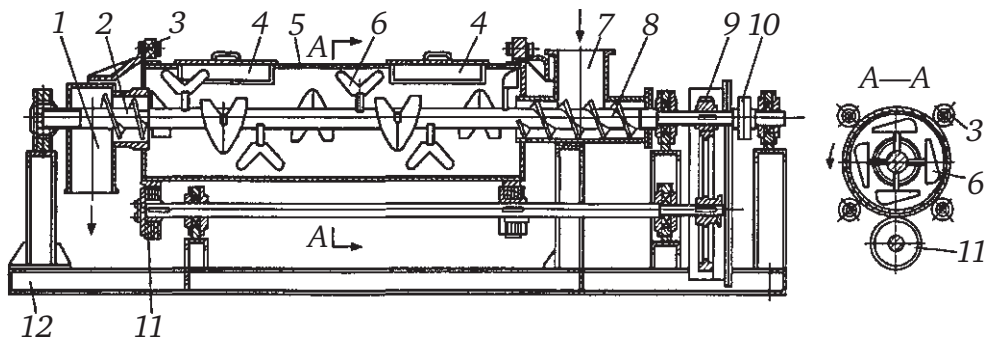


Рис. 1.8. Комбинация роторов со шпорообразными лопастями

Компоненты равномерно загружаются в смесительную камеру 7 через загрузочный люк 3. При вращении роторов 9 продукт подается винтовыми лопастями 4 вдоль оси смесителя, активно перемешивается лопастями 8 и выходит через выгрузочный люк 1. Винтовые лопасти 2 предотвращают движение продукта к стенке корпуса и способствуют более плавной его выгрузке. Привод смесителя осуществляется от редуктора через муфту 6. Вращение второму лопастному ротору передается от зубчатого колеса 5. В некоторых подобных конструкциях смесительный корпус устанавливается на вибрационных устройствах.

На рис. 1.9 представлен ротор со шпорообразными лопастями, используемый для смешения сыпучих материалов. Смешиваемые ингредиенты загружаются через загрузочный люк 7 и шнеком 8, установленным на рабочем роторе, транспортируются в смесительный корпус 5. Корпус, имеющий цилиндрическую форму, установлен в роликах 3 и опирается на приводные ролики 11, от которых получает вращение.



**Рис. 1.9. Ротор со шпорообразными лопастями для смесителя сыпучих материалов**

На рабочем роторе укреплены лопасти 6, имеющие V-образную форму, которые при быстром вращении разбрасывают материал, создавая вихревой поток материала, направленный к выгрузному шнеку 2, и далее материал направляется в выгрузной люк 1.

Лопастной ротор приводится в движение от электродвигателя через соединительную муфту 10. От зубчатого колеса 9 получают вращение приводные ролики 11. Вся установка смонтирована на сварной раме 12. Чистка корпуса осуществляется через люки, закрываемые крышками 4.

Интенсивность перемешивания продукта в подобных смесителях обеспечивается не только за счет быстрого вращения лопастей, но и за счет вращения цилиндрического корпуса. Подобные смесительные устройства позволяют производить качественное перемешивание сыпучих ингредиентов.

В двухроторных лопастных смесителях перемешивающие устройства представляют собой два ротора, вращающихся в смесительной камере. Двухроторные смесители отличаются большим разнообразием конструкций. Их можно применять для приготовления с подогревом или охлаждением пастообразных масс, для смешения сыпучих материалов с небольшими добавками жидкости, а также для пластикации ком-

позиционных полимерных материалов. Конструкция этих смесителей зависит от их назначения. Основными конструктивными элементами двухроторных смесителей является рабочая камера, в которой с разной скоростью навстречу друг другу вращаются два ротора, имеющие в зависимости от назначения различную конфигурацию.

На рис. 1.10 показана конструкция **двухроторного смесителя с Z-образными лопастями** и опрокидывающейся рабочей камерой. Такие смесители предназначены для приготовления с подогревом или охлаждением пастообразных масс. Смеситель состоит из рабочей камеры 14 и двух Z-образных роторов 8, вращающихся в противоположных направлениях с различными угловыми скоростями. Рабочая камера снабжена крышкой 7 с быстродействующим затвором 6.

Роторы приводятся во вращение электродвигателем 1, связанным через муфту 3 и цепную передачу 4 с приводными шестернями, установленными на станине 2. Материал загружается в рабочую камеру смесителя при снятой крышке 7. Для выгрузки готового продукта камера опрокидывается гидроцилиндром 15, работающим от гидроагрегата с электродвигателем 5. Для облегчения снятия крышки предусмотрен противовес 13. Температурный режим перемешивания поддерживается теплоносителем, для подвода и отвода которого используют штуцеры 10 и 9. В смесителе имеются также технологический штуцер для ввода жидких компонентов 11 и воздушник 12 для удаления летучих составляющих из рабочей камеры вакуумированием.

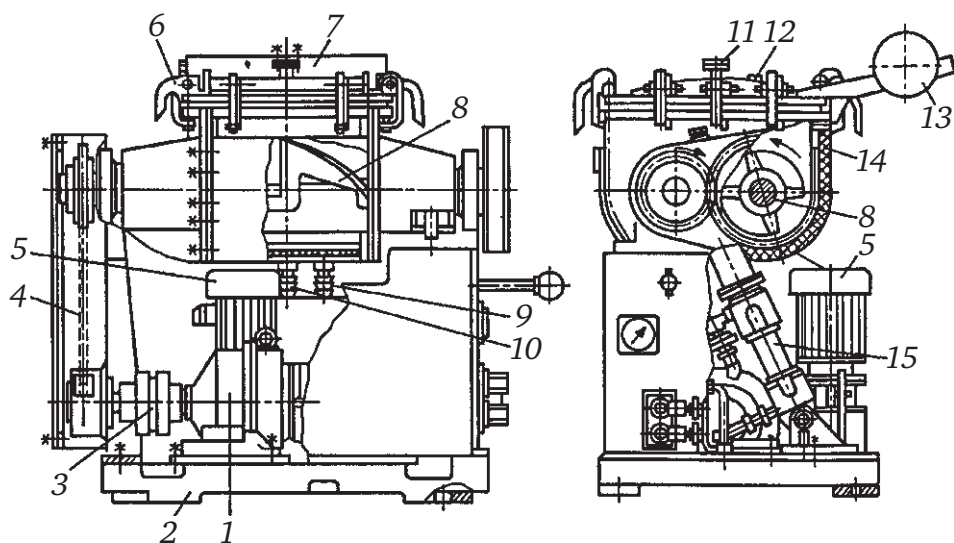


Рис. 1.10. **Двухроторный смеситель с Z-образными лопастями**

В последние годы получили распространение **двухроторные смесители с реверсивным червяком**. Отличительная особенность этого типа смесителя по сравнению с рассмотренными — наличие реверсивного червяка, предназначенного для интенсификации процесса смешения, механизации разгрузки готовой смеси, а также при необходимости для формования из пасты профильных изделий. Эти смесители можно применять при следующих технологических процессах: смешение твердых

веществ с жидкостями для получения однородных паст, мазей; смешение порошкообразных масс с жидкостями для увлажнения частиц порошка; нагревание или охлаждение твердых и густых масс при интенсивном перемешивании; окрашивание материала; получение клеев.

Двухроторный смеситель с реверсивным червяком (рис. 1.11) состоит из следующих основных конструктивных элементов: камеры смешения 1 с крышкой, двух лопастей 3 специальной формы, реверсивного червяка 2. Камера смешения 1 представляет собой корыто с двумя торцовыми съемными стенками 5, в которых имеются отверстия для валов лопастей и червяка. Дно камеры образовано двумя большими полуцилиндрами для лопастей и третьим полуцилиндром для червяка.

Смеситель работает следующим образом. В камеру смешения загружают необходимое количество сыпучего компонента, заливают жидкие компоненты и включают лопасти и червяк. Лопасти смесителя вращаются навстречу друг другу с различной частотой и перемешивают загруженные компоненты. Навивка лопастей имеет такое направление, что масса движется обычно к центру корыта. Червяк транспортирует массу в направлении к задней торцовой стенке камеры. Затем червяк сбрасывает массу на быстроходную лопасть. Это приводит к значительной интенсификации процесса смешения. Готовая смесь, подаваемая лопастями, выгружается червяком через фильеру 4.

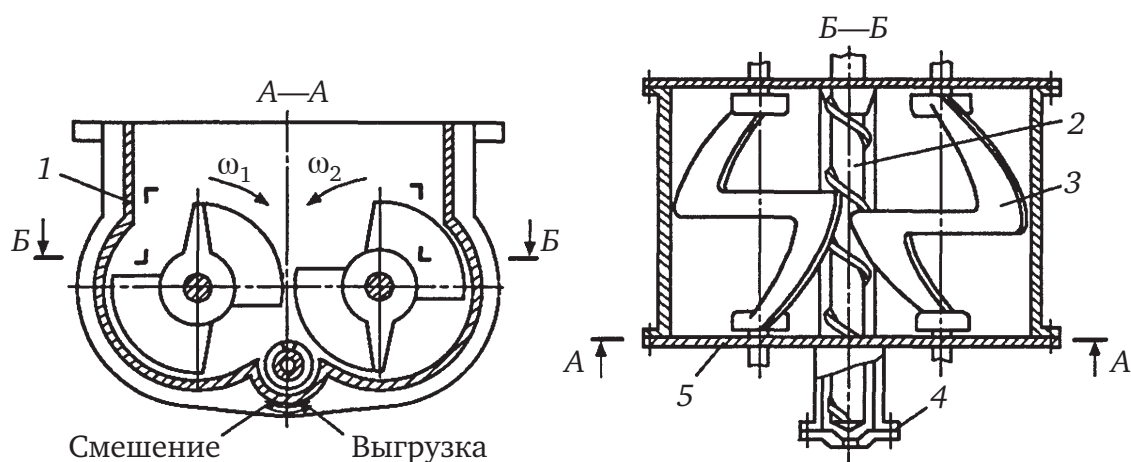


Рис. 1.11. Двухроторный смеситель с реверсивным червяком

Важнейшими элементами лопастных роторов являются лопасти, форма которых зависит от выполняемых технологических операций (об этом было сказано выше).

На рис. 1.12 представлены три основные группы лопастных роторов: тяжелые, средние и легкие. В каждой из групп приведены наиболее характерные их разновидности.

Роторы, имеющие формы, показанные на рис. 1.12, а—д, применяются чаще всего в резиносмесителях и пластомешателях.

Форма ротора, представленная на рис. 1.12, а, в поперечных сечениях представляет собой эллипсы. В осевом направлении гребень

лопасти выполняется двумя участками винтовой линии с различными углами подъема: 45 и 60°. Один участок гребня имеет правое направление винтовой линии, другой — левое.

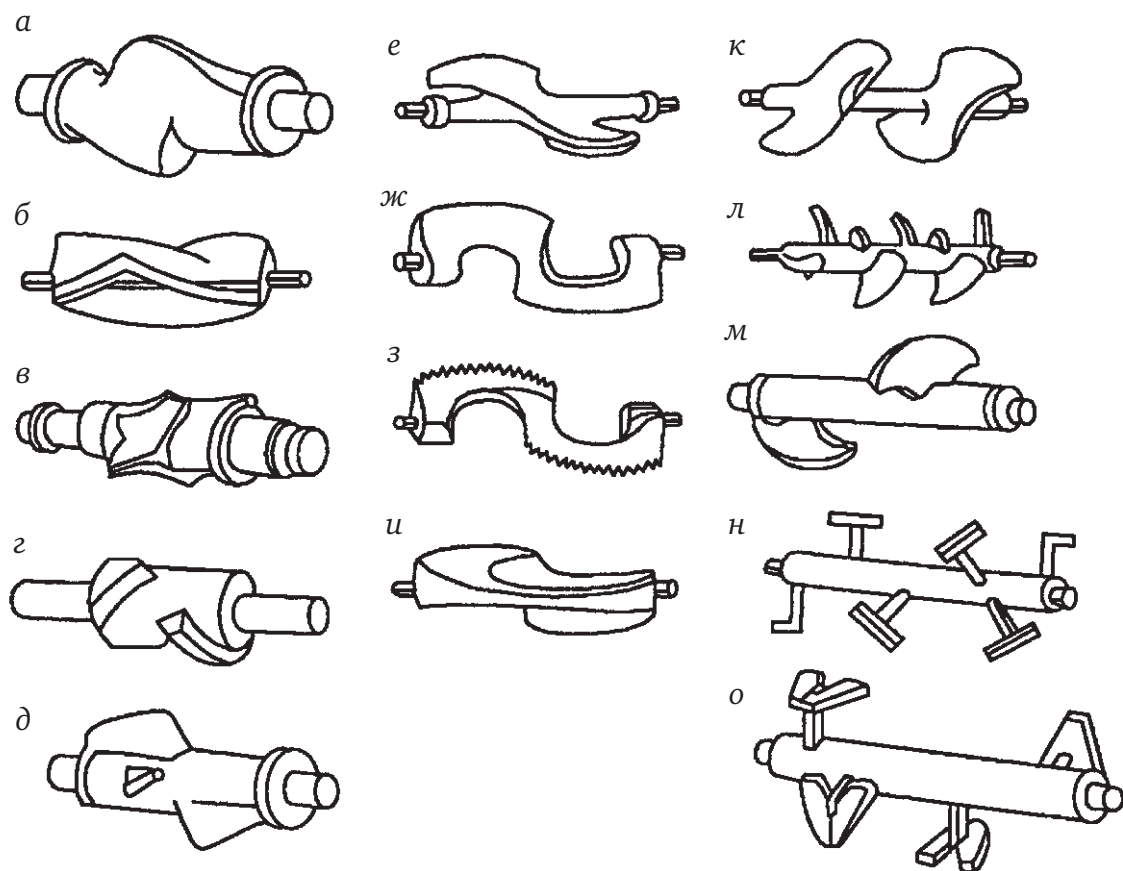


Рис. 1.12. Типовые формы лопастей

Роторы смесителей имеют различные угловые скорости, фрикция находится в пределах 1,2—1,3. Благодаря фрикции между роторами, а также благодаря форме лопастей в виде эллипса все точки рабочей поверхности роторов имеют различные окружные скорости.

Таким образом, в разных сечениях смесительной камеры в каждый момент времени имеет место образование бесконечного количества комбинаций фрикций, что обеспечивает высокое качество гомогенизации продукта.

Форма ротора, показанная на рис. 1.12, б, применяется в резиносмесителях. Лопасти ротора выполнены в виде шеврона с углом при вершине в 120° по центру рабочей части. На роторе имеется три лопасти, равномерно расположенные по окружности. Благодаря форме этих лопастей исключается осевое перемещение смеси. Лопасти четырехгранной формы (см. рис. 1.10, в) по принципу работы аналогичны шевронным.

Роторы, изображенные на рис. 1.12, г, д, состоят из цилиндрических участков различных диаметров, на которых имеются клиновые лопасти в виде отдельных отрезков винтовой линии. Клиновые лопасти одного ротора входят во впадины другого ротора с зазором 4—5 мм.



Смешение масс подобными лопастями происходит в основном в зазорах между выступами и впадинами лопастей, а не между роторами и стенками корпуса.

Зигзагообразные лопастные роторы (рис. 1.12, *е—и*) применяют для перемешивания масс умеренной вязкости.

Форма, изображенная на рис. 1.12, *е*, используется для перемешивания высококонсистентных масс в небольших количествах.

Z-образные лопасти (см. рис. 1.12, *ж*) являются универсальными. Они применяются для смешения друг с другом полутвердых масс или смешения их с жидкостями для получения однородных паст, мазей, клеев и т. п.

Форма с зубчатыми гребнями (см. рис. 1.12, *з*) показала хорошие результаты при размельчении и смешении волокнистых материалов.

Форма, приведенная на рис. 1.12, *и*, чаще всего применяется для приготовления густых клеев.

Шпорообразные лопасти (рис. 1.12, *к—о*) предназначены для смешения и увлажнения сыпучих материалов.

Лопасты четырехкрылатой формы (см. рис. 1.12, *к*) предназначены для перемешивания масс с целью их промывки или удаления из них газовых включений, а также для проведения процессов растворения полутвердых масс в жидкостях.

Многокрылатые формы (см. рис. 1.12, *л*) обеспечивают более интенсивный технологический процесс, чем формы, изображенные на рис. 1.47, *к*.

Двухкрылатые формы (см. рис. 1.12, *м*) могут быть рекомендованы для перемешивания небольших количеств материалов.

Многокрылатые формы (см. рис. 1.12, *н*) с Т-образными лопастями применяются для смешения сыпучих материалов и увлажнения твердых малосжимаемых сыпучих материалов.

Шпорообразные формы (см. рис. 1.12, *о*) обеспечивают качественное смешение сыпучих материалов при их массовом соотношении до 1000:1.

Из всех перечисленных форм лопастей в настоящее время нормализованы лишь три, показанные на рис. 1.12, *ж*, *к*, *н*, с наружными диаметрами от 110 до 600 мм.

подавляющее большинство лопастных роторов, работающих попарно в машине и вращающихся в разные стороны, соединяются между собой парой цилиндрических зубчатых колес, обеспечивающих необходимую фрикцию.

Опоры роторов воспринимают большие распорные нагрузки, вызываемые работой лопастей в рабочей камере, и, кроме того, нагружены дополнительно усилиями, возникающими в зубчатом зацеплении.

Одностороннее расположение приводных зубчатых колес создает неравномерные условия нагружения опор (рис. 1.13, *а—в*), поэтому в тяжело нагруженных смесителях приводные зубчатые колеса располагаются по обе стороны от лопастей (рис. 1.13, *г*), что обеспечивает



равномерную нагрузку обеих опор и создает благоприятные условия для работы лопастей.

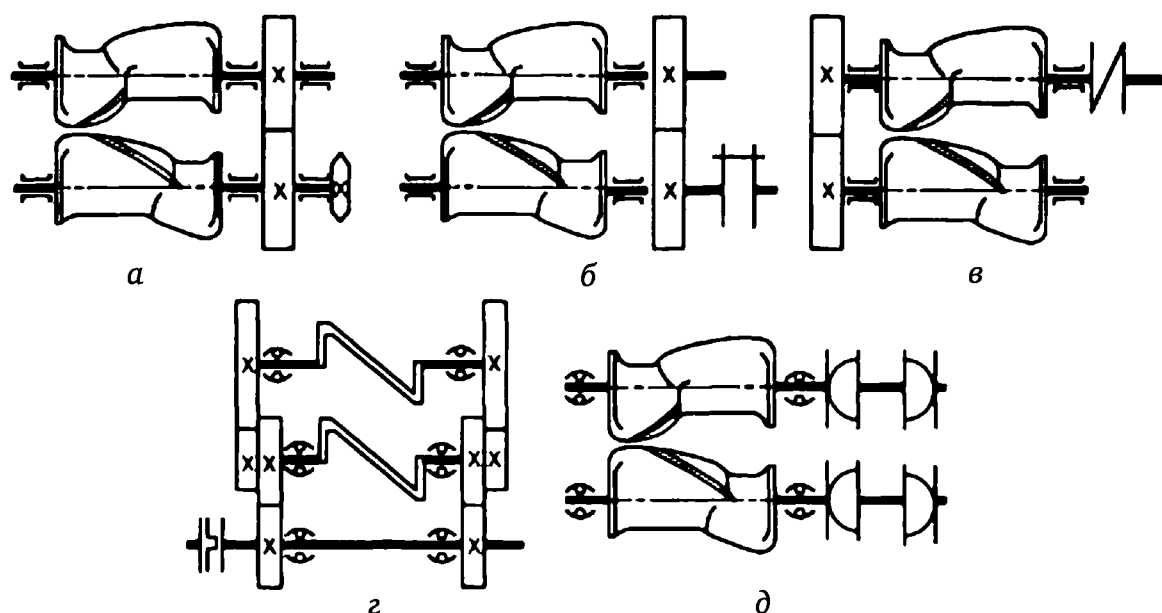


Рис. 1.13. Типовые схемы приводов лопастных валов

Лопастные роторы соединяются с приводными редукторами цепными передачами, жесткими, упругими и кулачково-дисковыми муфтами.

Зубчатые передачи (см. рис. 1.13, а) применяются на малолитражных лабораторных смесителях, где вопросы компактности имеют существенное значение.

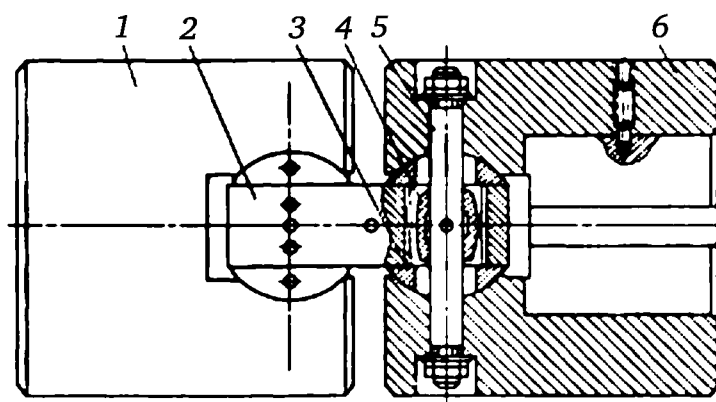
Жесткие муфты (см. рис. 1.13, б) применяются в смесителях, где возможна точная установка выходного вала приводного редуктора относительно ротора смесителя.

Упругие муфты (см. рис. 1.13, в) обеспечивают плавный пуск, а кулачково-дисковые (см. рис. 1.13, г) позволяют компенсировать неточности установки, допущенные при монтаже узлов.

Шарнирные муфты (рис. 1.13, д) применяются в тяжело нагруженных смесителях, поэтому приводные зубчатые колеса, соединяющие валы, устанавливаются в отдельном блок-редукторе и опоры лопастных роторов нагружены только распорными усилиями, действующими в рабочей камере.

Шарнирная муфта (рис. 1.14) состоит из двух массивных полумуфт 1 и 6, одна из которых устанавливается на шейку блок-редуктора, а вторая — на шейку ротора. В цилиндрических расточках полумуфт устанавливаются шарниры 3, в которых, в свою очередь, установлены втулки 4 на шпильке 5, соединенные плоской штангой 2. Наличие короткой штанги объясняется тем, что в процессе работы роторы не раздвигаются и муфта предназначена только для передачи крутящего момента.

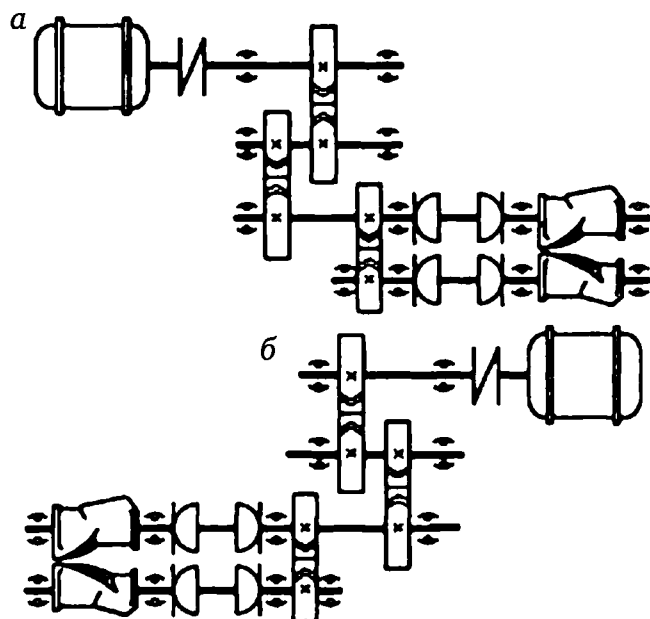
Смазка трущихся поверхностей муфты производится из шприц-масленок.



**Рис. 1.14. Шарнирная муфта для привода лопастного вала резиносмесителя**

По отношению к рабочему месту привод смесителей может быть левым и правым.

На рис. 1.15 показаны типовые кинематические схемы резиносмесителей с левым и правым приводом лопастных роторов от блок-редуктора. Приводы лопастных роторов смесителей современных конструкций как отечественных моделей, так и зарубежных осуществляются несколькими электродвигателями, имеющими различные скорости и мощности.



**Рис. 1.15. Типовые кинематические схемы резиносмесителей:**

*а* — с левым приводом; *б* — с правым приводом

На рис. 1.16 изображена схема привода пластосмесителя. В первоначальный период работы смесителя 1 включается тихоходный электродвигатель 4, на последующей стадии включается быстроходный — более мощный электродвигатель 3. В период работы электродвигателя 4 привод к редуктору 2 осуществляется через электродвигатель 3, ротор которого в это время выполняет роль промежуточного вала.

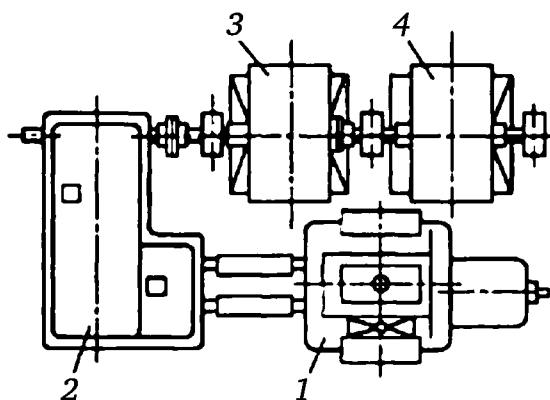


Рис. 1.16. Привод пластосмесителя с двумя электродвигателями

Подобная схема привода позволяет сократить цикл смешения в 2—4 раза. Такое резкое сокращение цикла работы смесителей периодического действия стало возможным благодаря тому, что на основе исследований было установлено: в начале цикла увеличение мощности происходит пропорционально квадрату изменения окружных скоростей, а в конце цикла смешения мощность остается постоянной.

В приводах крупных смесителей нашли применение шинопневматические муфты.

Эти муфты обеспечивают плавное включение, мягкое реверсирование хода без грубых толчков, а также позволяют простыми средствами осуществлять дистанционное управление.

Шинопневматические муфты обеспечивают надежную передачу крутящих моментов. Они надежно работают в пожаро- и взрывоопасной среде, безотказны в различных климатических условиях при температурах от  $-40$  до  $50$  °С.

## 1.2. Оборудование для измельчения материалов

### 1.2.1. Процессы измельчения. Классификация дробилок и измельчителей

*Измельчение* — уменьшение размеров кусков твердого материала механическим воздействием — широко используют в различных технологических процессах химической промышленности. В одних случаях, например при измельчении природных материалов, этот процесс относится к начальной или промежуточным стадиям производства и получаемый измельченный материал направляется на дальнейшую переработку, в других он позволяет получить товарную продукцию (пресс-порошки, пигменты и др.). Измельчение позволяет увеличить поверхность фазового контакта взаимодействующих масс, что значительно интенсифицирует такие процессы, как растворение, химическое взаимодействие, горение и др.

Основные характеристики процесса измельчения. Процесс измельчения характеризуют *степенью измельчения* — отношением средних

диаметров кусков материала до и после измельчения (соответственно  $d_{\text{н}}$  и  $d_{\text{к}}$ ):

$$i = d_{\text{н}} / d_{\text{к}}.$$

Из-за трудности определения средних диаметров кусков обычно степень измельчения определяют как отношение средневзвешенных размеров исходного и конечного продуктов, которые находят по результатам ситового анализа.

В зависимости от размеров кусков получаемого продукта различают следующие виды измельчения: дробление крупное ( $d_{\text{к}} = 100 \div 350$  мм), среднее ( $d_{\text{к}} = 40 \div 100$  мм) и мелкое ( $d_{\text{к}} = 5 \div 40$  мм); помол грубый ( $d_{\text{к}} = 0,1 \div 5$  мм), средний ( $d_{\text{к}} = 0,05 \div 0,1$  мм), тонкий ( $d_{\text{к}} = 0,001 \div 0,005$  мм) и сверхтонкий ( $d_{\text{к}} < 0,001$  мм).

Измельчение обычно реализуют по стадиям с последовательным переходом от крупного дробления к более мелкому и к помолу с поэтапным разделением материала по классам.

При выборе оборудования для измельчения материала необходимо учитывать прочность последнего, т. е. его свойство сопротивляться разрушению под внешним воздействием. Это свойство оценивают пределами прочности при сжатии  $[\sigma_{\text{сж}}]$  и растяжении  $[\sigma_{\text{р}}]$ , которые определяют опытным путем по величине разрушающего усилия при испытаниях образцов кубической или цилиндрической формы на одноосное сжатие (растяжение).

М. Я. Сапожников и И. А. Булавин рекомендуют следующую классификацию материалов в зависимости от значений предела прочности при сжатии  $[\sigma_{\text{сж}}]$  (МПа): мягкие ( $[\sigma_{\text{сж}}] < 10$ ), средней прочности ( $[\sigma_{\text{сж}}] < 10 \div 50$ ), прочные ( $[\sigma_{\text{сж}}] > 50$ ).

Для природных материалов характерны большие колебания механических свойств. Материалы анизотропны, т. е. обладают различными свойствами в разных направлениях, что является следствием их слоистости, наличия трещин, инородных включений. Значительно влияние пористости, влажности, масштабного фактора.

Анизотропия свойств природных материалов проявляется, в частности, и в том, что их предел прочности при растяжении примерно на порядок меньше предела прочности при сжатии. Модуль упругости  $E$  в большинстве случаев является переменной величиной в процессе нагружения материала; например, для упомянутых пород он равен соответственно  $(5,8 \div 8,6) \cdot 10^4$  и  $(3,4 \div 5,0) \cdot 10^4$  МПа. Однако при расчете усилий и энергозатрат связь нормальных напряжений с относительной деформацией  $\epsilon$  описывают законом Гука  $\sigma = \epsilon E$ , вводя в расчет усредненное значение модуля упругости  $E$ .

Теории измельчения. Основным содержанием теории измельчения является установление связи между затратами энергии и размерами конечных и начальных кусков материала, их формой, взаимным расположением, физико-механическими свойствами и т. п. Многофактор-

ность изучаемого явления затрудняет анализ, в связи с чем существующие теории измельчения характеризуют энергозатраты в общем виде с учетом лишь наиболее важных параметров процесса и материала.

В 1867 г. П. Риттингер выдвинул гипотезу о том, что работа  $A$  при измельчении материала пропорциональна площади вновь образованной поверхности  $\Delta F$ :

$$A = K_1 \Delta F, \quad (1.6)$$

где  $K_1$  — коэффициент пропорциональности.

Площадь вновь образованной поверхности можно выразить через начальные и конечные размеры кусков измельчаемого материала. Пусть куски имеют кубическую форму с размерами ребер до измельчения  $d_n$  и после измельчения  $d_k = d_n / i$  (рис. 1.17). Площадь начальной и конечной поверхности куба (куска материала) составляет соответственно

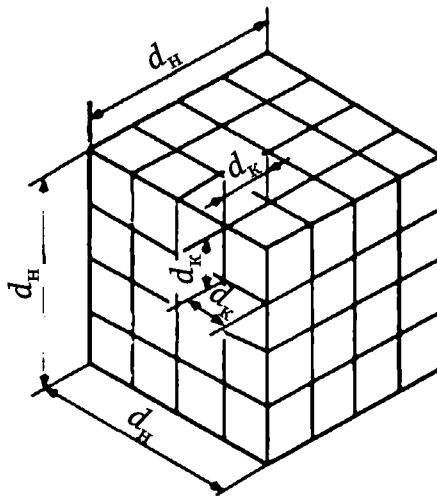
$$F_n = 6d_n^2; \quad F_k = 6(d_n / i)^2.$$

Следовательно, с учетом общего числа вновь образованных частиц

$$d_n^3 / (d_n / i)^3 = i^3$$

найдем:

$$\Delta F = F_k - F_n = 6i^3 \left( \frac{d_n}{i} \right)^2 - 6d_n^2 = 6d_n^2(i - 1).$$



**Рис. 1.17. Схема к расчету вновь образованной поверхности при измельчении**

Если дроблению подвергается  $Q$  м<sup>3</sup> материала со средним размером кусков  $d_{np}$  то общее число измельчаемых частиц составит  $Q/d_n^3$  и работа дробления в соответствии с формулой (1.6)

$$A = 6K_1 Q(i - 1) / d_n.$$

При массе измельчаемого материала  $Q_m$

$$A = 6K_1 Q_m \frac{i-1}{\rho d_n} = K_R Q_m \frac{i-1}{d_n},$$

где  $\rho$  — плотность материала;  $K_R$  — коэффициент пропорциональности между затраченной работой и вновь образованной поверхностью.

Теория Риттингера не учитывает изменения формы тел при измельчении и поэтому плохо описывает процессы дробления в случаях, когда продукты измельчения имеют малые удельные поверхности.

В 1874 г. В. Л. Кирпичев и в 1885 г. Ф. Кик предложили считать, что энергия, необходимая для одинакового изменения формы подобных и однородных тел, пропорциональна их объемам. Действительно, в соответствии с законом Гука работа упругих сил при одноосной деформации тела

$$A = 0,5P\Delta l = 0,5\sigma^2 V / E,$$

где  $\sigma$  и  $E$  — напряжение и модуль продольной упругости;  $V = Fl$  — объем элемента ( $l$  и  $F$  — длина и площадь сечения деформируемого элемента).

Приняв за деформируемый элемент куб с ребром  $d_n$ , получим  $V = d_n^3$  и

$$A = K_2 d_n^3,$$

где  $K_2$  — коэффициент пропорциональности.

Если измельчению подвергается  $Q_m$  кг материала со средним размером кусков  $d_n$ , то общее количество измельчаемых кусков составит  $Q_m/(\rho d_n^3)$ ; соответственно работа измельчения

$$A = K_2 \frac{Q_m}{\rho} = K_3 Q_m. \quad (1.7)$$

В случаях, когда степень измельчения  $i$  достигается за  $n$  стадий дробления и в каждой стадии степень измельчения  $j$  неизменна,  $i = j^n$ . В соответствии с уравнением (1.7) работа измельчения на всех стадиях одинакова, т. е.

$$A_1 = A_2 = \dots = A_n = K_3 Q_m$$

и суммарная работа

$$A = nK_3 Q_m.$$

Поскольку

$$n = \frac{\lg i}{\lg j} \quad \text{или} \quad n = \frac{\lg(d_n / d_k)}{\lg j},$$



$$A = K_K Q_M \lg(d_H / d_K),$$

где  $K_K = K_3 / \lg j$ .

П. А. Ребиндер в 1940 г. и Ф. Бонд в 1951 г. предложили определять энергетический расход при дроблении с учетом работы как деформации кусков, так и образования новых поверхностей.

На основании опытных исследований предложена эмпирическая формула для расчета мощности  $P$  (кВт) электродвигателя дробилок:

$$P = 0,13 E_i K_M Q_M (\sqrt{i} - 1) \sqrt{d_H}, \quad (1.8)$$

где  $E_i$  — энергетический показатель, зависящий от физико-механических свойств перерабатываемого материала (дробилки универсального назначения рассчитывают по максимальному показателю  $E_{i\max} \approx 8 \text{ кВт} \cdot \text{ч/т}$ );  $K_M$  — коэффициент масштабного фактора (рис. 1.18);  $d_H$  — средневзвешенный начальный размер кусков исходного материала, м;  $Q_M$  — производительность, кг/с.

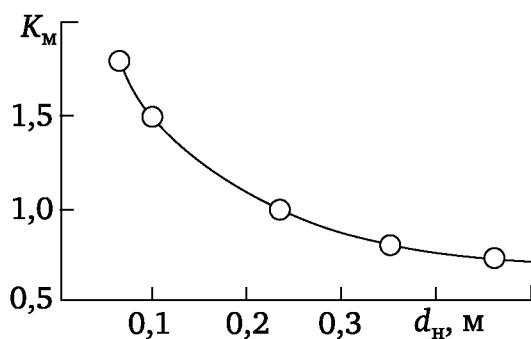


Рис. 1.18. Зависимость коэффициента масштабного фактора  $K_M$  от начального размера кусков  $d_H$  материала

**Способы измельчения. Классификация дробилок и измельчителей.** В зависимости от характера воздействия сил на материал различают измельчение раздавливанием (сжатием куска), изломом (изгибом), раскалыванием (эквивалентно растяжению), истиранием и ударом. Эти виды силового воздействия в процессе измельчения проявляются одновременно, однако в зависимости от конструкции машины преобладает тот или иной способ воздействия.

Прочные и хрупкие материалы целесообразно дробить раздавливанием и изломом, прочные и вязкие — раздавливанием и истиранием. Крупное дробление мягких и хрупких материалов предпочтительно выполнять раскалыванием, среднее и мелкое — ударом. Дробление обычно осуществляют как сухое; лишь в некоторых случаях в загрузочные устройства машин вводят воду (разбрызгиванием) для уменьшения пылеобразования.

Помол материалов выполняют ударом и истиранием. Помол может быть сухим с пневматическим транспортированием материала

и мокрым; последний способ экологически более совершенен и более производителен. Однако использование мокрого помола возможно лишь в случаях, когда допустим контакт измельчаемого материала с водой.

Машины для измельчения разделяют на дробилки и измельчители (мельницы).

По конструктивным признакам различают дробилки: щековые, конусные, валковые, ударного действия (роторные, молотковые).

Пальцевые измельчители и бегуны можно применять и для мелкого дробления, и для крупного помола, поэтому они занимают промежуточное положение между дробилками и измельчителями.

Во всех перечисленных измельчителях перерабатываемый материал разрушается в результате механического воздействия рабочих органов машин на куски материала или вследствие их соударения. В настоящее время разрабатывают методы измельчения с использованием ультразвука, электрогидравлического эффекта, перепада температур, лазерной техники и т. д.

### 1.2.2. Щековые дробилки

Промышленные щековые дробилки используют для крупного и среднего дробления материалов. Обычно степень измельчения  $i = 3 \div 5$ .

Принцип действия щековой дробилки (рис. 1.19, а) заключается в следующем. Измельчаемые куски подаются в камеру дробления, образованную неподвижной 7 и подвижной щеками 6 и боковыми стенками дробилки. Подвижная щека периодически приближается к неподвижной и удаляется от нее. При сближении щек материал дробится, при их расхождении материал под действием сил тяжести продвигается вниз; измельченные куски, диаметр которых меньше ширины разгрузочной щели, выпадают из камеры дробления.

Наиболее распространены щековые дробилки с простым (ЩДП) и сложным (ЩДС) движением щеки (рис. 1.19, б, в).

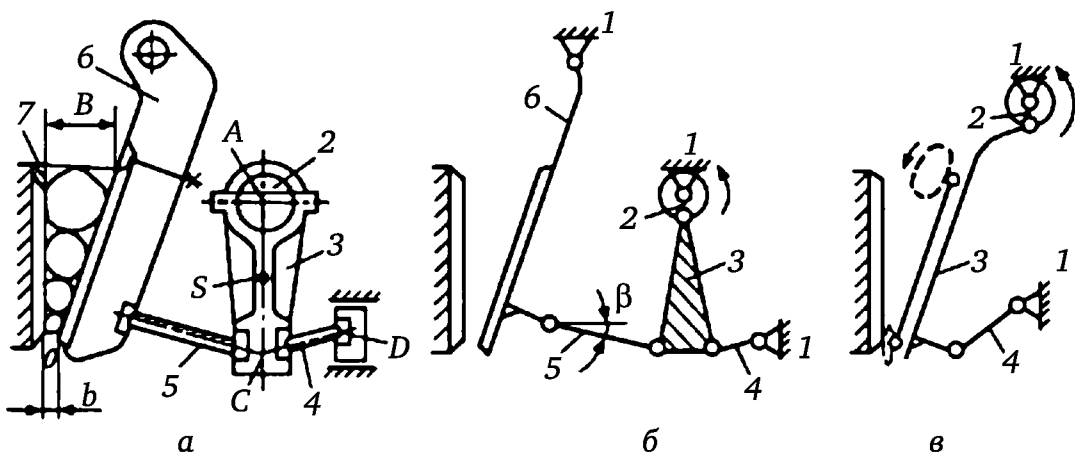


Рис. 1.19. Щековые дробилки:

а — конструктивная схема дробилки ЩДП; б и в — кинематические схемы дробилок ЩДП и ЩДС соответственно

В дробилке с простым движением щеки последняя подвешена на неподвижной оси и траектории точек щеки являются дугами окружности. Ведущее звено шарнирного механизма *С* дробилки — эксцентриковый главный вал 2 (см. рис. 1.19, *а*, *б*), вращающийся в подшипниках стойки 1. Рычажный механизм позволяет получить большой выигрыш в силе: в верхнем положении шатуна 3 распорные плиты 4 и 5 занимают такое положение, что образуют с горизонталью малые углы  $\beta$ , вследствие чего сравнительно небольшим моментом на ведущем звене *С* преодолеваются значительные силы сопротивления на подвижной щеке 6, возникающие при дроблении. Усилие дробления при такой схеме непосредственно на эксцентриковый вал 2 не передается. Следует отметить условность кинематических схем дробилок; реально распорные плиты образуют с сопряженными звеньями не шарниры, а открытые, геометрически незамкнутые кинематические пары качения. Опора *D* распорной плиты может смещаться специальным устройством в горизонтальном направлении, обеспечивая возможность регулирования ширины разгрузочной щели.

В ШДП материал измельчается раздавливанием и частично изломом и раскалыванием, поскольку на неподвижной и подвижной щеках установлены дробящие плиты с рифлениями в продольном направлении.

В дробилках ШДС рычажный механизм имеет более простую схему (см. рис. 1.19, *в*). Эксцентриковый вал 2 непосредственно соединен с шатуном 3, являющимся подвижной щекой дробилки. Распорная плита 4 имеет регулируемую опору. Щека совершает сложное движение, и составляющие перемещения точек ее поверхности направлены как по нормали к поверхности щеки, так и вдоль нее; траектории точек по форме напоминают эллипсы. Вследствие этого в ШДС материал измельчается как раздавливанием, так и истиранием, что облегчает процесс дробления вязких материалов. Износ дробящих плит в этих дробилках значительный; усилие, развиваемое при дроблении, частично передается на эксцентриковый вал 2. Однако конструкция дробилки в целом более проста и менее металлоемка по сравнению с ШДП.

Типоразмеры дробилок определяются максимальной шириной *В* приемного отверстия камеры дробления и ее длиной *L*; размеры сечения приемного отверстия  $B \times L$  — главный параметр щековой дробилки. Ширина *b* выходной щели представляет собой наименьшее расстояние между дробящими плитами.

ГОСТ 7084—80 устанавливает основные параметры и размеры дробилок, технические требования, предъявляемые к ним, правила приемки, методы испытаний, маркировку, упаковку, транспортирование и хранение, гарантии изготовителя, требования безопасности и производственной санитарии к конструкции дробилок.

Дробилка со сложным движением щеки (рис. 1.20) имеет сварную станину, боковые стенки которой соединяются между собой передней стенкой 1 коробчатого сечения и задними балками 7, в одной из которых расположено устройство для регулирования ширины выходной

щели. В передней стенке закреплена неподвижная дробящая плита 2; снизу она опирается на выступ 13 передней стенки станины, а с боковых сторон зажимается боковыми футеровочными плитами 3, имеющими клиновые скосы. Боковые футеровочные плиты крепят к станине болтами с потайными головками. Подвижная щека 4 (стальная отливка) установлена с помощью роликовых подшипников качения на эксцентриковой части главного вала 5. Последний, в свою очередь, опирается на радиально-сферические роликовые подшипники, разъемные корпуса которых закреплены на боковых стенках станины. Дробящая плита 12 в нижней части упирается в выступ на подвижной щеке, а в верхней фиксируется клином и болтом 6.

В пазу нижней части подвижной щеки установлен сухарь 11, в который упирается распорная плита 10, другой конец этой плиты аналогично взаимодействует с сухарем, закрепленным в ползуне регулировочного устройства. Торцовые части распорной плиты образуют с сухарями кинематические пары качения, для их замыкания служит пружина 8 с тягой 9. Дробящие плиты в небольших дробилках выполняют симметричными; поскольку более интенсивно изнашиваются нижние части плит, такая конструкция позволяет их переворачивать для увеличения срока службы. В некоторых щековых дробилках в зоне разгрузки дробящие плиты имеют криволинейное очертание, что способствует получению измельченного материала с более однородными по размерам кусками и повышению производительности.

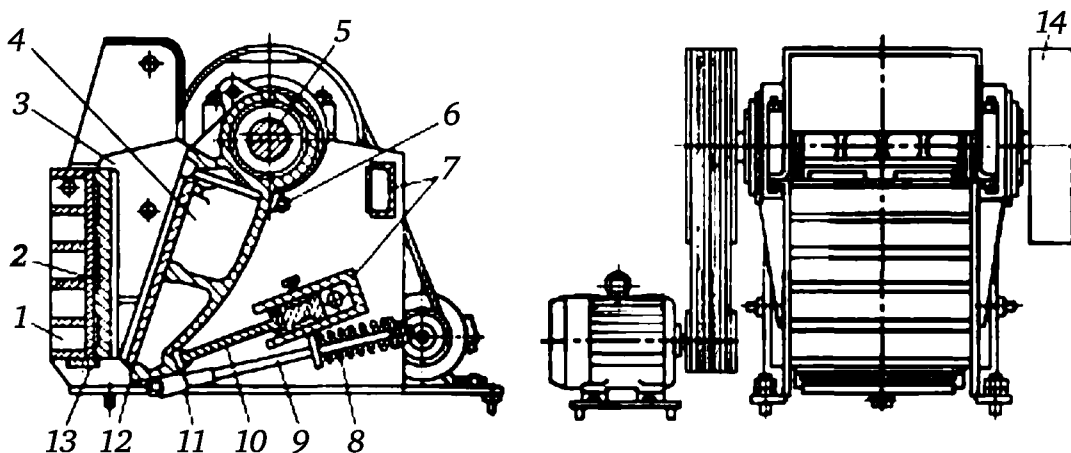


Рис. 1.20. Дробилка ЩДС

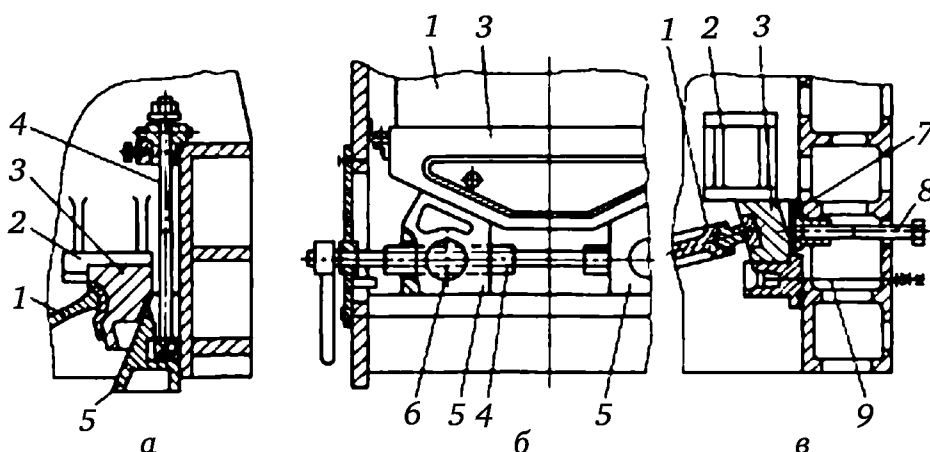
На эксцентриковом валу установлены один или два (по обе стороны от станины) маховика 14, которые служат для регулирования частоты вращения главного вала машины, аккумуляции энергии при холостом ходе (обратный ход щеки) и отдачи ее при рабочем ходе (прямой ход щеки, дробление материала).

Для защиты дробилки от повреждений при попадании в камеру дробления инородного недробимого тела служат предохранительные элементы или устройства. Таким предохранительным элементом в рассматриваемой машине служит распорная плита 10, которая разруша-

ется при нагрузках, превышающих максимально допустимую. Однако замена плиты связана с простоем машины и является трудоемким процессом: необходимо очистить камеры дробления, подтянуть подвижную щеку к неподвижной и т. д. В новых конструкциях дробилок используют неразрушающиеся предохранители, например муфты предельного момента.

Система привода дробилки состоит из электродвигателя и клиноременной передачи, ведомым шкивом которой является один из маховиков. Дробилки крупного дробления иногда оснащают вспомогательным приводом малой мощности, который системой передач с большим передаточным отношением через муфту соединяют со шкивом главного электродвигателя. Такая конструкция позволяет осуществить пуск щековой дробилки на малой скорости даже «под завалом», т. е. с материалом в камере дробления.

В небольших дробилках ширина выходной щели регулируется клиновым механизмом (рис. 1.21, а). Ползун 3, в который упирается распорная плита 1, при регулировании перемещается по направляющей 2 под воздействием двух параллельно установленных винтов 4 и клина 5. Винты одновременно перемещаются звездочками-гайками от цепной передачи. На рис. 1.21, б показан продольный разрез механизма регулирования щели дробилки, изображенного на рис. 1.20. Ползун 3 перемещается клиньями 5, в которых установлены гайки 6; винт 4 имеет соответственно левую и правую резьбу. Винт либо вручную вращают от рукоятки-трещотки, либо присоединяют к электромеханическому приводу. В крупных дробилках для регулирования под ползун 3 устанавливают стальные прокладки 7 (рис. 1.21, в). Для отжима ползуна используют винт 8 или гидравлический домкрат; фиксацию ползуна выполняет винт 9.



**Рис. 1.21. Узел регулирования ширины выходной щели щековой дробилки:**

а, б — клиновым механизмом; в — набором прокладок

Шаг  $t$  и высоту  $h$  рифлений трапецеидальной или треугольной формы на дробящих плитах рекомендуется выбирать в соответствии с шириной щели  $t = 2h = b$ .

При расчете дробилок задаются максимальными размерами кусков дробимого материала  $d_{н\max}$  и продукта дробления  $d_{к\max}$ , прочностью и плотностью материала, производительностью дробилки.

Ширину  $B$  загрузочного отверстия дробилки выбирают из условия размещения куска максимальных размеров в верхней части дробильной камеры:

$$B = (1,20 \div 1,25)d_{н\max}. \quad (1.9)$$

Ширина выходной щели  $b$  зависит от размеров кусков продукта дробления:

$$b \approx 0,8d_{к\max}. \quad (1.9, a)$$

Угол  $\alpha$  между неподвижной и подвижной щеками (угол захвата) определяют из условия невыталкивания материала из дробильной камеры под воздействием щек. Условием захвата куска является большее значение сил трения по сравнению с силами выталкивания. Проекция выталкивающей силы на вертикальную ось (рис. 1.22) равна  $2P\sin(\alpha/2)$ , а проекция сил трения составляет  $2Pf\cos(\alpha/2)$ ; силой тяжести куска можно пренебречь.

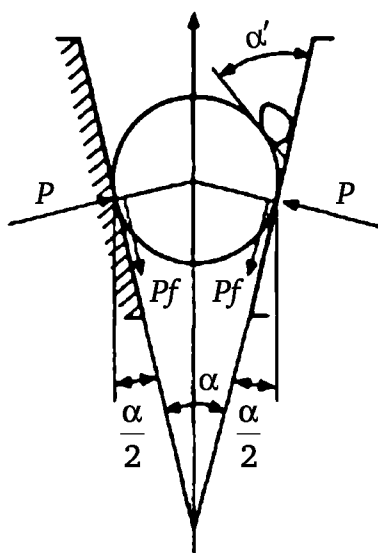


Рис. 1.22. Схема приложения сил к куску измельчаемого материала при его захвате

Из условия захвата следует

$$2Pf\cos(\alpha/2) \geq 2P\sin(\alpha/2),$$

откуда

$$f = \operatorname{tg} \varphi \geq \operatorname{tg}(\alpha/2) \quad \text{или} \quad \alpha \leq 2\varphi. \quad (1.10)$$

В последнем выражении  $\varphi$  — угол трения; следовательно, условие захвата выполняется и последующее дробление возможно, когда угол



захвата равен или меньше двойного угла трения. Например, при коэффициенте трения  $f = 0,32$  угол трения  $\varphi = 17^\circ 40'$  и угол захвата  $\alpha < 35^\circ$ .

В щековых дробилках обычно принимают  $\alpha = 18 \div 22^\circ$ ; при больших значениях угла уменьшается производительность дробилки, при малых — увеличивается ее высота.

Следует отметить, что для отдельных кусков измельчаемого материала условие захвата может не удовлетворяться, т. е.  $\alpha' > \alpha$  (см. рис. 1.22); в этом случае происходит их выброс из дробильной камеры.

Для измельчения материала необходимо выполнение условия дробления: ход щеки  $S$  в точке контакта с куском должен обеспечить такую его деформацию, которая вызывает разрушение куска, т. е.

$$S > \varepsilon d_n,$$

где  $\varepsilon = [\sigma_{сж}]/E$  — относительная деформация сжатия ( $[\sigma_{сж}]$  — предел прочности при сжатии,  $E$  — модуль упругости).

Вследствие нестабильности физико-механических свойств материалов, неопределенности формы кусков и их взаимодействия с рабочими органами дробилки ход сжатия выбирают с большим запасом. Для дробилок ШДС и ШДП соответственно

$$\begin{aligned} S_B &= (0,03 \div 0,06)B; & S_H &= 7 + 0,010b; \\ S_B &= (0,03 \div 0,06)B; & S_H &= 7 + 0,010b, \end{aligned} \quad (1.11)$$

где  $S_B, S_H$  — ход щеки при сжатии в верхней и нижней точках камеры дробления, мм (проекция траектории движения соответствующей точки на перпендикуляр к неподвижной щеке).

Частоту вращения эксцентрикового вала определяют по условию выгрузки измельченного материала из дробилки (рис. 1.23). Рассмотрим движение материала в камере дробления, ширина выходной щели которой  $b = a = S_H$ , где  $a$  — расстояние между дробящими плитами при их максимальном сближении. При ходе подвижной щеки из левого в крайнее правое положение измельченный материал, заключенный в объеме призмы трапецеидального сечения, под действием сил тяжести выпадает из камеры дробления. Это возможно в случае, если время падения с высоты  $h$ , равной высоте призмы, не превышает время перемещения щеки из левого положения в правое.

Полагая, что высота призмы  $h = S_H/(\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2)$ , и приняв, что ход щеки в одну сторону совершается за время  $t$  половины оборота эксцентрикового вала, найдем  $t = 0,5(1/N)$ , где  $N$  — частота вращения вала, об/с. Так как за это время происходит свободное падение материала с высоты  $h$ , то  $h = 0,5gt^2$  и  $t = \sqrt{2h/g} \leq 0,5(1/N)$ ; следовательно, частота вращения вала при ускорении свободного падения  $g = 9,81$  м/с составляет

$$N \leq 0,5 \sqrt{\frac{(\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2)g}{2S_B}} \approx 1,11 \sqrt{\frac{(\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2)}{S_H}}. \quad (1.12)$$

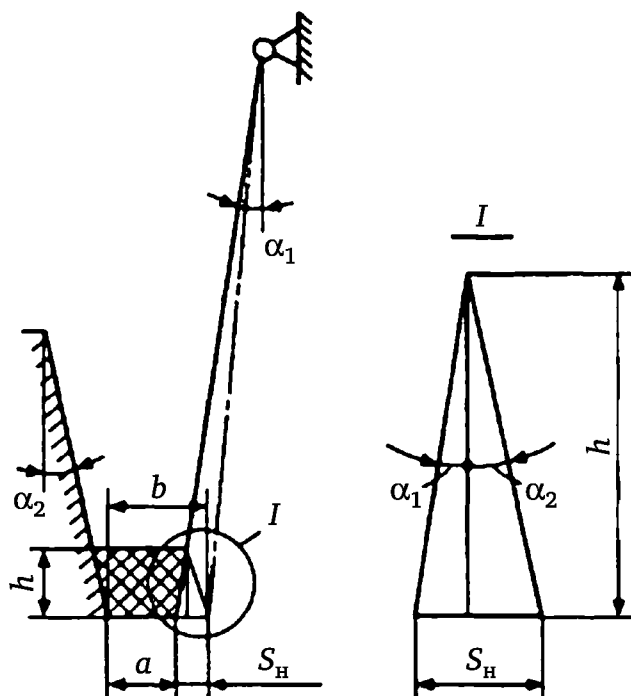


Рис. 1.23. К расчету частоты вращения эксцентрикового вала

Формула не учитывает сопротивление трения движению материала при разгрузке, упругость кусков и другие факторы. Практически принимают

$$N = (0,7 \div 0,9)n \quad (1.13)$$

или используют эмпирические зависимости.

Производительность щековой дробилки рассчитывают по объему призмы, выпадающей за один двойной ход щеки:

$$V = FL,$$

где  $F$  — площадь сечения призмы;  $L$  — длина камеры дробления.

Секундная объемная производительность,  $\text{м}^3/\text{с}$ :

$$Q = Vn\mu,$$

где коэффициент разрыхления  $\mu$  учитывает неплотность укладки частиц измельченного материала в камере дробления; по опытным данным  $\mu = 0,4 \div 0,6$ .

Приняв во внимание, что  $F = (a + b)h/2$ , после преобразований получим:

$$Q = NS_{\text{н}}L(a + b) \frac{\mu}{2(\text{tg } \alpha_1 + \text{tg } \alpha_2)}. \quad (1.14)$$

Для дробилок с вертикальной неподвижной щекой  $\alpha_2 = 0$ , поэтому

$$Q = NS_{\text{н}}L(a + b)m / (2\text{tg } \alpha_1).$$

Мощность электродвигателя  $P_{\text{дв}}$  рассчитывают по уравнению (1.8). Можно использовать и другие зависимости, в том числе эмпирического характера.

При расчете маховика исходят из предположения, что момент движущих сил на главном валу постоянен и изменением кинетической энергии масс звеньев механизма внутри цикла его движения можно пренебречь. Считая, что время холостого и рабочего ходов одинаково ( $t_x = t_p = 0,5T$ ), можем записать уравнение кинетической энергии для участка холостого хода (рис. 1.24), когда угловая скорость вала меняется от  $\omega_{\min}$  до  $\omega_{\max}$ :

$$\frac{J\omega_{\max}^2}{2} - \frac{J\omega_{\min}^2}{2} = A_{\text{изб}},$$

где  $J$  — суммарный момент инерции маховиков;  $A_{\text{изб}}$  — избыточная работа на участке холостого хода.

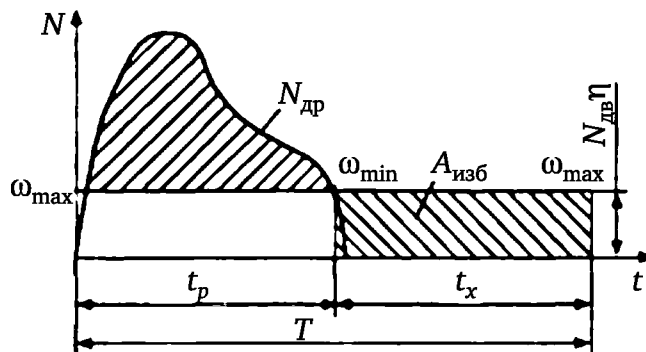


Рис. 1.24. График изменения мгновенной мощности при дроблении  $N_{\text{др}}$  и мощности двигателя  $N_{\text{дв}}$  за цикл работы дробилки

Вместе с тем

$$A_{\text{изб}} = P_{\text{дв}} \eta t_p = P_{\text{дв}} \eta T / 2,$$

где  $\eta$  — КПД привода;  $T$  — период цикла.

Поскольку  $T = 2\pi/\omega_{\text{ср}}$ , причем  $\omega_{\text{ср}} = (\omega_{\max} + \omega_{\min})/2 = 2\pi N$  (где  $N$  — частота вращения главного вала), а коэффициент неравномерности  $\delta = (\omega_{\max} - \omega_{\min})/\omega_{\text{ср}}$ , то преобразования дают:

$$J = \frac{P_{\text{дв}} \eta}{8\pi^2 N^3 \delta}.$$

Если принять, что вся масса  $m$  маховика сосредоточена в ободе со средним диаметром  $D$ , то при одном маховике маховой момент

$$mD^2 = 4J \quad \text{и} \quad mD^2 = P_{\text{дв}} \eta / (2\pi^2 N^3 \delta).$$

При двух маховиках маховой момент каждого маховика в 2 раза меньше.

Для щековых дробилок КПД привода  $\eta = 0,65 \div 0,85$ , коэффициент неравномерности  $\delta = 0,01 \div 0,03$ .

Необходимость уравнивания дробилки на фундаменте обусловлена значительными инерционными силами звеньев, возникающими при движении дробилки. Обычно лишь частично уравнивают силы инерции того подвижного звена, которое соединено с эксцентриковым валом, т. е. подвижной щеки в ЩДС и шатуна в ЩДП. Используют метод статического размещения массы уравниваемого звена по двум точкам — шарнирам, соединяющим его с главным валом и коромыслом. Например, при известных массе шатуна  $m_3$  (см. рис. 1.19, а) и положении его центра тяжести  $S$  масса, условно сосредоточенная в кривошипной головке шатуна,

$$m_A = m_3 l_{AS} / l_{AC},$$

где  $l_{AS}$ ,  $l_{AC}$  — расстояния между соответствующими точками шатуна.

Массу  $m_A$  считают сосредоточенной на главном валу на расстоянии, равном его эксцентриситету  $e$ , от оси вала; противовес в виде прилива на ободе маховика расположен на расстоянии  $r$  от оси вращения. Масса противовеса

$$m_{пр} = m_A e / r = m_3 l_{AS} e / (l_{AC} r). \quad (1.15)$$

Если дробилка имеет два маховика, то противовесы устанавливают на ободе каждого маховика; формула (1.15) определяет их суммарную массу.

Силу растяжения замыкающей пружины определяют по условию, что момент этой силы  $M_{пр}$  относительно оси подвеса подвижной щеки должен превышать максимальную сумму моментов сил, размыкающих кинематические пары:

$$M_{пр} = (1, 2 + 1, 3) (M_{и} + M_{т}),$$

где  $M_{и}$  — максимальный инерционный момент щеки;  $M_{т}$  — момент от силы тяжести щеки относительно оси подвеса.

Усилия, действующие на звенья и кинематические пары дробилки, определяют силовым расчетом через усилие дробления, приложенное к подвижной щеке. Экспериментально установлено, что при дроблении в щековых дробилках материалы разрушаются преимущественно от возникновения напряжений растяжения (раскалывания). Это объясняется воздействием рифлений дробящих плит, причем удельная нагрузка  $q$  распределяется равномерно по всей поверхности дробящих плит и может быть принята при дроблении гранита равной 2,7 МПа.

### 1.2.3. Конусные дробилки

Конусные дробилки по технологическому назначению делят на дробилки крупного дробления (ККД), которые обеспечивают степень измельчения  $i = 5 \div 8$ ; дробилки среднего (КСД) и мелкого (КМД) дробления (степень измельчения  $i = 20 \div 50$ ). Эти машины отлича-

ются высокой производительностью. В химической промышленности в основном используют дробилки КСД и КМД. Рабочими органами конусной дробилки являются неподвижный усеченный конус, футерованный изнутри износостойким материалом, и расположенный внутри него подвижный дробящий конус, ось которого отклонена на угол гирации  $\gamma$  от оси неподвижного конуса и совершает относительно ее вращательное (гирационное) движение. Камеру дробления образует объем между коническими поверхностями. При подаче в камеру материала дробящий конус обкатывает куски материала, осуществляя их раздавливание и излом, поскольку рабочие поверхности имеют кривизну. Попеременное сближение рабочих поверхностей позволяет рассматривать конусную дробилку как аналог щековой.

По конструктивному признаку — способу опирания вала дробящего конуса — различают дробилки с подвешенным валом, опорным пестом и с консольным валом (рис. 1.25). Последнюю конструкцию используют в машинах КСД и КМД.

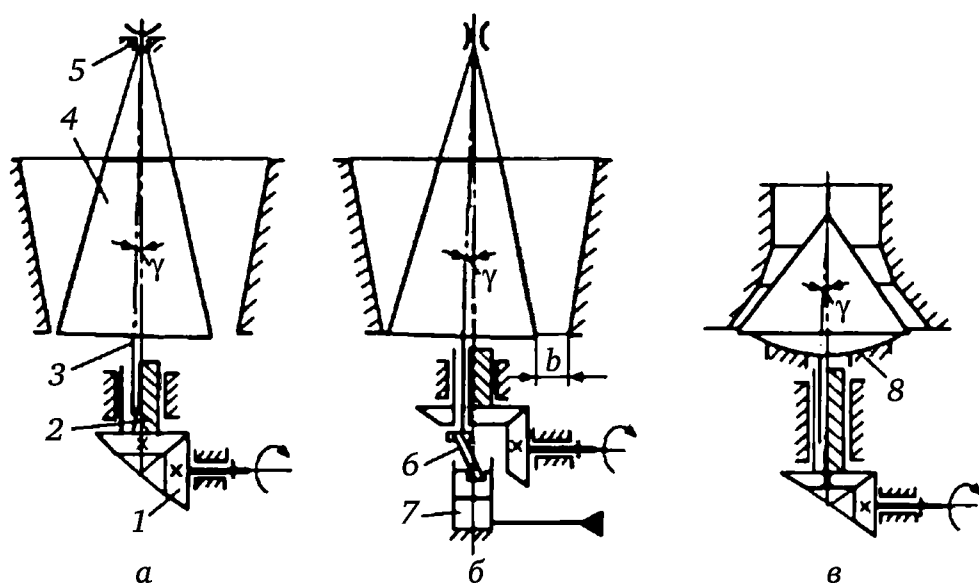


Рис. 1.25. Схемы конусных дробилок:

*а* — с подвешенным валом; *б* — с опорным пестом; *в* — с консольным валом

В дробилках с подвешенным валом (рис. 1.25, *а*) вал 3 дробящего конуса 4 в верхней точке, совпадающей с точкой пересечения осей конусов, подвешен к опоре 5, воспринимающей осевую и радиальную нагрузки. Нижний конец вала размещен в эксцентрикe 2, опоры которого также воспринимают радиальную нагрузку дробящего конуса. Для привода эксцентрика во вращение применяют коническую зубчатую передачу 1. Аналогичную систему привода эксцентрика используют и в конусных дробилках других типов.

В дробилке с опорным пестом (рис. 1.25, *б*) осевая нагрузка дробящего конуса с пяты вала передается на пест 6 и далее на плунжер гидроцилиндра 7, который уравнивается давлением жидкости. Такая система позволяет оперативно регулировать ширину в выходной щели.

В дробилках с консольным валом (рис. 1.25, в), в которых дробящий конус является пологим, осевая нагрузка воспринимается сферической пятой 8, а радиальная — опорой эксцентрика.

Типоразмер дробилок ККД определяется шириной приемного отверстия (от 500 до 1500 мм), дробилок КСД и КМД — диаметром основания подвижного конуса (от 600 до 2200 мм).

К нормированным параметрам конусных дробилок с подвешенным валом и опорным пестом относятся: наибольший размер загружаемых кусков материала, номинальная ширина разгрузочной щели, производительность при номинальной ширине разгрузочной щели, мощность электродвигателя, габаритные размеры, масса дробилки. Для дробилок с консольным валом указывают диапазон регулирования ширины разгрузочной щели в фазе сближения профилей (вместо номинальной ширины разгрузочной щели).

Конусная дробилка мелкого дробления КМД предназначена для дробления руд и нерудных материалов (кроме пластичных) с пределом прочности 300 МПа.

Дробилка (рис. 1.26) состоит из станины 4 с опорным кольцом 6 и предохранительными пружинами 5, эксцентрика 1, установленного в центральном стакане станины на четырехдисковом подпятнике 2. Через конические зубчатые колеса эксцентрик связан с приводным валом 16, расположенным в горизонтальном патрубке станины 4. С коническим отверстием эксцентрика 1 сопряжен конический хвостовик вала 13 дробящего конуса, опирающегося на сферический подпятник опорной чаши 3.

Рабочая камера дробилки образуется наружной поверхностью дробящего конуса, футерованного броней 15 из высокомарганцовистой стали, и внутренней поверхностью неподвижной брони 14 регулирующего кольца, сопрягающегося упорной резьбой с опорным кольцом 6. Для обеспечения правильной работы резьбы под нагрузкой осевой люфт в резьбе выбирается при подтягивании регулирующего кольца колоннами 12 с клиньями; последние опираются на кожух 7, установленный на опорном кольце 6.

В верхней части дробилка оборудована герметичным загрузочным устройством 9, установленным на четырех стойках 11 и станине 4. Материал, подлежащий дроблению, поступает в приемную коробку 10 загрузочного устройства и через патрубок ссыпается на распределительную плиту 8 дробящего конуса.

При вращении эксцентрика дробящему конусу сообщается гирационное движение. В результате обеспечиваются равномерная по окружности загрузка рабочего пространства (благодаря качанию распределительной плиты), дробление материала при сближении конусов и его выгрузка при расхождении конусов. Крупность дробленого материала определяется шириной  $b$  разгрузочной щели, а также физико-механическими свойствами перерабатываемого материала. Ширину  $b$  изменяют вращением регулирующего кольца в резьбе опорного кольца 6 гидрав-



лическим механизмом поворота 17. Механизм поворота является также стопором регулирующего кольца (исключает его самоотвинчивание).

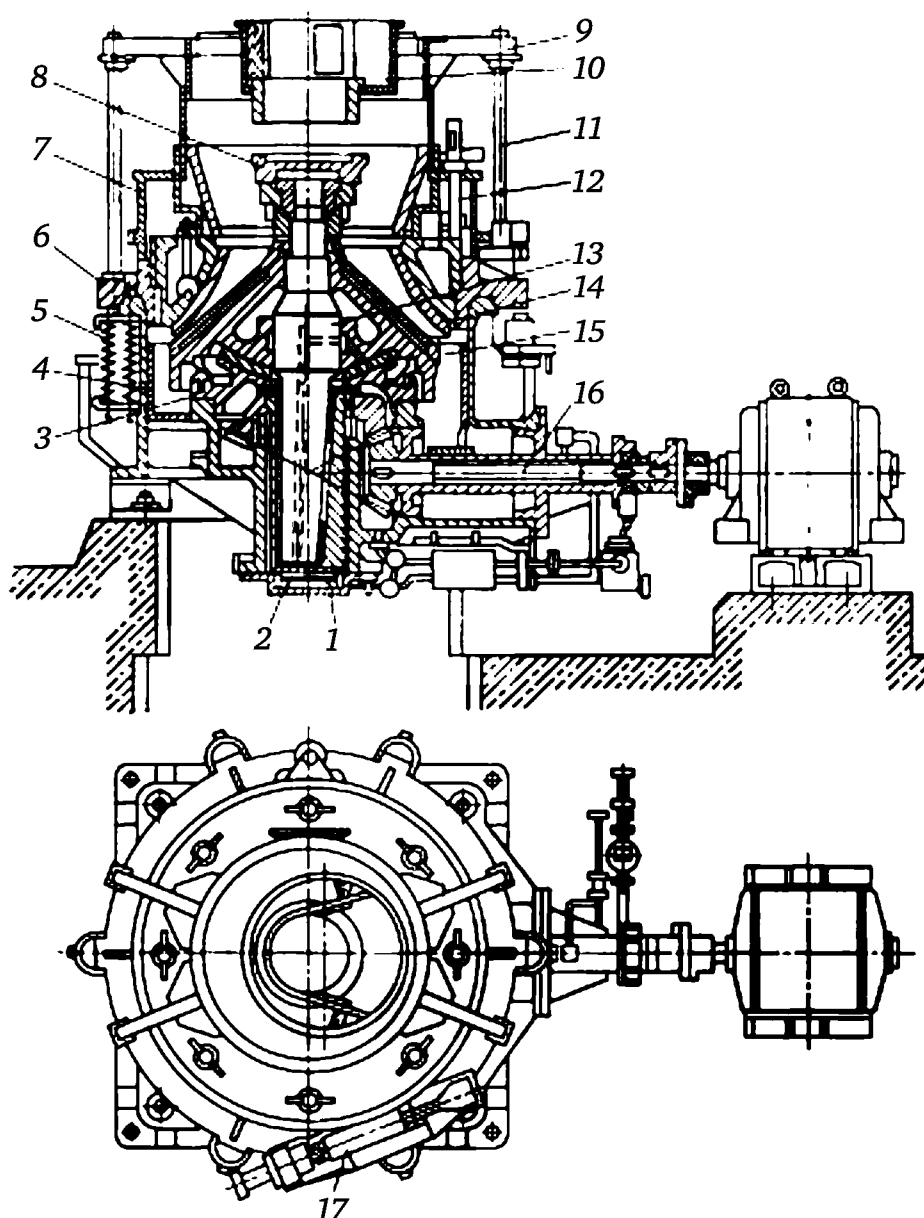


Рис. 1.26. Дробилка КМД с консольным валом

Масло под давлением подается в нижнюю часть центрального стакана, смазывает подпятник и по зазорам попадает на боковые поверхности вала и эксцентрика. Одновременно по центральному каналу вала подвижного конуса масло подается к сферическому подпятнику, а на обратном пути омывает шестерни конической передачи.

Угол гирации в дробилках КСД и КМД обычно составляет  $2-2,5^\circ$ . Зазор между броней и корпусом дробящего конуса заливают цементным раствором или цинком. Опорное кольцо б прижато к фланцу станины системой пружин, равномерно расположенных по окружности кольца; пружины установлены с натягом, обеспечивающим нераскрытие стыка опорного кольца с фланцем станины при дроблении. При попадании недробимых предметов усилие, действующее на неподвиж-

ный конус и, следовательно, на опорное кольцо, превышает расчетное, пружины сжимаются, опорное кольцо с неподвижным конусом приподнимается и пропускает недробимый предмет.

Характерная особенность дробилок КСД и КМД заключается в том, что камеры дробления имеют «параллельную зону» — участок, на котором зазор между образующими конусов постоянен; это обеспечивает получение однородного продукта, близкого по размерам к зазору  $b$  (рис. 1.27). Защиту от пыли узлов трения и конической передачи выполняет гидравлический затвор. В подпятнике 1 имеется кольцевая канавка, заполненная маслом или водой, которые подаются и отводятся по трубопроводам и системе каналов. Воротник 2 при работе дробилки все время погружен в жидкость, заполняющую канавку.

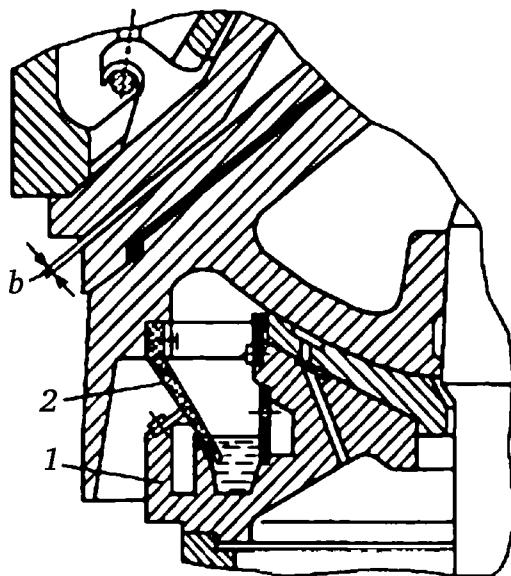


Рис. 1.27. Гидравлический затвор дробящего конуса

Условия захвата и дробления материала в конусных дробилках аналогичны рассмотренным ранее для щековых дробилок. Как установлено, угол захвата не должен превышать двойного угла трения [см. формулу (1.10)]. Для конусных дробилок это эквивалентно условию

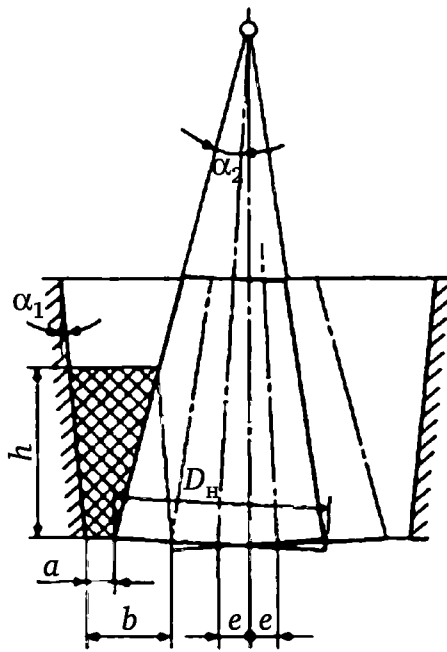
$$\alpha_1 + \alpha_2 \leq 2\varphi.$$

Частоту вращения эксцентрика в дробилках ККД (рис. 1.28) по условию свободного выпадения материала (из камеры дробления) с высоты  $h$  через щель шириной  $b$  за время полуоборота эксцентрика можно определить из уравнения (1.12) подстановкой  $S_n = 2e$ :

$$N = 0,78 \sqrt{(\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2) / e},$$

где  $N$  — частота вращения,  $\text{с}^{-1}$ ;  $e$  — эксцентриситет на уровне основания подвижного конуса.

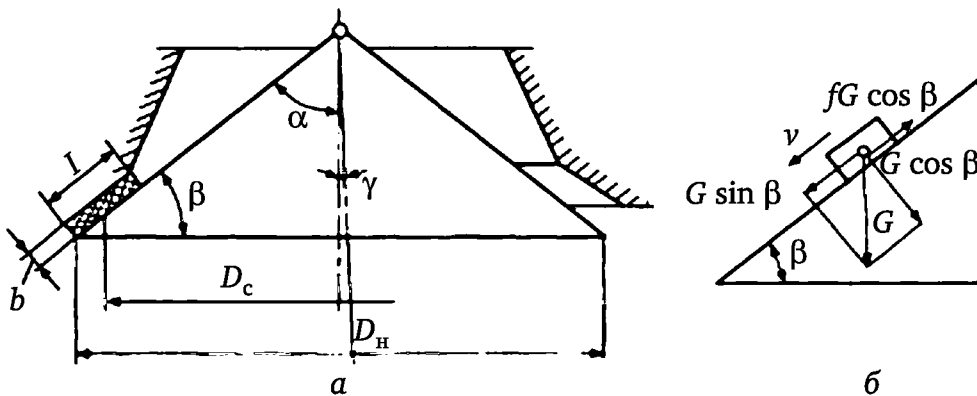
Расчетную частоту вращения эксцентрика рекомендуют уменьшать на 10—30 % [см. формулу (1.13)].



**Рис. 1.28. Схема к расчету частоты вращения эксцентрика конусной дробилки с подвешенным валом**

Для дробилок КСД и КМД частоту вращения эксцентрика определяют (рис. 1.29) по условию обязательного воздействия дробящих конусов на каждый измельчаемый кусок во время его пребывания в «параллельной зоне». Предположив, что движение куска материала массой  $m$  вниз по дробящему конусу происходит под действием силы тяжести  $G = mg$ , можно записать:

$$m \frac{dv}{dt} = G \sin \beta - Gf \cos \beta.$$



**Рис. 1.29. К расчету частоты вращения эксцентрика конусной дробилки с консольным валом:**

$a$  — положение образующей дробящего конуса в «параллельной зоне»;  
 $b$  — схема сил, действующих на кусок материала при разгрузке

Второй член правой части уравнения представляет собой силу трения; влияние малого угла  $\gamma$  не учитываем; угол  $\beta = 90^\circ - \alpha$ ;  $f$  — коэффициент трения измельчаемого материала по дробящему конусу.

Интегрирование уравнения позволяет определить скорость и длину пути, пройденного куском материала.

За время одного оборота эксцентриковой втулки  $t = 1/N$  кусок материала должен пройти путь не более длины  $l$  «параллельной зоны», т. е.  $l \geq 0,5g(1/N)^2(\sin \beta - f \cos \beta)$ , откуда

$$N \geq \sqrt{gl \frac{\sin \beta - f \cos \beta}{2}} = 2,21 \sqrt{\frac{\sin \beta - f \cos \beta}{l}}.$$

Производительность ККД рассчитывают по объему  $V$  кольца материала, выпадающего из щели за один оборот эксцентрика (см. рис. 1.28). По аналогии со щековой дробилкой, подставив в формулу (1.14) значения  $S_H = 2e$ ,  $L = \pi D_H$  (где  $D_H$  — диаметр основания дробящего конуса) и  $b = a + 2e$ , получим:

$$Q = 2\pi D_H N e (a + e) \frac{\omega}{\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2}.$$

При расчете производительности дробилок КСД и КМД полагают, что за один оборот эксцентрика выгружается кольцевой объем материала сечением  $bl$  (см. рис. 1.29) и средним диаметром кольца  $D_c$ . Поскольку обычно  $l = D_H/12$ , примем  $D_c \approx D_H$ ; тогда

$$Q = \pi D_H l b_1 N \mu.$$

Мощность двигателя конусных дробилок определяют по затратам энергии на дробление материала и преодоление сопротивлений в узлах трения. При расчете мощности двигателя используют опытные данные, вносящие существенные коррективы в теоретические расчеты; по этой причине предпочтительно использование эмпирических формул.

В. А. Олевский рекомендует определять установочную мощность электродвигателя (кВт) с учетом пиковой нагрузки при пуске машины: для дробилок ККД

$$P = 2160 D_H^2 e N;$$

для дробилок КСД и КМД

$$P = 12,6 D_H^2 N,$$

где  $D_H$  — диаметр основания подвижного конуса, м;  $e$  — эксцентриситет, м;  $N$  — частота вращения эксцентрика, об/с.

#### 1.2.4. Валковые дробилки

Валковые дробилки применяют для среднего и мелкого дробления материалов высокой и средней прочности, а также для измельчения пластичных и хрупких материалов.

В зависимости от вида поверхности валков различают дробилки с гладкими, рифлеными и зубчатыми валками. Дробилки могут быть одновалковыми, двухвалковыми и многовалковыми.

В одновалковых дробилках с зубчатыми валками куски материала поступают в пространство между валком и неподвижной дробящей плитой; они измельчаются раздавливанием, раскалыванием и частично истиранием.

В двухвалковых дробилках с гладкими валками измельчаемый материал подается сверху на валки одинакового диаметра, вращающиеся навстречу друг другу. Куски захватываются под воздействием сил трения. Измельчение происходит в основном раздавливанием и частично истиранием; степень измельчения  $i = 3 \div 5$ . Для увеличения истирающего действия при обработке влажных и вязких материалов валкам сообщают разную угловую скорость; для удаления налипшего на валки материала устанавливают скребки.

Многовалковая, например четырехвалковая, дробилка представляет собой сочетание в одном агрегате двух двухвалковых дробилок; дробление материала происходит последовательно.

Рифленые и зубчатые валки позволяют измельчать более крупные куски материала, чем гладкие валки.

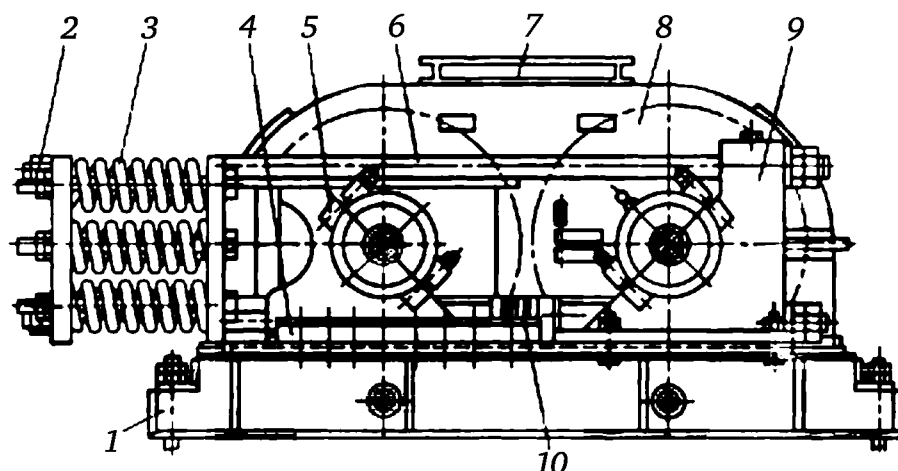
В валковых дробилках происходит однократное сжатие материала, что позволяет избежать чрезмерного измельчения продукта дробления.

Типоразмер валковых дробилок определяется диаметром и длиной валков. Изготавливают двухвалковые дробилки с гладкими валками (ДГ) для среднего и мелкого, сухого и мокрого дробления материалов с пределом прочности при сжатии до 350 МПа; двухвалковые дробилки с рифлеными валками (ДР) для дробления материалов с пределом прочности при сжатии до 250 МПа; двухвалковые дробилки с гладкими или рифлеными валками (ДГР); четырехвалковые дробилки с гладкими валками (Д4Г) для мелкого дробления кокса.

Нормированы следующие параметры и размеры валковых дробилок: диаметр и длина валков, наибольший размер загружаемых кусков при наименьшей ширине щели, частота вращения валков, усилие на 1 см длины валка, мощность двигателя, производительность, габаритные размеры и масса дробилки. Государственный стандарт устанавливает технические требования к конструкции дробилок, комплектности, правилам приемки, методам испытаний, маркировке, упаковке, транспортированию и хранению, технике безопасности, гарантиям изготовителя.

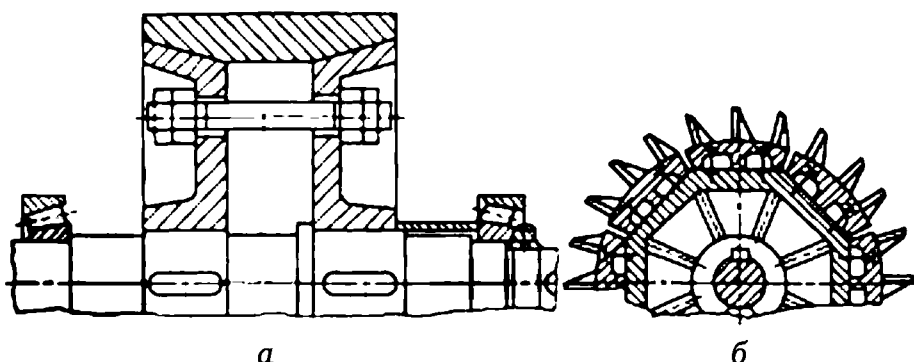
Двухвалковая дробилка с гладкими или рифлеными валками ДГР (рис. 1.30) состоит из станины 1 рамной конструкции, сваренной из прокатных профилей или отлитой из чугуна или стали. Валок 8 установлен на подшипниках, размещенных в разъемных корпусах 9, которые неподвижно закреплены на станине; корпуса 5 подшипников другого валка установлены в направляющих 4 и могут перемещаться по ним вдоль станины. Для регулирования ширины выпускной щели

(зазора между валками) предназначен набор прокладок 10, установленных между корпусами неподвижных и подвижных подшипников. Подвижный валок прижимается к неподвижному системой верхних 6 и нижних тяг с пакетом пружин 3. Предварительное натяжение пружин, создаваемое гайками 2, обеспечивает суммарное усилие на валок, производящее дробление материала. При попадании недробимого тела подвижный валок отходит от неподвижного, пропуская это тело. Дробящие валки закрыты кожухом с приемной воронкой 7.



**Рис. 1.30. Двухвалковая дробилка с гладкими или рифлеными валками (ДГР)**

Валки (рис. 1.31) выполняют составными: ступицу отливают из чугуна, а сменный бандаж — из углеродистой или высокомарганцовистой стали. Для крепления бандажа к ступице используют шпонки, стяжные шпильки (рис. 1.31, а) или винты (рис. 1.31, б); (последний вариант — при составных зубчатых бандажах в виде сегментов).



**Рис. 1.31. Примеры крепления бандажей на валках**

Привод валков можно осуществлять от одного электродвигателя (рис. 1.32, а) через клиноременную 1 и зубчатую 4 передачи, которые сообщают вращение валку 2 с неподвижными опорами, и через зубчатую передачу 3 с удлиненными зубьями, вращающую валок с подвижными опорами 5. Передача 3 обеспечивает сохранение зацепления зубчатых колес как при регулировании ширины щели, так и при



попадании между валками недробимого предмета. Применяют и другие виды привода: через редуктор с карданными валами (рис. 1.32, б); от индивидуальных электродвигателей для каждого валка (рис. 1.32, в).

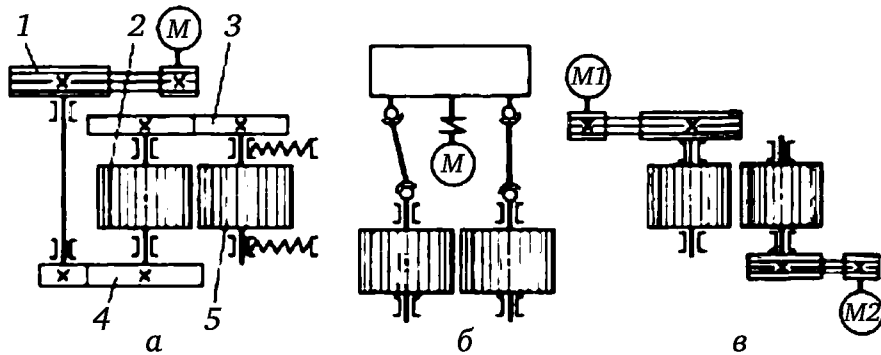


Рис. 1.32. Схемы привода двухвалковой дробилки

Условие захвата в валковой дробилке (рис. 1.33) определяют из тех же соображений, что и для ранее рассмотренных машин: угол захвата  $\alpha$  должен быть больше двойного угла трения, т. е.  $\alpha \geq 2\varphi$ . Диаметр  $D$  валка находят из геометрических соображений. Полагая, что начальный диаметр  $d_n$  начального куска материала известен, а ширина щели между валками равна диаметру  $d_k$  куска измельченного материала, из треугольника  $ABC$  получим:

$$\left(\frac{D}{2} + \frac{d_n}{2}\right) \cos \frac{\alpha}{2} = \frac{D}{2} + \frac{d_k}{2}.$$

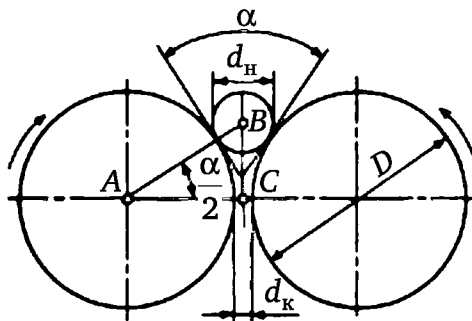


Рис. 1.33. Схема захвата куска валками

Отсюда, разделив все члены уравнения на  $d_n/2$  и приняв во внимание, что  $d_k/d_n = 1/i$ , найдем:

$$\frac{D}{d_n} = \frac{\cos(\alpha/2) - 1/i}{1 - \cos(\alpha/2)}.$$

При средних значениях  $i \approx 4$  и  $\alpha/2 = \varphi \approx 15^\circ$  отношение  $D/d_n \approx 20$ ; для рифленых валков  $D/d_n \approx 10$ , для зубчатых  $D/d_n \approx 2 \div 4$ .

Для дробилок с гладкими и рифлеными валками длину валков принимают  $L = (0,2 \div 0,5)D$  при измельчении твердых материалов и  $L \approx 2D$  при измельчении мягких материалов.

Частота вращения валков  $N$  (об/с) ограничена условием отбрасывания материала под действием центробежных сил. По Л. Б. Левенсону

$$N_{\max} \leq 102,5 \sqrt{\frac{f}{\rho d_n D}},$$

где  $f$  — коэффициент трения материала о валок;  $\rho$  — плотность материала, кг/м<sup>3</sup>.

Обычно окружная скорость валков  $v = 3 \div 6$  м/с.

Производительность валковой дробилки рассчитывают в предположении, что из выпускной щели выходит непрерывная лента измельченного материала толщиной  $d_k$  и шириной, равной рабочей длине валка  $L_p \approx 0,9L$  (зона подачи материала на валки ограничена загрузочной воронкой).

Объем (м<sup>3</sup>) материала, покидающего дробилку при одном обороте валков, составляет

$$V = \pi D L_p d_n \rho \mu;$$

производительность (кг/с)

$$Q = 1,25 \pi D L_p d_k \rho N \mu,$$

где 1,25 — коэффициент, учитывающий расхождение валков при дроблении из-за деформации предохранительных пружин;  $\mu$  — коэффициент разрыхления (для прочных материалов  $\mu = 0,2 \div 0,3$ , для пластичных  $\mu = 0,4 \div 0,6$ ).

### 1.2.5. Дробилки ударного действия

Дробилки ударного действия используют для измельчения малоабразивных материалов средней прочности и мягких (известняков, гипса, калийных руд, барита, каменного угля и др.). Эти дробилки позволяют получать высокую степень измельчения  $i = 15 \div 20$ , а в отдельных случаях — до  $i = 50$ , что позволяет уменьшить число стадий дробления. Они отличаются простотой конструкции, малой металлоемкостью, удобством обслуживания.

Дробление материала происходит под воздействием механического удара; при этом кинетическая энергия движущихся тел частично или полностью переходит в энергию деформации разрушения.

По конструктивному исполнению различают роторные и молотковые дробилки, пальцевые измельчители.

**В роторных дробилках** (рис. 1.34, а) рабочим органом является ротор 1 с жестко закрепленными билами 2. Куски материала, подаваемые в такую дробилку, подвергаются ударам била, отбрасываются на отражательные плиты 3, вновь отскакивают на ротор, соударяются между собой. В ударе била по куску участвует вся масса ротора, что позволяет использовать такие машины для крупного дробления.

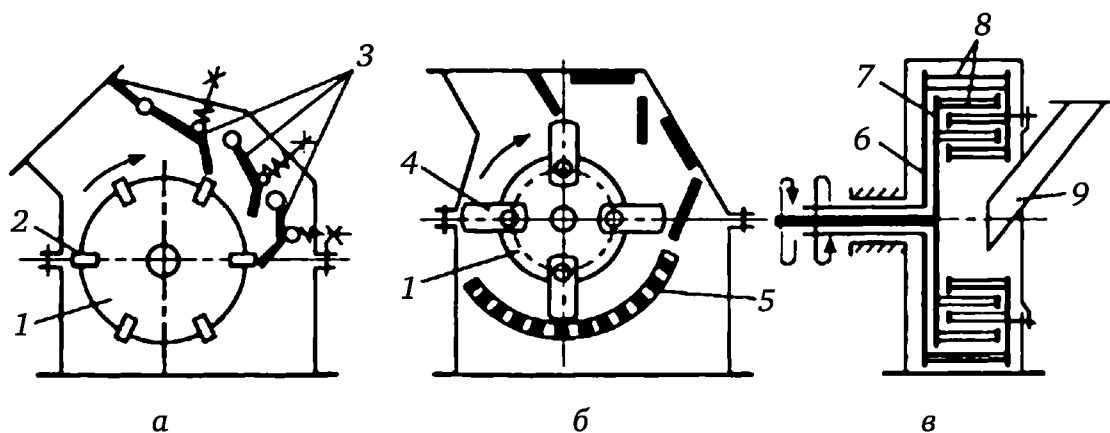


Рис. 1.34. Схемы дробилок ударного действия

**Молотковые дробилки** (рис. 1.34, б) отличаются от роторных тем, что рабочие органы — молотки 4 шарнирно подвешены к ротору 1 и процесс дробления определяет лишь кинетическая энергия самого молотка. Обычно в молотковых дробилках имеется колосниковая решетка 5, и процесс измельчения сопровождается истиранием материала.

Дробилки могут быть одно- и двухроторными, с нереверсивным и реверсивным вращением роторов. Возможность изменения направления вращения ротора позволяет использовать обе стороны бил (молотков) без их перестановки. Окружные скорости рабочих органов в дробилках могут достигать 60—65 м/с.

**В пальцевых измельчителях** (рис. 1.34, в) рабочими органами являются два диска (корзины) 6, 7 с установленными по их периферии пальцами 8, причем пальцы одного диска проходят между рядами пальцев другого; частота вращения дисков 500—900 об/мин. Измельчаемый материал подается во внутреннюю зону по течке 9. Применяют пальцевые измельчители с одним вращающимся диском (*дисмембраторы*) и с двумя вращающимися навстречу друг другу дисками (*дезинтеграторы*). Пальцевые измельчители не имеют предохранительных устройств, защищающих их от поломки при попадании недробимого тела, поэтому перед подачей на измельчение материал пропускают через магнитный сепаратор.

Типоразмеры роторных и молотковых дробилок определяются диаметром и длиной ротора, пальцевых измельчителей — наружным диаметром диска.

**Роторная дробилка.** Наиболее распространены однороторные дробилки (рис. 1.35). Корпус дробилки — сварной, разъемный, состоит из основания 1 и верхней части 2. Верхняя часть корпуса изнутри футерована броневыми плитами 3. Вал 9 ротора 8 установлен на роликовых подшипниках, расположенных в корпусах 10 основания 1. Корпус ротора — стальной, литой, в пазах клиньями закреплены била 6 из износостойкой стали или отбеленного чугуна. К торцам ротора винтами присоединены стальные диски.

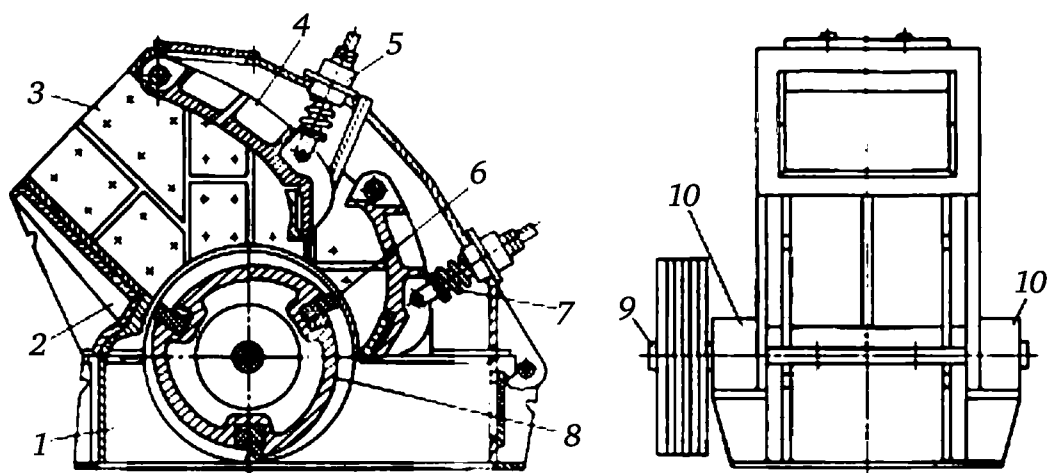


Рис. 1.35. Однороторная дробилка

Внутри верхней части корпуса шарнирно закреплены несколько отражательных плит 4, имеющих футеровку. Пространство между ротором, отражательной плитой и боковыми футеровочными плитами образует камеру дробления. Число камер дробления определяется числом отражательных плит; в дробилках среднего и мелкого дробления (ДРС и ДРМ) число камер больше, чем в дробилках крупного дробления (ДРК). Каждая отражательная плита имеет узел 5 регулировки ширины выходной щели — наименьшего расстояния между окружностью ротора и ближайшей к нему точкой на нижней кромке плиты. Предохранительные пружины 7 допускают поворот отражательных плит только при прохождении недробимых предметов. Верхняя часть корпуса имеет разъемные переднюю и заднюю части; заднюю часть при помощи специальных механизмов можно откинуть или отодвинуть для обеспечения доступа к внутренним устройствам дробилки. Приемное отверстие дробилок снабжают цепной завесой, исключающей выбрасывание кусков материала под воздействием бил.

Молотковая дробилка. Сварная станина машины (рис. 1.36) состоит из основания 1 и люка 10. В плоскости их разъема находится вал 3 ротора. Крышка состоит из двух частей, плоскость разъема вертикальная. Внутри станина футерована сменными броневыми плитами; в левой части крышки установлена отбойная плита 9. В боковых, верхних и нижних стенках станины имеются люки и дверцы для осмотра и обслуживания внутренних устройств дробилки.

На валу ротора размещены диски 6 с дистанционными кольцами между ними. Через диски проходят оси 4 с шарнирно подвешенными молотками 5. При попадании в машину недробимых тел молотки поворачиваются на оси и пропускают недробимое тело в зону разгрузки или в специальную ловушку. Вал ротора установлен в роликовых подшипниках 2. В основании станины под отбойной плитой расположен отбойный брус 8; зазор между футеровкой бруса и молотками регулируется винтовым механизмом, расположенным на боковых стенках станины.

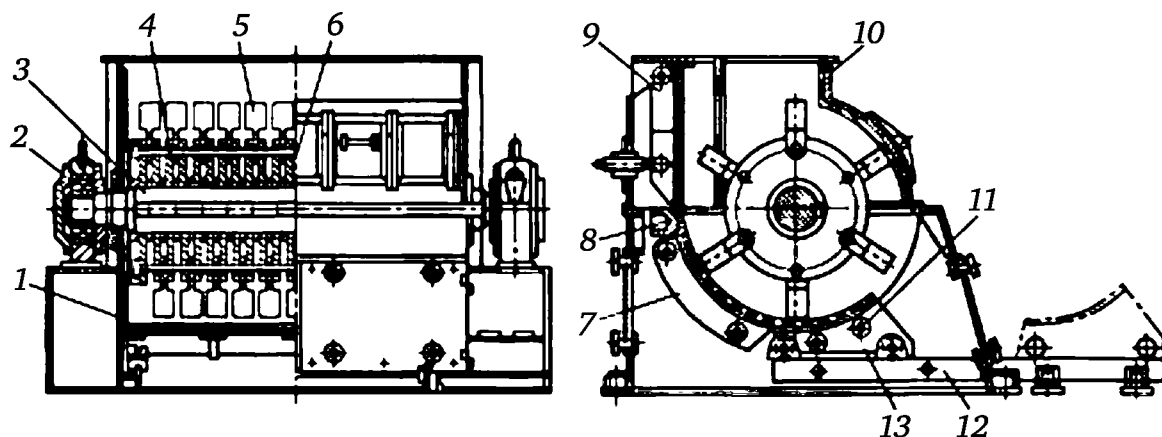


Рис. 1.36. Молотковая дробилка

Поворотная колосниковая решетка 7 состоит из рамы с уложенными на ее опорную поверхность дугообразными колосниковыми плитами. Отверстия в плитах наклонены в сторону движения материала, имеют трапецеидальное сечение и расширяются в сторону разгрузки. Верхняя часть решетки 7 подвешена на двух полуосях; положение нижней части регулируется установочными винтами, расположенными на боковых стенках станины. Рама 13 выдвижной колосниковой решетки установлена на катках, опорами для которых служат рельсы 12. откатывания решетки используют лебедку. Зазор между выдвижной решеткой и молотками регулируют вращением эксцентриков 11.

На била и молотки действуют ударные и истирающие нагрузки, а также центробежные силы. Конструкция бил и молотков должна обеспечивать возможность их многократного использования перестановкой в роторе, а материалы, из которых они изготовлены, должны иметь высокую износостойкость. Варианты конструктивного исполнения бил и молотков, позволяющие многократно использовать их рабочие поверхности, приведены на рис. 1.37. Била и молотки изготавливают из стали 110Г13Л, однако используют и углеродистые стали с наплавленным слоем износостойкого сплава на рабочих поверхностях.

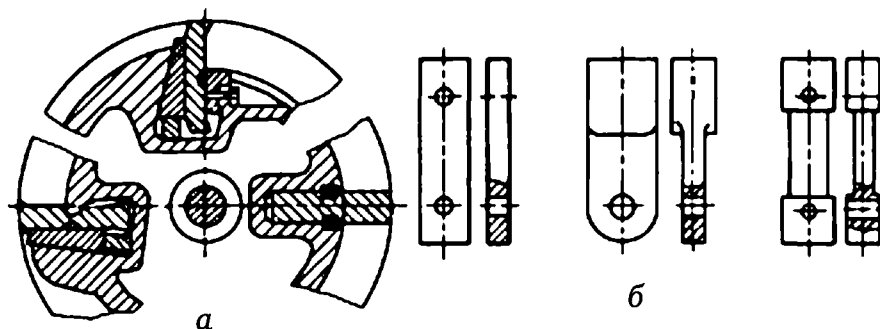


Рис. 1.37. Варианты конструктивного исполнения бил (а) и молотков (б) дробилок

Привод ротора дробилок осуществляется от электродвигателя через клиноременную передачу или муфту. Ротор дробилок балансируется.

В дробилках ударного действия разрушение материала осуществляется в результате свободного удара, когда измельчаемый кусок подвержен одностороннему действию силы. При ударе в теле происходят волновые явления, возникают попеременно действующие сжимающие и растягивающие усилия, величина которых зависит от скорости удара. Однако сложно непосредственно использовать формулы для расчета скорости удара, обеспечивающего разрушение материала, поскольку форма кусков отлична от аналога (стержня), а измельчаемые материалы по физико-механическим свойствам совершенно отличны от металлов из-за присутствия в этих материалах инородных включений, пустот, трещин и других неоднородностей структуры. Исследования показали, что при разрушении свободным ударом определяющими факторами являются возникновение при ударе в зоне контактных напряжений растягивающих усилий, появление радиальных и кольцевых трещин.

Удар рабочего органа по дробимому куску, как и удары при соударении кусков между собой, являются не вполне упругими, и часть кинетической энергии, которую тела имели до момента удара, затрачивается на их необратимую деформацию. Экспериментально установлено, что дробление материала возможно лишь при определенном минимуме передаваемой энергии и имеется связь между минимальным размером куска (критический диаметр  $d_{кр}$ , м) и энергией, необходимой для его разрушения:

$$d_{кр} \geq 2300 \frac{\sigma_p}{\rho_0 v_p^{1,5}}, \quad (1.16)$$

где  $\sigma_p$  — предел прочности материала при растяжении, МПа;  $\rho_0$  — плотность дробимого материала, кг/м<sup>3</sup>;  $v_p$  — скорость удара (окружная скорость ротора), м/с.

Формулу (1.16) можно использовать для расчета критической (минимальной) скорости удара, обеспечивающей дробление материала с заданным начальным размером куска  $d_n$ :

$$v_{кр} = 1753 \sqrt[3]{\left( \frac{\sigma_p}{\rho_0 d_n} \right)^2}. \quad (1.17)$$

Производительность дробилок ударного действия рассчитывают по эмпирическим формулам. Для роторных дробилок, по экспериментальным данным ВНИИстройдормаша, производительность, м<sup>3</sup>/с:

$$Q = 480 L_p D_p^{1,5} k_\beta v^{-0,35} z^{-0,5}, \quad (1.18)$$

где  $L_p$ ,  $D_p$  — длина и диаметр ротора соответственно;  $k_\beta = 1,3 \div 5,2$  — коэффициент, учитывающий положение отражательной плиты;  $z$  — число рядов бил.

Мощность электродвигателя привода дробилок ударного действия обычно определяют по опытным данным или рассчитывают по эмпи-

рическим формулам. По В. А. Олевскому установочная мощность двигателя, кВт:

$$P = 9D_p^2 L_p N. \quad (1.19)$$

Размеры ротора определяются максимальными размерами кусков исходного материала. Обычно для роторных дробилок крупного дробления (ДРК)  $D_p/d_n = 1,7 \div 2$ , а  $L_p/D_p = 0,8$ ; для дробилок среднего и мелкого дробления (ДРС и ДРМ) эти отношения соответственно равны 3,3 и 1, а для молотковых дробилок — 3,2—4 и 0,7—1,5.

Производительность, энергозатраты, гранулометрический состав продукта и износ бил и молотков при дроблении зависят от глубины проникновения дробимого материала в зону вращающегося ротора. Наиболее эффективно дробление происходит при центральном ударе била или молотка по куску материала; скользящий удар приводит к получению продукта с большим содержанием мелких фракций и быстрому изнашиванию рабочих органов дробилок. Проникновение кусков в зону вращающегося ротора на глубину не менее  $0,6d_n$  в молотковых дробилках или на величину, равную высоте била, в роторных дробилках обеспечивает разрушение материала центральным ударом.

### **1.3. Оборудование для таблетирования порошкообразных и волокнистых материалов**

#### **1.3.1. Классификация и принцип работы таблеточных машин**

Процесс таблетирования состоит из операций загрузки материала из бункера или питателя в матрицу таблеточной формы, дозирования материала, его сжатия в таблетку (непосредственного таблетирования), выталкивания готовой таблетки из матрицы и сбрасывания таблетки в приемную тару. Волокнистые материалы в связи с большим удельным объемом предварительно уплотняются перед непосредственным таблетированием.

Таблетирование применяют для облегчения дозирования материала при различных видах переработки и повышения теплопроводности материала, а также удаления из него воздуха. Таблетированный материал легко подогревается в генераторах токов высокой частоты и контактных нагревателях. При применении таблетированного материала увеличивается производительность прессования за счет повышения скорости смыкания пресс-формы и снижаются потери материала вследствие более точного его дозирования и уменьшения распыления. Для таблетирования применяются таблеточные машины с механическим приводом (эксцентриковые и ротационные) и таблеточные машины с гидравлическим приводом (горизонтальные и вертикальные).

*Таблетуруемостью материала* называется его способность спрессовываться в компактную таблетку (обычно цилиндрической формы) под действием сжимающего усилия.



Таблеточные машины можно классифицировать по следующим обобщенным признакам: по виду привода (механический, гидравлический и т. д.); по характеру перемещения формуемого материала и изделия; по характеру движения формирующих деталей машины; по положению оси перемещения пуансонов и матриц; по способу таблетирования; по типу устройств для компенсации давления таблетирования.

Наибольшее распространение получили ротационные таблеточные машины. Ротационные машины имеют высокую производительность (до 500 кг/ч), однако не позволяют получать крупные таблетки (диаметром более 50—60 мм). Эксцентриковые машины применяют для изготовления точных по массе мелких и крупных (диаметром до 100 мм) таблеток.

В последнее время все более широкое распространение получают гидравлические (главным образом горизонтальные) таблеточные машины. Производительность и усилие таблетирования у этих машин значительно выше, чем у эксцентриковых машин с механическим приводом, а колебания массы изготавливаемых таблеток меньше, чем у ротационных машин. На гидравлических машинах можно изготавливать цилиндрические таблетки диаметром до 230 мм и высотой до 100 мм. Такие крупные таблетки удобно применять при прессовании крупногабаритных изделий из феноло-, мочевино- и меламино-формальдегидных материалов, используя для каждого изделия одну таблетку.

Для загрузки необходимого количества порошкообразного материала в матрицы таблеточной формы применяются различного типа устройства. На вертикальных машинах материал засыпается под действием собственного веса.

На эксцентриковых машинах материал засыпается в матрицу из подвижного бункера или питателя. В днище питателя 2 (рис. 1.38, а) имеется отверстие, при совпадении которого с гнездом матрицы 3 материал 4 засыпается из питателя в матрицу. Для облегчения засыпки материала питатель в положении засыпки обычно встряхивается кулачковым устройством. Загружаемая доза материала определяется высотой камеры матрицы, зависящей от положения нижнего пуансона 5. Для регулирования по высоте положения нижнего пуансона применяются различные типы винтовых дозаторов, состоящих из регулировочной гайки 7, которая установлена в гнезде опорной плиты 8, и резьбового штока 6.

На ротационных машинах для облегчения загрузки материала в расположенные на столе ротора матрицы применяются лопастные, лепестковые и другие ворошители, установленные в питателе 2 (рис. 1.38, б). Вследствие вращения вала 9 от привода таблеточной машины лопасти 10 подают порошкообразный материал к гнездам матриц 3. В течение загрузки материала верхние пуансоны 1 находятся на безопасной высоте над питателями.

Положение нижнего пуансона 5 (и, следовательно, дозы таблетированного материала) регулируют устройством, состоящим из штур-

вала 14, резьбового хвостовика 13 и профильного кулачка 12, по верхней поверхности которого скользит головка 11 нижнего пуансона 5. Таблетирование осуществляется верхним 1 и нижним 5 пуансонами при их смыкании.

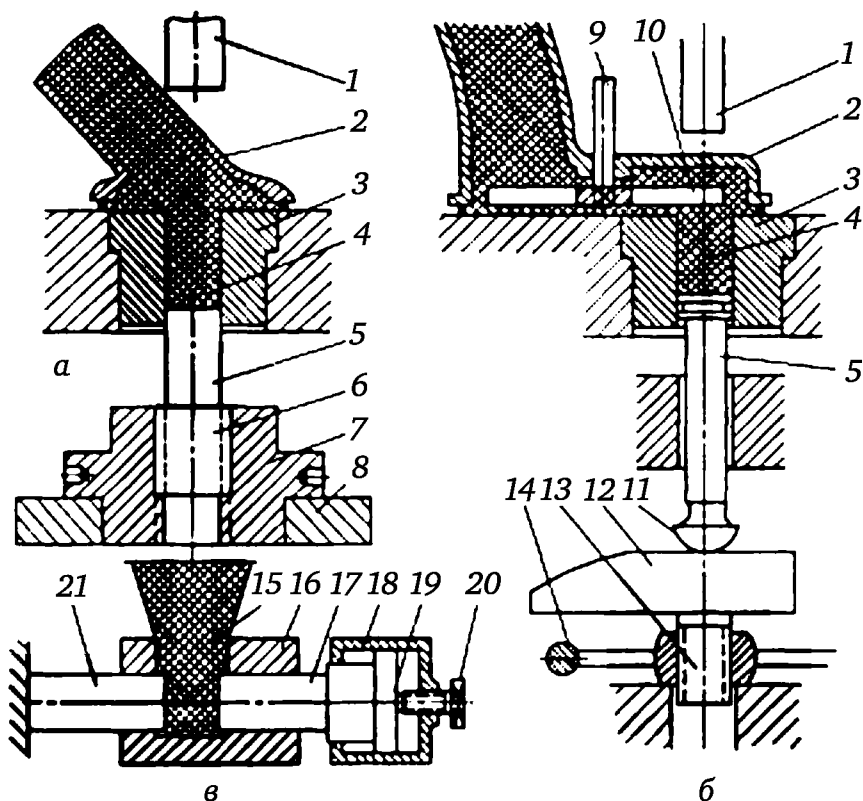


Рис. 1.38. Дозирующие устройства таблеточных машин:  
а — эксцентриковой; б — ротационной; в — гидравлической

На горизонтальной гидравлической машине материал загружается из нижней части питателя 15 (рис. 1.38, в) в подвижную матрицу 16 вследствие ее перемещения относительно подвижного и неподвижного пуансонов 17 и 21. Доза таблетлируемого материала определяется расстоянием между формующими торцами пуансонов. Этот зазор зависит от положения винтового регулятора 20. Подвижный пуансон перемещается под действием дифференциального плунжера 19, расположенного в гидравлическом цилиндре 18.

При таблетировании получают главным образом цилиндрические таблетки в одногнездных таблеточных формах (матрицах). Однако в некоторых случаях изготавливают также таблетки прямоугольной, овальной, кольцеобразной и другой конфигурации, формируемые пуансонами в одногнездных и многогнездных матрицах. Опыт прессования изделий из реактопластов показывает, что наилучший эффект достигается при конфигурации таблеток, сходной с конфигурацией изделия. В частности, при изготовлении высоких полых конических и цилиндрических изделий целесообразно применение таблеток цилиндрической формы.

Производительность ротационной таблеточной машины (кг/ч) определяют по формуле

$$Q = G i m k N \quad (1.20)$$

или

$$Q = 60 \frac{F}{p} \gamma i m k N; \quad (1.21)$$

производительность эксцентриковой и гидравлической таблеточной машины (кг/ч)

$$Q = 60 G m N, \quad (1.22)$$

где  $G$  — масса одной таблетки, кг;  $i$  — число матриц в роторе;  $m$  — число гнезд в матрице;  $k$  — коэффициент многопозиционности ( $k = 1, 2, 3$  или  $4$ );  $N$  — частота вращения ротора или число ходов машины в минуту;  $F$  — усилие таблетирования машины, Н;  $p$  — давление таблетирования для выбранного материала, Н/м<sup>2</sup>;  $h$  — глубина загрузочной камеры матрицы, м;  $\gamma$  — плотность таблетлируемого материала, кг/м<sup>3</sup>.

Механические и гидравлические машины оснащены одногнездными или многогнездными матрицами и соответствующим количеством верхних и нижних пуансонов (или подвижных и неподвижных пуансонов на гидравлических машинах).

На гидравлических и механических эксцентриковых машинах все основные операции таблетирования — загрузка материала в матрицу, его сжатие в таблетку (непосредственное таблетирование), выталкивание готовой таблетки из матрицы — производятся последовательно, а на механических ротационных машинах все эти операции выполняются одновременно на нескольких рабочих органах.

### 1.3.2. Эксцентриковые таблеточные машины

Эксцентриковые таблеточные машины входят в группу кривошипных машин и отличаются периодическим перемещением формуемого материала и таблетки. Для таблетирования порошкообразных прессовочных материалов применяются вертикальные эксцентриковые машины с электромеханическим приводом. Машины обеспечивают одностороннее сжатие материала верхним пуансоном или пуансонами в одногнездной или многогнездной матрице без выдержки под давлением. Отформованные таблетки выталкиваются нижними пуансонами. Эксцентриковые машины обычно не оснащаются компенсаторами давления.

В настоящее время выпускаются эксцентриковые машины с усилием таблетирования от 19,6 до 981 кН (от 2 до 100 Т). Эксцентриковая таблеточная машина (рис. 1.39) состоит из литой составной станины, на которой смонтированы все узлы и детали машины. Крутящий момент обычно передается от электродвигателя на эксцентриковый

главный вал 6 через клиноременную или плоскоременную передачу, шкив 1, зубчатые шестерни 3 и 9 (см. рис. 1.39, а).

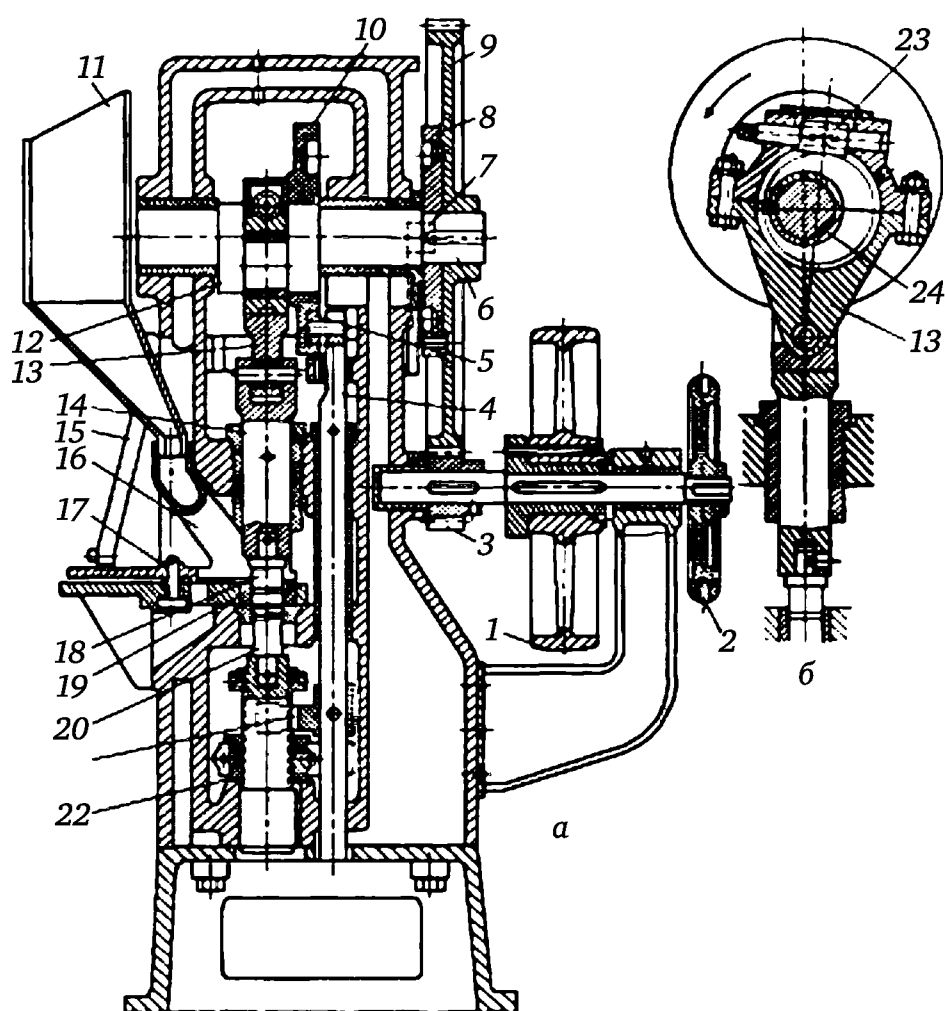


Рис. 1.39. Эксцентриковая таблеточная машина

На средней эксцентриковой части 12 вала 6 в шатуне 13 установлена эксцентриковая втулка, которая может поворачиваться в цилиндрическом пазу шатуна для изменения эксцентриситета и регулирования давления таблетирования. К шатуну прикреплен ползун 14, в котором установлен верхний пуансон 18. Нижний пуансон 20 закреплен в резьбовом штоке, который может подниматься или опускаться под действием регулировочной гайки 22 с целью изменения массы таблетки, формуемой в матрице 19.

Готовая таблетка выталкивается из матрицы нижним пуансоном под действием внутреннего профильного ролика, расположенного во вращающемся диске 10. При обкатывании ролика 5 по профилю кулачка штанга 4 перемещается вилкой 21 по вертикали, обеспечивая подъем и опускание нижнего пуансона.

Порошкообразный материал из бункера 11 загружается в поворотный питатель 16. Поворот питателя осуществляется вследствие обкатывания ролика 7 по внутреннему кулачку 8. При этом под действием рычага 15 питатель поворачивается вокруг оси 17, обеспечивая засыпку

материала в матрицу. Штурвал 2 предназначен для проворачивания главного вала машины вручную.

На рис. 1.39, б показано устройство для регулирования усилия таблетирования. Червяк 23 находится в зацеплении с зубчатым колесом 24, представляющим собой эксцентриковую втулку, состоящую из двух половин. При вращении червяка эксцентриковая втулка поворачивается в корпусе шатуна 13 и расстояние от оси кривошипа до оси пальца ползуна изменяется, поэтому изменяется и глубина опускания верхнего пуансона 18 в матрицу.

Кинематическая схема эксцентриковой таблеточной машины показана на рис. 1.40. Машина приводится во вращение электродвигателем 1 через клиноременную передачу 4 и цилиндрический редуктор 10, 12. Эксцентриковый вал 13, вращаясь, сообщает через шатун 14 возвратно-поступательное движение верхнему пуансону 16. На тыльной торцевой стороне зубчатого колеса установлен копир 11. Ролик 15, перемещаясь по копиру, обеспечивает возвратно-поступательное движение штанге 26, которая через цапфу 22 приводит в движение толкатель 23, где укреплен нижний пуансон 21. При вращении регулировочной втулки 24 объем камеры засыпки в матрице 20 изменяется. Цапфу 22 устанавливают в зависимости от положения регулировочной втулки стопорной гайкой 25.

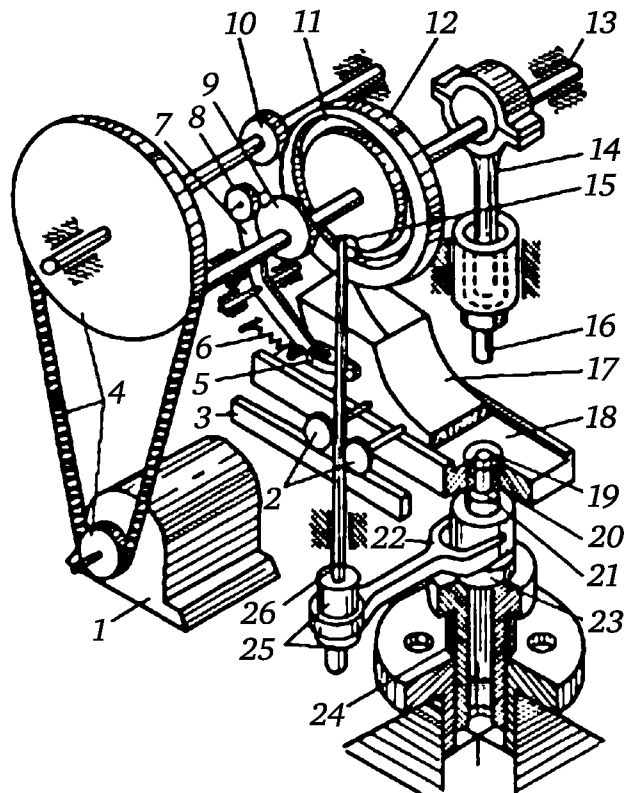


Рис. 1.40. Кинематическая схема эксцентриковой таблеточной машины

Кулачок 9, насаженный на консоли эксцентрикового вала, воздействует на ролик 8, и поэтому рычаг 7 серьгой 5 передвигает бункер 17 вдоль стола 18. При движении бункера зубчатые колеса 2 ворошителя

передвигаются по зубчатой рейке 3. На кулачке 9 имеется волнообразный выступ, служащий для встряхивания бункера, что облегчает засыпку порошка в матрицу. На некоторых таблеточных машинах применяются приспособления для вибрационного встряхивания бункера.

Прессуемый материал засыпают в бункер 17. При соприкосновении выступающей части кулачка 9 с роликом 8 бункер подается к матрице. После совмещения нижней щели бункера с матрицей порошок засыпается в ее отверстие. По окончании засыпки бункер пружиной 6 возвращается в исходное положение, а пуансон 16, опускаясь, входит в матрицу 20 и сжимает находящийся в ней порошок.

Плотность таблетки зависит от глубины, на которую опускается верхний пуансон, и регулируется угловым перемещением эксцентриковой втулки относительно вала 13. Когда верхний пуансон поднимается, таблетка 19 выталкивается из матрицы нижним пуансоном 21.

В начале следующего цикла таблетка сталкивается передней частью бункера со столом 18 на наклонный лоток, а толкатель 23 с нижним пуансоном опускается в исходное положение.

Колебания массы таблетки в процессе работы машины зависят от равномерности дозирования порошка в матрицу, величины зазора между нижней поверхностью верхнего пуансона и матрицей, настройки регулировочной втулки 24, надежности крепления пуансона 21 к толкателю 23. В зазор между толкателем и верхней плоскостью регулировочной втулки не должны попадать пыль и порошок, так как увеличение зазора вызовет произвольное уменьшение массы таблеток.

Гайки 25 должны быть отрегулированы так, чтобы верхний торец пуансона 21 при выталкивании таблетки находился заподлицо с верхним торцом матрицы 20.

Зона сближения пуансонов закрыта дверцей, которая заблокирована с конечным выключателем так, что при открытой дверце цепь питания магнитного пускателя электродвигателя размыкается.

Производительность таблеточной машины зависит от площади таблетирования, глубины заполнения матрицы и частоты вращения эксцентрикового вала, обычно равной 20—30 об/мин. Площадь таблетирования, в свою очередь, зависит от максимального усилия, развиваемого машиной, и удельного давления таблетирования, являющегося главным образом функцией свойств таблетлируемого материала и скорости таблетирования.

Одностороннее сжатие материала в таблетку на эксцентриковых таблеточных машинах выполняется кривошипно-шатунным механизмом. На рис. 1.41, а показана схема кривошипно-шатунного механизма в момент, соответствующий заходу пуансона в матрицу ( $ABC$ ) и в крайнем нижнем положении ( $AB_0C_0$ ). Как видно из схемы,

$$\overline{CC_0} = \overline{C_0B_0} + \overline{B_0A} - \overline{CB} \cos \gamma - \overline{BA} \cos \alpha; \quad (1.23)$$

$$S = l(1 - \cos \gamma) + r(1 - \cos \alpha), \quad (1.24)$$

где  $S$  — величина хода пуансона в матрице;  $r$  — длина кривошипа;  $l$  — длина шатуна;  $\gamma$  и  $\alpha$  — углы давления и поворота кривошипа в момент начала сжатия  $\tau_1$  ( $\gamma \leq 10^\circ$ ).

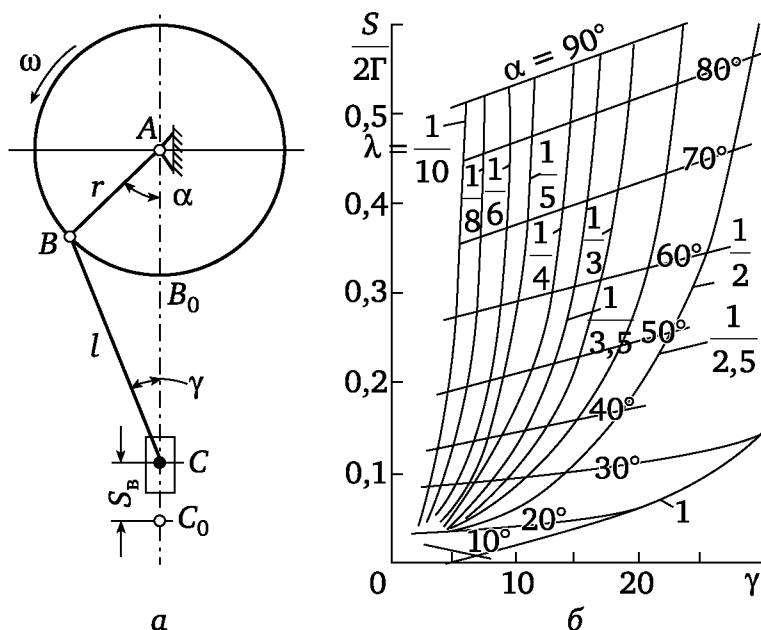


Рис. 1.41. Кривошипно-шатунный механизм эксцентриковой машины:

$a$  — схема механизма;  $b$  — номограмма для расчета механизма

Поскольку  $r \sin \alpha = l \sin \gamma$  и  $\lambda = r/l$ , определяем длину кривошипа и шатуна как

$$r = \frac{S\lambda}{1 + \lambda - \cos \gamma - \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \gamma}}; \quad (1.25)$$

$$l = r / \lambda. \quad (1.26)$$

Величины  $\alpha$  при различных значениях  $\lambda$  и  $\gamma$  можно определять из графической зависимости (рис. 1.41, б). Выбор хода пуансона 5 (см. рис. 1.41) зависит от размеров бункерного питателя, который в момент заполнения матрицы материалом находится под верхним пуансоном.

После окончательного выбора размеров кривошипа и ползуна определяют угол поворота кривошипа, соответствующий моменту начала сжатия  $\tau_1$ :

$$\alpha = \arccos \frac{(l + r - S)^2 - l^2 + r^2}{2r(l + r - S)}. \quad (1.27)$$

Угловую скорость вращения кривошипа можно определить по максимально допустимой скорости сжатия. Скорость ползуна в момент  $\tau_1$  определяется по формуле

$$v = \omega r \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right),$$

откуда

$$\omega = \frac{v}{r \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right)}. \quad (1.28)$$

### 1.3.3. Ротационные таблеточные машины

В настоящее время применяются ротационные машины, обеспечивающие однопозиционное, двухпозиционное, трехпозиционное или четырехпозиционное таблетирование. При этом из каждого гнезда матрицы за один оборот ротора получают соответственно одну, две, три или четыре таблетки.

Ротационные машины имеют электромеханический привод, выпускаются в вертикальном исполнении, обеспечивают двухстороннее сжатие материала без выдержки или с небольшой выдержкой под давлением и непрерывное перемещение формируемого материала и таблеток. Машины обычно оснащены пружинными компенсаторами давления.

Ротационные машины подразделяются на два класса, которые различают в основном по конструктивным особенностям пуансонов и по характеру их движения. К I классу относятся машины, у которых движение пуансонов по копирам сопровождается трением качения, ко II классу — машины, у которых аналогичное перемещение пуансонов сопровождается трением скольжения. В машинах I класса пуансоны оснащены боковыми и торцовыми роликами.

Таблеточная машина I класса МТ-ЗА (рис. 1.42) предназначена для таблетирования порошкообразных фено- и аминопластов. Максимальный диаметр таблеток 35 мм (из фенопластов) и 30 мм (из аминопластов). Усилие таблетирования составляет 88—118 кН. Аминопласты таблетуют при частоте вращения ротора 7,25 об/мин, а фенопласты — при 9,85 об/мин. В роторе машины размещены по 15 верхних и нижних пуансонов, а также одногнездных матриц. Наибольшая глубина заполнения матриц равна 50 мм. В машине предусмотрено однопозиционное таблетирование; таким образом, производительность машины составляет  $15 \times 9,85 \times 60 = 8870$  таблеток из фенопласта в час. На машине установлен электродвигатель мощностью 7 кВт.

Таблеточная машина состоит из литой станины 1, внутри которой размещен червячный редуктор 20, цилиндрический редуктор 2 и фрикционная муфта сцепления 22. Цилиндрический редуктор имеет четыре ступени. Шестерни второй ступени смонтированы в кожухе снаружи станины для облегчения их замены при изменении частоты вращения ротора. Для уменьшения шума приводная шестерня первой ступени изготовлена из текстолита.

На станине установлена монтажная плита 4, на которой смонтированы все основные узлы и детали машины: ротор 7, колонны 19, верхняя плита 10, бункерный питатель 9 с ворошителем 8 и централь-



ный вал 14. На нижней части вала укреплена червячная шестерня 3, а на верхней части — шестерня 12 привода ворошителя.

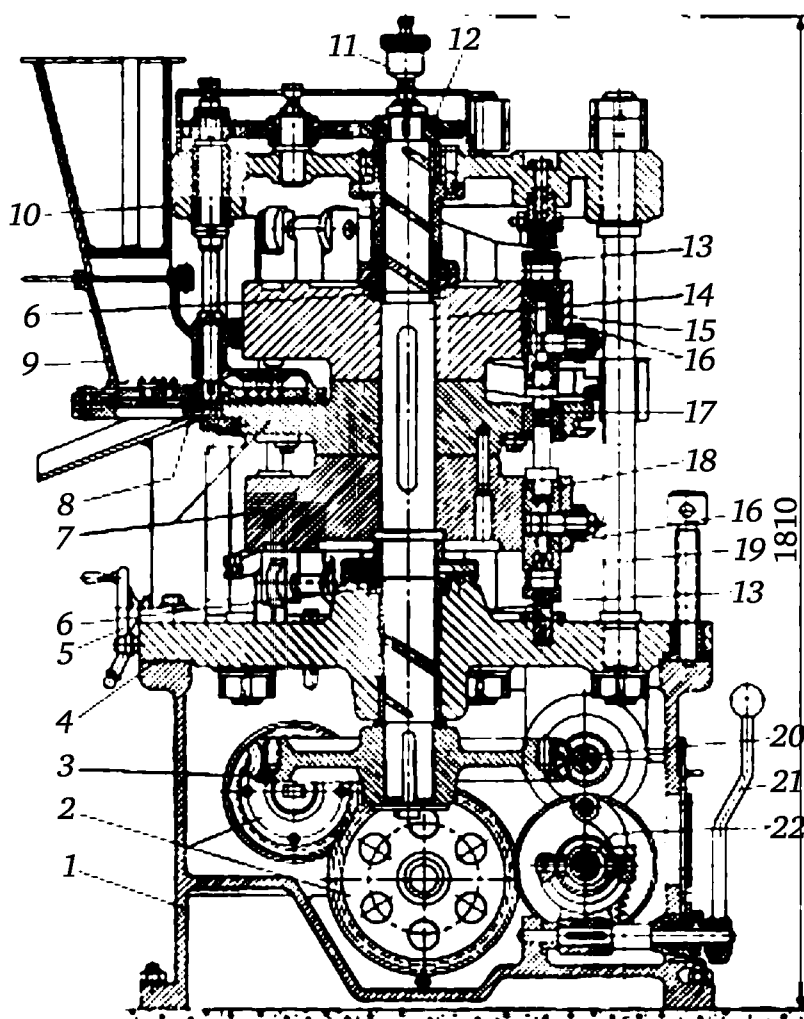


Рис. 1.42. Ротационная таблеточная машина I класса МТ-3А

Ротор машины состоит из трех поясов, причем в нижнем и верхнем поясах размещены пуансоны 18 и 15 соответственно, а в среднем роторе — матрицы 17. Для уменьшения адгезии таблетлируемого материала к ротору его средняя часть покрыта стальными полированными секторами. На пуансонах установлены торцовые и боковые ролики 13 и 16.

Для восприятия осевых усилий, возникающих при работе машины, установлены упорные шариковые подшипники 6. Смазка упорных подшипников и центрального вала в зонах подшипников скольжения обеспечивается капельной масленкой 11, установленной на верхнем торце центрального вала. Сцепление фрикционной муфты осуществляется рычагом 21, а регулирование массы таблеток — штурвалом 5. Машина оборудована также штурвалом для проворота машины вручную (на рисунке не показан).

На рис. 1.43 дана циклограмма работы машины МТ-3А с развернутыми кулачками, клиньями и копирами. Порошкообразный материал

Кулачки верхних ползунов

Кулачки нижних ползунов

Выстой

Подъем

Выдержка

Прессование

Опускание

Выстой

Дозирование

78°

11°30'11

1°43'

15°

13

Ротор

15°

42°

10°

47°

1°43'

15°

360°

Выстой

Опускание

Выстой

Выталкивание

Выдержка

Прессование

Подъем

Выстой

Опускание

Выстой

Подъем

Выстой

Под действием копира 6 нижний пуансон несколько опускается во избежание высыпания материала из матрицы при заходе в нее формирующей части верхнего пуансона 7. При обкатывании торцового ролика верхнего и нижнего пуансонов 7 и 3 по клиньям давления 8 и 9 происходят сближение пуансонов, сжатие материала в таблетку и выдержка под давлением.

Недостатком машин I класса являются их сравнительно низкая производительность (из-за невысокой частоты вращения ротора) и громоздкость, вызванная значительными размерами пуансонов и необходимостью ориентировать их в определенном положении. Достоинство этих машин — универсальность и точность по массе выпускаемых таблеток.

66

чета ротационных таблеточных машин необходимо вначале определить величину момента, требуемого для вращения ротора, а также сил, действующих на пуансоны и кулачки (клинья, копиры). Поскольку ускорения звеньев в ротационных таблеточных машинах незначительны, можно не учитывать силы инерции при переносном и относительном движении пуансонов. Поэтому в дальнейшем выполняется только статический расчет.

При сжатии материала в таблетку и ее выталкивании из матрицы преодолеваются значительные сопротивления, а усилие действует на пуансон с неподвижного кулачка (клина давления или выталкивания) через торцовый ролик. Так как ролик имеет сферическую форму, а профиль кулачка очерчен по винтовой линии, нормаль в точке контакта ролика и кулачка будет всегда лежать в контактной плоскости, проведенной к плоскости кулачка через центр цилиндрического ролика.

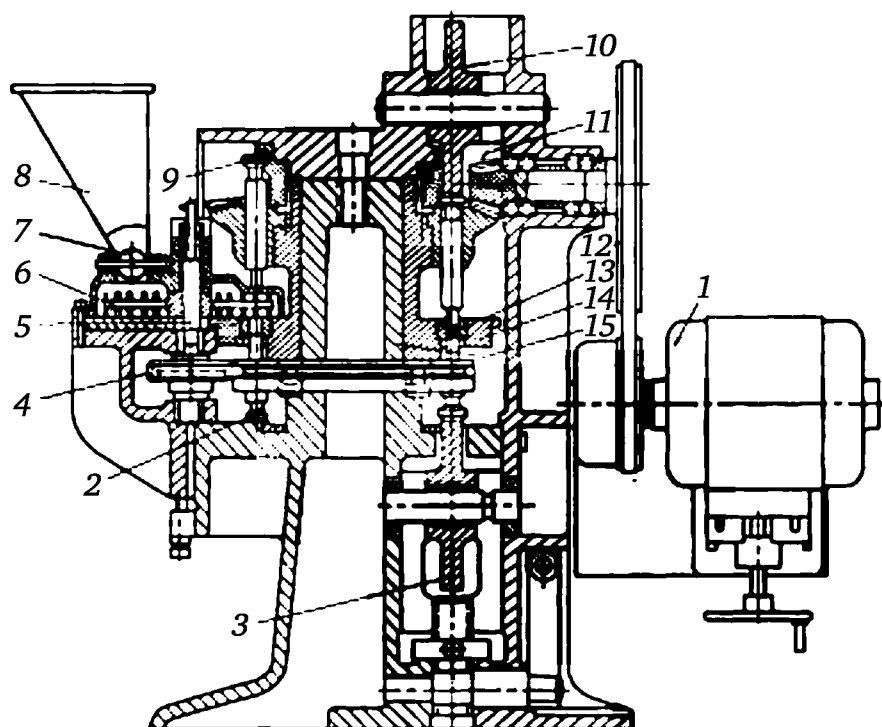
Таким образом, после развертки изогнутого с определенным радиусом кулачка пространственная задача силового расчета машины сводится к плоской. При этом ротор также разворачивается в плоскость по окружности, проходящей через оси матриц.

Ко II классу относятся ротационные машины с простой формой пуансонов, у которых диаметр оформляющей части почти не отличается от диаметра ходовой части, находящейся в роторе. Движение таких пуансонов по копирам сопровождается трением скольжения. Машины II класса отличаются компактностью. Частота вращения ротора у таких машин значительно выше, чем у машин I класса. Машины II класса значительно чаще изготавливают для многопозиционного таблетирования. Такие ротационные машины имеют очень высокую производительность при небольшом размере таблеток (диаметр таблетки обычно не превышает 40 мм).

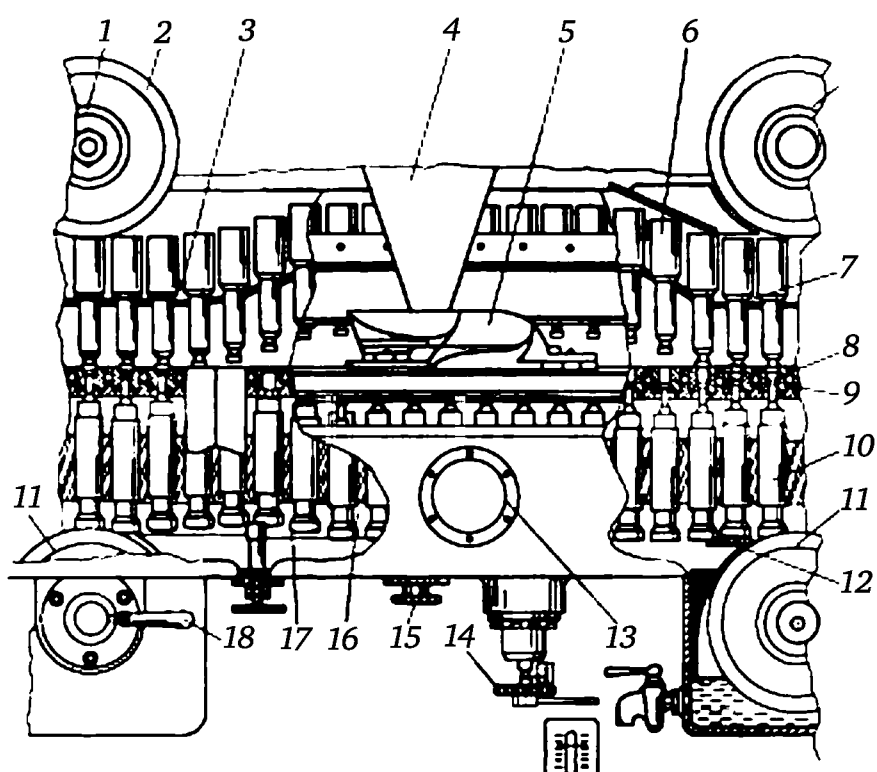
Ротационная машина II класса для однопозиционного таблетирования показана на рис. 1.44. Машина работает следующим образом. Загруженный в бункер 8 материал захватывается вращающимися лопастями 6 ворошителя и засыпается в гнезда матрицы 13. Глубина заполнения матрицы определяется регулируемым по высоте положением нижнего пуансона 2. Для регулировки подачи материала в бункере установлена поворотная заслонка 7. Материал сжимается в таблетку на противоположной (по отношению к загрузке) стороне ротора 14 из-за сближения пуансонов 2 и 9 под действием роликов 3 и 10. Величина усилия таблетирования зависит от регулируемого по высоте положения нижнего ролика 3 и глубины заполнения матрицы материалом. При дальнейшем вращении ротора вокруг полой оси 15 готовая таблетка выталкивается из матрицы нижним пуансоном. Ротор приводится во вращение электродвигателем 1 с регулируемым числом оборотов через клиноременную и коническую зубчатую передачи 12 и 11. Вращение на вал 5 ворошителя передается от ротора через клиноременную передачу 4.

На рис. 1.45 показана развернутая кинематическая схема машины для двухпозиционного таблетирования. Таблетуемый материал поступает из двух вибрационных бункеров 4 в два распределителя 5.

Распределители состоят из изогнутых медных пластин, расположенных последовательно по пути движения ротора и прикрепленных к вертикальной стойке. В некоторых случаях применяют закрытые распределители, плотно прилегающие к столу ротора.



**Рис. 1.44. Ротационная таблеточная машина II класса для однопозиционного таблетирования**



**Рис. 1.45. Развернутая схема машины II класса для двухпозиционного таблетирования**

Порошкообразный материал последовательно пересыпается через пластины и поэтому равномерно загружается в матрицы. Между последней пластиной и столом ротора установлено фетровое уплотнение. При правильной установке бункеров по высоте и нормальной работе распределителей материал не должен пересыпаться через последнюю пластину. Окончательная объемная дозировка материала 8, загружаемого в матрицу 9 (т. е. масса таблетки), определяется положением нижнего пуансона 10, скользящего по дозировочному копиру, высоту которого можно регулировать винтовым устройством 14.

При дальнейшем движении нижние пуансоны 10 опускаются на несколько миллиметров, вследствие чего уменьшается распыление материала при опускании верхних пуансонов 6 в матрицы.

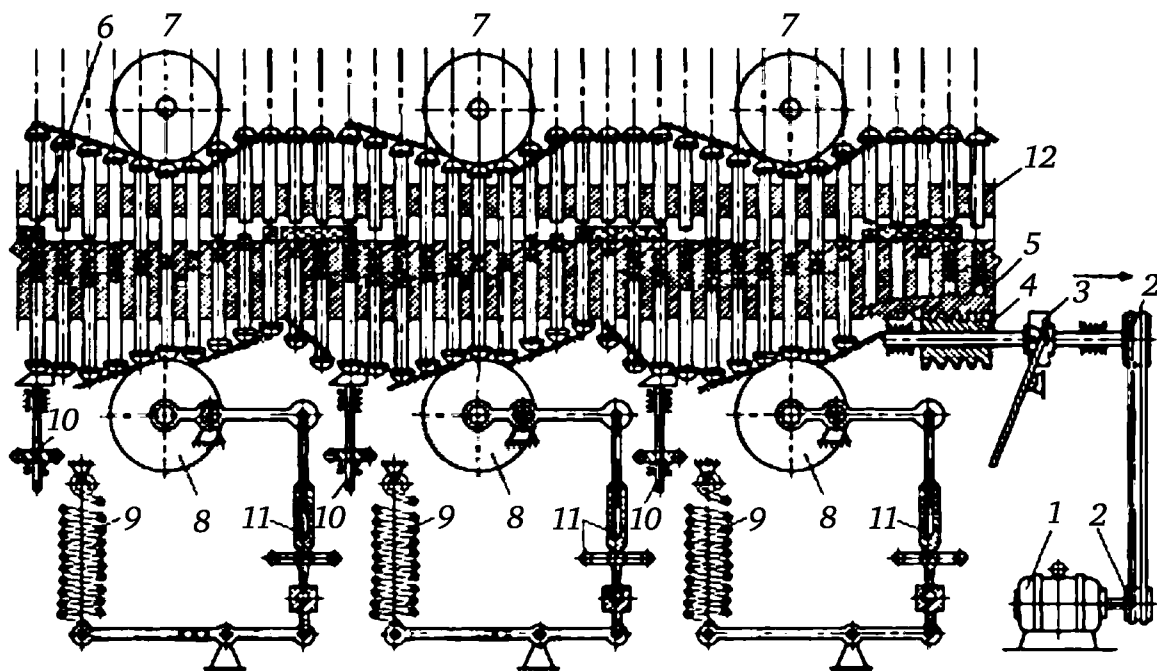
Под действием копиров 7 и 12 нижние и верхние пуансоны сближаются. Материал окончательно формуется в таблетку пуансонами под действием верхнего и нижнего прессующих роликов 2 и 11, которые в процессе таблетирования поворачиваются вокруг своих осей. Усилие таблетирования регулируют эксцентриковым устройством 18 в зависимости от вида таблетлируемого материала и глубины засыпки матрицы. Верхние ролики устанавливаются на необходимой высоте эксцентриковыми втулками 1.

После оформления таблеток верхние пуансоны поднимаются, скользя головками по копиру 3. Готовые таблетки выталкиваются на стол ротора нижними пуансонами под действием копира 17 и транспортируются ротором к наклонному лотку, по которому направляются в тару. В дальнейшем нижние пуансоны опускаются под действием копира 16, а верхние пуансоны скользят по горизонтальному копиру верхнего пояса ротора; при этом материал засыпается в матрицы из распределителя 5. Устройство 15 предназначено для выемки нижних пуансонов из гнезд ротора при ремонте и наладке. Нижняя часть ротора с зубчатым колесом привода, нижними пуансонами, копирами, роликами и кулачками герметически закрыта в масляной ванне. Для проверки уровня масла предусмотрено смотровое стекло 13.

На машине установлено по два комплекта прессующих роликов, регуляторов дозировки и усилия таблетирования, копиров и распределителей, благодаря чему полный цикл таблетирования происходит за половину оборота ротора.

На рис. 1.46 показана кинематическая схема ротационной таблеточной машины для трехпозиционного таблетирования. Ротор приводится во вращение электродвигателем 1 через клиноременную передачу 2, фрикционную муфту 3 и червячную передачу 4, 5.

Машина работает аналогично машине для двухпозиционного таблетирования, но в ней предусмотрены соответственно по три распределителя материала 6, верхних и нижних роликов давления 7 и 8 с пружинными компенсаторами 9, регуляторов дозировки 10 и регуляторов усилия таблетирования 11. За один оборот ротора полный цикл таблетирования осуществляется трижды. Направление движения ротора 12 показано стрелкой.



**Рис. 1.46. Кинематическая схема машины для трехпозиционного таблетирования**

#### **1.3.4. Гидравлические таблеточные машины**

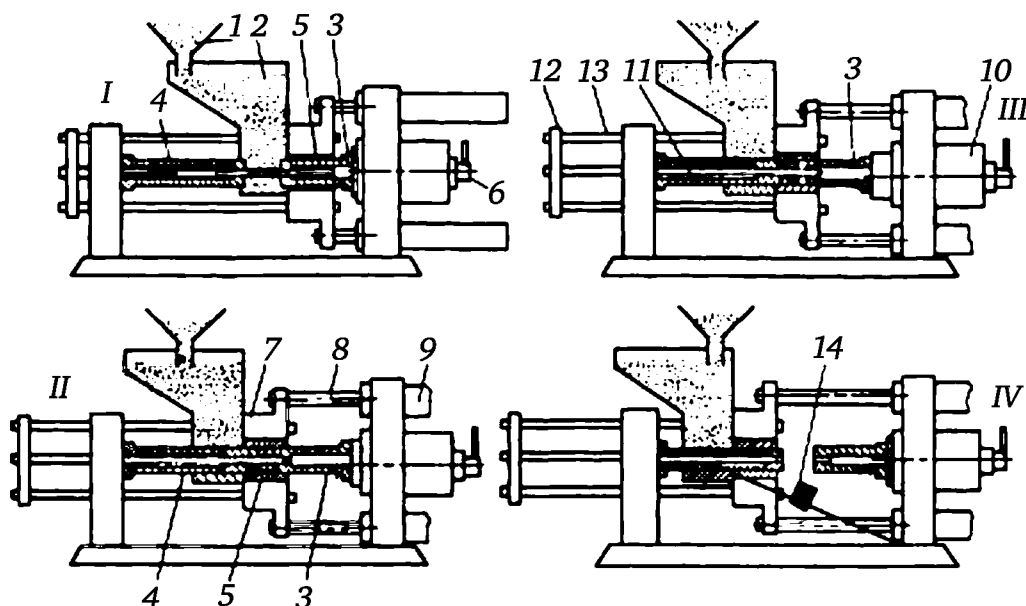
Широкое распространение получили гидравлические таблеточные машины; они в отдельных случаях вытесняют эксцентриковые и частично ротационные машины. Гидравлические машины отличаются простотой конструкции и компактностью при больших усилиях таблетирования, новым, более прогрессивным способом дозирования материала, наличием гибкой универсальной регулировки режима таблетирования. На таких машинах можно таблетировать высокодисперсные материалы, а также материалы с волокнистым наполнителем, таблетирование которых на механических машинах очень затруднительно.

В отличие от механических таблеточных машин гидравлические машины являются горизонтальными, поэтому удалось осуществить новый способ загрузки материала в матрицу и ограничиться только возвратно-поступательным движением небольшого числа подвижных деталей машин. В связи с отсутствием излишков материала в матрице таблетки имеют стабильную и равномерную плотность. Отформованная таблетка удаляется из матрицы без применения выталкивателя. На гидравлических машинах можно получать таблетки значительной толщины, требующие большой глубины заполнения матрицы.

Производительность гидравлических машин значительно выше, чем эксцентриковых. Многопуансонные гидравлические машины уступают по производительности только некоторым типам ротационных таблеточных машин. Качество таблеток, получаемых на гидравлических машинах (по стабильности массы и плотности), значительно выше.

На рис. 1.47 показана пооперационная схема работы горизонтальной гидравлической таблеточной машины при изготовлении полых цилин-

дрических таблеток. Таблетируемый материал загружают в неподвижный бункер 1, откуда он просыпается в подвижный бункерный питатель 2. В исходной позиции I материал находится в нижней части бункерного питателя между подвижным 3 и неподвижным пуансоном 4. Матрица 5 может быть одногнездной или многогнездной, при этом числу гнезд матрицы соответствует число подвижных и неподвижных пуансонов. Пуансон 3 находится в крайнем правом положении, ограниченном винтовым регулятором дозировки 6. Регулирование дозировки, т. е. массы таблеток, очень точное и может осуществляться во время работы машины.



**Рис. 1.47. Схема работы гидравлической таблеточной машины для формирования полых цилиндрических таблеток**

В следующей позиции II матрица 5 переместилась влево, из-за чего дозированный материал перегружается в матрицу, находясь между оформляющими торцами пуансонов 3 и 4. Подвижная плита 7 перемещается совместно с бункерным питателем 2 и матрицей 5 плунжерами 8, расположенными во вспомогательных гидравлических цилиндрах 9. В позиции III материал сжимается в таблетку из-за перемещения влево пуансона 3 под действием главного гидравлического цилиндра 10. Для получения таблеток в виде полых цилиндров пуансоны 3 и 4 изготовлены полыми. Во внутренней полости пуансонов расположен штампель 11, который через траверсу 12 и тяги 13 соединен с подвижной плитой 7.

При переработке материалов с большим удельным объемом для удаления воздуха из материала необходимы увеличенная длина хода подвижного пуансона и замедленная скорость его движения при таблетировании.

После формования таблетки пуансон 3 перемещается в исходное положение (позиция IV), вследствие чего с таблетированного материала снимаются избыточные напряжения и таблетка отделяется от пуан-

сона. Бункерный питатель, матрица и штемпель перемещаются в крайнее левое положение, таблетка 14 отделяется от торца неподвижного пуансона и падает в приемную тару. После этого бункерный питатель, матрица и штемпель возвращаются в исходное положение.

На гидравлической таблеточной машине предусмотрена гибкая и эффективная регулировка усилия таблетирования, массы таблеток, скорости загрузки материала в матрицу, сжатия материала в таблетку и выдержки таблеток под давлением. На машине предусмотрена возможность двухстороннего снятия давления с отформованной таблетки.

Машина позволяет снимать нагрузку с формируемой таблетки и подвергать ее повторному сжатию. За счет уменьшения скорости сжатия материала удельное давление таблетирования может быть значительно ниже, чем на эксцентриковых и особенно на ротационных таблеточных машинах. Таблетки, полученные на гидравлических машинах, имеют стабильную массу (колебания массы таблеток для высокодисперсных материалов не превышают 2 %, а при таблетировании порошкообразного фенопласта они еще меньше).

Горизонтальные гидравлические машины более совершенны и перспективны, чем механические (эксцентриковые и ротационные). Гидравлические машины компактны, экономичны и имеют высокие эксплуатационные характеристики. Такие машины целесообразно применять во всех специализированных производствах по переработке пластмасс и в первую очередь для изготовления крупных таблеток из высокодисперсных материалов и материалов с волокнистым наполнителем.

Особенно выгодны на малопроизводительных гидравлических машинах пресс-материалы с высокой ударной прочностью с волокнистым наполнителем, которые раньше таблетировались на гидравлических прессах в съемных или стационарных формах.

Для автоматического таблетирования фенопластов с высокой ударной прочностью в бункере гидравлической машины устанавливают предварительный уплотнитель, который в 3 раза уменьшает объем рыхлого, комковатого и волокнистого материала, прежде чем он попадет в матрицу машины. Из-за значительного уменьшения объема материала облегчается возможность его объемной дозировки. Во время сжатия материала в предварительном уплотнителе рабочий процесс машины не совершается, он начинается только после уплотнения материала. Рабочим процессом управляют при помощи многопозиционного реле времени с бесступенчатой регулировкой.

## **Контрольные вопросы и задания**

1. Приведите конструкцию и дайте описание циркуляционного смесителя.
2. В чем заключается принцип работы смесителей для объемного смешения?
3. Приведите конструкцию двухроторного смесителя и опишите принцип работы.



4. Опишите типовые схемы приводов лопастных валов.
5. Что такое степень измельчения? Приведите уравнение для расчета работы измельчения.
6. В чем заключается принцип работы щековых дробилок? Дайте описание конструктивных схем щековых дробилок.
7. Поясните принцип работы конусных дробилок, пользуясь их схемами.
8. Приведите конструкцию валковой дробилки и объясните принцип ее работы.
9. В чем заключается механизм дробления в дробилках ударного действия? Поясните это, пользуясь конструктивными схемами дробилок ударного действия.
10. Для чего предназначены таблеточные машины?
11. Что такое эксцентриковая и ротационная таблеточные машины? Объясните это при помощи их конструктивных схем.
12. Приведите конструктивную схему гидравлической таблеточной машины и опишите принцип ее работы.

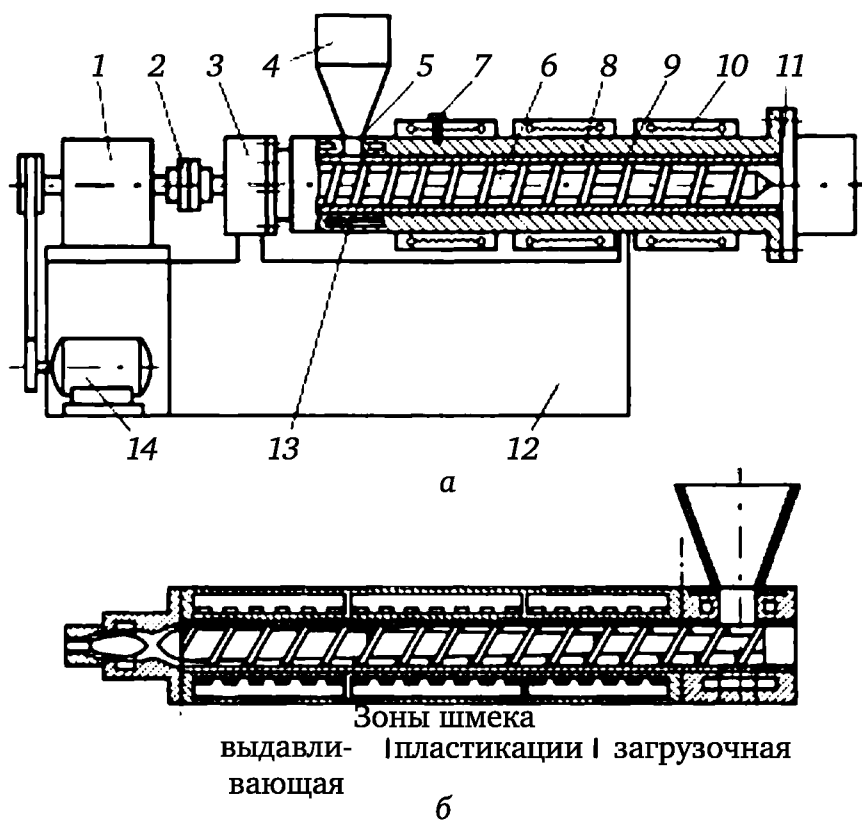
## Глава 2

# ЭКСТРУЗИОННЫЕ МАШИНЫ (ЭКСТРУДЕРЫ)

### 2.1. Одношнековые экструдеры

#### 2.1.1. Конструкция и принцип работы одношнековых экструдеров

Конструкция одношнекового экструдера представлена на рис. 2.1, а. Основными конструктивными элементами одношнекового экструдера являются привод, состоящий из электродвигателя 14 и редуктора 1, связанного муфтой 2 со шнеком 6, бункера 4, подшипников 3, материального цилиндра 8 и формующего инструмента 11. Все конструктивные элементы экструдера смонтированы на станине 12.



**Рис. 2.1. Одношнековый экструдер:**

а — конструктивная схема одношнекового экструдера; б — типовая схема разделения шнека на основные зоны

Перерабатываемый материал поступает из бункера 4 через загрузочную воронку 5 в канал шнека. Шнек вращается внутри корпуса

цилиндра 8, снабженного износостойкой гильзой 9. Привод шнека осуществляется от электродвигателя 14 через редуктор 1. Осевое усилие, возникающее в процессе переработки и действующее на шнек, воспринимается упорным подшипником 3. Нагрев цилиндра 8 до температуры переработки производится наружными нагревателями 10. Температура корпуса замеряется и регулируется термopарами 7, расположенными в каждой зоне. Перерабатываемый материал при движении по винтовому каналу шнека нагревается, пластицируется и в виде расплава продавливается через головку 11, в которой в отдельных случаях устанавливается пакет сеток. Во избежание прилипания полимера к шнеку в зоне воронки 5 материальный цилиндр 8 охлаждается холодной водой, подаваемой в рубашку 13.

Возникающие при работе одношнекового экструдера распорные усилия от сопротивления формующего инструмента воспринимаются подшипниковым узлом, различные варианты конструктивного исполнения которого представлены на рис. 2.2. На рис. 2.2, а показана конструкция подшипникового узла, где полый вал 5 смонтирован на подшипниках качения в отдельном корпусе 7. Приводная звездочка 10 вынесена консольно за пределы опор, что создает возможность более компактно разместить опоры. Шнек 1 установлен в сменной гильзе 13, закрепляемой в корпусе 14, и упирается в торец вала 5. Передней опорой вала является крупногабаритный сферический двухрядный роликоподшипник 3, закрепленный по внутреннему кольцу пружинными кольцами 4. Наружное кольцо этого подшипника не закреплено, поэтому опора является плавающей.

Задняя опора, состоящая из двух взаимосвязанных подшипников 6 и 8, выполнена жесткой, так как перемещение вала 5 слева направо предотвращается радиально-упорным подшипником 6, а справа налево — наружным кольцом сферического двухрядного роликоподшипника 8, закрепленного на валу на разрезной втулке 11. Смазка опор вала производится от насоса. Уплотнение осуществляется манжетами 2 и 9.

Шнек 1 цилиндрическим хвостовиком входит в расточку вала 5 и крепится в ней посредством металлического стержня (на рисунке не показан). Во вращение шнек 1 приводится закладными шпонками 12, закрепленными на валу 5.

На рис. 2.2, б показана конструкция подшипникового узла, где вал 5 смонтирован на двух радиальных сферических двухрядных роликоподшипниках 2 и 6, между которыми установлен упорный роликоподшипник 4 с коническими роликами.

Подшипники 2 и 6 воспринимают радиальные нагрузки от звездочки 7, осуществляющей передачу крутящего момента на вал с помощью трехрядной втулочно-роликовой цепи. Внутри полого вала 5 на шпонке 10 установлен шнек 1, зафиксированный от осевых смещений посредством пружинного кольца 9 и гайки 8. Осевые усилия, возникающие при работе экструдера, передаются торцом шнека на гайку 8 и далее через фланец вала 5 — на упорный подшипник 4.

Смазка опор — консистентная периодическая от шприц-масленки 3. Охлаждение шнека в процессе работы осуществляется водой, подаваемой от водопровода через уплотнение в трубу 11.

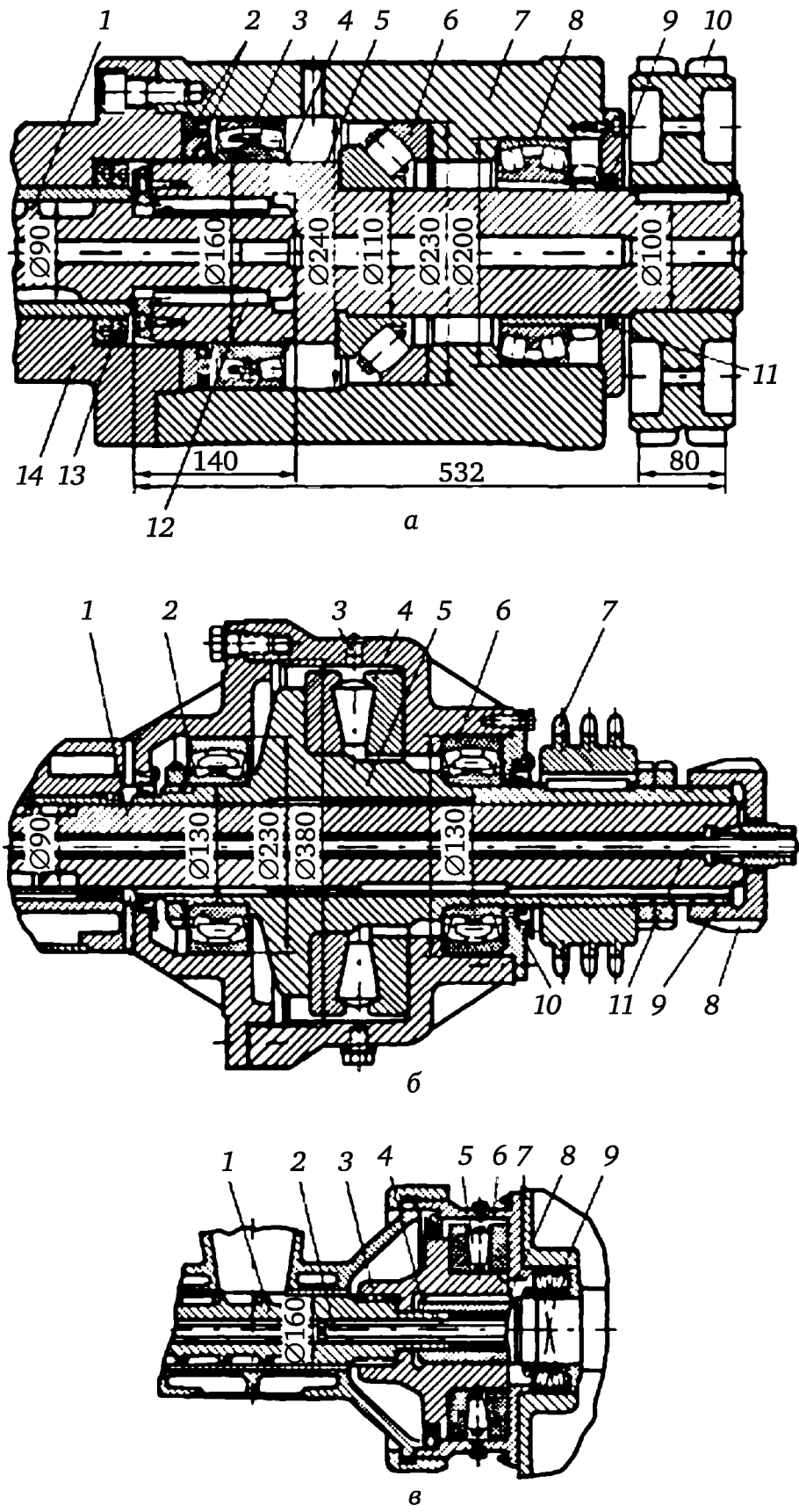


Рис. 2.2. Варианты конструктивного исполнения подшипникового узла

В подшипниковом узле, представленном на рис. 2.2, в, вращение шнека осуществляется выходным валом редуктора, установленным в радиальных сферических двухрядных роликоподшипниках 9. На левом конце вала имеется цилиндрическая центрирующая шейка 4 со шпонкой, на которую устанавливается специальная втулка 3. Осевое усилие передается упорным заплечиком шнека 1 на втулку 3 и воспринимается упорным подшипником 5 с коническими роликами, установленным в промежуточном корпусе 6, закрепленном на корпусе редуктора 7. Передача крутящего момента от вала 4 на шнек 1 осуществляется посредством эвольвентных шлицев, выполненных во втулке 3 и на правом конце шнека. Осевые смещения шнека ограничиваются упорным заплечиком шнека и тягой 8, ввинченной в его хвостовую часть. Внутри тяги 8 имеется сквозное отверстие, через которое проходит труба 2, подводящая охлаждающую воду. Отвод воды осуществляется через кольцевой зазор между трубой и внутренней расточкой шнека.

Шнек — основной конструктивный элемент шнековых машин. Шнек должен транспортировать исходный материал (порошкообразный или гранулированный) от загрузочной воронки, перемешивать, пластицировать и равномерно, без пульсации, подавать его в виде расплава к головке.

На рис. 2.1, б представлена наиболее распространенная типовая схема разделения шнека на основные зоны: зону питания (загрузки), зону сжатия (пластикации) и зону дозирования (выдавливания).

В *зоне питания* происходит прием сыпучего материала, его транспортирование и частичное перемешивание. В этой зоне винтовой канал (пространство между витками, корпусом цилиндра и сердечником шнека) имеет наибольший объем. Эта зона составляет около 30 % рабочей длины шнека.

В *зоне сжатия* глубина канала плавно уменьшается до глубины зоны дозирования. По мере приближения к зоне дозирования для компенсации изменений объемной плотности полимера при переходе его из твердого в расплавленное состояние площадь поперечного сечения винтового канала шнека, а следовательно, и объем винтового канала уменьшаются. Уменьшение площади поперечного сечения винтового канала достигается за счет уменьшения глубины канала шнека или шага либо за счет того и другого одновременно. Длина этой зоны колеблется в широких пределах (40–70 % рабочей длины шнека) и зависит от назначения шнека.

В *зоне дозирования* завершаются образование расплава и его гомогенизация, а также создание давления, обеспечивающего продавливание расплава через головку. Эта зона обычно составляет около 30 % длины шнека. При проектировании шнеков следует учитывать, что от конструкции, размеров и формы геометрических элементов шнека, а также от их механической и термической обработки зависят производительность и долговечность машины в целом.

Основными геометрическими параметрами шнеков являются: степень сжатия, диаметр, длина нарезки, шаг, глубина винтового канала, число витков нарезки шнека.

Практикой установлено, что при неизменном диаметре и длине нарезки шнека режим работы шнековой машины зависит от профиля и закона изменения объема винтового канала по длине шнека. При этом для различных типов полимеров профиль винтового канала подбирается экспериментальным путем.

*Геометрическая компрессия, или геометрическая степень сжатия*, есть отношение объемов винтового канала одного витка шнека в зонах загрузки и дозирования.

Для каналов переменной глубины и постоянного шага геометрическая степень сжатия определяется как отношение разности квадратов наружных и внутренних диаметров шнека в соответствующих зонах:

$$\xi = \frac{D_1^2 - d_1^2}{D_2^2 - d_2^2}, \quad (2.1)$$

где  $D_1, D_2$  — наружные диаметры шнека в зонах загрузки и дозирования соответственно;  $d_1, d_2$  — диаметры сердечника шнека в этих зонах.

Для различных полимерных материалов геометрическая степень сжатия различна и ориентировочно может выбираться по следующим экспериментальным данным:

Полимерные смеси	1,5
Гранулированный полиэтилен высокой плотности	2,5—3
Порошкообразный полиэтилен высокой плотности	3—5
Полиэтилен низкой плотности	2—2,5
Поливинилбутираль	2,5—3
Поливинилхлорид	2,5—3
Фторопласт	5—6

Диаметр шнека является основным параметром, характеризующим шнековые машины. С увеличением диаметра шнека повышается объемная производительность.

Длина винтового участка шнека определяет в конечном итоге не только габариты машины, но и ее производительность. Увеличение длины нарезанного участка шнека приводит обычно к росту производительности, но он возможен до определенных пределов, за которыми может наступить термодеструкция полимеров и возрасти энергоемкость и металлоемкость машины из-за увеличения времени пребывания расплава полимера в зоне высоких температур и диссипативного тепловыделения. Длина нарезанного участка шнека выполняется различной для многих разновидностей экструдеров, но не выходит за пределы 15—30 диаметров шнеков. Выбор длины рабочей части шнека в указанных пределах оказывается вполне достаточным, чтобы обеспечить нормальный процесс экструзии.

От шага винтовой нарезки шнека зависит напорное усилие, создаваемое шнеком. Большое напорное усилие можно создавать, уменьшая

шаг, но при этом снижается производительность. Большинство шнеков одношнековых машин изготавливается с постоянным шагом и переменной глубиной нарезки, несмотря на то, что при наличии переменного шага обеспечивается ускоренное перемещение перерабатываемой массы вдоль цилиндра и повышенное давление массы перед входом в формующий инструмент. Однако эти шнеки нашли ограниченное применение вследствие трудности их изготовления.

Шаг винтовой линии назначается в следующих пределах:

Для переработки пластмасс	$(0,7 \div 1,5)D$
Для переработки резиновых смесей	$(0,4 \div 0,6)D$

В крупных шнековых фильтр-прессах и грануляторах диаметром 380—450 мм применяются литые конусно-цилиндрические шнеки с переменным шагом, равным  $0,95D$  в зоне загрузки и  $0,6D$  в зоне пластикации.

Глубина винтового канала зависит от типа перерабатываемого материала и диаметра шнека. Глубокую нарезку применяют для мягких материалов при низких давлениях. Шнеки с мелкой нарезкой обеспечивают хорошее смешение. Но при этом снижается производительность и повышается давление.

В эксплуатирующихся в настоящее время одношнековых экструдерах глубина винтового канала шнека в зоне загрузки  $h$  колеблется в пределах:

Для переработки пластмасс	$(0,12 \div 0,16)D$
Для переработки резиновых смесей	$(0,17 \div 0,25)D$

При проектировании шнеков с переменной глубиной винтового канала следует учитывать уменьшение прочности в зоне загрузки, что может привести к деформации шнека в процесс эксплуатации машины.

Для шнеков одношнековых машин толщина витка  $e$  принимается:

Для переработки пластмасс	$(0,08 \div 0,12)D$
Для переработки резиновых смесей	$(0,06 \div 0,08)D$

Меньшая толщина витков у шнеков для переработки резиновых смесей объясняется тем, что резиновые смеси имеют большую вязкость, чем пластмассы, и поэтому уменьшается процент утечки массы через зазоры в процессе переработки. Этот фактор также влияет на производительность одношнековых экструдеров.

Шнеки одношнековых экструдеров для переработки пластмасс выполняются сменными, а для переработки резиновых смесей — постоянными, одновременно выполняющими функции приводного вала. На посадочных поверхностях шнеков для переработки резиновых смесей устанавливаются приводные зубчатые колеса и подшипники, являющиеся опорами шнека.

Шнеки для переработки пластмасс соединяются различными способами с приводным валом. Эти способы зависят от размеров шнека и величины крутящего момента. Способы соединения шнеков с приво-

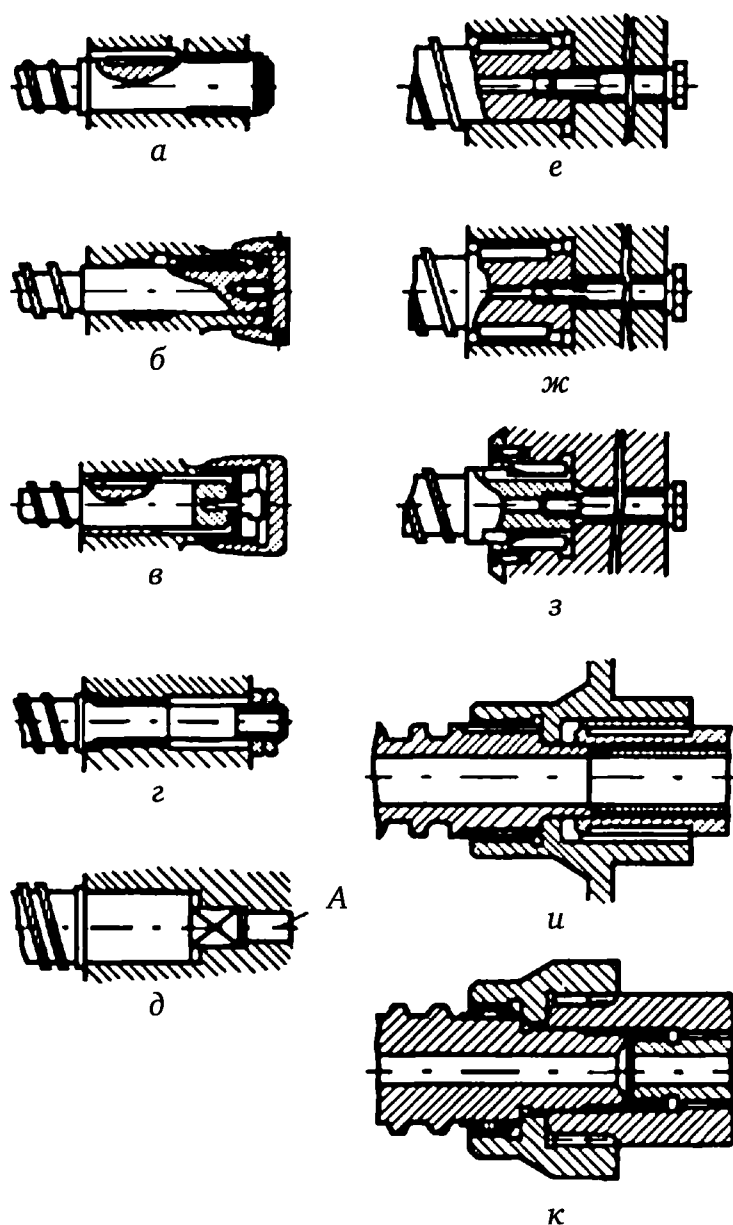
дными валами (шпинделями) показаны на рис. 2.3. Соединения по рис. 2.3, а—г применяются для шнеков диаметром не более 45 мм. Шнек выполняется с длинным хвостовиком, пропускаемым через приводной вал, и закрепляется на нем с обратной стороны одним из показанных способов. Осевые усилия в соединениях, показанных на рис. 2.3, а—г, передаются на приводной вал через упорный заплечик шнека, упирающийся в передний торец приводного вала. На рис. 2.3, б и в представлены соединения, в которых осевые усилия воспринимаются шпинделями через торец шнека, упирающийся в поджимную гайку, навинченную на конец вала. Передача крутящего момента на шнек производится при помощи шпонок (рис. 2.3, а—в) или шлицевого соединения (рис. 2.3, г). К недостаткам указанных соединений следует отнести завышенную длину концевой части шнека, а также технологические трудности обработки шлицев в пустотелом валу при значительной его длине. Шлицевое соединение позволяет передать значительно больший крутящий момент, чем шпоночные, и обеспечивает более точное центрирование, чем соединения, показанные на рис. 2.3, а, б, г. Соединение, представленное на рис. 2.3, д, применяется иногда для шнеков небольших диаметров. Концевая часть его имеет центрирующую цилиндрическую поверхность незначительной длины и оканчивается квадратным хвостовиком, который входит в соответствующий паз шпинделя, посредством чего осуществляется передача крутящего момента от приводного вала к шнеку. Шнек в этом случае не охлаждается и не зафиксирован от осевых перемещений. Для съема шнека с правого торца приводного вала предусмотрено отверстие А. Осевое усилие передается на приводной вал упорным заплечиком шнека. К недостаткам подобного соединения относится трудность исполнения квадратного гнезда в приводном валу (шпинделе) под хвостовик шнека.

Соединение, показанное на рис. 2.3, е, является модификацией соединения по рис. 2.3, а. Разница заключается в том, что центрирующая концевая часть шнека выполнена укороченной. Закрепление шнека в осевом положении осуществляется специальным болтом, через внутреннее отверстие которого подводится и отводится охлаждающая жидкость. Передача крутящего момента ограничивается одной шпонкой; передаваемый крутящий момент может быть увеличен установкой двух шпонок на посадочной шейке шнека (рис. 2.3, ж, з). Подобные соединения применяются на шнековых машинах для переработки резиновых смесей с диаметром шнека 380—450 мм. Осевые усилия в обоих соединениях передаются торцом шнека.

Соединение, представленное на рис. 2.3, и, применяемое для шнеков диаметром более 90 мм, отличается от указанных выше наличием двух шпонок, закрепленных на приводном валу, что исключает необходимость устанавливать шпонки в каждом сменном шнеке.

На рис. 2.3, к показано применение двухсторонней зубчатой муфты. Осевые усилия передаются со шнека на упорный подшипник через заплечик шнека, упирающийся во втулку или зубчатую муфту.





**Рис. 2.3. Способы соединения шнека с приводным валом**

Материальный цилиндр шнековых машин изображен на рис. 2.4. Он представляет собой литую цилиндрическую деталь 1, в которой запрессована закаленная или азотированная шлифованная гильза или втулка 2 (на рис. 2.4 в верхней части представлена конструкция для электрообогрева, в нижней части — для парового обогрева). Для регулирования теплового режима машины корпус имеет каналы А для подвода теплоносителя (или пазы С для электронагревателей) и канал В для подвода охлаждающей воды с целью предотвращения перегрева подшипников. Контроль температурного режима экструзии осуществляется термопарами 3. К фланцу 5 крепится корпус подшипников, а к фланцу 4 — формующий инструмент. Гильза 2 фиксируется в корпусе от проворачивания шпонкой или винтами, которые ввертываются с торца фланца 4. Важное значение для равномерного питания машины и обеспечения заданной производительности имеют расположение

и конструкция загрузочной воронки и зоны загрузки. На рис. 2.5 изображены различные конструкции загрузочных воронок корпусов. Загрузочные воронки корпуса бывают конические (рис. 2.5, а), конические (или другой формы) с поднутрением (рис. 2.5, б), цилиндрические (рис. 2.5, в, г), прямоугольные (рис. 2.5, д, е).

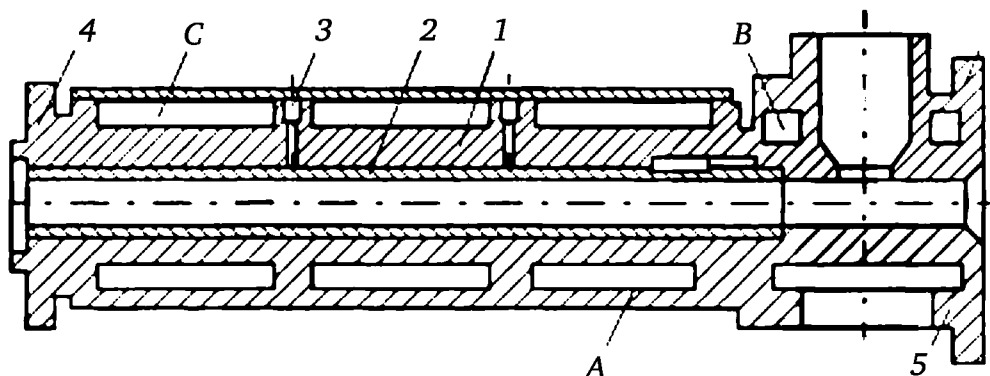


Рис. 2.4. Материальный цилиндр одношнекового экструдера

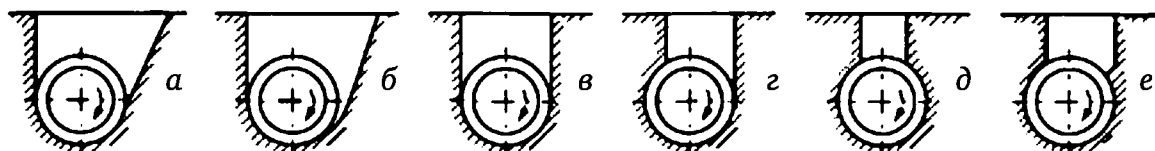


Рис. 2.5. Конструкции загрузочных воронок

Выбор формы и размеров воронки определяется физическими свойствами материала — степенью подвижности, характеризуемой углом естественного откоса, гранулометрическим составом полимера, а также конструктивными соображениями.

Поперечные размеры выпускного отверстия воронки корпуса должны быть равны  $(1—1,5)D$ , а в направлении оси цилиндра — не меньше 1—1,5 витка шнека, где  $D$  — внутренний диаметр гильзы цилиндра.

Материальные цилиндры одношнековых экструдеров могут быть изготовлены из чугунного литья. В связи с применением в последнее время шнеков большой длины и большого диаметра резко стало повышаться давление, создаваемое шнеком в цилиндре. В связи с этим в последнее время стали применять цилиндры, выполненные из стального литья.

Гильзы или втулки материального цилиндра изготавливают из легированных сталей, подвергающихся закалке и отвечающих требованиям коррозионной стойкости. На современных шнековых машинах устанавливают втулки, азотированные на глубину до 0,1 мм и шлифованные.

Такие втулки имеют высокую твердость внутренней поверхности (HB440) и достаточную износостойкость. Втулки после предварительной обработки запрессовывают в корпус цилиндра при помощи гидравлических установок, стопорят от проворачивания, а затем шлифуют на заданный размер.

Точное соблюдение внутреннего диаметра гильзы в пределах допусков второго класса имеет большое значение для образования зазора между витками шнека и внутренней поверхностью цилиндра, сильно влияющего на производительность машины.

Для крепежных деталей рекомендуется применять углеродистую сталь при температуре, не превышающей 450 °С. При этом в целях уменьшения заедания резьбы рекомендуется гайки и болты выполнять из сталей разных марок.

Существует множество одношнековых машин для проведения непрерывных процессов переработки полимерных материалов, которым присущи общие закономерности:

- винтовое движение материала от входа к выходу машины;
- деформация сдвига частиц материала вдоль и поперек винтового канала;
- минимальный технологический зазор между корпусом и шнеком;
- минимальные застойные зоны (объемы с увеличенным временем пребывания в них неперемешанного материала);
- возможный обогрев или охлаждение через рубашку корпуса, а при больших размерах машины — через полый шнек.

В процессе развития смесительного оборудования был создан ряд принципиально новых конструкций смесителей шнекового типа.

Известно, что смесительный эффект, имеющий место в обычных шнековых машинах, невелик. Поэтому с целью увеличения смесительного воздействия шнековые машины снабжают специальными смесительными зонами или совмещают вращение рабочего органа с его возвратно-поступательным движением.

На рис. 2.6 показаны основные пути, наметившиеся в конструктивном оформлении шнеков, одношнековых машин для интенсификации процесса смешения.

С целью увеличения гомогенизации полимерных материалов с высоким срезающим воздействием и обменом материала между витками шнека закрепляют поперечные перегородки, выполненные с зазором по отношению к корпусу. Кроме того, витки шнека в отдельных местах подрезают, организовывая дополнительные зазоры для перетока материала (рис. 2.6, а).

На рис. 2.6, б представлен шнек, на сердечнике которого выполнена спираль, примыкающая к витку шнека, в виде выступа с шириной, возрастающей в направлении перемещения расплава полимера. Степень гомогенизации повышается за счет наложения двух потоков.

Наличие винтовых канавок на внутренней поверхности корпуса, как показано на рис. 2.6, в, в смесительной зоне шнековой машины обеспечивает циркуляцию материала и высокий сдвиговый эффект.

Для повышения гомогенизирующего воздействия шнека корпус снабжают пазами, например в форме многогранника (рис. 2.6, г), или ось шнека располагают эксцентрично по отношению к оси отверстия корпуса (рис. 2.6, д).

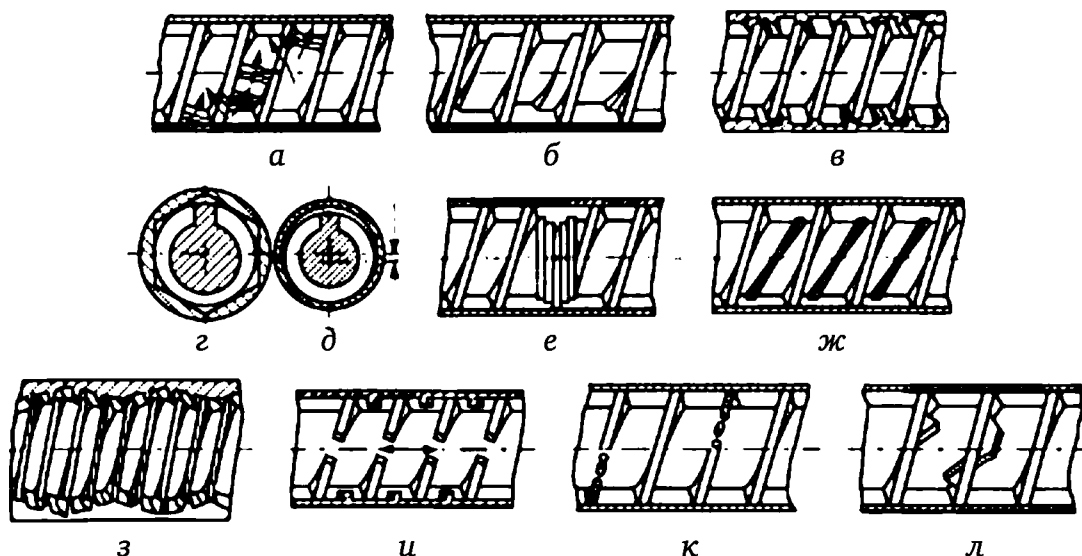


Рис. 2.6. Конструкции специальных шнеков

Шнек, показанный на рис. 2.6, е, выполнен со ступенчато-установленными эксцентричными кулачками, что повышает пластикацию материала, проходящего через зазоры.

Шнек Маклифера представляет собой двухзаходный шнек, в котором от основного транспортирующего гребня ответвляется гомогенизирующий гребень с несколько большим шагом, чем шаг основного гребня (рис. 2.6, ж). Гомогенизирующий гребень шнека образует с корпусом несколько больший зазор, чем основной гребень шнека. Деформация материала осуществляется в узком зазоре между гомогенизирующим гребнем и корпусом.

Интересен трансферный смеситель системы Френкеля «Transfermix», изображенный на рис. 2.6, з. Большая эффективность смешения достигается за счет того, что глубина нарезок витков шнека и корпуса переменная и колеблется между определенным минимальным и максимальным значениями так, что в процессе работы материал непрерывно переходит из винтовых каналов корпуса в каналы шнека. Инженерное решение предусматривает наряду с вращением шнека вращение корпуса.

В шнековой машине системы «Ko-Kneter» одновременно с вращением шнека осуществляется осевое осциллирующее (возвратно-поступательное) его движение, как показано на рис. 2.6, и. Месильные выступы, жестко закрепленные в корпусе машины, входят в пазы винтовой нарезки шнека. Таким образом достигается высокая эффективность смешения.

Для повышения качества смешения, как показано на рис. 2.6, к, по окружности шнека с определенным интервалом может быть установлено несколько рядов штифтов, изменяющих направление центральной части потока.

Для усиления смесительного воздействия боковые поверхности гребня винта шнека могут быть снабжены выступами (рис. 2.6, л).

Конструктивное оформление шнековых машин направлено на переориентацию линий тока жидкости в канале смесителя.

Приведенное выше многообразие одношнековых машин свидетельствует о гидродинамической сложности процессов смешения и гомогенизации. Поэтому решение задач о течении полимерных материалов в каналах смесителей различного конструктивного оформления возможно при определенных допущениях.

Для других одношнековых смесителей-пластикаторов, применяемых в промышленности производства и переработки пластмасс, характерными являются следующие конструктивные особенности:

- наличие участков шнека с переменным шагом нарезки;
- наличие зон торможения (участков с нарезкой разных направлений);
- участки без нарезки (наличие в середине шнеков гладких цилиндрических смесительных участков);
- кольца с отверстиями для дросселирования массы;
- специальные каналы для возвратных потоков массы (прорези), предусмотренные в боковых стенках винтового паза.

### **2.1.2. Качественный анализ работы одношнекового экструдера**

Одношнековый экструдер для переработки пластмасс можно рассчитывать как винтовой насос, к которому присоединены машина для транспортировки твердых частиц полимера и машина для их плавления (см. рис. 2.1, б).

В загрузочной зоне полимер находится в твердом состоянии, в зоне пластикации — в виде вязкой массы, состоящей из смеси расплава полимера и твердых частиц, а в зоне выдавливания — в виде жидкости, т. е. полимер полностью расплавлен. Очевидно, что работа одношнекового экструдера в целом зависит от того, как он выполняет эти три отдельные операции (транспортировку твердых частиц, их плавление и выдавливание расплава полимера через головку).

Решающим фактором для перемещения материала в одношнековом экструдере является взаимодействие вращающегося шнека с неподвижными стенками цилиндра. При этом большое значение имеет величина коэффициента трения между материалом и шнеком, а также между материалом и цилиндром, особенно на участке загрузки, который заполнен нерасплавленным и непластицированным материалом. Чтобы материал вообще мог перемещаться вдоль оси шнека, коэффициент трения о поверхность шнека должен быть малым, а о стенки цилиндра — большим. Если это условие не выполняется, то может происходить вращение материала вместе со шнеком без осевого перемещения.

Большое значение имеют не только механические свойства поверхностей, но и температура. Эффективное продвижение материала в выдавливающей зоне (зоне дозирования) одношнекового экструдера также зависит от множества противоречивых факторов. Действи-

тельно, в любом случае при правильно работающей загрузочной зоне шнек создает напор в потоке материала, заполняющего канал нарезки шнека (при многозаходном шнеке в соответствующем количестве каналов). Однако на величину давления влияет не только работа загрузочной зоны, но в не меньшей степени также и процессы, протекающие в пластицирующей и выдавливающей зонах.

Напор потока материала, особенно максимальное давление, зависит от совокупности ряда факторов: вида перерабатываемого материала, характеристики шнека, сопротивления формующего инструмента, параметров технологического процесса (частоты вращения шнека, температуры и т. д.).

Создаваемое давление потока действует в двух взаимно противоположных направлениях: в сторону формующего инструмента и (реактивно) в сторону загрузки, так как в примыкающей к ней области обычно давление равно нулю. Обратное движение потока в сторону загрузочной зоны происходит как вдоль оси винтового канала шнека, так и через кольцевой зазор между выступами нарезки шнека и цилиндром. Движение вдоль винтового канала шнека обычно обозначается как *возвратный поток под давлением*, а движение материала через кольцевой зазор — как *поток утечки*. При высокой вязкости расплава и малой величине кольцевого зазора поток утечки через него относительно невелик.

В принципе эксплуатационные качества машины можно определить, если проанализировать работу каждой из трех зон и рассмотреть совокупность полученных результатов.

Введем следующие обозначения:  $v_1$  — независимая скорость транспортировки твердого полимера;  $v_2$  — независимая скорость плавления полимера;  $v_3$  — независимая скорость выдавливания (индексы 1, 2, 3 — номера зон).

Под независимыми скоростями следует понимать такие скорости, с которыми мог бы протекать каждый из этих трех процессов в отдельности, если бы они происходили независимо друг от друга.

Когда  $v_1 < v_3$  или  $v_2 < v_3$ , говорят, что экструдер работает на «голодном» питании. При таком режиме нарушается стабильность процесса и ухудшается качество полученного изделия (экструдата). Для того чтобы избежать этого, необходимо, чтобы  $v_1 \geq v_2 \geq v_3$ .

Если последние неравенства справедливы, то говорят, что зона 3 контролирует процесс. В этом случае процесс более стабилен, а качество экструдата выше по сравнению с режимами, когда контроль процесса осуществляется другими зонами. Однако если  $v_3$  гораздо меньше  $v_2$  и  $v_1$  то зона 3 оказывается «затопленной» (режим захлебывания), что ведет к нарушению стабильности.

В шнеках дозирующего типа проще всего анализировать дозирующую зону, потому что к течению расплава в этой зоне полностью применимы законы гидродинамики вязких жидкостей.

В дозирующей зоне существуют три основных потока (рис. 2.7): *вынужденный поток* (прямой поток)  $Q_D$ , представляющий собой посту-

пательное течение расплава, которое возникает как следствие относительного движения корпуса шнека и цилиндра при условии, что расплав полимера прилипает к стенкам цилиндра и шнека; *противоток* (поток под давлением)  $Q_p$ , который можно рассматривать как течение расплава в обратном направлении, возникающее под действием развивающегося в головке экструдера давления, и *поток утечки*  $Q_\delta$ . Перепад давления, возникающий вследствие существования повышенного давления в головке, вызывает появление потока утечки  $Q_\delta$  через кольцевой зазор между гребнем стенки канала шнека и внутренней поверхностью цилиндра. Обычно поток утечки  $Q_\delta$  по сравнению с двумя другими потоками очень незначителен и им можно пренебречь.

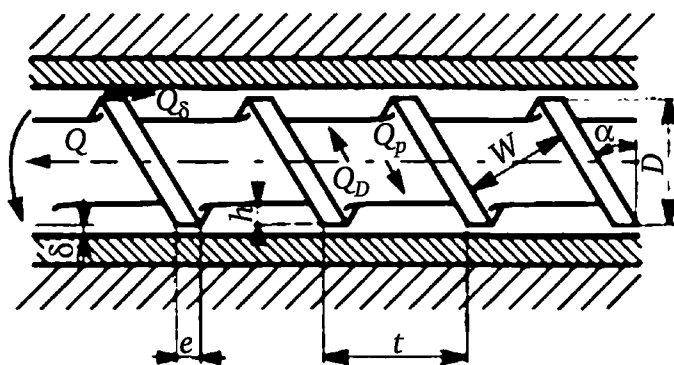


Рис. 2.7. Потоки в зоне дозирования одношнекового экструдера

Производительность дозирующей зоны равна, таким образом, разности между вынужденным потоком, противотоком и потоком утечки:

$$Q = Q_D - Q_p - Q_\delta. \quad (2.2)$$

Основными параметрами, определяющими величину объемного расхода вынужденного потока, являются: глубина канала  $h$ , ширина канала  $W$ , диаметр шнека  $D$  и скорость его вращения.

### 2.1.3. Анализ работы зоны загрузки одношнекового экструдера

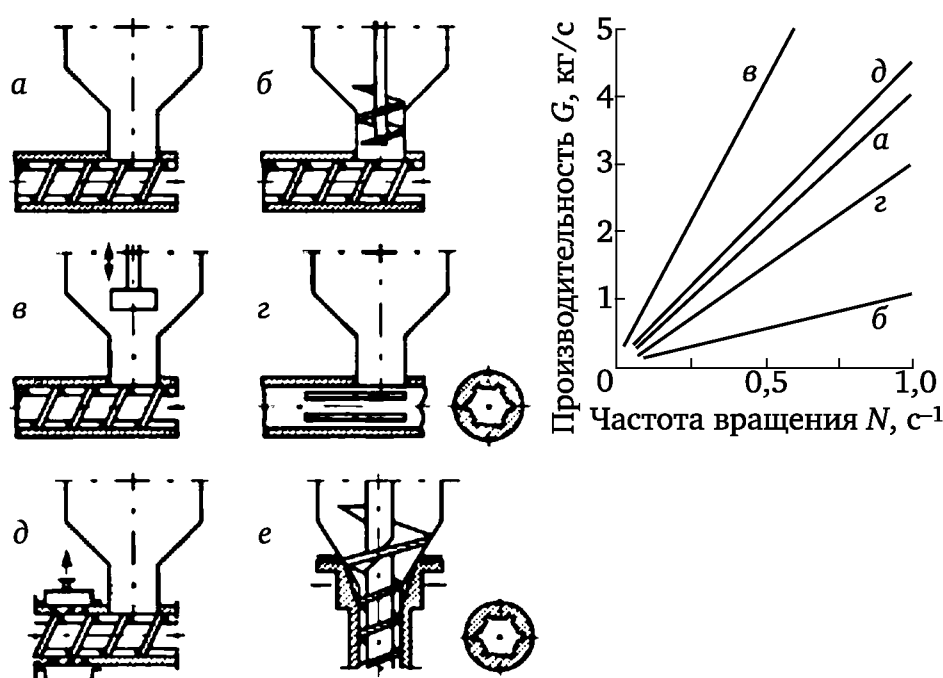
При анализе работы зоны загрузки одношнекового экструдера необходимо рассмотреть вопросы, связанные с конструктивным исполнением этой зоны, ее производительностью и развиваемым ею давлением.

Надежность работы зоны загрузки определяется степенью заполнения винтового канала шнека, а также характером движения полимера. Очевидно, что оба фактора зависят от свойств перерабатываемого материала и конструктивного исполнения зоны загрузки и загрузочного отверстия. Рассмотрение зоны загрузки шнека проведем на примерах переработки гранулированных и волокнонаполненных материалов.

Наиболее простое конструктивное оформление зоны загрузки — это гладкий материальный цилиндр с загрузочным отверстием круглого или прямоугольного сечения (рис. 2.8, а). В таких системах предполагается свободное истечение гранулированного или порошкообразного материала из загрузочной воронки в канал шнека. Для лучшего

захвата материала шнеком последний должен иметь коэффициент трения меньший, чем материальный цилиндр. Глубина канала выбирается максимально возможной, исходя из условий прочности шнека. В зависимости от коэффициента трения перерабатываемого материала существует оптимальный угол подъема винтовой линии нарезки шнека в зоне загрузки. Однако на практике это учитывается редко и шнек выполняют с шагом, равным диаметру:  $t = D$  (см. рис. 2.7) по всей длине, что упрощает технологию изготовления шнека.

Улучшение условий загрузки может быть обеспечено применением принудительной подачи материала в канал шнека с помощью вспомогательного шнекового питателя (рис. 2.8, б) или поршневого загрузочного устройства (рис. 2.8, в). Однако в этом случае необходимо согласовывать работу запиточных устройств с работой зоны загрузки, так как в случае превышения производительности питателя над независимой производительностью зоны загрузки возникает высокое давление в загрузочном окне, наблюдается резкое увеличение плотности перерабатываемой массы и потребляемой мощности. Чрезмерное уплотнение массы может привести к уменьшению производительности зоны загрузки.



**Рис. 2.8. Варианты конструктивного исполнения зоны загрузки одношнекового экструдера**

Значительное увеличение производительности зоны загрузки достигается применением пазов переменной глубины под загрузкой воронкой и в зоне транспортировки нерасплавленных гранул (рис. 2.8, г). Увеличение производительности в этом случае объясняется тем, что пазы препятствуют перемещению гранул в окружном направлении и материал перемещается относительно цилиндра только в направлении оси экструдера.

Для загрузки материалов, имеющих малую подвижность (волокиты, пропитанное рубленое стекловолокно), часто применяется зона



загрузки с вакуумным отсосом (рис. 2.8, д). Это позволяет не только осуществлять загрузку экструдера, но и производить предварительное уплотнение материала в канале шнека. Повышенную производительность (до двух раз) по сравнению с экструдерами горизонтального типа имеют экструдеры вертикального исполнения (рис. 2.8, е). Это объясняется лучшими условиями заполнения канала шнека. Применение же в таких экструдерах конической заходной части в сочетании с продольными пазами на материальном цилиндре позволяет перерабатывать различные волокниты с производительностью, сравнимой с той, которая достигается при переработке гранулированных материалов.

Зависимость производительности зоны загрузки от частоты вращения шнека для различных вариантов конструктивного оформления (см. рис. 2.8, а—д) приведена на рис. 2.8 справа. Видно, что в довольно большом диапазоне частот вращения эта зависимость линейна. Только при больших частотах вращения  $N$  при свободной подаче гранул полимера наблюдается некоторое уменьшение темпа роста производительности с увеличением  $N$ , что связано с отрицательным действием центробежных сил.

Исследования работы зоны загрузки одношнекового экструдера проводились на экспериментальной установке (рис. 2.9), снабженной набором сменных цилиндров 3 из органического стекла с пазами различной конфигурации (рис. 2.10, 1—6). Привод шнека 1 (на рис. 2.9 привод не показан) позволял плавно изменять частоту его вращения в пределах  $0—1\text{ с}^{-1}$ . Размеры шнека 1: наружный диаметр  $D = 36\text{ мм}$ , глубина канала  $h = 6\text{ мм}$ , угол подъема винтовой нарезки  $\alpha = 17^\circ 42'$  (т. е.  $t = D$ ). Для создания регулируемого давления, имитирующего сопротивление зон плавления и дозирования, а также формирующего инструмента, на выходе из цилиндра было предусмотрено специальное приспособление — конус 4, опирающийся на динамометр сжатия 5. Температура в процессе исследований составляла  $20\text{ }^\circ\text{C}$ . Исследуемый полимер (ударопрочный полистирол, полиэтилен высокого давления или сухосмешанная термореактивная композиция К-18-2) загружался либо в цилиндр с гладкой поверхностью через бункер I (см. рис. 2.9), либо непосредственно в сменный цилиндр через бункер II. Характер движения полимера в канале шнека изучали по кинокадрам, снятым кинокамерой 2.

Из векторной диаграммы скоростей движения гранул в винтовом канале одношнекового экструдера (рис. 2.11) видно, что с уменьшением угла  $\beta$  возрастает осевая составляющая  $v_a$  скорости движения гранул, определяющая производительность зоны загрузки. В пределе, когда  $\beta = 0$ , а  $v_a = v_p$ , производительность зоны загрузки одношнекового экструдера становится максимальной. На рис. 2.12 представлены зависимости угла  $90 - \beta$  от частоты вращения шнеков (рис. 2.12, а) и длины зоны загрузки  $l$  (рис. 2.12, б), полученные киносъемкой траекторий движения контрольных (окрашенных) гранул ударопрочного полистирола, а на рис. 2.13 — графики зависимости результирующей скорости  $v_p$  движения указанных гранул. Эксперименты проводились с гладкой цилиндрической втулкой (см. рис. 2.9).

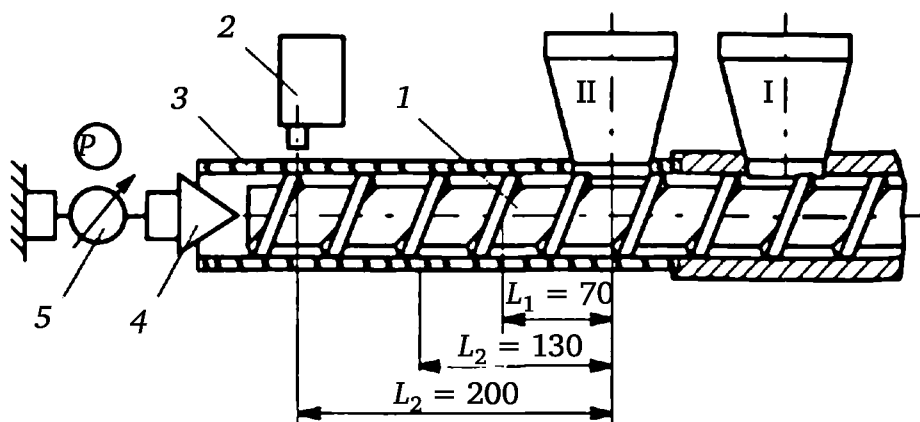


Рис. 2.9. Экспериментальный одношнековый экструдер для исследования работы зоны загрузки

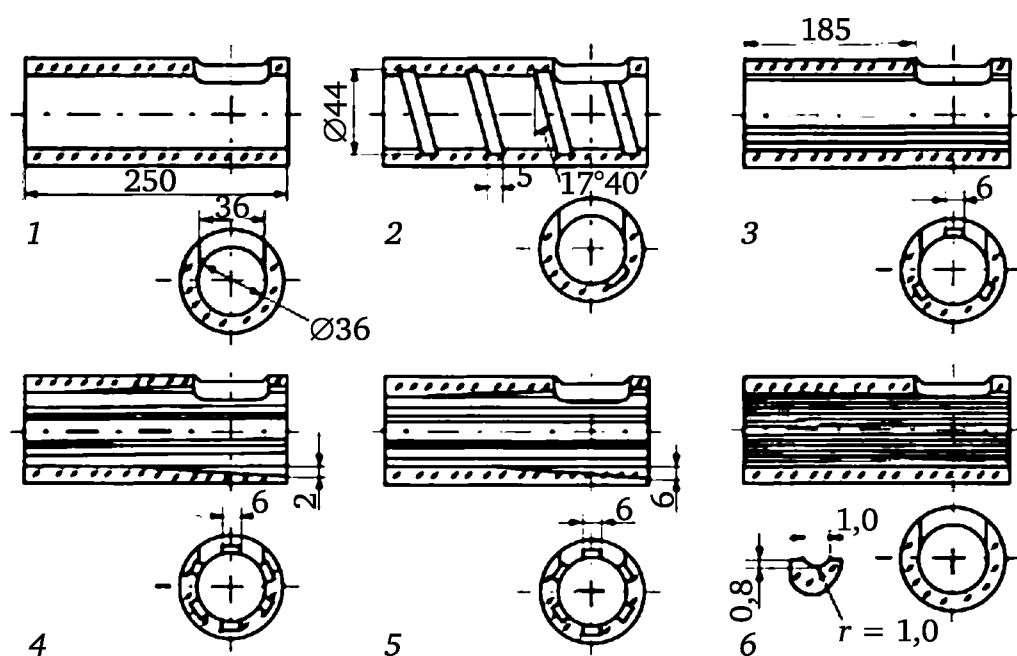


Рис. 2.10. Сменные цилиндры с различной конфигурацией пазов

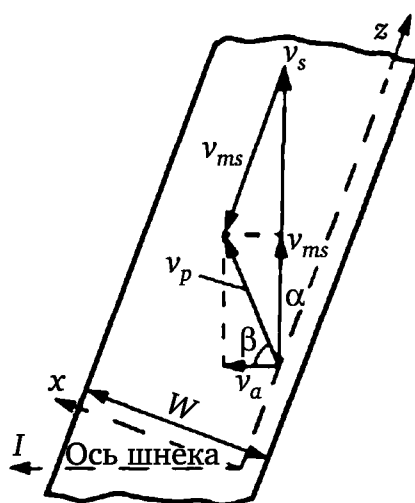


Рис. 2.11. Векторная диаграмма скоростей движения гранул в винтовом канале одношнекового экструдера

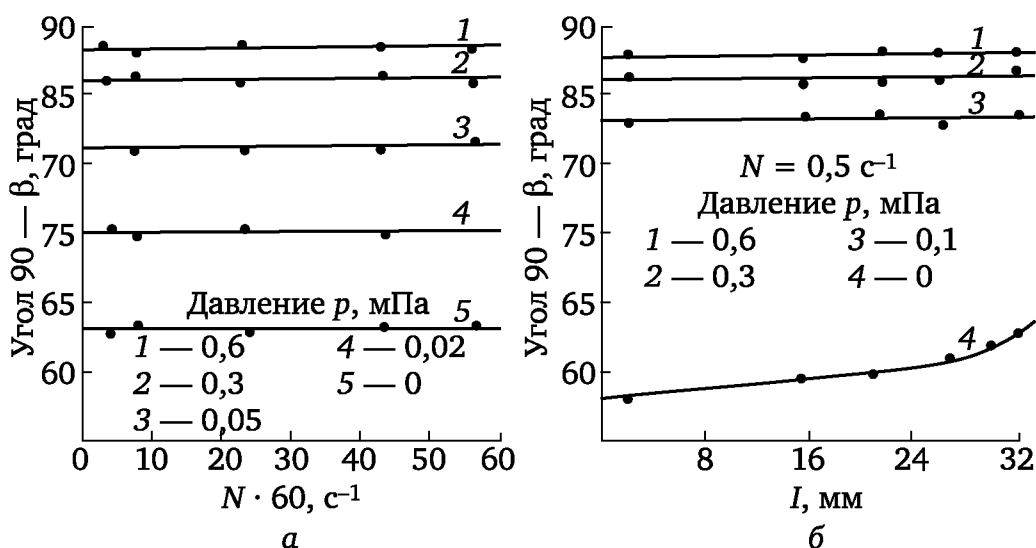


Рис. 2.12. Зависимость угла  $90 - \beta$  от частоты вращения шнека  $N$  (а) и длины зоны загрузки  $l$  (б). Материал — гранулированный ударопрочный полистирол

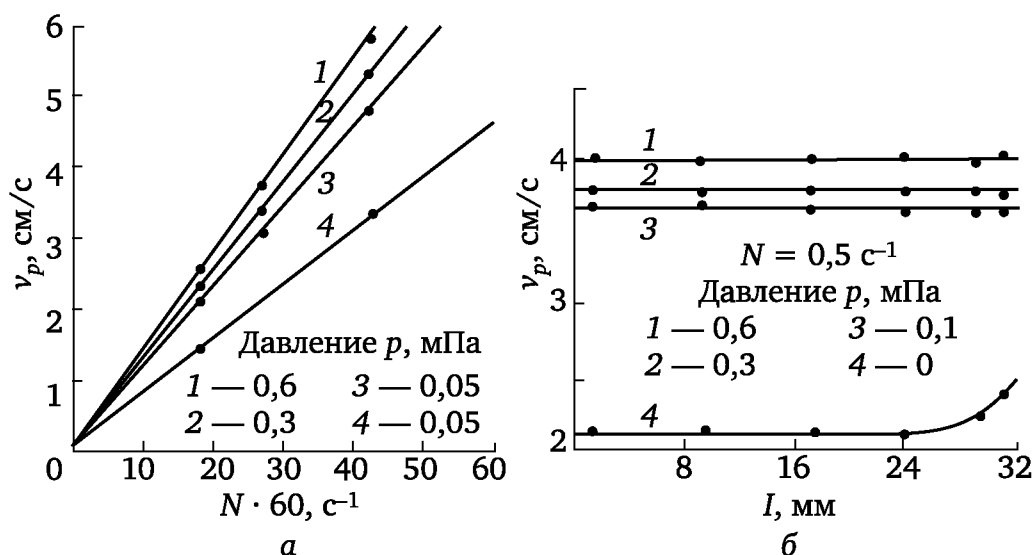


Рис. 2.13. Зависимость результирующей скорости движения материала  $v_p$  от частоты вращения шнека  $N$  (а) и длины зоны загрузки  $l$  (б). Материал — гранулированный ударопрочный полистирол

Из приведенных графиков видно, что увеличение давления в конце зоны загрузки от 0 до 0,6 МПа приводит к уменьшению угла  $\beta$  от 25 до 2°. Это объясняется тем, что с увеличением давления в конце зоны загрузки уменьшается проскальзывание гранул полимера за счет увеличения силы трения материала о поверхность как цилиндра, так и шнека. Полученные данные хорошо согласуются с данными рис. 2.13, откуда следует, что увеличение давления от 0 до 0,6 МПа в конце зоны загрузки приводит к увеличению результирующей скорости  $v_p$  почти в 2 раза. На основе анализа приведенных на рис. 2.12 и 2.13 экспериментальных данных можно сделать очень важный для практических целей вывод, а именно: для одношнековых экструдеров с гладким

цилиндром в зоне загрузки установкой в ее конце дросселирующего элемента можно добиться увеличения производительности почти в 2 раза. При этом величина зазора между дросселирующим элементом и стенкой цилиндра должна быть больше максимального характерного размера частиц перерабатываемого материала. Уменьшение угла  $\beta$ , а следовательно, увеличение производительности зоны загрузки одношнекового экструдера достигается также приданием внутренней поверхности цилиндра в указанной зоне специальной формы. Длина зоны загрузки зависит от типа перерабатываемого полимера, температуры, геометрических параметров шнека, конфигурации внутренней полости цилиндра, частоты вращения шнека и противодействия в конце зоны загрузки.

На рис. 2.14, а приведены результаты исследований зависимости производительности зоны загрузки шнека от частоты вращения шнеков для цилиндров (см. рис. 2.10) с различной конфигурацией внутренней поверхности (цифры на кривых рис. 2.14 соответствуют номерам цилиндров на рис. 2.10). Из приведенных графиков видно, что наименьшая производительность при прочих равных условиях наблюдается для цилиндра с гладкой внутренней поверхностью (кривая 1), в то время как цилиндрические втулки с коническими прямоугольными пазами (кривые 4 и 5) обеспечивают в 3—4 раза большую производительность. Наименьшее увеличение производительности обеспечивает цилиндр с внутренней винтовой нарезкой (кривая 2).

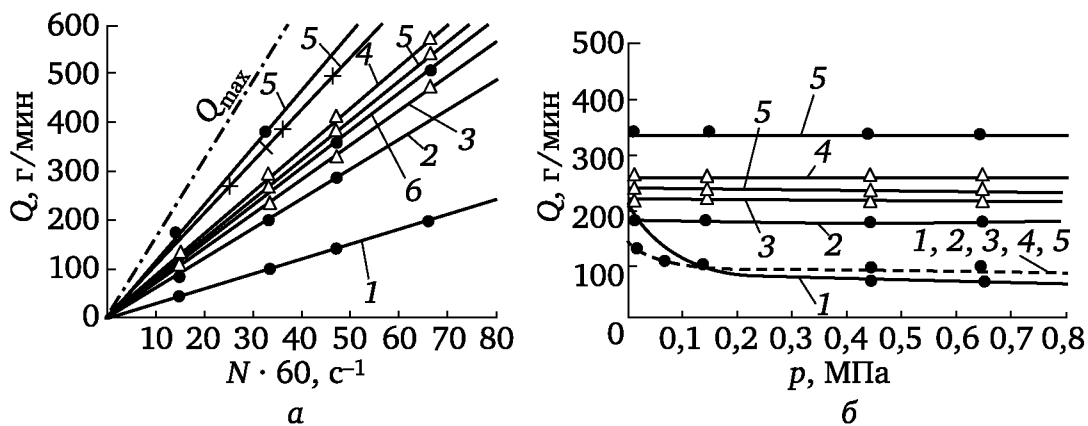


Рис. 2.14. Зависимость производительности зоны загрузки  $Q$  от частоты вращения шнека  $N$  (а) при  $p = 0,5$  МПа и от давления  $p$  при  $N = 0,5$  с $^{-1}$  (б).

Коэффициент заполнения  $\psi$  равен: + — 0,9;  $\Delta$  — 0,75;  $\bullet$  — 1; --- — реактопласт, — — гранулированный ударопрочный полистирол

Эксперименты показали, что наибольший эффект увеличения производительности при применении указанных выше цилиндров (см. рис. 2.10) достигается в том случае, если пазы (рифления) во внутренней полости цилиндра расположены непосредственно под загрузочной воронкой.

Увеличение производительности при использовании цилиндров с пазами объясняется изменением характера движения частиц поли-

мера (гранул) вследствие частичного устранения проскальзывания и проворачивания материала на цилиндре. Это приводит к уменьшению угла  $\beta$  движения материала (см. рис. 2.11), а следовательно, к увеличению осевой составляющей  $v_a$  скорости движения (следовательно, и  $v_p$ ) материала, определяющей производительность зоны загрузки одношнекового экструдера. Очевидно, что при  $\beta = 0$  будет наблюдаться максимальная осевая составляющая  $v_a$  скорости движения гранул полимера, т. е. максимальная производительность. На практике это достигается путем расположения во внутренней полости цилиндра (по направлению образующих) как можно большего числа пазов с минимально допустимым количеством перемычек между пазами.

Глубина и ширина паза должны быть больше определяющего размера гранул (длины или диаметра). Только в этом случае возможно предотвращение проворота гранул относительно цилиндра.

Попытки интенсификации работы зоны загрузки путем применения аналогичных цилиндров при переработке порошкообразных материалов не увенчались успехом. Это объясняется тем, что если при переработке гранулированного полимера гранулы, находящиеся в пазах, оказывают на соседние с ними частицы полимера заклинивающее действие, препятствующее их проворачиванию относительно цилиндра, то в случае переработки порошкообразного материала прочность сцепления частиц порошка не достаточна, чтобы противодействовать сдвиговому воздействию со стороны шнека.

Исследования влияния противодавления на производительность зоны загрузки (рис. 2.14, б) показали, что цилиндры с пазами и рифлениями (кривые 2—5) имеют «жесткую» напорную характеристику в отличие от гладкого цилиндра, у которого наблюдаются резкое уменьшение производительности при увеличении противодавления от 0 до 0,1 МПа (кривая 1) и ее стабилизация при увеличении давления выше 0,2 МПа.

Полученные результаты можно объяснить специфической укладкой гранул в пазах и вблизи них. Гранулы, находящиеся в пазах, препятствуют проворачиванию и проскальзыванию других частиц материала, причем по мере удаления от пазов их влияние будет уменьшаться. При некоторой критической глубине канала шнека воздействие пазов на удаленные слои гранул прекращается. Наличие пазов приводит к тому, что деформация гранул в пазах в пределах некоторой критической глубины будет практически отсутствовать. Таким образом, продольные пазы в пределах каждого витка шнека могут создавать значительное давление, которое, возможно, будет даже превышать давление на выходе.

При применении гладкого цилиндра под действием давления происходят уплотнение и деформация гранул в канале шнека. По достижении некоторого значения противодавления завершается образование пробки гранул, которая в дальнейшем перемещается по каналу как сплошная масса, и последующее увеличение давления уже не сказывается на производительности.

Наряду с коэффициентом трения материала о поверхность шнека на производительность зоны загрузки оказывает влияние и геометрия шнека. С целью выяснения характера зависимости производительности от глубины винтового канала и угла его подъема на указанной выше установке (см. рис. 2.9) проводились соответствующие эксперименты.

Экспериментальные данные, полученные на гранулах полиэтилена высокого давления (низкой плотности), представлены на рис. 2.15. Видно, что с увеличением до определенного предела угла подъема винтового канала шнека а при всех исследованных частотах вращения шнека наблюдается повышение производительности, причем на участке приблизительно до  $20^\circ$  наблюдается резкий рост производительности зоны загрузки (см. рис. 2.15) (производительность повышается до 40 % при увеличении угла на  $5^\circ$ ). Дальнейшее увеличение угла подъема а винтового канала приводит к заметной стабилизации производительности (увеличение а с  $20^\circ$  до  $25^\circ 50'$  дает прирост производительности только на 8 %).

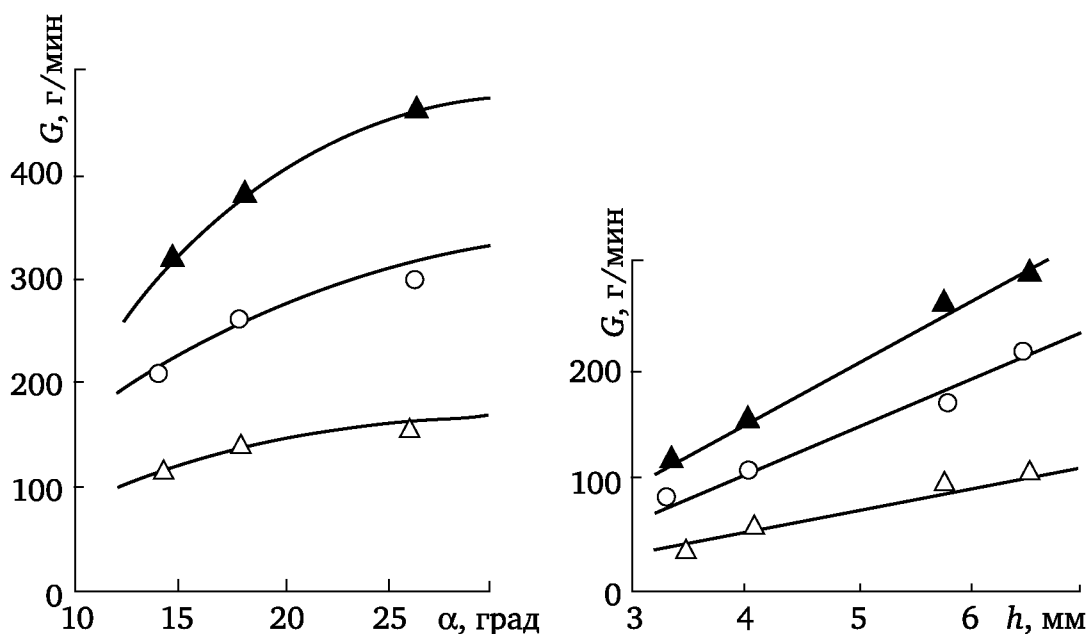


Рис. 2.15. Влияние угла наклона винтового канала шнека  $\alpha$  и глубины канала  $h$  на производительность зоны загрузки  $G$ .

Частота вращения шнека  $N$ ,  $\text{с}^{-1}$ :

▲ — 1; ○ —  $2/3$ ; △ —  $1/3$

Характер зависимости производительности от угла подъема винтового канала легко объясним из анализа векторной диаграммы скоростей движения частиц полимера в зоне загрузки (см. рис. 2.11).

На начальном участке кривой, вероятно, наблюдается резкое увеличение осевой составляющей  $v_a$  скорости частиц полимера, а затем наступает ее стабилизация. Следует ожидать, что при каком-то критическом значении угла подъема винтового канала  $\alpha$  наступает случай, когда  $v_a = 0$ ; превышение этого значения а может привести к возникновению отрицательной скорости  $v_a$ .

Графики на рис. 2.15 показывают, что во всех исследованных диапазонах частот вращения шнека наблюдается линейная зависимость производительности зоны загрузки от глубины винтового канала. Однако здесь следует иметь в виду, что оптимальная глубина канала зависит от многих факторов: стабильности работы экструдера, нагнетающей и смешивающей способности зоны дозирования, пластицирующей способности зоны плавления и т. д. Вероятнее всего, пока эта сложная задача (определение оптимальной глубины канала) может быть решена только с помощью экспериментов для каждого конкретного случая.

На производительность зоны загрузки одношнекового экструдера большое влияние оказывают конфигурация и размеры загрузочного отверстия, а также его расположение (ориентация) относительно материального цилиндра экструдера.

На серийно выпускаемых одношнековых экструдерах применяются тангенциальное и центральное сопряжения загрузочного отверстия с материальным цилиндром.

В литературе приводятся только эмпирические данные о размерах загрузочного отверстия, рекомендации же относительно его формы и ориентации по отношению к винтовому каналу отсутствуют.

В связи с этим В. С. Ким с сотр. проводили исследования влияния формы загрузочного отверстия и его ориентации относительно винтового канала (рис. 2.16) на производительность одношнекового экструдера. Эксперименты проводились на описанной выше (см. рис. 2.9) модельной установке с гранулированным полиэтиленом высокого давления. Экспериментальные данные представлены на рис. 2.17. Из данного рисунка видно, что максимальная производительность при одних и тех же частотах вращения наблюдается при 4-м варианте расположения загрузочного отверстия, когда длинные его стороны перпендикулярны боковым стенкам винтового канала, хотя площадь живого его сечения меньше, чем во 2-м и 3-м вариантах расположения загрузочного отверстия. Из этого следует, что большое значение в одношнековых экструдерах имеет ориентация загрузочного отверстия относительно винтового канала.

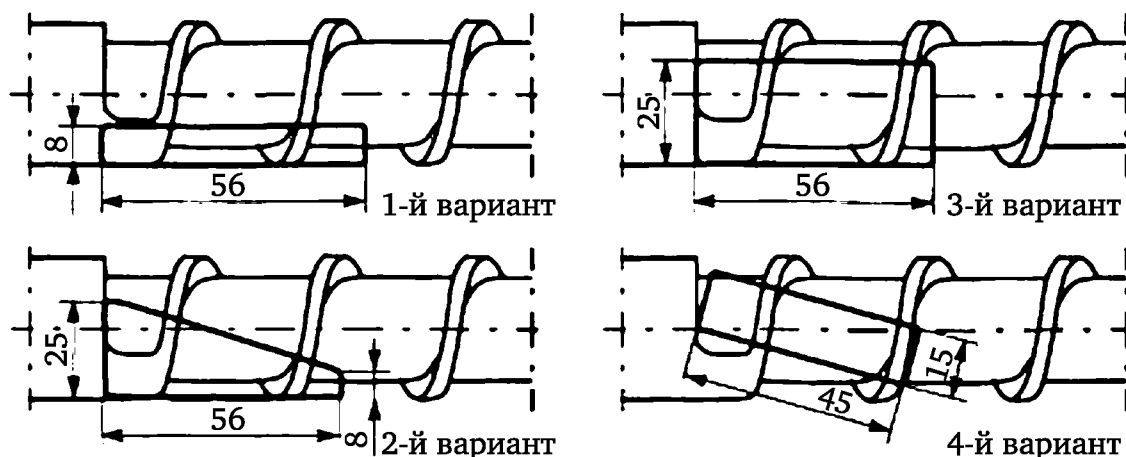
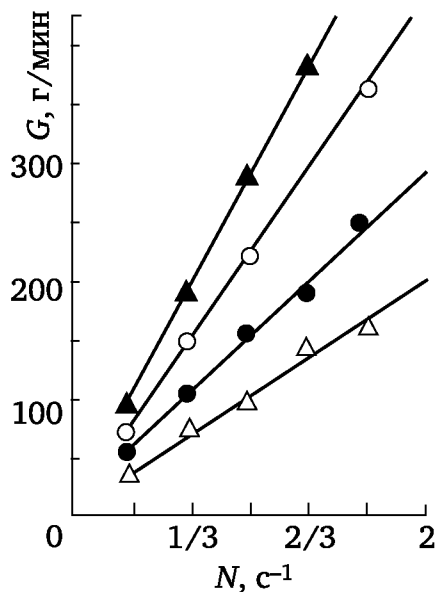


Рис. 2.16. Различные варианты расположения загрузочных окон



**Рис. 2.17. Зависимость производительности зоны загрузки от частоты вращения шнека для различных вариантов расположения загрузочного окна (см. рис. 2.16):**

загрузочное отверстие:  $\Delta$  — 1-й вариант;  $\bullet$  — 2-й вариант;  
 $\circ$  — 3-й вариант;  $\blacktriangle$  — 4-й вариант

Можно предположить, что повышенная производительность при 4-м варианте расположения загрузочного отверстия достигается за счет увеличения осевой составляющей  $v_a$  скорости движения гранул (см. рис. 2.11) вследствие меньшего воздействия на материал толкающей стенки винтового канала. Результаты данного исследования признаны изобретением.

#### 2.1.4. Расчет производительности зоны загрузки одношнекового экструдера

Основное предположение при анализе работы зоны загрузки заключается в том, что твердые частицы полимера, уплотняясь, образуют эластичную пробку, в которой отсутствуют деформации сдвига. На пробку действуют силы трения, которые возникают между поверхностями пробки, цилиндра и шнека. Разные исследователи предлагают свои формулы для расчета производительности зоны загрузки одношнекового экструдера.

Формула В. А. Силина для случая неравенства коэффициентов трения о поверхность шнека  $f_s$  и цилиндра  $f_z$ :

$$G = \frac{\pi(D^2 - d^2)(t - e)60N\rho\psi}{8 \cdot 10^3} \times \left\{ \frac{\cos \alpha_D \cos[\alpha_D + (90 - \beta)]}{[1 + t / (\pi D)] \cos(90 - \beta)} + \frac{\cos[\alpha_d + (90 - \beta)]}{(1 + k) \cos(90 - \beta)} \right\}, \quad (2.3)$$

где  $G$  — массовая производительность зоны загрузки;  $D$  — наружный диаметр шнека (см. рис. 2.7);  $d$  — диаметр сердечника шнека;  $N$  — частота вращения шнека;  $t$  — шаг нарезки шнека по наружному диа-



метру;  $e$  — ширина гребня нарезки шнека вдоль его оси;  $\rho$  — насыпная масса полимера;  $\psi$  — коэффициент заполнения винтового канала в зоне загрузки;  $\alpha_D$  — угол подъема винтовой линии по наружному диаметру шнека;  $\alpha_d$  — угол подъема винтовой линии по диаметру сердечника шнека;  $(90 - \beta)$  — угол направления движения пробки материала относительно плоскости, перпендикулярной оси шнека и цилиндра (см. рис. 2.11);  $k = f_z/f_s$  — отношение коэффициентов трения полимера о поверхности цилиндра и шнека.

Формула В. А. Сирина для случая равенства коэффициентов трения  $f_s$  и  $f_z$ :

$$G = \frac{\pi(D^2 - d^2)(t - e)60N\rho\psi}{8 \cdot 10^3} \times \left\{ \frac{\cos \alpha_D \cos[\alpha_D + (90 - \beta)]}{[1 + t / (\pi D)] \cos(90 - \beta)} + \frac{\cos \alpha_d \cos[\alpha_d (90 - \beta)]}{2 \cos(90 - \beta)} \right\}. \quad (2.4)$$

Формула В. С. Рахманова для расчета объемной производительности  $Q$  зоны загрузки одношнекового экструдера:

$$Q = \frac{\pi^2 D^3 \operatorname{tg}^3 \alpha_D}{2} \left[ 2,3031g \frac{\sin \alpha_d}{\sin \alpha_D} + \frac{1}{2} (\cos^2 \alpha_D - \cos^2 \alpha_d) \right] \times \\ \times N - \frac{\pi^2 D^3 \operatorname{tg}^3 \alpha_D \operatorname{tg}(90 - \beta)}{4} \left[ \frac{\sin(\alpha_d - \alpha_D)}{\sin \alpha_D \sin \alpha_d} + \cos(\alpha_d + \alpha_D) \times \right. \\ \left. \times \sin(\alpha_d - \alpha_D) + \frac{\pi}{90} (\alpha_d - \alpha_D) \right] N. \quad (2.5)$$

Формула Д. М. Мак-Келви для этой цели:

$$Q = \frac{\pi D N \cos \alpha_D}{\cos \alpha_D + \sin(90 - \beta) \operatorname{ctg} \alpha_D} W h, \quad (2.6)$$

где  $W$  и  $h$  — ширина и высота винтового канала (см. рис. 2.13).

Формула К. Шнейдера для этой же цели:

$$Q = \pi^2 D h (D - h) \frac{t - e}{t} N \frac{\operatorname{tg} \alpha_D \operatorname{tg}(90 - \beta)}{\operatorname{tg} \alpha_D + \operatorname{tg}(90 - \beta)}. \quad (2.7)$$

Формула Г. Шенкеля для аналогичной цели:

$$Q = \pi^2 D h (D - h) h N \sin \alpha_D \cos \alpha_D [l - \operatorname{tg} \alpha_D \operatorname{ctg}(90 - \beta)]. \quad (2.8)$$

В. Дарнелл и Е. Мол получили следующее выражение для расчета объемной производительности рассматриваемой зоны:

$$Q = \pi^2 D h (D - h) \frac{\operatorname{tg}(90 - \beta) \operatorname{tg} \alpha_D}{\operatorname{tg}(90 - \beta) + \operatorname{tg} \alpha_D}. \quad (2.9)$$

Несмотря на большое число формул, предложенных разными исследователями для расчета производительности зоны загрузки одношнеко-

вых экструдеров, тщательные экспериментальные исследования этого вопроса не проведены. В связи с этим нельзя быть уверенным в том, что выводы этих формул вполне корректны.

Достоверность некоторых из приведенных формул проверена В. С. Кимом с сотр. на экспериментальном одношнековом экструдере с прозрачным цилиндром (см. рис. 2.9).

Результаты экспериментов с гранулированным ударопрочным полистиролом при свободном выходе экструдата (без дросселирования) из зоны загрузки приведены на рис. 2.18.

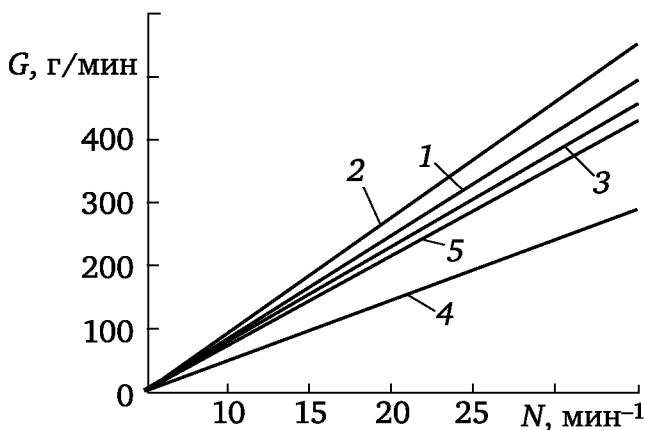


Рис. 2.18. Теоретическая зависимость производительности зоны загрузки от частоты вращения шнека

Наилучшее совпадение с экспериментальными данными (кривая 5) дает формула В. А. Силина (кривая 3), наихудшее — формула В. С. Рахманова (кривая 4). Расчеты по формулам Г. Шенкеля (кривая 2) и Дарнелла—Мола (кривая 1) дают результаты, завышенные по сравнению с экспериментальными данными (кривая 5).

П. К. Кленк на основе анализа работы зоны загрузки с цилиндрами различной конструкции получил следующие уравнения для расчета ее объемной производительности:

для гладкого конического цилиндра

$$Q = \left[ \pi(D-h)h \frac{t-e}{t} + \pi \left( D + \frac{\delta}{2} \right) \frac{\delta}{2} \right] N \frac{D}{2} \frac{\operatorname{tg} \alpha_D \operatorname{tg}(90-\beta)}{\operatorname{tg} \alpha_D + \operatorname{tg}(90-\beta)}, \quad (2.10)$$

где  $\delta$  — радиальный зазор между цилиндром и наружным диаметром шнека (см. рис. 2.7); остальные обозначения — см. пояснения к формулам (2.3) — (2.9); выражение (2.10) применимо только для коротких цилиндрических втулок с малой конусностью;

для цилиндров с прямоугольными пазами

$$Q = \left[ \pi(D-h)h \frac{t-e}{t} + iBH \right] N \frac{D}{2} \frac{\operatorname{tg} \alpha_D \operatorname{tg}(90-\beta)}{\operatorname{tg} \alpha_D + \operatorname{tg}(90-\beta)}, \quad (2.11)$$

где  $i$ ,  $B$ ,  $H$  — соответственно число, ширина и глубина пазов во внутренней поверхности материального цилиндра в зоне загрузки;

для цилиндра с прямоугольными коническими пазами

$$Q = \left[ \pi(D-h)h \frac{t-e}{t} + \pi \left( D + \frac{\delta}{2} \right) \delta + iBH \right] N \frac{D}{2} \operatorname{tg} \alpha_D. \quad (2.12)$$

### 2.1.5. Расчет зоны плавления (пластикация) одношнекового экструдера

**Механизм плавления полимера в одношнековом экструдере.** Основопологающей в экспериментальном изучении механизма плавления в канале шнека является работа В. Меддока. Многочисленные последующие исследования лишь детализировали ее основные положения. В ней В. Меддоком было установлено два возможных принципиально различных режима пластикации: пленочный и блочный (рис. 2.19).

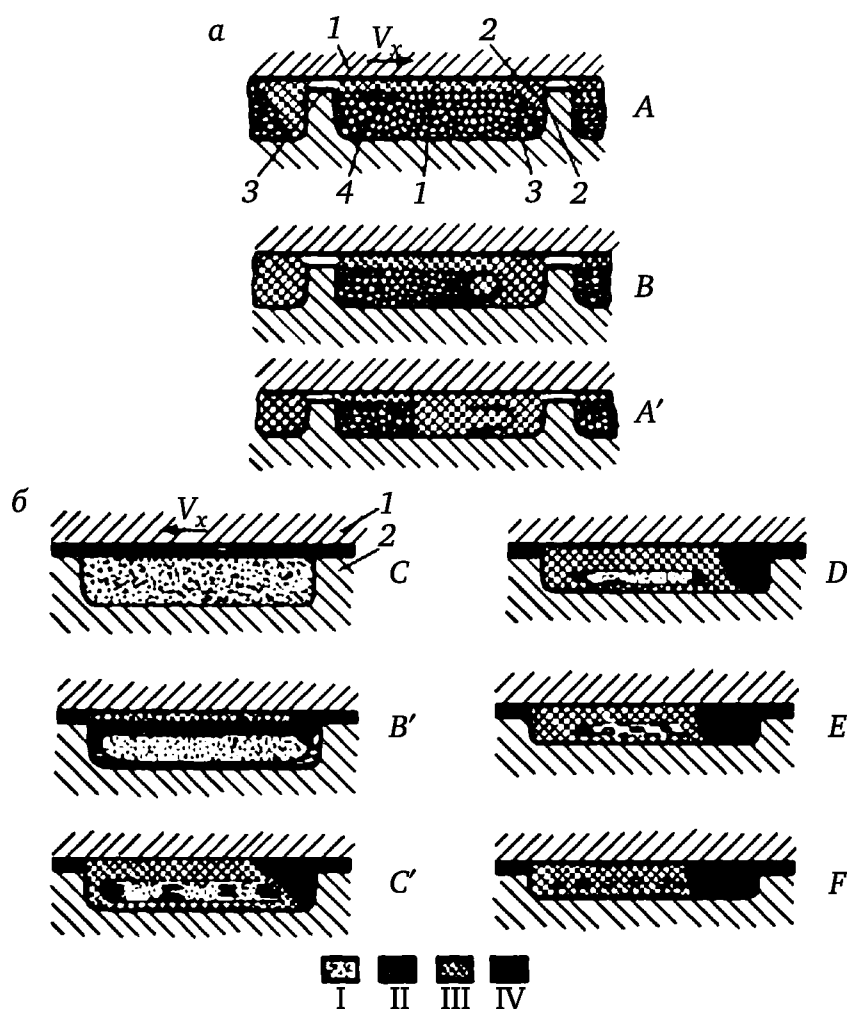


Рис. 2.19. Механизмы плавления полимеров в одношнековом экструдере:  
а — пленочный; б — блочный

Пленочный режим исследован гораздо более подробно и широко освещен во многих известных книгах, касающихся вопросов технологии экструзии. Существо пленочного режима заключается в следующем (рис.

2.19, а): твердый уплотненный полимер (область 4) по мере продвижения вдоль канала контактирует с горячей стенкой цилиндра 1 (стадия А), имеющей компоненту скорости поперек винтового канала шнека  $V_x$ , плавится в месте контакта (область 1) и, прилипая к стенке цилиндра 1, уносится ею к толкающей стенке 2 нарезки шнека, где и скапливается (область 2), образуя жидкое ядро и начиная циркулировать (стадия Б). Твердый полимер в области 3, контактируя с жидким ядром, также плавится. Ширина жидкого ядра растет в направлении к выходу из канала шнека до тех пор, пока весь твердый полимер не расплавится (стадия А'). На завершающих стадиях пленочный режим может нарушаться вследствие того, что уже достаточно прогретый твердый полимер начинает разрушаться на довольно крупные агрегаты (куски) и поглощаться жидким ядром, вовлекаясь в циркуляцию. Скорость плавления полимерных агрегатов при этом становится малой и они, практически не подвергаясь деформированию (смещению), часто достигают выхода из канала шнека. Это одна из причин плохого качества смешения в пленочном режиме. Пленочный режим плавления характерен для порошков и гранул термопластов с низкой и средней вязкостью расплава, смачивающего металлическую поверхность цилиндра.

Схема *блочного режима* плавления показана на рис. 2.19, б. Твердый полимер (область I), контактируя со стенкой цилиндра, размягчается, но не прилипает, а скользит по стенке цилиндра и поэтому практически не деформируется (стадия С).

Подобное же явление наблюдается и у стенок шнека, однако размягчение идет с меньшей скоростью, так как относительная скорость скольжения и, следовательно, тепловыделение на поверхности шнека меньше (стадия С'). Толщина области размягчения и уплотнения II и следующей за ней области перехода в вязкотекучее состояние III по мере транспортировки растет (стадии от В' до стадии F). Полимер в зазоре между гребнем 3 шнека и цилиндром 2 испытывает воздействие гораздо больших напряжений и поэтому при плавлении подвергается деформации сдвига (смещению), вытекая из зазора и скапливаясь у пассивной (в отличие от пленочного режима) стенки канала. Здесь образуется область IV минимально смешанного расплава, доля которой в сечении к моменту полного проплавления всего полимера мала. Скорость нагрева в блочном режиме гораздо ниже, чем в пленочном, так как практически отсутствуют конвективный теплообмен и диссипативные тепловыделения. В связи с этим длина зоны плавления больше и поэтому более затруднен отвод к загрузочной воронке воздуха из области II уплотняющегося полимера. Причина неудовлетворительного смешения в этой зоне при блочном механизме плавления очевидна. Данный режим плавления имеет место при переработке непластифицированного поливинилхлорида как в виде порошка, так и в виде гранул.

В соответствии с различием причин плохого качества смешения полимера с его расплавом в этих режимах меры по его улучшению также различны.

Для блочного режима усилия направлены на развитие деформирования расплава. С этой целью применяют шнеки с эксцентричным сердечником или синусоидально изменяющимся его диаметром (циклическое изменение глубины канала), шнеки с прерывистой нарезкой (рис. 2.20, а) или с участками обратной нарезки, торпеды с винтовыми каналами и штыри (рис. 2.20, б, в). Эффективность этих элементов далеко не эквивалентна.

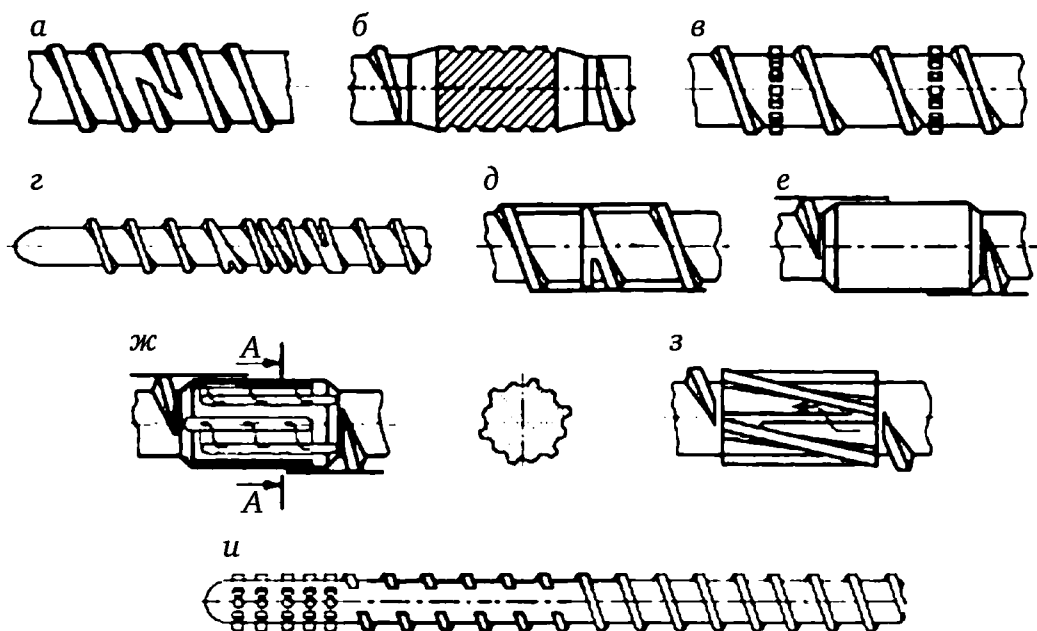


Рис. 2.20. Конструкции смесительных элементов

Для пленочного режима плавления полимера существует концепция сохранения пленочного режима до конца плавления или принудительного отбора образовавшегося расплава с фильтрацией нерасплавленных частиц. Этой концепции отвечает шнек с двумя нарезками винтового канала различного шага и различной высоты гребня (рис. 2.20, г) и устройства самой различной конструкции, фильтрующие расплав через малый зазор (рис. 2.20, д, е, ж, з). Однако исследования показали, что для интенсификации процесса плавления пленочный режим надо разрушать принудительно, причем еще задолго до его естественного вырождения. При этом считают, что поглощение расплавом агломератов твердого полимера не замедляет, а ускоряет процесс их плавления и смешения. Для реализации этого принципа предлагают конструкцию шнека, показанную на рис. 2.20, и.

**Кинетика плавления термопласта в канале шнека в пленочном режиме (решение в ньютоновском приближении).** Качественная картина механизма плавления приведена на рис. 2.21, а. Плавление материала начинается при соприкосновении его с внутренней стенкой цилиндра 1. Образующаяся тонкая пленка расплава 2 снимается гребнем витка, как только толщина пленки  $\delta$  станет больше величины радиального зазора  $\delta$  между витком нарезки 7 и цилиндром 1. Пластичированный расплав 5 собирается у толкающей кромки. Ширина твер-

дой зоны по мере продвижения материала вдоль канала уменьшается, а зона расплава увеличивается, и процесс плавления заканчивается тогда, когда твердый материал 4 совершенно исчезает.

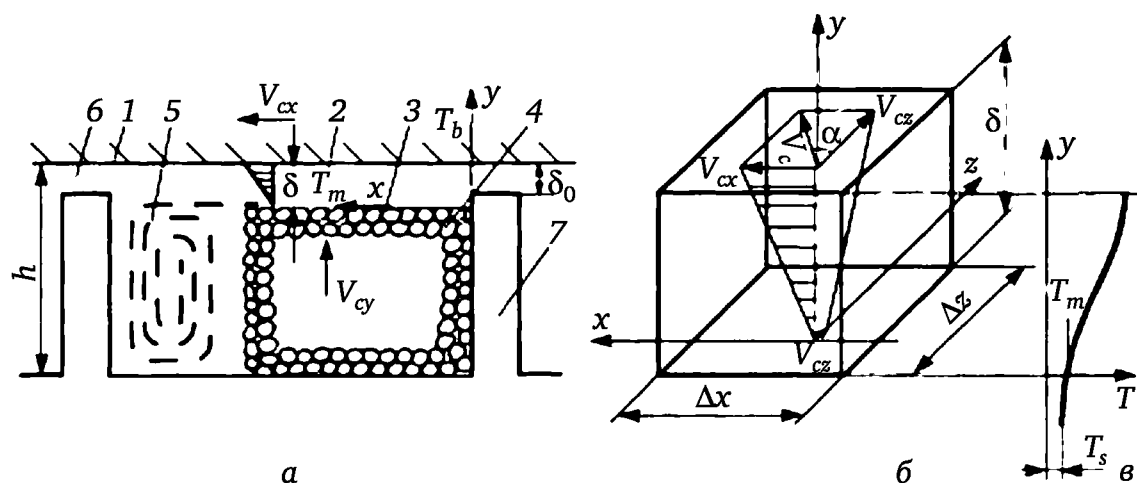


Рис. 2.21. Модель плавления полимеров по Тадмору

Математическое описание зоны плавления было осуществлено З. Тадмором. Модель строилась в предположении, что процесс плавления является стационарным и, следовательно, поля скоростей и температур в каждом сечении независимы от времени. Далее предполагалось наличие температуры плавления твердого материала в отличие от реальной температурной области плавления; считалось, что твердая зона — гомогенная непрерывная среда, а поперечные сечения канала и твердой зоны — прямоугольные. Идеализированный механизм плавления следующий. Тепло к границе раздела подводится через движущуюся пленку от стенки цилиндра. Дополнительное тепло генерируется вязкой диссипацией в пленке. Теплообменом с циркулирующим в зоне расплава полимером пренебрегают, так как высота твердой зоны много меньше ее ширины. Теплообменом за счет проводимости и конвекции в направлении оси винтового канала пренебрегают. При расчете теплообмена считают, что толщина твердой зоны бесконечно велика, поскольку коэффициент теплопроводности немонолитного полимера очень мал, и температура по мере удаления от границы раздела 3 быстро снижается, приближаясь к постоянной температуре полимера в массе твердой зоны (рис. 2.21, б, в). Скорость плавления зависит от разности теплового потока, подводимого к границе раздела 3 от пленки 2, и теплового потока, отводимого от нее к твердому материалу 4. Толщина пленки (как предсказываемая теоретически, так и измеренная экспериментально) очень мала (около 0,02 см), в то время как скорость движения цилиндра очень высока (около 10—110 см/с). Это обеспечивает правомерность представления о движении пленки как о вынужденном потоке между двумя бесконечными параллельными пластинами. Верхняя пластина — внутренняя поверхность корпуса, движущаяся со скоростью  $V_{cx}$  и имеющая температуру  $T_b$ , а нижняя пла-

стина-поверхность раздела фаз 3, температура которой равна температуре плавления  $T_g$ . Расплав считается ньютоновской жидкостью.

В такой постановке уравнение теплопроводности для твердой зоны принимает следующий вид:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{V_{sy}}{a_s} \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right), \quad (2.13)$$

где  $V_{sy}$  — средняя скорость твердого вещества в направлении  $y$ ;  $a_s$  — коэффициент температуропроводности твердого вещества.

Граничные условия:

$$\begin{aligned} y=0; \quad T &= T_g; \\ y=h; \quad T &= T_0, \end{aligned}$$

где  $T_0$  — температура основной массы пробки 4 (см. рис. 2.21, а), равная температуре полимера на входе в канал.

Решение уравнения (2.13) описывает стационарное распределение температур в твердой пробке, движущейся с постоянной скоростью (см. рис. 2.21, б):

$$\frac{T - T_0}{T_g - T_0} = \exp \frac{V_{sy} y}{a_s}. \quad (2.14)$$

Уравнение энергии для расплава имеет вид:

$$K_m \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + A \tau \dot{\gamma} = 0, \quad (2.15)$$

где  $K_m$  — коэффициент теплопроводности расплава;  $\tau$  и  $\dot{\gamma}$  — напряжение и скорость сдвига.

Граничные условия:

$$\begin{aligned} y=0; \quad T &= T_g; \\ y=\delta; \quad T &= T_b. \end{aligned}$$

Эффективная вязкость полимера  $\mu$  при градиенте скорости  $\dot{\gamma}$ :

$$\mu = \tau / \dot{\gamma}. \quad (2.16)$$

Решение уравнения (2.15) при постоянной вязкости  $\mu$

$$\frac{T - T_g}{T_b - T_g} = \frac{\mu (\Delta V_c)^2}{2 K_m (T_b - T_g)} \frac{y}{\delta} \left( 1 - \frac{y}{\delta} \right) + \frac{y}{\delta}, \quad (2.17)$$

где  $\delta$  — толщина слоя расплава, зависящая от продольной координаты  $z$ ;  $\Delta V_c$  — модуль разности векторов относительной скорости корпуса и скорости движения пробки:

$$\Delta \vec{V}_c = |\vec{V}_c - \vec{V}_s|; \quad \Delta \vec{V}_c = [(V_{cz} - V_{sz})^2 + V_{cx}^2]^{1/2}. \quad (2.18)$$

Тепловой поток от слоя расплава к поверхности раздела определяется соотношением

$$-[g_{fy}]_{y=0} = K_m \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{K_m}{\delta} (T_b - T_g) + \mu \frac{(\Delta V_c)^2}{2\delta}. \quad (2.19)$$

Тепловой поток от поверхности раздела 3 к внутренним областям пробки 4 (см. рис. 2.21, а) равен:

$$-[g_{sy}]_{y=0} = a_s \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}. \quad (2.20)$$

Разность между количеством тепла  $g_{fy}$ , подводимым к поверхности раздела 3, и количеством тепла  $g_{sy}$ , отводимым от нее в твердую пробку 4, — это тепло  $g_s$ , расходуемое на плавление на единице поверхности раздела материала:

$$g_s = g_{fy} - g_{sy}. \quad (2.21)$$

Вводя (2.19) и (2.20) в (2.21), получим:

$$V_{sy} \rho_s \lambda_s = \frac{K_m}{\delta} (T_b - T_g) + \frac{\mu (\Delta V_c)^2}{2\delta} - \rho_s C_{ps} (T_g - T_0) V_{sy}, \quad (2.22)$$

где  $\lambda_s$  — скрытая теплота плавления;  $C_{ps}$  — удельная теплоемкость пробки полимера.

Уравнение теплового баланса (2.22) связывает толщину слоя расплава  $\delta$  со скоростью движения пробки  $V_{sy}$  в направлении оси  $y$ . Рассмотрим участок твердой зоны единичной длины (в направлении  $z$ ). Для этого участка количество материала, проходящего через поверхность раздела фаз со стороны твердой пробки, должно быть равно массовому расходу в пленке, причем оба эти расхода должны быть равны  $\omega$  — скорости плавления на единичной длине канала:

$$\omega = V_{sy} X \rho_s = 0,5 (V_{sx} \delta \rho_m), \quad (2.23)$$

где  $X$  — ширина пробки в направлении  $x$ ;  $\rho_m$  и  $\rho_s$  — соответственно плотности расплава и твердого материала.

Это уравнение материального баланса устанавливает зависимость между толщиной слоя расплава  $\delta$ , скоростью движения пробки  $V_{sy}$  в направлении оси  $y$  и шириной пробки  $X$ .

Уравнения (2.22) и (2.23) позволяют получить значения  $\delta$  и  $\omega$  как функции  $X$ , физических характеристик полимера и режима переработки:

$$\delta = \sqrt{\frac{[2K_m (T_b - T_g) + \mu (\Delta V_c)^2] X}{V_{sx} \rho_m C_{ps} (T_g - T_0) + \lambda}}; \quad (2.24)$$

$$\omega = \Phi \sqrt{X}, \quad (2.25)$$



где

$$\Phi = \sqrt{\frac{V_{cx}\rho_m[K_m(T_b - T_g) + (\mu/2)(\Delta V_c)^2]}{2[C_{cs}(T_g - T_0) + \lambda]}}. \quad (2.26)$$

Как видно из (2.24) и (2.25), значения  $\delta$  и  $\omega$  максимальны в начале зоны плавления, когда  $X = W$ , и убывают до нуля при  $X = 0$ .

Для определения ширины твердой зоны было составлено дифференциальное уравнение материального баланса:

$$Xh\rho_s V_{sz} \Big|_z - Xh\rho_s V_{sz} \Big|_{z+dz} = \omega dz, \quad (2.27)$$

где  $h$  — глубина винтового канала, которую считают равной толщине пробки.

При

$$h = h_0 - \beta_z,$$

где  $h$  — высота твердой пробки, равная разности глубины винтового канала и толщины пленки расплава;  $h_0$  — высота винтового канала в начале зоны плавления;  $\beta$  — приращение высоты канала на единице его длины (конусность).

Преобразуя уравнение (2.27), получим:

$$\frac{d}{dz}(Xh) = \frac{\omega}{V_{sz}\rho_s}. \quad (2.28)$$

Решение этого уравнения в окончательном виде после подстановок и преобразований имеет вид:

$$\frac{X}{\omega} = \frac{W}{\omega} \left\{ \frac{H}{\chi} - \frac{\frac{H}{\chi} - 1}{\left[ 1 - \frac{z}{z_{\Pi}} \left( 2 - \frac{\chi}{H} \right) \frac{\chi}{H} \right]^{1/2}} \right\}^2; \quad (2.29)$$

$$H = \frac{\Phi \omega}{W^{1/2} G / h_0}, \quad (2.30)$$

где  $\chi$  — тангенс половины угла конусности сердечника шнека;  $z_{\Pi}$  — необходимая длина зоны плавления;  $G$  — массовый расход, равный

$$G = V_{sz} W h \rho_s. \quad (2.31)$$

Таким образом, уравнения, полученные Тадмором, показывают изменения толщины пленки расплава, ширины твердой зоны, а также скорости плавления в направлении транспортировки материала.

#### 2.1.6. Расчет производительности одношнековых экструдеров по зоне дозирования (для ньютоновской жидкости)

Зона дозирования одношнековых экструдеров является наиболее изученной. Расчет производительности и мощности привода одношне-

ковых экструдеров производится в настоящее время на основе анализа процессов, протекающих в зоне дозирования.

Это объясняется тем, что в этой зоне применимы основные законы гидродинамики сплошных сред (уравнения неразрывности и движения). Зона же сжатия (пластикация), где осуществляется процесс перехода полимера из твердого состояния в жидкое, остается наименее изученной, хотя она оказывает значительное влияние на процесс экструзии и потребляет значительную часть мощности привода. Вероятно, этому можно найти объяснение в том, что перерабатываемый материал в этой зоне находится в переходном состоянии (смесь расплава с твердыми частицами полимера) и в этом случае трудно говорить о применимости указанных выше уравнений. Задача усугубляется еще и тем, что в этой зоне имеет место нестационарный тепловой процесс, а винтовой канал имеет переменные размеры сечений, вследствие чего доля расплава в смеси переменна по длине зоны сжатия. По этим причинам наибольшее число известных до сих пор исследований посвящено зоне дозирования.

Дозирующая зона играет очень большую роль в одношнековом экструдере, так как обычно именно она определяет производительность машины.

При гидродинамическом анализе зоны дозирования одношнековых экструдеров (аналогия с винтовым насосом) используются следующие общепринятые предположения:

а) винтовой канал, образованный нарезкой шнека и стенкой цилиндра, рассматривают развернутым в плоскость (плоская задача) (рис. 2.22);

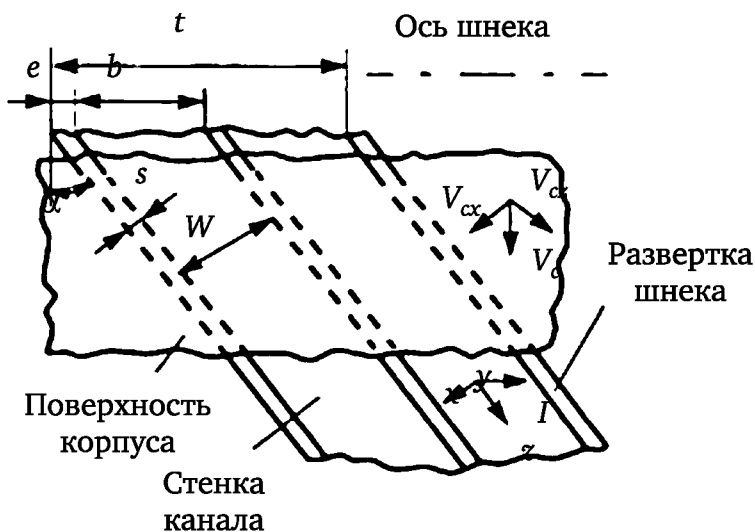


Рис. 2.22. Плоская модель зоны дозирования одношнекового экструдера

б) считают, что шнек неподвижен, а цилиндр движется в направлении, перпендикулярном оси шнека (для определения положения частицы жидкости по отношению к шнеку);

в) массовыми силами пренебрегают;

г) жидкость заполняет винтовой канал полностью и прилипает к стенкам (к поверхностям шнека и цилиндра);

д) жидкость ньютоновская, несжимаемая и температура ее одинакова по всему объему (изотермичность процесса);

е) рассматривается прямоугольный профиль винтового канала с постоянными размерами по длине, т. е. поперечное сечение канала не является функцией координаты  $z$ ,

ж) ширина винтового канала  $W$  намного больше его глубины  $h$ , т. е.  $W \gg h$ ;

з) учитывают только поперечную  $v_x$  и продольную  $v_z$  компоненты скорости, предполагая, что вертикальная составляющая скорости  $v_y$  жидкости не оказывает существенного влияния на процесс экструзии, т. е.

$$v_x \gg v_y, \quad v_z \gg v_y.$$

При принятых выше допущениях уравнения движения принимают вид:

$$\frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2}; \quad (2.32)$$

$$\frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2}, \quad (2.33)$$

где  $\mu$  — ньютоновская вязкость;  $\partial p / \partial z$  и  $\partial p / \partial x$  — градиенты давления в направлениях осей  $z$  и  $x$ ;  $v_z, v_x$  — скорости частиц жидкости в направлениях осей  $z$  и  $x$ .

Двойным интегрированием уравнения (2.32) получим следующее выражение:

$$v_z = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \frac{y^2}{2} + C_1 y + C_2. \quad (2.34)$$

Постоянные интегрирования  $C_1$  и  $C_2$  находятся из следующих граничных условий, вытекающих из предположения прилипаемости жидкости к стенкам винтового канала:

$$\begin{aligned} y = 0; \quad v_z &= 0; \\ y = h; \quad v_z &= V_{cz}, \end{aligned}$$

где  $V_{cz}$  — компонента вектора скорости стенки цилиндра в направлении оси  $z$ .

При подстановке граничных условий в уравнение (2.34) получим:

$$C_2 = 0; \quad C_1 = \frac{V_{cz}}{h} - \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \frac{h}{2}. \quad (2.35)$$

Тогда из уравнения (2.34) следует:

$$v_z = V_{cz} \frac{y}{h} - \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} (yh - y^2). \tag{2.36}$$

Первый член правой части уравнения (2.36) описывает скорость частиц вынужденного (прямого) потока жидкости  $v_{zd}$ , обусловленного относительным движением поверхностей цилиндра и шнека, а второй член — скорость потока под давлением (противотока)  $v_{zp}$ , обусловленного наличием сопротивления головки (формирующего инструмента) (рис. 2.23, а).

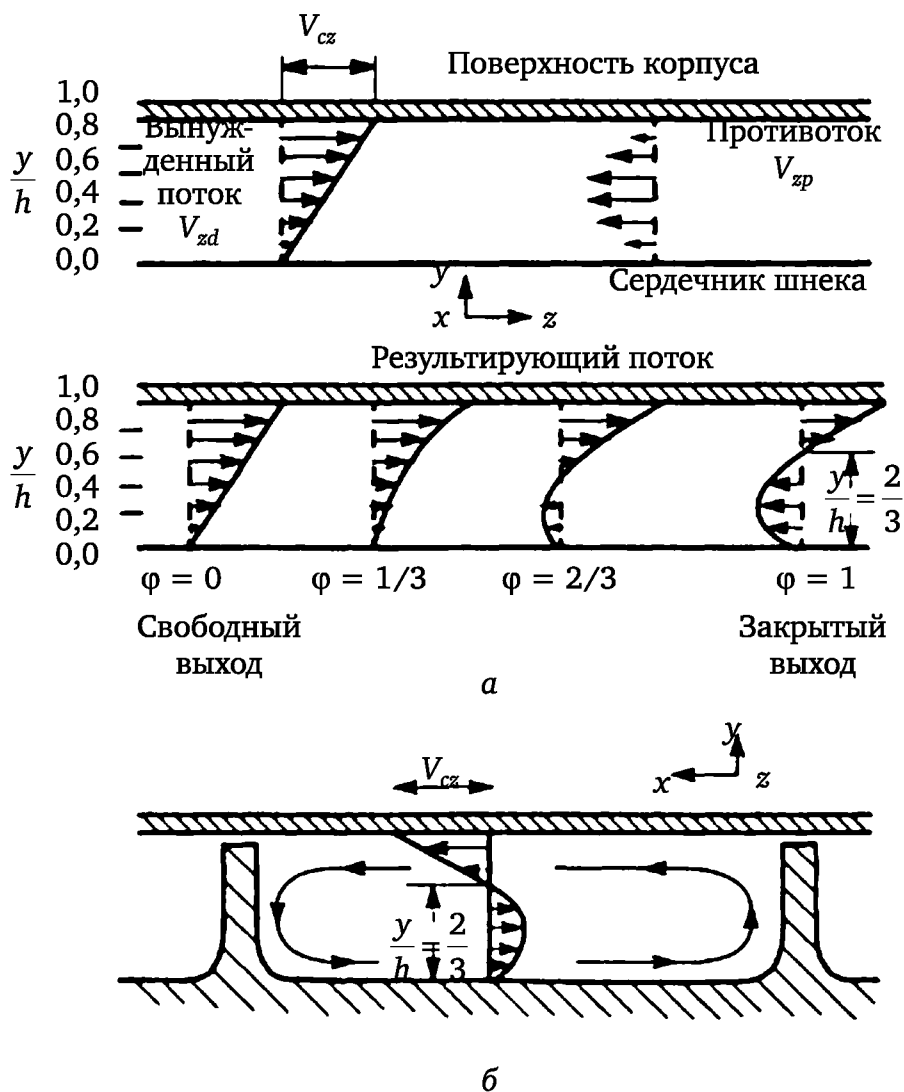


Рис. 2.23. Эпюры скоростей потока в зоне дозирования одношнекового экструдера:

а — вдоль винтового канала; б — поперек винтового канала

Решение уравнения (2.33) при граничных условиях

$$\begin{aligned} y = 0; \quad v_x &= 0; \\ y = h; \quad v_x &= V_{cx} \end{aligned} \tag{2.37}$$

(где  $V_{cx}$  — компонента вектора скорости стенки  $V_c$  в направлении оси  $x$ ) записывается в виде:

$$v_x = -V_{cx} \frac{y}{h} - \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} (yh - y^2). \quad (2.38)$$

В последнем уравнении первый член правой части описывает скорость вынужденного потока жидкости, обусловленного наличием  $V_{cx}$  стенки, а второй член — скорость потока под давлением из-за наличия градиента давления  $\partial p/\partial x$  (рис. 2.23, б).

Появление компоненты скорости  $v_x$  объясняется наличием поперечной циркуляции жидкости в винтовом канале шнека, обусловленной толкающим действием боковых стенок винтового канала. Следовательно, если пренебречь утечками через радиальный зазор, величина которых обычно очень мала, суммарное значение расхода для течения в поперечном направлении будет равно нулю, так как с обеих сторон поток ограничен стенками канала, т. е.

$$\int_0^h v_x dy = 0. \quad (2.39)$$

Градиент давления  $\partial p/\partial x$  в направлении  $x$  находят подстановкой  $v_x$  [уравнение (2.38)] в уравнение (2.39) и интегрированием получающегося при этом выражения. В результате можно легко убедиться, что

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{6\mu V_{cx}}{h^2}. \quad (2.40)$$

Подстановкой этого значения  $\partial p/\partial x$  в уравнение (2.38) окончательно получим:

$$v_x = y \frac{V_{cx}}{h} \left[ 2 - \frac{3y}{h} \right]. \quad (2.41)$$

Объемный расход жидкости  $Q$  можно получить интегрированием компоненты  $v_z$  вектора скорости жидкости по поперечному сечению канала, перпендикулярному оси  $z$ . Математически это выразится уравнением

$$Q = W \int_0^h v_z dy. \quad (2.42)$$

В результате совместного решения уравнений (2.36) и (2.42) получим окончательно:

$$Q = \frac{WV_{cz}h}{2} - \frac{1}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} h^3 W. \quad (2.43)$$

Первый член правой части уравнения (2.43) является расходом прямого (вынужденного) потока, обусловленного относительным дви-

жением поверхностей шнека и цилиндра, а второй член — расходом потока под давлением, появляющегося из-за наличия сопротивления экструзионной головки. Преобразуем некоторые переменные последнего уравнения при помощи следующих соотношений (см. рис. 2.22):

$$\left. \begin{aligned} V_{cz} &= V_c \cos \alpha = \pi D N \cos \alpha; \\ W &= \left( \frac{t}{i} - e \right) \cos \alpha = \frac{t}{i} \left( 1 - \frac{ie}{t} \right) \cos \alpha; \\ t &= \pi D \operatorname{tg} \alpha; \\ \frac{\partial p}{\partial z} &\cong \frac{\Delta p}{z} = \frac{\Delta p}{L} \sin \alpha, \end{aligned} \right\} \quad (2.44)$$

тогда с учетом соотношений (2.44) уравнение (2.43) приводится к следующему виду:

$$\begin{aligned} Q &= \frac{\pi^2 D^2 \sin \alpha \cdot \cos \alpha \left( 1 - \frac{ie}{t} \right) h N}{2} - \\ &- \frac{1}{12\mu} \frac{\Delta p}{L} h^3 \sin^2 \alpha \cdot \pi \cdot \left( 1 - \frac{ie}{t} \right) = \alpha_s N - \beta \frac{\Delta p}{\mu}, \end{aligned} \quad (2.45)$$

где  $\alpha_s$ ,  $\beta$  — коэффициенты прямого и обратного потоков соответственно;  $t$ ,  $h$ ,  $W$  — шаг, глубина и ширина винтового канала соответственно;  $D$  — наружный диаметр шнека;  $i$  — число заходов винтовой нарезки шнека;  $L$  — длина зоны дозирования шнека;  $\alpha$  — угол подъема винтовой нарезки;  $N$  — частота вращения шнека;  $\Delta p$  — падение давления на длине зоны дозирования шнека.

Первый член правой части уравнения (2.45) представляет собой производительность вынужденного потока  $Q_D$ , а второй член — производительность потока под давлением  $Q_p$ . Видно, что  $Q_D$  зависит только от геометрических параметров и частоты вращения шнека  $N$ , а поток под давлением — от свойств перерабатываемого материала и технологических режимов экструзии.

Кроме того, в зоне дозирования одношнековых машин существуют утечки через кольцевой зазор между гребнем шнека и внутренней поверхностью цилиндра. Однако ввиду малости ими пренебрегают.

Если уравнение (2.45) записать в виде

$$\frac{Q}{Q_D} = 1 - \frac{h^2}{6\mu V_{cz}} \frac{\partial p}{\partial z} = 1 - \varphi, \quad (2.46)$$

где

$$\varphi = \frac{h^2}{6\mu V_{cz}} \frac{\partial p}{\partial z}, \quad (2.47)$$

то с учетом того, что

$$Q = Q_D - Q_p,$$

легко получить соотношение

$$\varphi = Q_p / Q_D. \quad (2.48)$$

Коэффициент  $\varphi$  называют *коэффициентом дросселирования*. Величина  $\varphi$  оказывает большое влияние на распределение профиля скоростей  $v_z$  (см. рис. 2.23, а).

Аналогичным образом можно преобразовать и уравнение (2.36), обозначив при этом через  $a$  отношение  $y/h$  (т. е.  $a = y/h$ ). Тогда получим:

$$v_z / V_{cz} = a(1 - 3\varphi + 3a\varphi). \quad (2.49)$$

Легко убедиться, что  $\varphi$  имеет максимальное значение при максимальном градиенте давления (максимальный градиент давления получают в том случае, если выходное отверстие формующего инструмента закрыто). Так как в этом случае продольное перемещение жидкости по винтовому каналу отсутствует, то можно предположить, что

$$\int_0^1 v_z da = 0. \quad (2.50)$$

Если теперь подставить выражение (2.49) в (2.50), то получим соотношение, которое показывает, что максимальное значение  $\varphi$  равно единице (только при  $\varphi = 1$  имеет место равенство нулю левой и правой частей приводимого соотношения):

$$\frac{1}{2} - \frac{3}{2}\varphi + \varphi = 0. \quad (2.51)$$

Уравнение (2.41) можно записать в эквивалентной уравнению (2.49) форме:

$$v_x / V_{cx} = a(2 - 3a). \quad (2.52)$$

Следует заметить, что если компонента скорости  $v_z$  зависит от параметра переработки  $\varphi$  и  $a = y/h$  [рис. 2.24 и уравнение (2.49)], то скорость  $v_z$  зависит только от безразмерной переменной  $a = y/h$  и не зависит от параметра  $\varphi$  (коэффициента дросселирования).

Кроме того, координата  $y|_{v_x=0} = \frac{2}{3}h$  не изменяется. Профили компонент скоростей потока для различных значений  $\varphi$  представлены на рис. 2.24.

Из рисунка видно, что при всех режимах работы (значениях  $\varphi$ ) координата точки, где  $v_x = 0$ , остается неизменной и равна  $a = 2/3$ , а координата точки, где  $v_z = 0$ , меняется в зависимости от значения параметра  $\varphi$ . Следует заметить, что из-за наличия градиента давления  $dp/dz$  в винтовом канале одношнекового экструдера наряду с поперечной циркуляцией имеет место и продольная циркуляция жидкости (рис. 2.25).

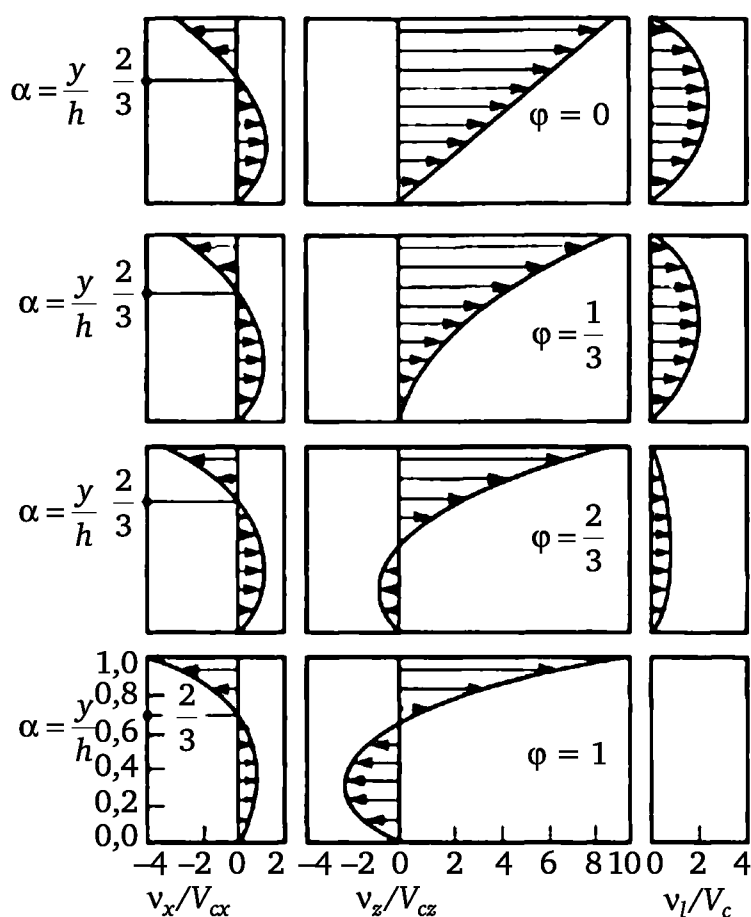


Рис. 2.24. Профили относительных скоростей потока в зоне дозирования:

$v_z/V_{cz}$  — вдоль винтового канала;  $v_x/V_{cx}$  — поперек винтового канала;  
 $v_l/V_c$  — вдоль оси шнека

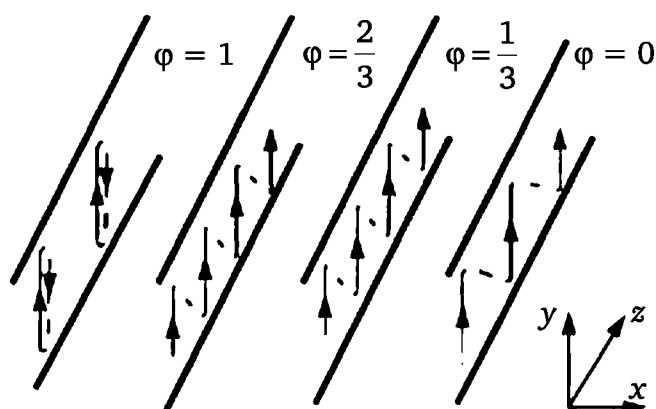


Рис. 2.25. Продольная циркуляция жидкости в винтовом канале

### 2.1.7. Расчет мощности привода одношнековых экструдеров (в ньютоновском приближении)

Для расчета мощности привода одношнековых машин рассмотрим на движущейся пластине небольшую площадку  $ds$ , на которую действует сила  $d\vec{F}$ . Если  $\vec{V}_c$  — скорость пластины, то мощность  $dP_s$ , расходуемая на перемещение элемента  $ds$ ,



$$dP_s = \bar{V}_c d\bar{F}, \quad (2.53)$$

где  $\bar{V}_c$  и  $\bar{F}$  — векторы, действующие в плоскости пластины (внутренней поверхности цилиндра).

Правую часть уравнения (2.53) можно записать в виде скалярного произведения:

$$dP_s = -V_{cx} dF_x + V_{cz} dF_z, \quad (2.54)$$

где  $F_x$ ,  $F_z$  — проекции вектора силы  $F$  на оси  $x$  и  $z$ ; знак «минус» показывает направление  $V_{cx}$ .

В этом случае компоненты силы связаны с компонентами напряжения следующими соотношениями:

$$dF_x = \tau_{yx} ds; \quad dF_z = \tau_{yz} ds, \quad (2.55)$$

где  $\tau_{yx}$ ,  $\tau_{yz}$  — компоненты напряжений сдвига (первый индекс обозначает направление нормали к рассматриваемой площадке, а второй — направление действия напряжения).

В данном случае компоненты напряжения вычисляются в плоскости  $y = h$ , т. е. на внутренней поверхности стенки цилиндра. Интегрируя уравнение (2.54) по всей площади пластины, находим общую мощность

$$P_s = \int_0^s (-V_{cx} \tau_{yx} + V_{cz} \tau_{yz}) ds. \quad (2.56)$$

Напряжения сдвига для ньютоновской жидкости на стенке цилиндра определяются по формулам

$$\tau_{yx} = \mu \left( \frac{\partial v_x}{\partial y} \right)_{y=h}; \quad \tau_{yz} = \mu \left( \frac{\partial v_z}{\partial y} \right)_{y=h}. \quad (2.57)$$

Скорости сдвига  $\partial v_x / \partial y$  и  $\partial v_z / \partial y$  находятся дифференцированием уравнений (2.41) и (2.36):

$$\left( \frac{\partial v_x}{\partial y} \right)_{y=h} = -\frac{4V_{cx}}{h}; \quad (2.58)$$

$$\left( \frac{\partial v_z}{\partial y} \right)_{y=h} = \frac{V_{cz}}{h} + \frac{h}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z}. \quad (2.59)$$

Подстановкой (2.58) и (2.59) в уравнение (2.56) получим основную формулу для определения мощности, затрачиваемой в зоне дозирования одношнековых машин:

$$P_s = \int_0^z \int_0^W \left[ \frac{4\mu V_{cx}^2}{h} + \frac{\mu V_{cz}^2}{h} + \frac{V_{cz} h}{2} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right) \right] dx dz. \quad (2.60)$$

Для винтовых каналов постоянных размеров уравнение (2.60) легко интегрируется. Первый член под знаком интеграла показывает мощ-

ность, которая расходуется на циркуляцию жидкости в плоскости  $xu$ , второй и третий члены интеграла дают значение мощности, расходуемой на перемещение жидкости вдоль оси  $z$  и на создание давления в головке.

Большинство одношнековых экструдеров имеют небольшой зазор между наружным диаметром нарезки шнека и внутренней поверхностью цилиндра. Из этого следует, что для учета мощности, затрачиваемой на сдвиг материала в радиальном зазоре, необходимо скорректировать формулу (2.60). При выводе приближенной формулы для определения мощности, затрачиваемой на сдвиг жидкости в радиальном зазоре, предположим, что в зазоре существует только вынужденный поток, который характеризуется скоростью сдвига  $V_c/\delta$ , где  $\delta$  — кольцевой зазор. Пусть  $dF_\delta$  — тангенциальная сила, действующая на элемент  $dS_\delta$  поверхности цилиндра. Тогда

$$dF_\delta = \mu \left( \frac{V_c}{\delta} \right) ds_\delta. \quad (2.61)$$

Подставляя последнее выражение в уравнение (2.53), получим:

$$dP_\delta = \left( \frac{\mu}{\delta} \right) (\bar{V}_c \cdot \bar{V}_c) ds_\delta. \quad (2.62)$$

Для шнека, имеющего  $i$  заходов, т. е. параллельных винтовых каналов, толщина стенки каждого из которых равна  $e$  (см. рис. 2.22), уравнение (2.62) принимает вид:

$$P_\delta = iV_c^2 \int_0^z \frac{e\mu}{\delta} dz, \quad (2.63)$$

где  $P_\delta$  — мощность, затрачиваемая на сдвиг жидкости в радиальном зазоре;  $V_c$  — скорость поверхности цилиндра.

Таким образом, суммарная мощность  $P$ , потребляемая зоной дозирования одношнекового экструдера,

$$P = P_s + P_\delta. \quad (2.64)$$

Однако при выводе уравнений (2.60) и (2.63) не учитывались потери мощности в зонах пластикации (сжатия), загрузки и в механических передачах. Поэтому рассчитанную по формуле (2.64) мощность необходимо скорректировать с учетом экспериментальных данных по удельной энергозатрате. По данным Э. Бернхардта, удельная энергия экструзии большинства перерабатываемых полимеров на практике лежит в диапазоне 0,13—0,234 кВт·ч/кг. Если пренебречь теплом, которое подводится от нагревателей корпуса, то можно считать, что каждый киловатт мощности привода обеспечивает производительность от 3,7 до 7,4 кг/ч. Таким образом, при известной производительности по удельной энергии экструзии можно найти мощность привода одно-

шнековых экструдеров. Мощность привода можно рассчитать и другим способом. В пластицирующем одношнековом экструдере для плавления полимера в зоне питания, нагрева расплава до заданной температуры и выдавливания расплава через формующий инструмент необходимо затратить определенную минимальную энергию. Определение этой энергии является чисто термодинамической задачей, не зависящей от конструкции экструзионных машин.

Если принять, что полимер несжимаем, и пренебречь незначительными инерционными эффектами, то уравнение энергетического баланса для находящегося в корпусе машины полимера будет иметь вид:

$$\frac{P_{\Sigma}}{Q_w} = \int_{t_1}^{t_2} \rho C dt + v_{уд} \Delta p + \lambda_s, \quad (2.65)$$

где  $P_{\Sigma}$  — суммарная мощность, расходуемая на выдавливание полимера ( $P_{\Sigma} = P_s + P_n - P_v$ ; здесь  $P_n$  — мощность нагревателей;  $P_v$  — потери мощности);  $Q_w$  — массовый расход полимера;  $t_1, t_2$  — температура полимера на входе и выходе соответственно;  $\rho$  — плотность расплава;  $C$  — средняя удельная теплоемкость полимера;  $v_{уд}$  — удельный объем полимера ( $v_{уд} = 1/\rho$ );  $\Delta p$  — перепад давления в зоне дозирования шнека;  $\lambda_s$  — скрытая теплота плавления полимера.

Обычно членом  $v_{уд} \Delta p$  можно пренебречь, так как для сравнительно высоких давлений экструзии, достигающих 70 МПа, доля этого члена для большинства полимеров не превышает 10 % от суммарной потребляемой мощности. Тогда уравнение (2.65) преобразуется к виду

$$P_{\Sigma} = Q_w \int_{t_1}^{t_2} \rho C dt + \lambda_s. \quad (2.66)$$

Следовательно, для определения мощности привода одношнековых экструдеров при известной производительности достаточно знать теплоемкость и скрытую теплоту плавления экструдированного полимера.

### 2.1.8. Взаимодействие одношнекового экструдера с формующим инструментом

Экструдеры любого типа оснащены формующим инструментом для получения изделий определенной геометрии. Наличие формующего инструмента, определяющего в конечном итоге давление в конце шнека (на входе в формующий инструмент), оказывает большое влияние на работу зон загрузки, плавления и дозирования.

Фактическая производительность одношнекового экструдера, снабженного конкретным формующим инструментом, определяется взаимодействием экструдера с формующим инструментом.

Пропускная способность формующего инструмента (производительность)

$$Q = K_w \frac{\Delta p}{\mu_a}, \quad (2.67)$$

где  $Q$  — объемный расход,  $\text{см}^3/\text{с}$ ;  $K_w$  — коэффициент геометрической формы (сопротивления) формующего инструмента,  $\text{см}^3$ ;  $\Delta p$  — перепад давления в формующем инструменте;  $\mu_a$  — эффективная вязкость расплава полимера в формующем инструменте.

С другой стороны, производительность одношнекового экструдера [см. уравнение (2.45)] составляет:

$$Q = \frac{\pi^2 D^2 \sin \alpha \cos \alpha \left(1 - \frac{ie}{t}\right) h N}{2} - \frac{\pi D}{12 \mu_a} \frac{\Delta p}{L} h^3 \sin^2 \alpha \left(1 - \frac{ie}{t}\right).$$

Последнее уравнение можно переписать в следующем виде:

$$Q = \frac{\pi^2 D^2 N h \sin \alpha \cos \alpha}{2} - \frac{\pi D h^3}{12 \mu_a} \sin^2 \alpha \frac{p_2 - p_1}{L}, \quad (2.68)$$

где  $\mu_a$  — эффективная (кажущаяся) вязкость расплава полимера в винтовом канале шнека;  $p_1$  — давление расплава полимера в начале зоны дозирования;  $p_2$  — давление расплава полимера в конце зоны дозирования;  $L$  — длина зоны дозирования (параллельно оси шнека).

Соответственно потоки в винтовом канале шнека выразятся как:  
прямой поток

$$Q_D = \frac{\pi^2 D^2 N h \sin \alpha \cos \alpha}{2};$$

поток под давлением (обратный поток)

$$Q_p = \frac{\pi D h^3 \sin^2 \alpha}{12 \mu_a} \frac{p_2 - p_1}{L}. \quad (2.69)$$

Выражения для прямого и обратного потоков показывают, что потоки по-разному зависят от размеров шнека ( $D$ ,  $h$ ,  $\alpha$ ,  $L$ ), рабочих режимов экструзии ( $N$ ,  $p_1$ ,  $p_2$ ) и эффективной вязкости расплава полимера  $\mu_a$ . Прямой поток  $Q_D$ , не зависящий от величины  $(p_2 - p_1)/L$ , растет с увеличением глубины винтового канала  $h$  и частоты вращения шнека  $N$ . Обратный поток  $Q_p$  (поток под давлением) пропорционален величине  $(p_2 - p_1)/L$  и обратно пропорционален вязкости расплава  $\mu_a$ . Кроме того, поток  $Q_p$  растет пропорционально третьей степени величины  $h$  (глубины канала), являющейся, таким образом, важнейшим геометрическим параметром шнека. При этом, однако, следует отметить, что удельное падение давления  $(p_2 - p_1)/L$ , в свою очередь, также в большей или меньшей степени зависит от размеров шнека, частоты его вращения и вязкости расплава, а кроме того, и от сопротивления, которое создает расплаву формующий инструмент [см. коэффициент  $K_w$  в уравнении (2.67)].

Графики зависимости производительность — давление называют *рабочими характеристиками экструдера и формующего инструмента*.

Для экструдера такой график выражает зависимость производительности от давления, развиваемого на конце шнека.

Рабочая характеристика шнека представляет собой прямую линию (рис. 2.26, а). При постоянной частоте вращения шнека производительность  $Q$  связана примерно линейной зависимостью с противодавлением  $\Delta p$ , развиваемым формующим инструментом. Точка пересечения прямой с ординатой дает производительность  $Q_{\max}$  при отсутствии противодавления в формующем инструменте ( $\Delta p = 0$ ).

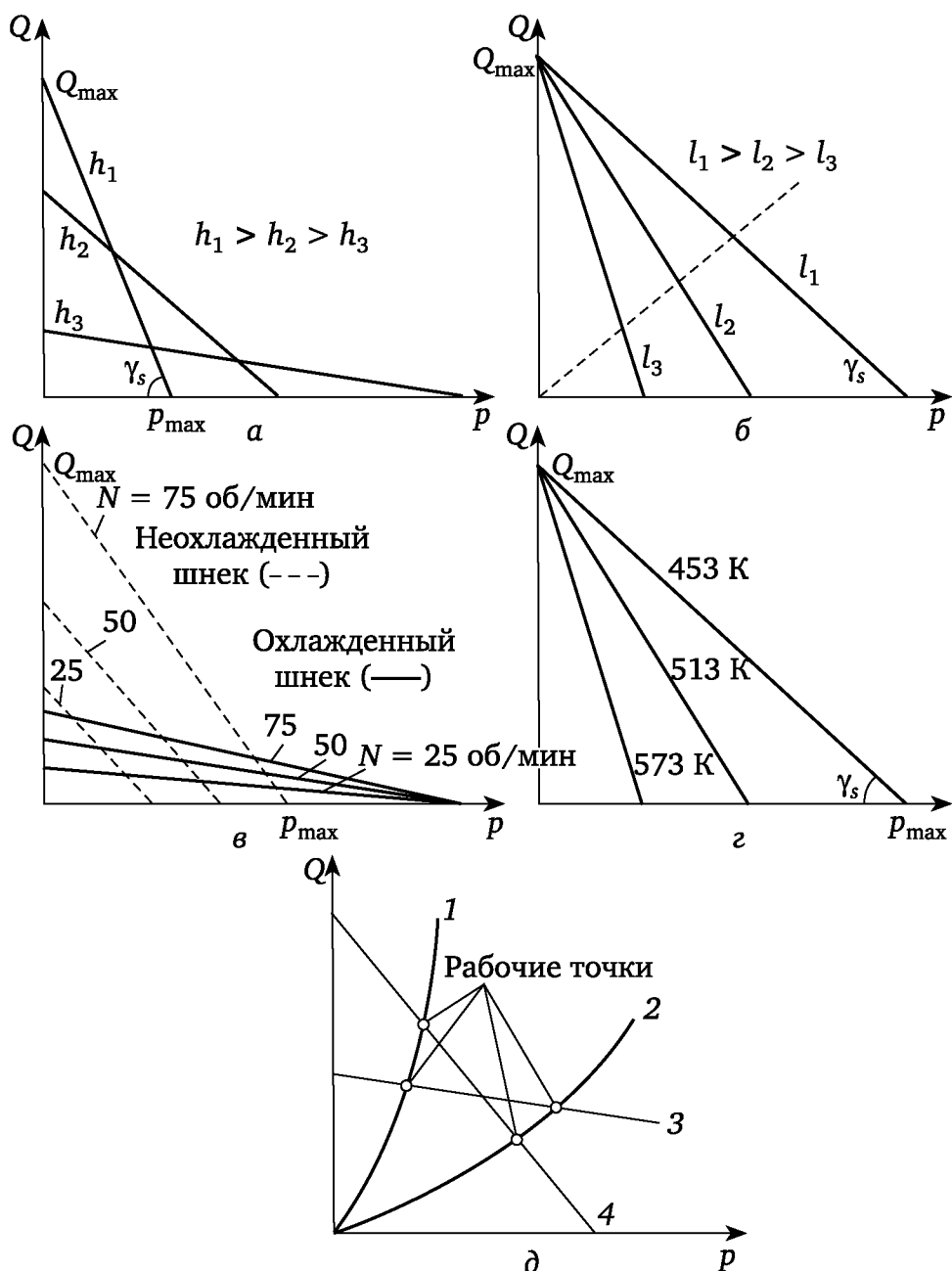


Рис. 2.26. Рабочие характеристики шнека

Угол наклона прямых  $\gamma_s$  зависит от глубины винтового канала. Если в зоне дозирования глубина винтового канала  $h_1$  большая (на рис. 2.26, а

$h_1 > h_2 > h_3$ ), то прямая имеет крутой наклон, т. е. шнек чувствителен к противодействию; если же глубина канала небольшая ( $h_3$ ), прямая имеет небольшой наклон. На угол наклона кривой оказывает влияние также и длина зоны дозирования шнека. Для шнеков с одинаковой глубиной нарезки, но с различной длиной зоны дозирования ( $l_1 > l_2 > l_3$ ) прямые пересекают ось ординат в одной и той же точке, угол же наклона этих прямых к оси абсцисс по мере увеличения длины зоны дозирования будет изменяться в сторону уменьшения (рис. 2.26, б). Из сказанного следует, что шнек имеет так называемую «жесткую» характеристику. Охлаждение шнека оказывает на его рабочую характеристику такое же влияние, как и уменьшение глубины нарезки (рис. 2.26, в).

Повышение температуры расплава в зоне дозирования влияет на работу экструдеров так же, как и уменьшение длины зоны дозирования (рис. 2.26, г; числа на прямых — температура расплава).

При увеличении частоты вращения шнека  $N$  его характеристика перемещается в сторону увеличения производительности (см. рис. 2.26, в; числа на прямых — частота вращения шнека).

В тех же координатах производительность — давление *рабочая характеристика формующего инструмента*, графически изображающая зависимость производительности от давления в головке, представляет собой некоторую кривую, проходящую через начало координат (рис. 2.26, д). Кривизна этой кривой зависит от гидравлического сопротивления формующего инструмента (кривая 1 — для малого сопротивления, 2 — для большого сопротивления, 3 — шнек с мелкой глубиной канала, 4 — шнек с глубоким каналом).

Повышение температуры влияет на характеристику формующего инструмента так же, как увеличение его выходного диаметра: наклон прямой возрастает (см. рис. 2.26, з).

Пересечение рабочих характеристик шнека и формующего инструмента представляет собой *рабочую точку*, показывающую значение производительности и развиваемого при этом давления на входе в экструзионную головку для конкретного сочетания шнека и инструмента при заданной частоте вращения шнека (см. рис. 2.26, д).

Изложенные выше и некоторые другие зависимости, характерные для одношнекового экструдера, можно вывести непосредственно из уравнений (2.45) и (2.68), если принять, что давление в начале зоны дозирования равно давлению в зоне загрузки  $p_0$ , т. е.  $p_2 - p_1 \approx p_2 - p_0 = p$ . Прежде всего из уравнения (2.45) с учетом  $p_2 - p_0 = p$  можно получить значения  $Q_{\max}(p = 0)$  и  $p_{\max}(Q = 0)$ :

$$Q_{\max} = Q_D = (\pi^2 D^2 h N \sin \alpha \cos \alpha) / 2; \quad (2.70)$$

$$p_{\max} = \frac{6\pi\mu_a L D N}{h^2 \operatorname{tg} \alpha}. \quad (2.71)$$

Величина  $Q_{\max}$ , определяемая уравнением (2.70), составляет всегда меньше 50% от той максимальной производительности шнека, которая

могла бы иметь место, если бы движение материала происходило аналогично перемещению ходовой гайки по вращающемуся винту. Такая производительность рассчитывается для шнека с мелкой нарезкой ( $h < 0,1\pi D \operatorname{tg} \alpha$ ) по уравнению

$$Q_{\text{гайка/винт}} = \pi^2 D^2 h N \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.72)$$

Отсюда получаем отношение

$$Q_{\text{max}} / Q_{\text{гайка/винт}} = 0,5 \cos^2 \alpha, \quad (2.73)$$

которое в известном смысле можно рассматривать как объемный коэффициент полезного действия.

Для наиболее распространенных шнеков с шагом  $t = D$  ( $\alpha = 17^\circ 40'$ )  $Q_{\text{max}}/Q_{\text{гайка/винт}} = 0,465$ . Другими словами, объемный коэффициент полезного действия таких шнеков равен 46,5 %.

Значение уравнения (2.71) заключается в том, что оно позволяет рассчитать максимальное давление, которое может возникнуть при работе с формующими инструментами, имеющими большое сопротивление, и, таким образом, дает исходные данные для прочностного расчета размеров формующего инструмента (например, дорнодержателя) и деталей крепления головки к материальному цилиндру одношнекового экструдера (откидных болтов, байонетных затворов и т. п.). Как следует из уравнения (2.71), максимальное давление пропорционально эффективной вязкости расплава  $\mu_{\omega}$ , размерам шнека  $D$  и  $L$ , частоте вращения шнека  $N$  и обратно пропорционально квадрату глубины канала  $h$  и тангенсу угла подъема винтовой линии шнека  $\alpha$ .

Исходя из уравнений (2.70) и (2.71) можно определить угол наклона линии характеристики шнека (см. рис. 2.26):

$$\operatorname{tg} \gamma_s = \frac{Q_{\text{max}}}{P_{\text{max}}} = \frac{\pi D h^3 \sin^2 \alpha}{12 \mu_a L}. \quad (2.74)$$

Аналогично из уравнения (2.68) при  $\Delta p = p_2 - p_1 = p$  определяется наклон линии характеристики формующего инструмента:

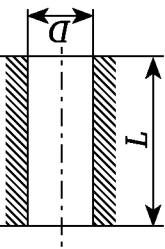
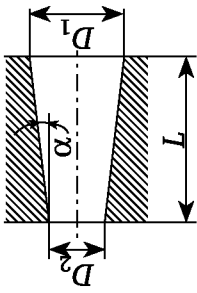
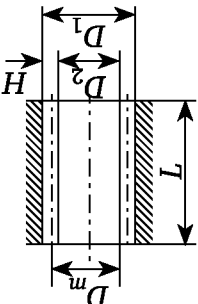
$$Q / p = K_f / \mu_a. \quad (2.75)$$

Из соотношения (2.75) следует, что чем больше коэффициент геометрической формы головки  $K_f$  (меньше сопротивление головки  $\omega = 1/K_f$ ) и меньше вязкость расплава  $\mu_a$ , тем круче характеристика формующего инструмента. Следовательно, вязкость расплава полимера оказывает одинаковое влияние как на характеристику шнека, так и на характеристику формующего инструмента.

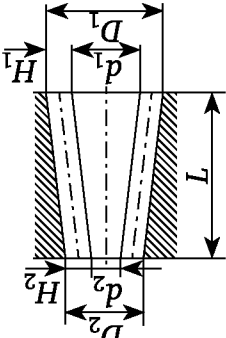
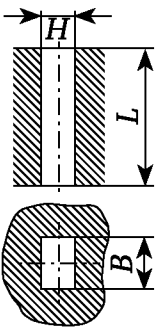
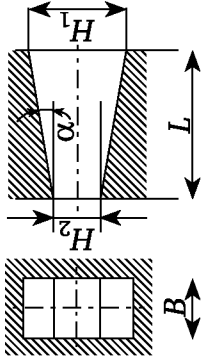
В табл. 2.1 представлены основные типы каналов формующих инструментов и приведены формулы для расчета коэффициентов геометрической формы головок, скоростей сдвига  $\gamma$  и перепадов давления в этих каналах.

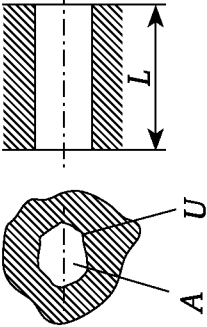
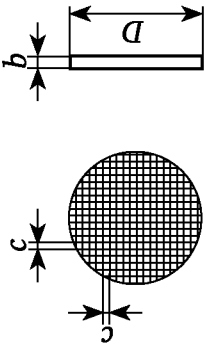
Таблица 2.1

Расчетные уравнения для основных форм каналов формирующих инструментов

Форма канала	Жидкость	$\dot{\gamma}$	$K_f$	$\Delta p$
1. Цилиндрический канал 	Ньютонов- ская	$\dot{\gamma} = \frac{32Q}{\pi D^3}$	$K_f = \frac{128L}{\pi D^4}$	$\Delta p = \frac{128QL\mu}{\pi D^4}$
	Степенная $\dot{\gamma} = a\tau^k$	$\dot{\gamma} = \frac{8Q(k+3)}{\pi D^3}$	$K_f = \frac{2^{2k+3}(k+3)L^k}{\pi D^{k+3}}$	$\Delta p = \frac{L}{D} \left[ \frac{2^{2k+3}(k+3)Q}{\pi a} \right]^{\frac{1}{k}}$
2. Круглый конический канал 	Ньютонов- ская	$\dot{\gamma} = \frac{256Q}{\pi(D_1 + D_2)^3}$	$K_f = \frac{128(D_1^2 + D_1D_2 + D_2^2)L}{3\pi D_1^3 D_2^3}$	$\Delta p = \frac{64Q\mu}{3\pi \operatorname{tg} \alpha} \left( \frac{1}{D_2^3} - \frac{1}{D_1^3} \right)$
	Степенная	$\dot{\gamma} = \frac{64Q(k+3)}{\pi(D_1 + D_2)^3}$	$K_f = \frac{(k+3)(2L)^k}{\pi \left( \frac{D_2}{2} \right)^{k+3} \left[ \frac{3 \left( \frac{D_1}{D_2} - 1 \right)}{1 - \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^3} \right]^{\frac{k+3}{4}}}$	$\Delta p = \frac{2L}{\left( \frac{D_2}{2} \right)^{\frac{k+3}{k}}} \left[ \frac{(k+3)Q}{k^k \pi^{\frac{3(D_1/D_2 - 1)^4}{1 - (D_2/D_1)^3}} \right]^{\frac{1}{k}}$
3. Цилиндрический кольцевой канал 	Ньютонов- ская	$\dot{\gamma} = \frac{6Q}{\pi D_m H^2}$	$K_f = \frac{12L}{\pi D_m H^3}$	$\Delta p = \frac{12\mu QL}{\pi D_m H^3}$
	Степенная	$\dot{\gamma} = \frac{8Q(k+2)}{\pi(D_1^2 - D_2^2)H}$	$K_f = \frac{(k+2)2^{k+1}L^k}{\pi D_m H^{k+2}}$	$\Delta p = L \left[ \frac{2^{k+1}Q(k+2)}{\pi D_m H^{k+2}a} \right]^{\frac{1}{k}}$



Форма канала	Жидкость	$\dot{\gamma}$	$K_f$	$\Delta p$
4. Конический кольцевой канал 	Ньютоновская	$\dot{\gamma} = \frac{48Q}{\pi(D_{1m} + D_{2m})(H_1 + H_2)^2}$ $D_{1m} = d_1 + H_1$ $D_{2m} = d_2 + H_2$	$K_f = \frac{12LM}{(D_{1m}H_2 - D_{2m}H_1)^2} \lg \frac{D_{1m}H_2}{D_{2m}H_1} - \frac{2,3(D_{1m} - D_{2m})^2}{\pi(D_{1m}H_2 - D_{2m}H_1)(H_1 - H_2)} \frac{H_1^2 - H_2^2}{(D_{1m}H_2 - D_{2m}H_1)H_1H_2} \frac{2H_1^2H_2^2}{2H_1^2H_2^2}$	$\Delta p = \frac{12\mu QLM}{\pi(D_{1m}H_2 - D_{2m}H_1)}$
	Степенная	$\dot{\gamma} = \frac{16Q(k+2)}{\pi(D_{1m} + D_{2m})(H_1 + H_2)^2}$	Расчет $K_f$ по варианту № 3	Расчет $\Delta p$ по варианту № 3
5. Плоская щель 	Ньютоновская	$\dot{\gamma} = \frac{6Q}{BH^2}$	$K_f = \frac{12L}{BH^3}$	$\Delta p = \frac{12\mu QL}{BH^3}$
	Степенная	$\dot{\gamma} = \frac{2Q(k+3)}{BH^2}$	$K_f = \frac{(k+2)_2^{k+1} L^k}{BH^{k+2}}$	$\Delta p = L \left[ \frac{(k+2)_2^{k+1} Q}{BH^{k+2} \alpha \dot{\gamma}} \right]^{\frac{1}{k}}$
6. Коническая плоская щель 	Ньютоновская	$\dot{\gamma} = \frac{12Q}{B(H_1 + H_2)^2}$	$K_f = \frac{6L(H_1 + H_2)}{BH_1^2H_2^2}$	$\Delta p = \frac{3\mu Q}{B \operatorname{tg} \alpha} \left( \frac{1}{H_2^2} - \frac{1}{H_1^2} \right)$
	Степенная	$\dot{\gamma} = \frac{4Q(k+2)}{B(H_1 + H_2)^2}$	$K_f = \left( \frac{k(3+k)^k}{2 \operatorname{tg} \alpha (2B)^k} \right)^{\frac{1}{k}} \times \left[ \left( \frac{2}{H_2} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{2}{H_1} \right)^{\frac{2}{k}} \right]^k$	$\Delta p = \frac{k(2+k)^k}{2 \operatorname{tg} \alpha \cdot k \dot{\gamma}^k} \left( \frac{Q}{2B} \right)^{\frac{1}{k}} \times \left[ \left( \frac{2}{H_2} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{2}{H_1} \right)^{\frac{2}{k}} \right]^k$

Форма канала	Жидкость	$\dot{\gamma}$	$K_f$	$\Delta p$
7. Канал произвольной формы  ( $A$ — площадь сечения, $U$ — периметр)	Ньютонов- ская	$\dot{\gamma} = \frac{2QU}{A^2}$	$K_f = \frac{2LU^2}{A^3}$	$\Delta p = \frac{2\mu QLU^2}{A^3}$
	Степенная	$\dot{\gamma} = \frac{(k+3)QU^{1+k-\frac{1}{k}}}{2^{1+\frac{1}{k}}A^{2+k-\frac{1}{k}}}$	$K_f = \frac{(k+3)U^{1+k}L^k}{2A^{k+2}}$	$\Delta p = L \left[ \frac{(k+3)U^{k+1}Q}{2k\dot{\gamma}A^{k+2}} \right]^{\frac{1}{k}}$
8. Перфорированное сито 	Ньютонов- ская	$\dot{\gamma} = \frac{6Q}{c^3F}$	$K_f = \frac{12L}{c^4F}$	$\Delta p = \frac{12Q\mu}{c^4F}$
	Степенная	$\dot{\gamma} = \frac{2Q(k+2)}{c^3F}$	$K_f = \frac{2^{k+1}(k+2)L^k}{c^{k+3}F}$	$\Delta p = L \left[ \frac{2^{k+1}Q(k+2)}{k\dot{\gamma}c^{k+3}F} \right]^{\frac{1}{k}}$

$$F = \frac{\pi D^2}{4}$$

## 2.2. Двухшнековые экструдеры

### 2.2.1. Конструкция и принцип работы двухшнековых экструдеров

В середине 30-х годов XX в. появляется новый тип экструдера для переработки пластмасс — многошнековый, в конструкцию которого был заложен принципиально иной механизм продвижения перерабатываемого материала, чем в одношнековом, — принудительный. Несомненные преимущества многошнековых экструдеров, наиболее распространенными из которых являются двухшнековые, — это хороший захват исходного материала в зоне питания (загрузки) независимо от его агрегатного состояния и формы частиц материала, принудительное продвижение материала к формующему инструменту и взаимная самоочистка шнеков.

Основными элементами двухшнековых экструдеров (рис. 2.27) являются два шнека 2, вращающиеся навстречу друг другу или в одну и ту же сторону в цилиндре 1. Перерабатываемый материал загружается в экструдер через загрузочное окно 6 (материальный бункер не показан), и с помощью шнеков 2 разогретый электронагревателями 3 расплав полимера выдавливается через формующий инструмент 4. Температурный режим переработки контролируется термopарами 5. Привод шнека состоит из электродвигателя 9 и редуктора 8, а возникающее распорное усилие воспринимается подшипниковым узлом 7, состоящим из последовательно расположенных двумя рядами упорных и радиальных подшипников качения.

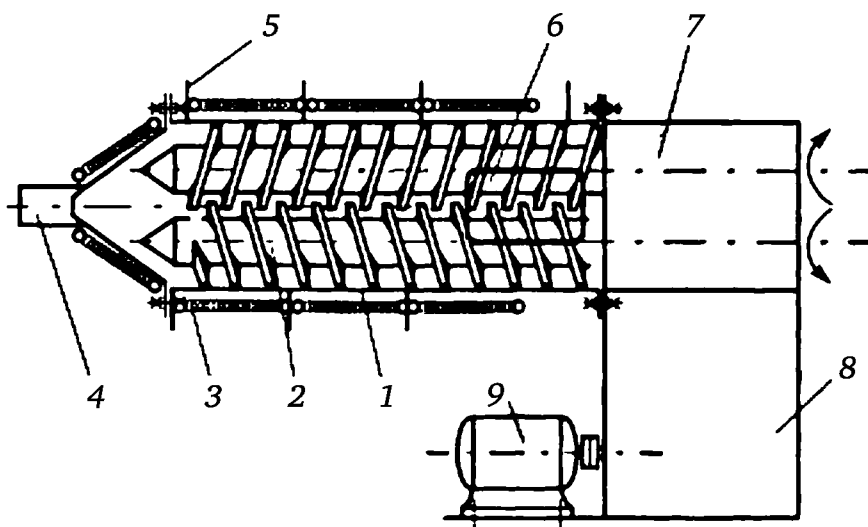


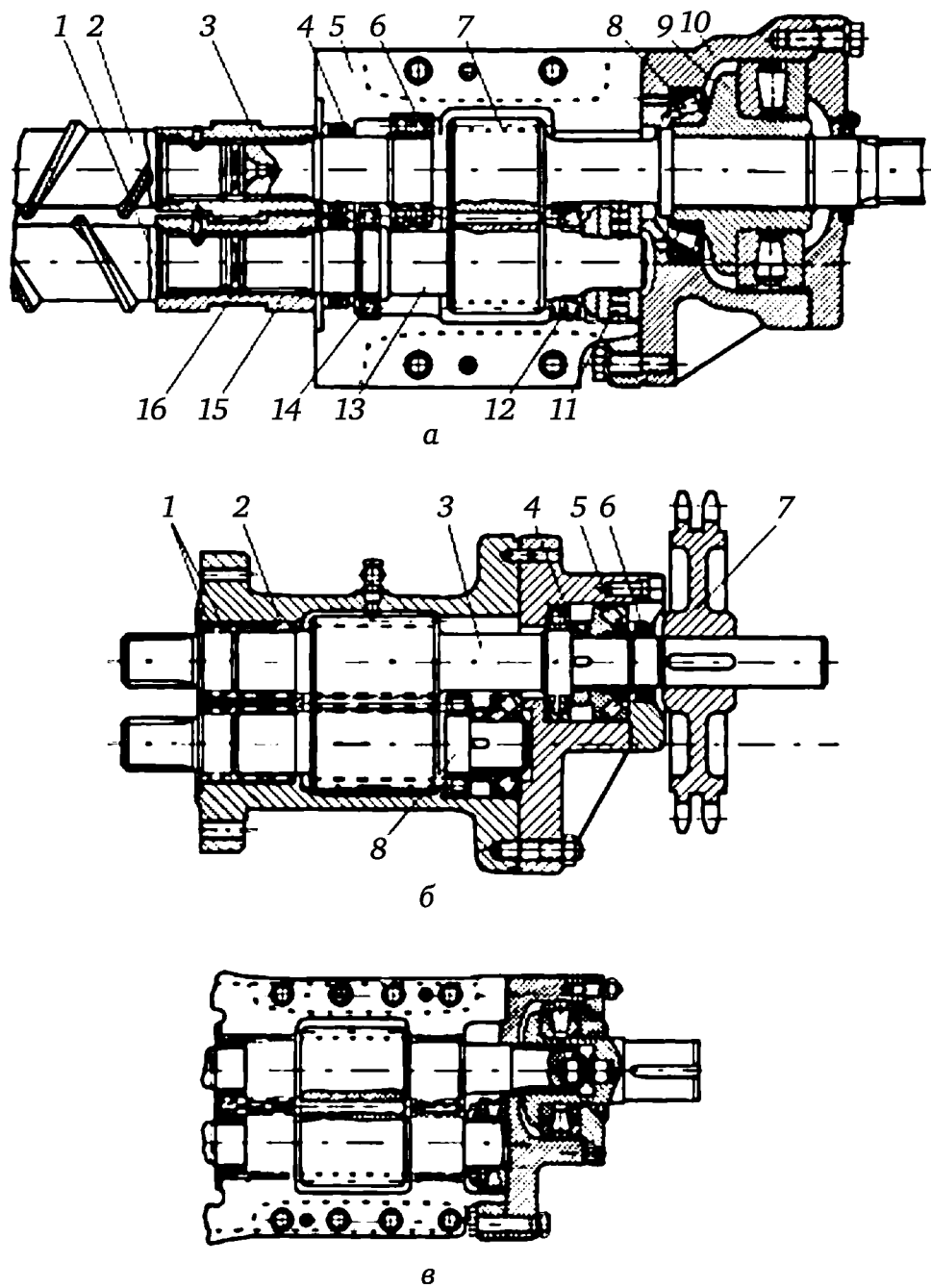
Рис. 2.27. Конструктивная схема двухшнекового экструдера

Большие осевые усилия, развиваемые двухшнековыми экструдерами, воспринимаются упорными подшипниками, диаметральные размеры которых ограничиваются расстоянием между осями шнеков.

Упорные подшипники, смонтированные на двухшнековых машинах в пределах межосевых расстояний, могут иметь пониженную долговечность по сравнению с упорными подшипниками одношнековых экс-

трудеров. Поэтому для двухшнековых экструдеров разрабатываются специальные конструкции упорных подшипников. В этих экструдерах точно так же, как и в одношнековых, применяются консольно закрепленные шнеки.

На рис. 2.28 представлены различные варианты конструктивного исполнения опорных узлов двухшнековых экструдеров.



**Рис. 2.28. Конструктивное исполнение опорных узлов двухшнековых экструдеров**

На рис. 2.28, а показана конструкция подшипникового узла двухшнекового экструдера с одним укороченным шнеком. Шнеки 1 (укороченный) и 2 (удлиненный) соединяются с приводными валами 7 и 13 шлицевыми втулочными муфтами 3 и 15. Осевые усилия со шнеков

передаются на приводные валы через закаленные сферические упоры 16, установленные с торцов шнеков и приводных валов. Приводные валы 7 и 13 выполнены двухопорными. Опоры валов смещены одна относительно другой вдоль осевой линии с целью установки подшипников возможно большего диаметра.

Радиальными опорами вала 7 являются два роликоподшипника 6 и конический роликоподшипник 8, а вала 13 — роликоподшипник 14 и конический роликоподшипник 12. Осевые нагрузки, передаваемые шнеками на валы, воспринимаются соответственно упорным подшипником 9 с коническими роликами и упорным роликоподшипником 11. Подшипники смонтированы в разъемном корпусе 5, а задняя опора вала 7 — в приставном корпусе 10, что обеспечивает возможность применения крупногабаритных подшипников, так как осевые усилия, развиваемые рабочим шнеком 2, значительно превосходят осевые усилия, развиваемые укороченным шнеком 1.

Установка конического роликоподшипника 8 совместно с упорным подшипником 9 на промежуточной втулке обеспечивает жесткое закрепление вала и соответственно шнека в осевом направлении. Уплотнение подшипников, защищающее их от воздействия окружающей среды, обеспечивается манжетами 4, установленными на выходных концах валов. Вращение удлиненного шнека 2 и вала 7 осуществляется через зубчатую муфту (на рис. 2.28, а не показана), установленную на правом шлицевом конце этого вала, от редуктора, а вращение укороченного шнека 1 — при помощи зубчатых колес, изготовленных заодно с валами 7 и 13.

На рис. 2.28, б показан подшипниковый узел несколько иной конструкции. Шнеки (на рисунке не показаны) вращаются в разные стороны при бесступенчатом регулировании частоты их вращения с помощью электродвигателя постоянного тока. Передние опоры приводных валов шнеков 3 и 8 смонтированы друг против друга и состоят из двух игольчатых подшипников 2 в каждой опоре, а задние опоры смещены одна относительно другой. Радиальные нагрузки в задней опоре воспринимаются роликоподшипником 4, а осевые — упорно-радиальным подшипником 5. Уплотнение опор производится резиновыми манжетами 1 и 6. Шнеки соединяются с валами 3 и 8 шлицевыми втулками (на рис. 2.28 не показаны), надеваемыми на левые шлицевые концы указанных валов. Привод шнеков осуществляется двухрядной цепью через звездочку 7, установленную на удлиненном валу 3, и при помощи зубчатых колес, выполненных заодно с валами 3 и 8. Свободный правый конец вала 3 опирается на подшипник, установленный в специальном корпусе (на рис. 2.28 не показан).

На рис. 2.28, в показан подшипниковый узел, в котором упорно-радиальные подшипники заменены на упорные подшипники с коническими роликами.

Различие в принципах работы двух- и одношнековых экструдеров связано с разными механизмами создания давления в перерабатывае-

мом материале. Если у одношнекового экструдера давление развивается благодаря вязкому течению, вызванному относительным движением шнека и цилиндра, то у двухшнековых экструдеров к указанному фактору добавляется выжимающее действие витков сопряженного шнека. У одношнековых экструдеров способность к развитию давления определяется глубиной винтового канала (точнее величиной  $h^3$ ), в то время как у двухшнековых экструдеров — геометрической степенью замкнутости винтового канала  $\xi$ , определяемой по формуле

$$\xi = \frac{ie}{t - ie}, \quad (2.76)$$

где  $i$  — число заходов винтовой нарезки;  $e$  — ширина гребня винтовой нарезки;  $t$  — шаг нарезки винтового канала.

Величина  $\xi$  показывает, какая часть сечения канала перекрывается, и характеризует принудительность транспортирования перерабатываемого материала к формирующему инструменту экструдера и способность шнеков развивать давление.

Теория двухшнековых экструдеров только в последние 20—25 лет вышла за рамки элементарных представлений, несмотря на то что труды, посвященные анализу их работы, стали появляться уже в 50-е годы прошлого столетия.

Все публикации, посвященные этой теме, можно условно разбить на три группы.

К первой группе относятся работы, в которых описываются конструкции двухшнековых экструдеров и их особенности, основные узлы и детали.

Во вторую группу можно включить публикации, в которых анализируется процесс переработки каких-либо конкретных материалов и факторы, влияющие на проведение процесса (геометрические параметры шнеков, частоты их вращения, теплофизические свойства материалов, состав исходной смеси, влияние давления и температуры на качество готового продукта и т. д.).

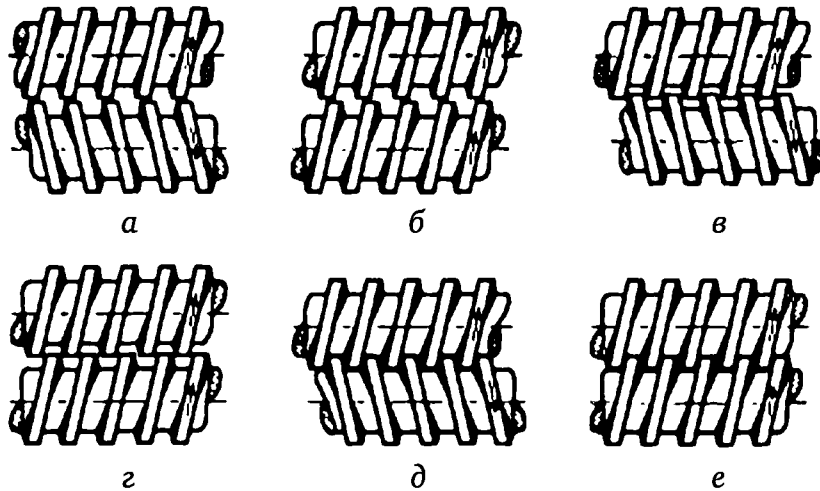
К третьей группе относятся работы, в которых в большей или меньшей степени сделаны попытки теоретически рассмотреть течение перерабатываемого материала в двухшнековых экструдерах. Однако в этих работах анализ проходящих в двухшнековых экструдерах процессов не учитывает реальную картину течения как в самих винтовых каналах, так и в зазорах зацепления шнеков.

У двухшнековых экструдеров основным рабочим органом являются два шнека, которые могут вращаться как в одну и ту же, так и в разные стороны.

При вращении в одну сторону направление винтовой нарезки обоих шнеков совпадает (рис. 2.29, б, г, е), в случае встречного вращения оно различно (рис. 2.29, а, в, д).

В зависимости от назначения и конструкции шнеки двухшнековых экструдеров могут не зацепляться друг с другом (см. рис. 2.29, а, б) или

находиться в зацеплении (см. рис. 2.29, в—е). В первом случае двухшнековые экструдеры работают как два одношнековых экструдера, но при этом за счет массообмена между двумя шнеками будет обеспечено хорошее смешение исходных компонентов.



**Рис. 2.29. Схемы сопряжения шнеков двухшнекового экструдера**

В случае зацепляющихся шнеков для лучшего смешения предусматривается наличие зазоров зацепления (см. рис. 2.29, в, г), но при этом будет наблюдаться меньшая производительность экструдера за счет потоков утечек через боковые зазоры и радиальные зазоры зацепления. Шнеки с плотным зацеплением (см. рис. 2.29, д, е) обеспечивают высокую производительность и хорошую самоочистку шнеков. Но при этом следует учесть, что изготовление шнеков с плотным зацеплением обходится дороже, чем изготовление шнеков, соединяемых с зазорами зацепления.

На рис. 2.30 представлены конструктивные схемы шнеков, предназначенных для переработки различных полимеров. Шнеки первого типа (рис. 2.30, а) имеют три зоны с различным шагом винтовой нарезки. Эти шнеки хорошо зарекомендовали себя при переработке термочувствительных материалов и обеспечивают хорошее смешение. Шнеки второго типа (рис. 2.30, б) в зоне выдавливания имеют меньший шаг винтовой нарезки, что способствует достижению необходимой степени сжатия шнеков. В шнеках третьего типа (рис. 2.30, в) степень сжатия обеспечивается увеличением ширины гребня винтового канала. В шнеках, представленных на рис. 2.30, г, д, необходимая степень сжатия достигается за счет уменьшения глубины винтового канала.

В зависимости от назначения экструдеры могут оснащаться шнеками следующих типов:

1) с малой или нулевой степенью сжатия; в основном их применяют для смешения материалов при относительно низких температурах, а также для переработки полимеров, чувствительных к перегреву;

2) которые характеризуются степенью сжатия 1:1,5; обычно их используют для смешения и переработки в изделия широкой номенклатуры термопластов;

3) со степенью сжатия 1:2; они, как правило, применяются для смешения композиций с тщательным распределением добавок в смеси.

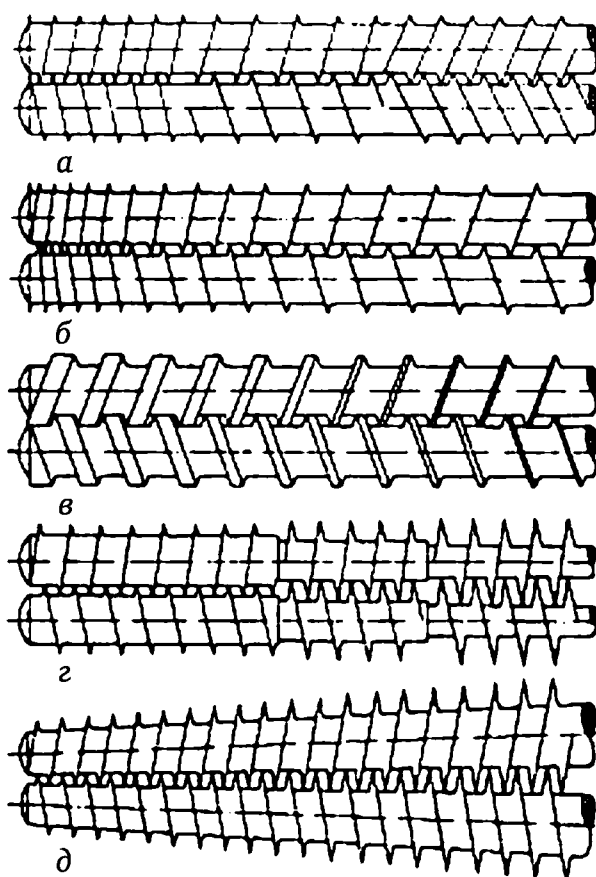


Рис. 2.30. Конструктивные схемы различных шнеков

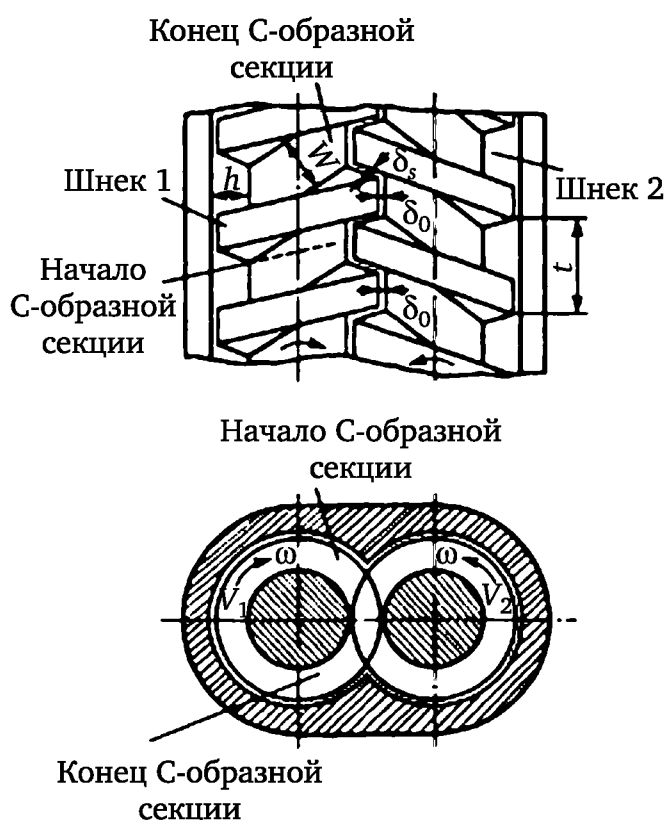
В двухшнековых экструдерах с зацепляющимися шнеками винтовые каналы разбиты витками сопряженных шнеков на отдельные С-образные секции (рис. 2.31), заполненные расплавом полимера.

За счет выжимающего действия витков сопряженного шнека перерабатываемый материал, который занимает полости объемом  $V_1$  и  $V_2$  (см. рис. 2.31), образованные боковыми поверхностями витков и цилиндрическими поверхностями сердечника шнека и охватывающего цилиндра, движется к формирующему инструменту. При неизменной геометрии винтового канала (как правило, это справедливо для зоны выдавливания) характер поведения вязкой жидкости во всех С-образных секциях будет идентичным. Поэтому основным элементом при анализе работы двухшнекового экструдера является отдельная С-образная секция. В зоне сопряжения витков с сердечником шнека возникает интенсивная циркуляция перерабатываемого материала, благоприятно сказывающаяся на процессе смешения двухшнековых экструдеров.

Для иллюстрации механизма работы З. Добоцки предложил модель двухшнекового экструдера (рис. 2.32). Как для встречного (см. рис. 2.32, а), так и для однонаправленного (см. рис. 2.32, б) вращения автор предложил использовать плоскую модель двухшнекового экструдера, при которой гребни винтового канала 1 обкатывают винтовой канал 3,

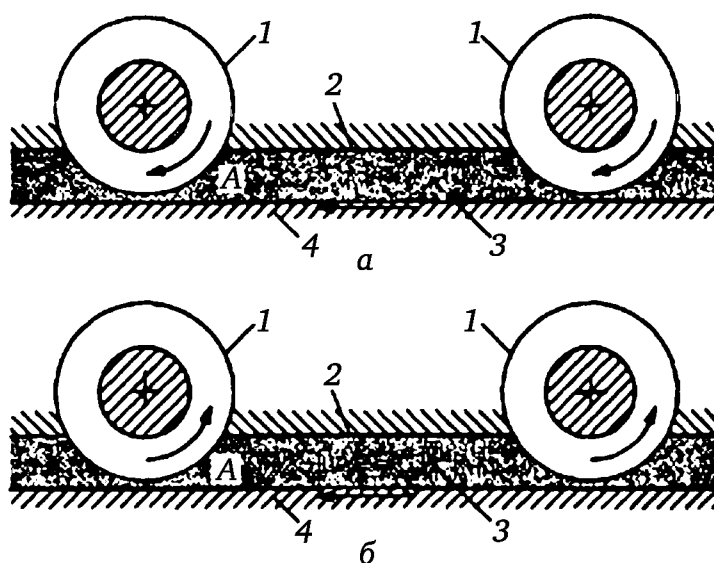


образованный стенкой цилиндра 2 и сердечником шнека 4. При этом расплав полимера *A* выдавливается к формирующему инструменту.



**Рис. 2.31. С-образные секции винтовых каналов шнеков двухшнековых экструдеров:**

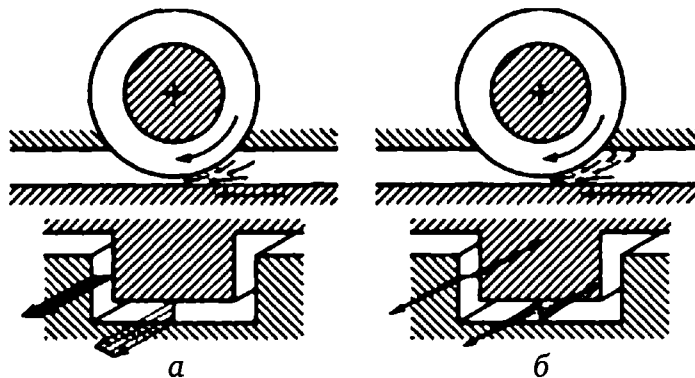
$t$ ,  $W$  и  $h$  — шаг, ширина и глубина винтовых каналов;  $\delta_s$  и  $\delta_0$  — боковые и межвалковые зазоры зацепления шнеков;  $\omega$  — угловая скорость вращения шнеков;  $V_1$  и  $V_2$  — объемы С-образных секций винтовых каналов шнеков



**Рис. 2.32. Модель лечения по З. Добоцки**

За счет относительного движения поверхностей шнеков в зоне сопряжения (рис. 2.33) как при встречном (см. рис. 2.33, а), так и при

однонаправленном их вращении (см. рис. 2.33, б) возникает интенсивная циркуляция, благоприятно влияющая на процесс смешения. При этом через боковые зазоры зацепления осуществляется массообмен между соседними С-образными секциями.



**Рис. 2.33. Иллюстрация относительного движения поверхностей шнеков в зоне сопряжения шнеков**

Двухшнековые экструдеры с вращением шнеков в одну и ту же сторону обеспечивают лучшее качество смешения вследствие большой разности скоростей в зоне их сопряжения, но имеют меньшую производительность при одинаковых геометрических размерах шнеков. Уменьшение производительности объясняется худшими условиями захвата материала в зоне загрузочной воронки, так как один шнек препятствует захвату материала другим шнеком.

Специфической особенностью работы двухшнековых экструдеров является то, что материал, находящийся в винтовых каналах шнеков, разбит на отдельные С-образные секции (см. рис. 2.31), которые принудительно продвигаются к формующему инструменту.

Авторы некоторых исследований исходят из предположения, что в случае полностью заполненных винтовых каналов шнеков за один их оборот выдавливаются две С-образные секции. Такое упрощенное представление, естественно, приводит к значительному расхождению между расчетной и действительной производительностью двухшнековых экструдеров.

В реальных машинах необходимость обеспечения геометрической совместимости шнеков предполагает наличие зазоров зацепления и между сердечником и поверхностью выступов нарезки, и между боковыми поверхностями стенок винтовых каналов (см. рис. 2.31). Наличие этих зазоров нарушает изолированность С-образных секций и приводит к развитию в продольном направлении винтового канала перетока перерабатываемого материала из одной С-образной секции в другую. Этот переток обусловлен, во-первых, затягивающим влиянием движущихся поверхностей сопряженных шнеков и, во-вторых, наличием в зоне зацепления градиента давления, причиной возникновения которого является выжимающее действие витков второго шнека и сопротивление формующего инструмента.

### **2.2.2. Экспериментальное исследование эюр скоростей потока и давления вязкой жидкости в винтовых каналах С-образных секций и в зазорах зацепления шнеков двухшнековых экструдеров**

При анализе работы различных типов оборудования успешно применяются методы качественного исследования. Они полезны и для проверки полученных теоретических результатов, особенно в тех случаях, когда картину реального процесса по каким-либо причинам установить трудно или невозможно.

Для изучения распределения скоростей потоков вязкой жидкости в рабочих полостях перерабатывающих машин могут быть использованы прямые и косвенные методы.

Косвенные методы чаще всего применяются на промышленных машинах. При этом машина выводится на стационарный режим работы и в ее рабочую полость подается материал (трассер), резко отличающийся по цвету. По истечении некоторого времени машину останавливают, охлаждают, а затем демонтируют рабочий орган, откуда отбирают рабочие слепки. По картине линий тока на поперечных (микротомных) срезах судят о характере течения материала в рабочей полости машины. Аналогичный способ применен В. С. Кимом с сотр. для изучения потоков расплава полимера в винтовых каналах и зазорах зацепления шнеков двухшнекового экструдера. Однако этот метод связан с трудоемкими операциями демонтажа экструдера и взятия слепков, исключает возможность получения количественной картины течения, а также непрерывной информации о процессах, протекающих в рабочих каналах экструдера.

Прямые исследования картины течения требуют, как правило, создания специальных экспериментальных установок, у которых обычно имеется прозрачный корпус, а реальные материалы заменяются модельными жидкостями, в качестве которых используются различные минеральные масла, растворы полимеров (эластомеров) и т. д. Добавляя в модельную жидкость трассеры (красители, разноцветные гранулы, тонкодисперсную металлическую пудру), через прозрачную стенку корпуса можно изучать динамику процесса, фиксируя наблюдаемую картину при помощи фото- или киносъемки.

Для исследования профиля скоростей потока в винтовых каналах двухшнекового экструдера В. С. Ким с сотр. также использовали модельную установку (рис. 2.34), состоящую из прозрачного корпуса, изготовленного из органического стекла с тщательно отшлифованными наружной и внутренней поверхностями. Два комплекта шнеков диаметром 40 мм, шагом 16 мм, межосевым расстоянием 32 мм и длиной нарезанной части 300 мм различались величиной бокового зазора  $\delta$ , т. е. расстоянием между боковыми стенками винтового канала обоих шнеков. При определении действительных скоростей потока материала использовались шнеки с зазором, не превышающим 0,25 мм.

Для изучения распределения потоков перерабатываемого материала величина бокового зазора в зацеплении шнеков принималась равной

0,1 мм. Величина радиального зазора в зацеплении шнеков равнялась 1,0 мм. Привод экструдера позволял плавно, в широких пределах изменять частоту вращения шнеков, а сменой коробки скоростей легко менялось направление вращения шнеков со встречного на одностороннее. Давление на входе в формующий инструмент варьировалось капиллярами различных диаметров.

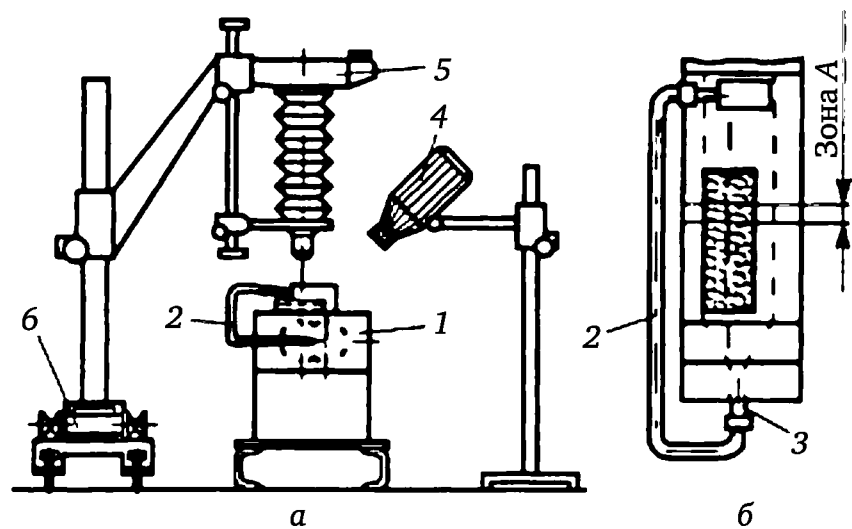


Рис. 2.34. Экспериментальный двухшнековый экструдер с прозрачным цилиндром

В качестве модельных жидкостей, имитирующих течение расплава, были использованы растворы полиизобутилена в вазелиновом масле:

	Вязкость $\mu$ , нс/м <sup>2</sup>
Модельная жидкость № 1	45
Модельная жидкость № 2	30

В эти растворы были добавлены небольшие частицы алюминия, имеющие средний размер не более 0,05 мм. Вследствие высокой вязкости модельных жидкостей эти частицы не обнаруживали заметной тенденции к осаждению даже в неподвижной жидкости.

Насосный эффект экструдера 1 (см. рис. 2.34, а) позволил применить возвратную систему подачи раствора, т. е. жидкость, выйдя через капилляр 3, при помощи возвратного шланга 2 вновь подавалась в загрузочное отверстие. Для увеличения прозрачности стенки корпуса и уменьшения рефракционных ошибок на наружную поверхность было нанесено касторовое масло.

Поскольку оба шнека работают в одинаковых условиях, картина течения, наблюдаемая в их винтовых каналах, будет аналогична. Поэтому измерение скоростей производилось в осевой плоскости одного из шнеков.

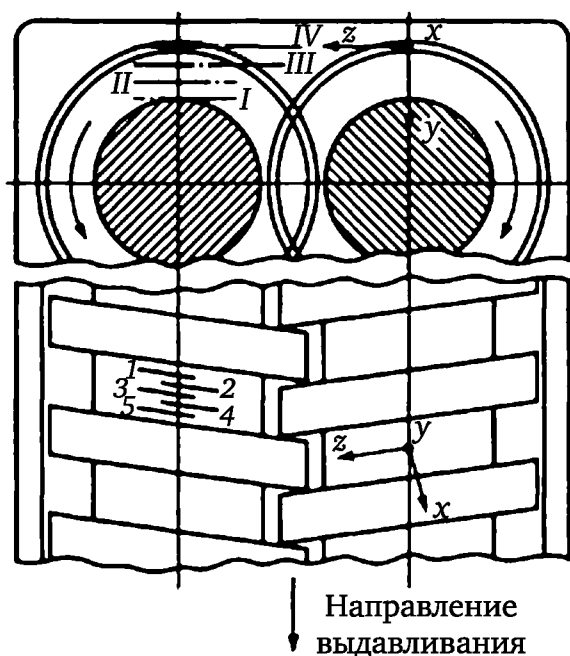
Сильный луч света от специального фонаря 4 попадал в винтовой канал. Частицы алюминия, отражая свет, становились хорошо видны. Зеркальная фотокамера 5 с приставкой явилась своеобразной оптиче-

ской системой, с помощью которой фиксировалась истинная скорость движения частиц. Электрическим секундомером измерялось время прохождения частицами отрезка пути. Чтобы данный интервал времени не был слишком коротким, использовалась невысокая частота вращения шнеков ( $0,0115—0,0472\text{ с}^{-1}$ ).

При вращении шнеков отдельные С-образные секции непрерывно перемещаются от загрузочного отверстия к формующему инструменту. Поэтому для непрерывного измерения скорости частиц фотокамера 5 (см. рис. 2.34, а) с приставкой была укреплена на подвижной платформе 6, передвигающейся по направляющим параллельно оси шнека.

Профили скоростей определялись в зоне А, находящейся в середине длины шнека (см. рис. 2.34, б). При этом предполагалось, что течение модельной жидкости в данной области наиболее свободно от влияния как загрузочной зоны, так и давления в формующем инструменте (капилляре 5).

При обработке результатов поперечное сечение канала ( $h \times W = 8,2 \times 8,0$ ) было разделено однородной системой плоскостей: параллельно боковым стенкам — на расстоянии 1,33 мм (1, 2, 3, 4, 5) (рис. 2.35), параллельно дну канала на расстоянии 2,7 мм (II, III), не считая поверхности дна и внутренней поверхности корпуса (I, IV). В каждой плоскости по ширине и глубине канала производилось в среднем 5—8 замеров, по которым затем были рассчитаны действительные значения скоростей. Причем скорость на плоскости I принималась равной окружной скорости дна винтового канала, на плоскости IV — нулю.



**Рис. 2.35. К методике определения действительных скоростей потока в винтовом канале двухшнекового экструдера**

Режимы течения жидкости менялись как использованием капилляров различных диаметров (2,0; 4,2; 7 мм), так и изменением частоты

вращения шнеков, т. е. для каждого диаметра капилляра профили скоростей определялись при различных частотах вращения шнеков (0,061; 0,0777; 0,0115 с<sup>-1</sup> — для модельной жидкости № 1; 0,0472; 0,06 с<sup>-1</sup> — для модельной жидкости № 2). Кроме того, для модельной жидкости № 1 был исследован режим нулевого расхода.

Система координат для отсчета скорости была расположена на внутренней поверхности корпуса.

Ось  $y$  направлена к оси шнека, ось  $x$  — перпендикулярно, а ось  $z$  — вдоль винтового канала в направлении к головке (см. рис. 2.35).

Каждое полученное значение действительной скорости было отнесено к скорости поверхности дна канала. Таким образом, далее будут рассматриваться только относительные скорости. При графическом построении эпюр скорость дна канала принималась за единицу.

Изменение продольной скорости по глубине и ширине винтового канала представлено: для случаев нулевого расхода — на рис. 2.36, а, для обычных режимов течения — на рис. 2.36, б, в. Градиент давления от выжимающего действия сопряженного витка, являющийся основным фактором, влияющим на движение жидкости к головке (капилляру), направлен по оси  $\zeta$  (в дальнейшем он будет называться положительным градиентом давления). На рис. 2.36, б (плоскости 2, 3, 4) профиль кривой, описывающей эпюру скоростей, почти параболический, причем зоны прямого и обратного потоков хорошо видны. Обратное течение в данном случае создают дно и стенки канала, прямое — положительный градиент давления. Максимальный положительный градиент давления и минимальный обратный поток наблюдаются в центральной плоскости 3 канала. По мере удаления к стенкам действие градиента давления уменьшается, а влияние вязкого трения возрастает. В плоскостях 1 и 5 по форме кривой и площади, ограниченной эпюрой, можно судить о влиянии боковых стенок.

Вязкость модельной жидкости не оказывает влияния на характер движения материала. На рис. 2.36, в изображены профили скоростей потока для модельной жидкости № 2, вязкость которой превышает вязкость модельной жидкости № 1 более чем в 6,5 раза. Однако вид эпюр по всем продольным плоскостям остался прежним (см. рис. 2.36, б). Но при этом действие положительного градиента давления заметно возросло. Это видно по увеличению той части площади эпюры, которая характеризует прямой поток. Эксперименты также показали, что изменение частоты вращения шнека не влияет на характер профиля скоростей.

Рост давления в головке существенно не сказывается на течении жидкости до определенного предела. Только при диаметре капилляра  $d = 2$  мм его влияние становится заметным. Об этом можно судить по уменьшению прямого потока, так как площадь, характеризующая этот поток на эпюре скоростей, уменьшается (см. рис. 2.36, б, в). Следовательно, на течение материала в отдельной С-образной секции помимо выжимающего действия витка и вязкого течения определенное влияние оказывает и давление в головке.

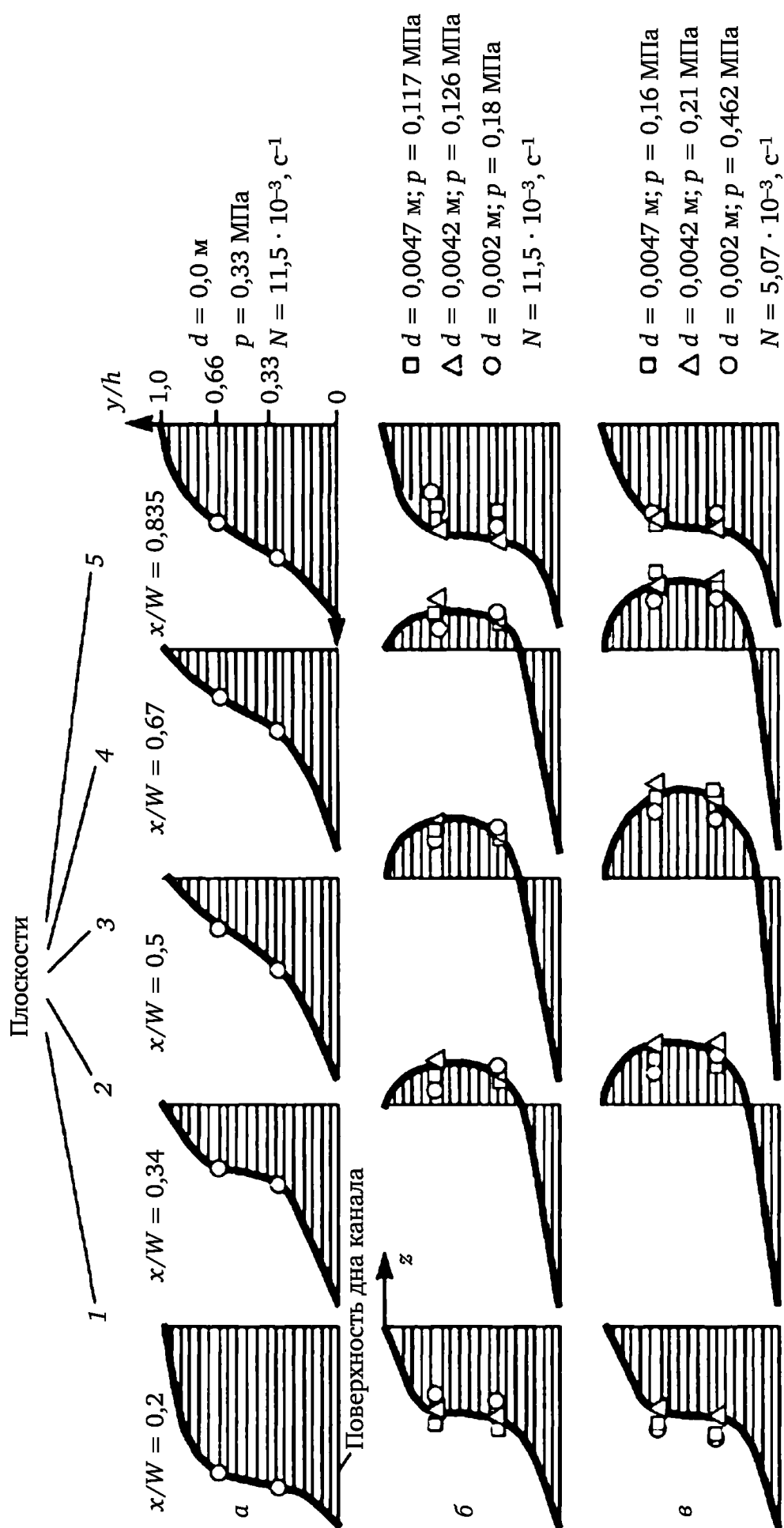


Рис. 2.36. Экспериментальные эпюры продольной составляющей  $v_z$  скорости циркуляционного потока в винтовом канале прямоугольной формы

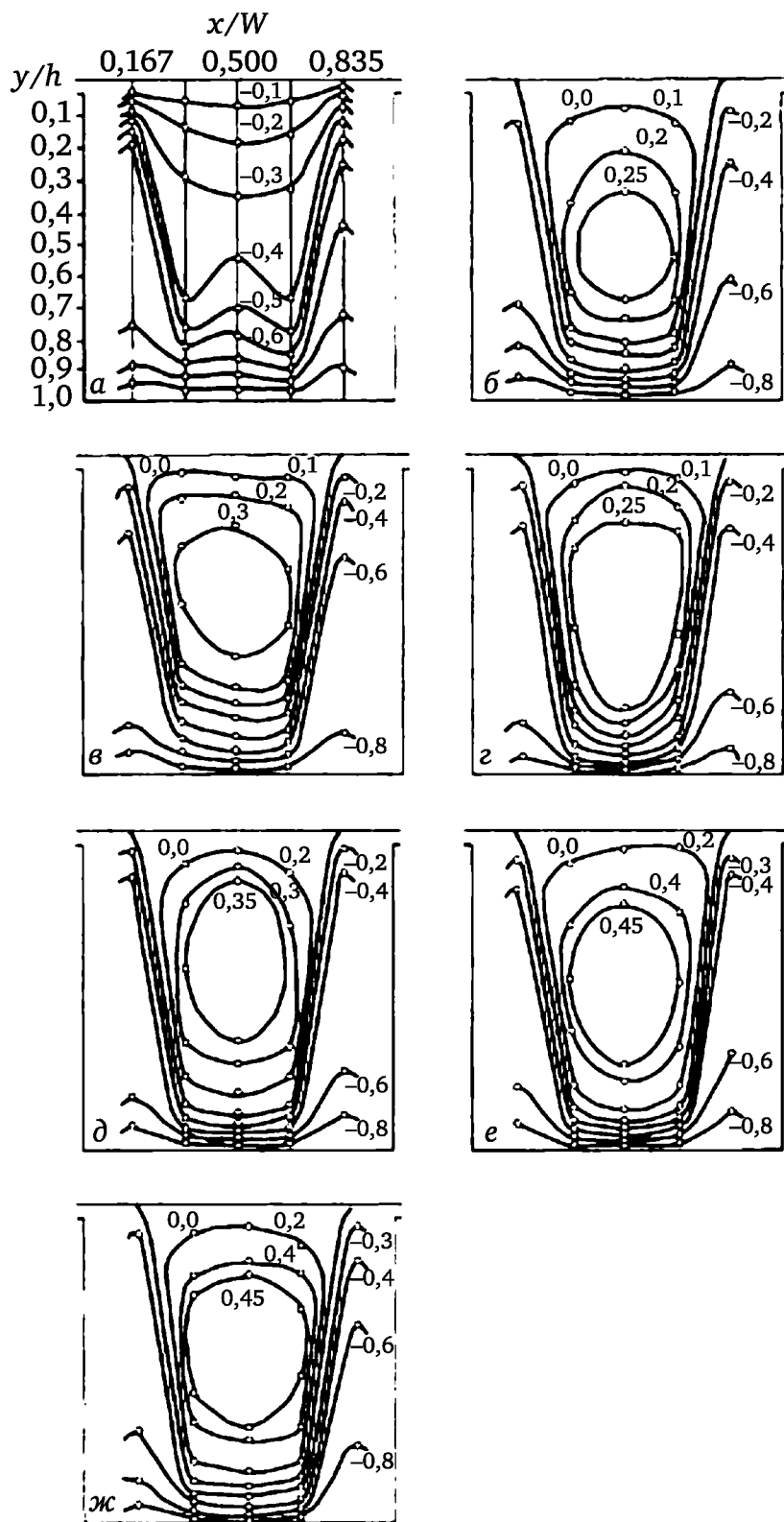
Возникающий при этом отрицательный градиент давления создает поток, направленный в сторону загрузочного отверстия, что приводит к ослаблению прямого потока. Наиболее ярко это явление иллюстрирует экстремальный случай нулевого расхода, когда давление в головке максимально (см. рис. 2.36, а). Обратный поток под действием отрицательного градиента давления становится немногим меньше, чем прямой поток, и течение жидкости в С-образной секции определяется в основном вязким трением. Однако такая картина наблюдается только при весьма малых размерах выходного отверстия либо в случае нулевого расхода.

Более полное представление картины течения достигается соединением в линию всех точек, имеющих одинаковую скорость. Такие линии постоянных скоростей для поперечного сечения канала представлены на рис. 2.37. При обычных режимах течения (см. рис. 2.37, б—д) сечение канала поделено на две зоны с положительными и отрицательными скоростями. Это является наглядным подтверждением предыдущих рассуждений о причинах, вызывающих течение жидкости. Зона положительных скоростей характеризует выжимающее действие витка, зона отрицательных скоростей — обратный поток. Распределение линий положительных скоростей почти симметрично, причем симметричность увеличивается с ростом вязкости. Эти скорости почти одинаковы для капилляров диаметром 4 и 7 мм, в то же время скорость явно уменьшается в случае  $d = 2$  мм. При нулевом расходе (рис. 2.37, а) наблюдается более быстрое уменьшение скоростей по высоте канала в центральной плоскости 3 (см. рис. 2.36), что объясняется действием положительного градиента давления.

На расположение нулевой линии, делящей сечение канала на области положительных и отрицательных скоростей, практически не влияют частота вращения шнеков, давление в головке, а также вязкость модельной жидкости. Область положительных скоростей, ограниченная этой линией, составляет в среднем 42,5 % от площади поперечного сечения. Это происходит потому, что на соотношение зон положительных и отрицательных скоростей основное влияние оказывает плотность зацепления шнеков.

Как для нулевого расхода, так и для обычных режимов течения наблюдается асимметрия линий отрицательных скоростей в пределах значений 0,9—0,5, причем у толкающей стенки канала (плоскость 1) скорости по мере уменьшения  $y/h$  соответственно уменьшаются гораздо быстрее, чем у другой стенки (плоскость 5). Причиной этого вероятнее всего является возникновение поперечного градиента давления и как результат — наличие поперечного течения жидкости. Следует особо отметить, что приблизительно одинаковый характер течения сохраняется только в центральной области сечения винтового канала, ограниченной плоскостями 2—4 (см. рис. 2.36). Это составляет только 33 % от всей ширины винтового канала. Далее по направлению от центра к периферии картина течения все больше искажается довольно суще-





**Рис. 2.37. Линии постоянных скоростей (числа у кривых) в поперечном сечении винтового канала шнека двухшнекового экструдера:**

*a* — для режима нулевого расхода; *б–г* — для обычного режима течения (модельная жидкость № 1); *д–ж* — для обычного режима течения (модельная жидкость № 2); *a–д* = 0,0,  $p = 0,33$  МПа,  $N = 0,69$  с<sup>-1</sup>; *б–д* = 2 мм,  $p = 0,18$  МПа,  $N = 0,69$  с<sup>-1</sup>; *в* —  $d = 4,2$  мм,  $p = 0,126$  МПа,  $N = 0,69$  с<sup>-1</sup>; *г* —  $d = 7$  мм,  $p = 0,117$  МПа,  $N = 0,69$  с<sup>-1</sup>; *д* —  $d = 2$  мм,  $p = 0,462$  МПа,  $N = 0,34$  с<sup>-1</sup>; *е* —  $d = 4,2$  мм,  $p = 0,26$  МПа,  $N = 0,34$  с<sup>-1</sup>; *ж* —  $d = 7$  мм,  $p = 0,16$  МПа,  $N = 0,34$  с<sup>-1</sup>

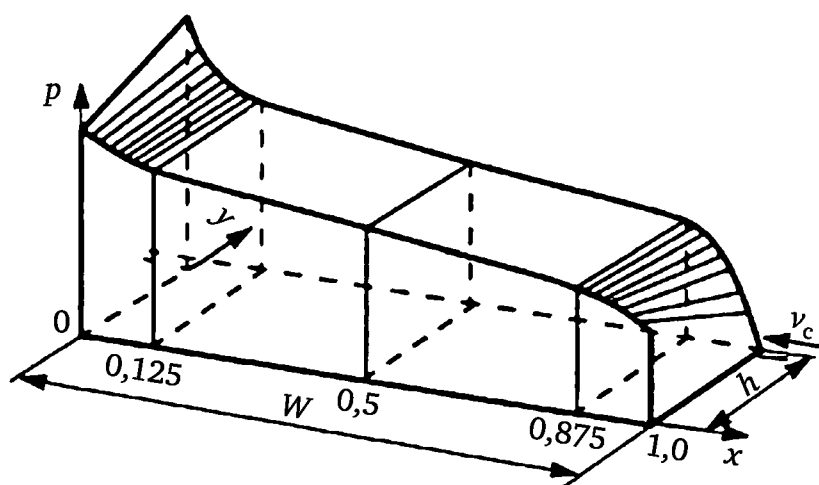
ственным влиянием боковых стенок. В связи с этим одномерная модель плоскопараллельного течения может лишь очень приближенно отразить сущность данного процесса, так как опытные данные показывают, что пренебрегать влиянием боковых стенок винтового канала в теоретических рассуждениях не следует.

В связи с технической трудностью определения непосредственно в винтовых каналах составляющих  $v_{xk}$  и  $v_{yk}$  поперечного циркуляционного потока их распределение В. С. Ким с сотр. изучали на модельной установке, состоящей из вращающегося стакана (имитация цилиндра экструдера) с неподвижным хвостовиком внутри, представляющим нормальное сечение винтового канала шнека двухшнекового экструдера. В качестве модельной жидкости использовался глицерин с вязкостью  $\mu = 9,31 \cdot 10^{-1}$  нс/м<sup>2</sup>. (Описание установки и методики экспериментов приведено в книге: Ким В. С. Теория и практика экструзии полимеров. — М.: КолосС, 2005. — 568 с.)

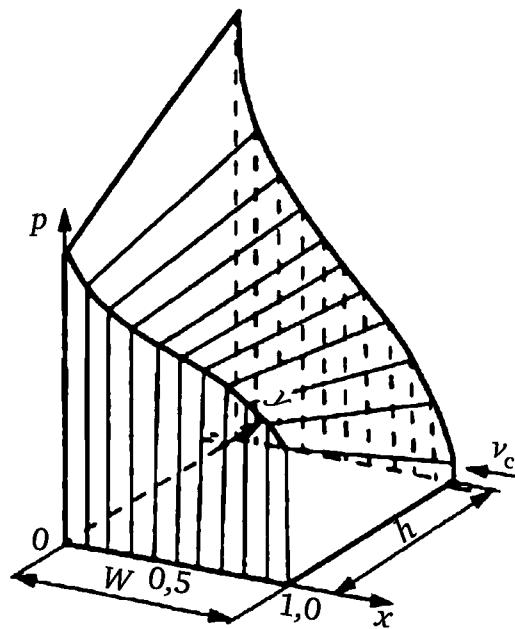
Распределение давления по сечению канала в зависимости от скорости вращения стакана определялось путем замера высоты подъема столба жидкости относительно ее уровня в состоянии покоя, а скорости потока — микрокино съемкой движения частиц ключевого компонента (алюминиевой пудры).

Для измерения профиля скоростей  $v_{xk}$  и  $v_{yk}$  в глицерин добавляли 0,005 мг алюминиевой пудры, движение частиц которой фиксировалось кинокамерой, оснащенной насадочными кольцами.

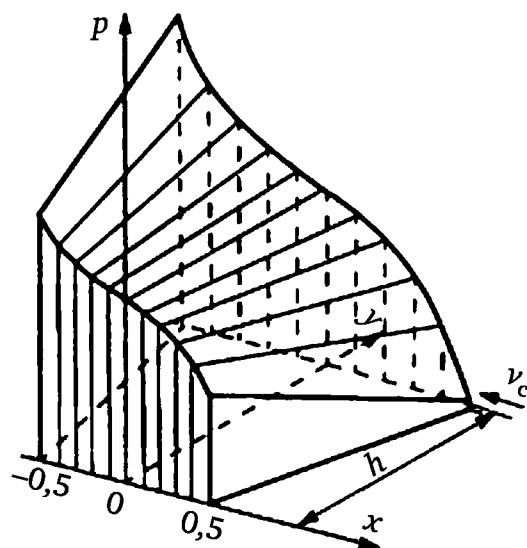
На рис. 2.38—2.40 в пространственной системе координат  $p$ — $x$ — $y$  представлены соответственно графики зависимостей  $p = f(x, y)$  для прямоугольного канала с  $h/W = 0,15$  (см. рис. 2.38), с  $h/W = 1,0$  (см. рис. 2.39) и для трапециевидального канала с  $h/W = 1,0$  (см. рис. 2.40), полученные при частоте вращения стакана  $N_c = 0,667$  с<sup>-1</sup>. При других частотах вращения стакана наблюдалась аналогичная картина.



**Рис. 2.38. Экспериментальное распределение давления  $p$  в поперечном сечении винтового канала прямоугольной формы с  $h/W = 0,15$  и  $N_c = 0,667$  с<sup>-1</sup>**



**Рис. 2.39. Экспериментальное распределение давления  $p$  в поперечном сечении винтового канала с  $h/W = 1,0$  и  $N_c = 0,667 \text{ с}^{-1}$**



**Рис. 2.40. Экспериментальное распределение давления  $p$  в поперечном сечении винтового канала трапецидальной формы с  $h/W = 1,0$  и  $N_c = 0,667 \text{ с}^{-1}$**

Из приведенных графиков видно:

1) изменение давления по высоте канала  $p = f(x, y)$  во всем исследованном диапазоне при фиксированных значениях  $x$  носит линейный характер, т. е.  $\partial p / \partial y = \text{const}$ , но в то же время  $\partial p / \partial y \neq 0$ , кроме значения  $x = 0,5 W$ ;

2) наблюдается изменение давления как по высоте  $y$ , так и по ширине  $x$  канала. При этом зависимость  $p = f(y)$  носит явно выраженный линейный характер, а  $p = f(x)$  хотя и имеет слабо выраженный нелинейный характер, однако с небольшой погрешностью можно принять, что  $\partial p / \partial x = \text{const}$  (см. штриховые линии на рис. 2.41 и 2.42). Последнее

показывает правомочность предположения о постоянстве градиента давления по ширине канала;

3) для каналов прямоугольного сечения с  $h/W = 0,15$  (см. рис. 2.38), за исключением пристенных участков, градиенты давления  $\partial p/\partial x = \text{const}$ , а  $\partial p/\partial y = 0$ ; это является свидетельством того, что в одношнековых экструдерах можно пренебречь компонентой  $v_y$  скорости потока.

На рис. 2.41 и 2.42 представлены графики зависимости  $p = f(x/W)$  для различных  $y/h$  при частоте вращения стакана  $N_c = 0,667 \text{ с}^{-1}$  для каналов прямоугольного и трапецеидального поперечных сечений. Перемена знака давления  $p$  происходит при  $h/W \approx 0,5$ . Ввиду симметрии винтовых каналов дальнейший анализ полученных результатов можно проводить лишь для активной стороны ( $y$  толкающей стенки). Сравнение графиков зависимостей, полученных для прямоугольных и трапецеидальных каналов, показывает их полную идентичность.

Для анализа гидродинамики потока вязкой жидкости в двухшнековых экструдерах наряду с компонентой  $v_{zk}$  вдоль винтового канала необходимо знать распределение скоростей циркуляционного потока  $v_{xk}$  и  $v_{yk}$  в поперечном сечении винтового канала.

Обработкой данных киносъемки были получены значения и  $v_{yk}$  скорости потока, причем положительное их направление совпадало с направлением координатных осей.

На рис. 2.43 и 2.44 представлено распределение скоростей и  $v_{yk}$  по высоте  $y/h$  и ширине  $x/W$  канала с прямоугольным поперечным сечением. Видно, что скорости  $v_{xk}$ ,  $v_{yk}$  по высоте винтового канала меняют знак (см. рис. 2.43, а). Это объясняется тем, что движение цилиндра из-за наличия вязкого трения между слоями жидкости вызывает прямой поток, направление которого совпадает с направлением вращения цилиндра. С другой стороны, градиент давления, обусловленный набеганием потока на толкающую стенку канала, вызывает поток под давлением (обратный поток), направленный в противоположную движению цилиндра сторону.

Кроме того, из-за влияния боковых стенок точки с нулевой скоростью по ширине канала  $x/W$  лежат в пределах  $y/h = 0,75 \div 0,85$  (для одношнековых экструдеров, у которых ширина канала  $W$  намного больше его глубины  $h$  и значение координаты  $y|_{v_{xk}=0} = 2/3h$ ). В рассматриваемом случае это объясняется значительным влиянием боковых стенок канала на распределение скоростей.

Анализ распределения скорости  $v_{xk}$  по ширине канала (см. рис. 2.43, б) показывает, что максимальное ее значение для всех частот вращения  $N_c$  наблюдается при  $x/W = 0,5$ . На участке  $x/W = 0 \div 0,5$ , прилегающем к толкающей стенке, скорость  $v_{xk}$  возрастает, а на участке  $x/W = 0,5 \div 1,0$ , т. е. у пассивной стенки, наблюдается ее плавное уменьшение до нуля.

Вертикальная составляющая потока  $v_{yk}$  (рис. 2.44, а, б) меняет знак как по высоте  $y/h$ , так и по ширине  $x/W$  винтового канала, причем  $v_{yk}$  до  $y/h = 0,5$  (середина высоты канала) плавно увеличивается, а затем

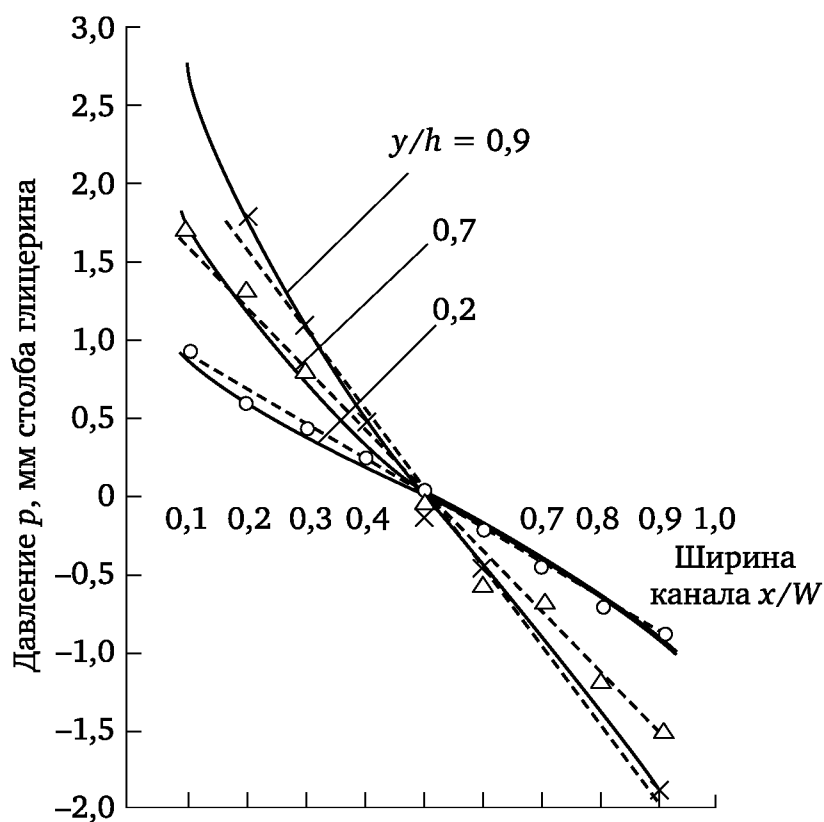


Рис. 2.41. График изменения давления  $p$  по ширине  $x/W$  винтового канала прямоугольной формы ( $h/W = 1,0$ ) для различных значений  $y/h$  и  $N_c = 0,667 \text{ с}^{-1}$  (штриховые линии — экстраполяция кривых)

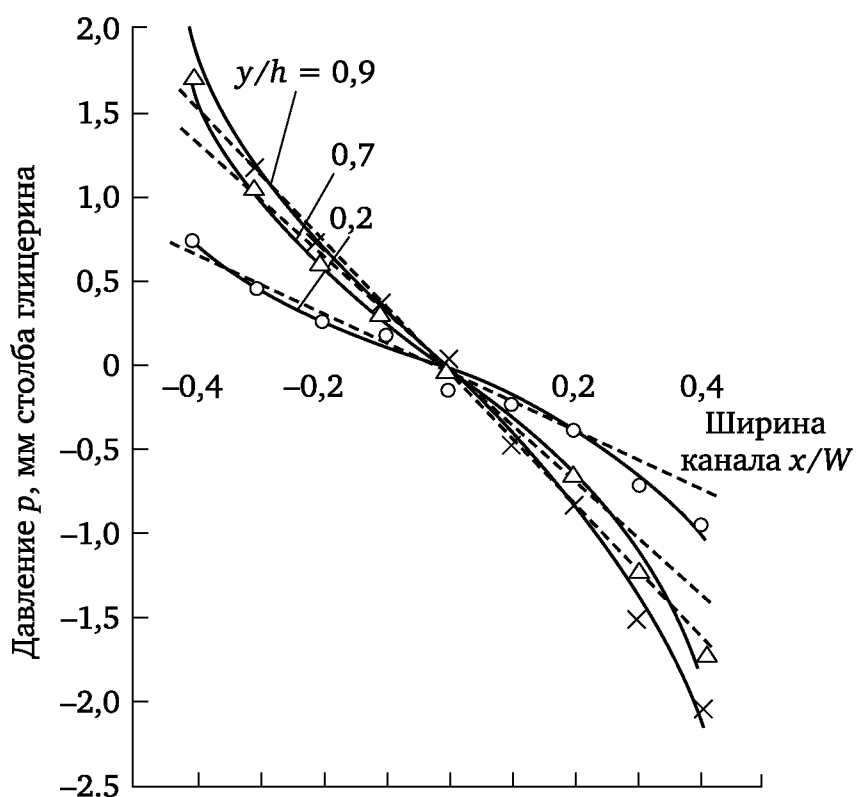


Рис. 2.42. График изменения давления по ширине  $x/W$  винтового канала трапецидальной формы для различных значений  $y/h$  и  $N_c = 0,667 \text{ с}^{-1}$  (штриховые линии — экстраполяция кривых)

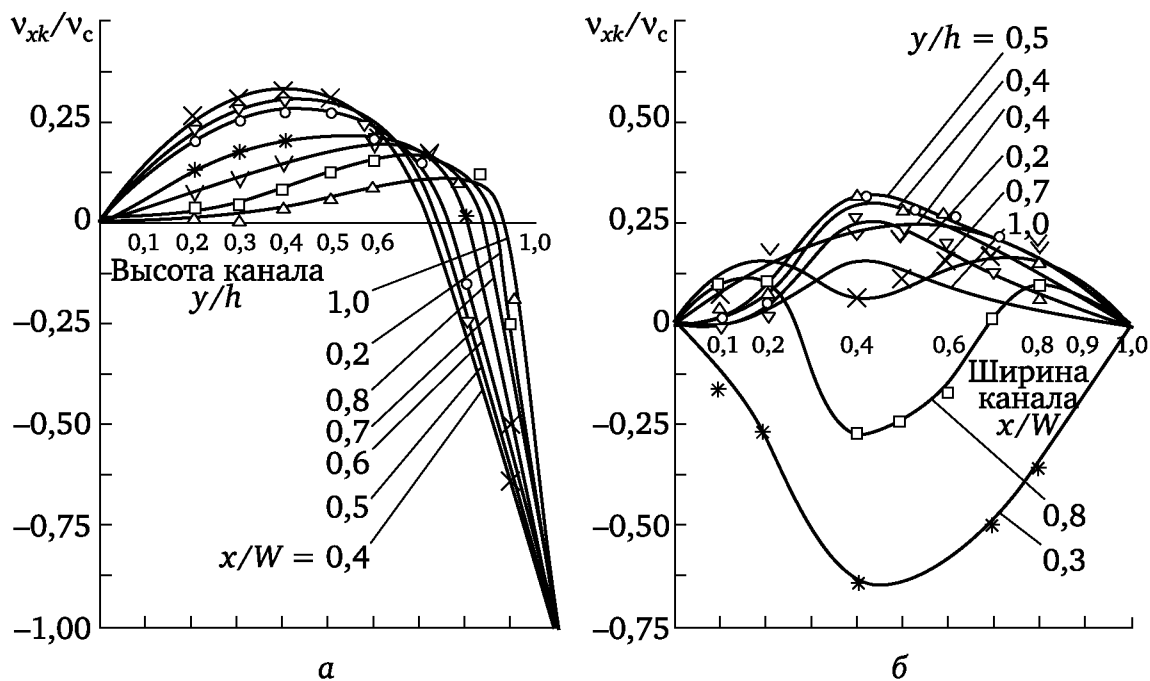


Рис. 2.43. Экспериментальные эпюры скоростей  $v_{xk}/v_c$  в винтовом канале прямоугольной формы ( $h/W = 1,0$ )

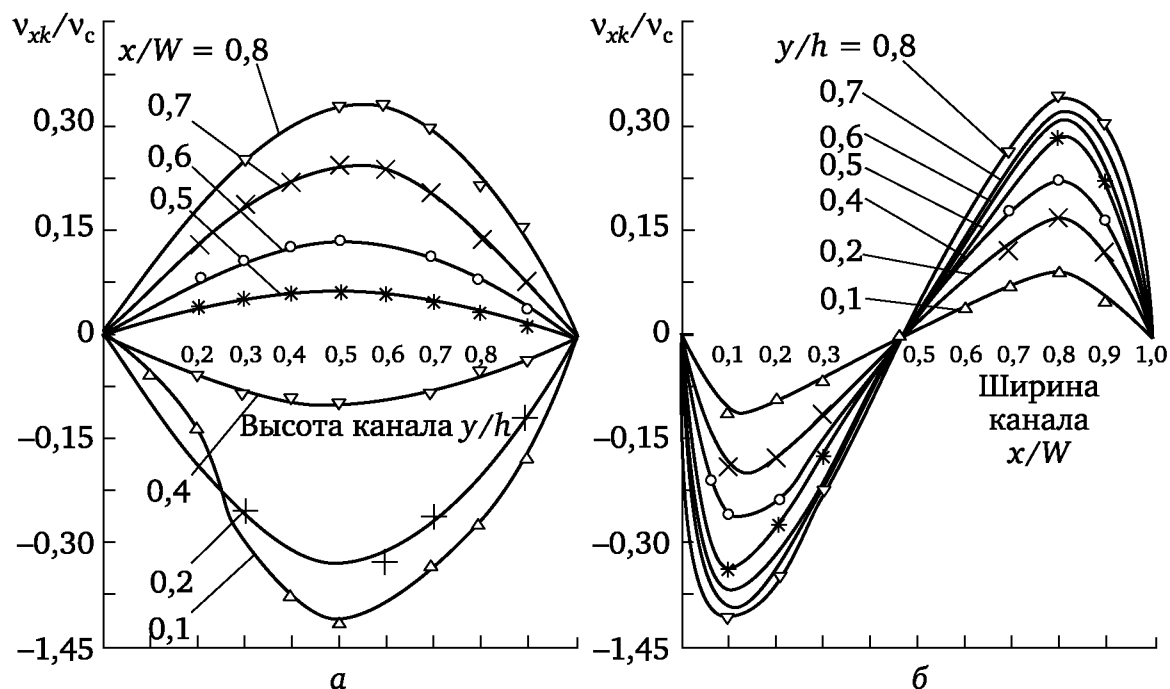


Рис. 2.44. Экспериментальные эпюры скоростей  $v_{yk}/v_c$  циркуляционного потока в винтовом канале прямоугольной формы ( $h/W = 1,0$ )

### 2.2.3. Распределение скоростей потока вязкой жидкости и давления в валковых зазорах зацепления шнеков

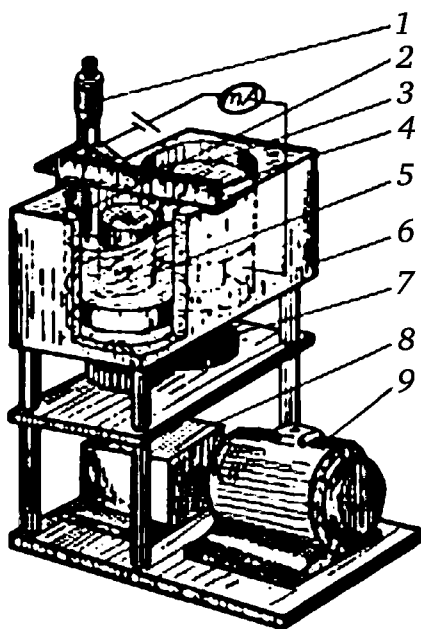
наблюдается ее плавное уменьшение до нуля. При значении  $x/W = 0,5$  направление  $v_{yk}$  изменяется (см. рис. 2.44, б). Максимальные значения  $v_{yk}$  смещены к стенкам канала, что объясняется увеличением градиента давления  $\partial p/\partial y$  от  $x/W = 0,5$  к  $x/W = 0$  и  $x/W = 1$ , причем

это смещение зависит от максимального значения  $dp/du$  для различных значений  $u/h$ . Максимальные значения  $v_{yk}$  при различных  $u/h$  одинаково удалены от боковых стенок винтового канала. Это обусловлено тем, что градиент давления  $dp/du$  является функцией координаты  $x$ . Аналогичные исследования с каналами трапецеидального сечения показали аналогичные закономерности изменения и  $v_{yk}$  по сечению винтового канала.

На производительность двухшнековых экструдеров и процесс смешения большое влияние оказывают процессы, протекающие в валковых (радиальных) зазорах между сердечниками шнеков и наружными поверхностями винтовой нарезки (в так называемых «валковых» зазорах).

Визуальное наблюдение за течением жидкости в винтовых каналах модельного двухшнекового экструдера показало наличие интенсивной циркуляции в радиальных зацеплениях шнеков, обусловленной существованием в них составляющих (вертикальная) и (горизонтальная) скорости потока. Для анализа производительности и процесса смешения важно знать характер распределения указанных составляющих скорости потока.

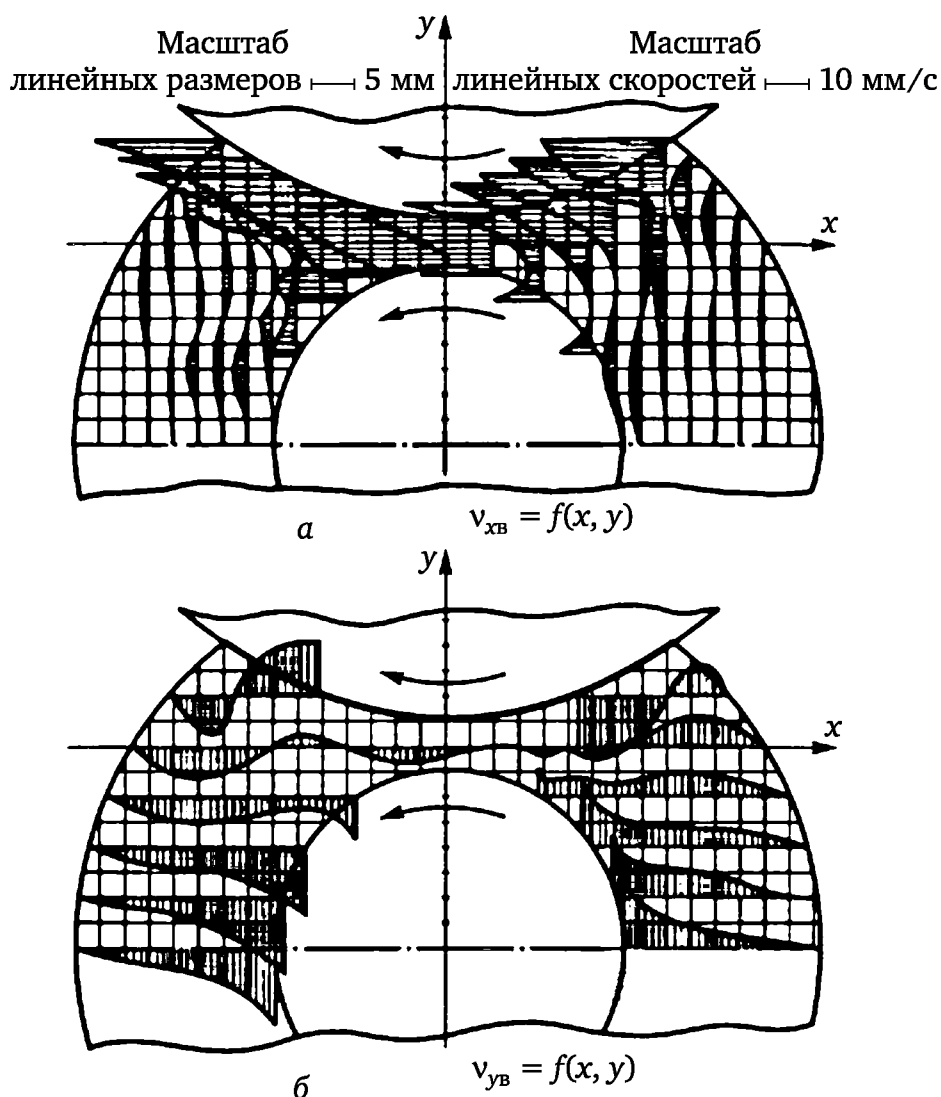
Экспериментальное исследование профиля указанных составляющих скорости потока в радиальных зазорах зацепления шнеков проводилось на модельной установке, аналогичной примененной при исследовании распределения скоростей потока в самом винтовом канале. Единственное отличие заключалось в замене хвостовиков с исследуемыми каналами на два вала 3 и 5 разных диаметров (имитация несимметричного вальцевания), вращающихся в прозрачном корпусе 6 (рис. 2.45). Привод установки (7, 8 и 9) позволял менять как частоту, так и направление вращения валков.



**Рис. 2.45. Схема экспериментальной установки для исследования гидродинамики потока вязкой жидкости в межвалковом зазоре зацепления шнеков:**

1 — глубиномер; 2 — игла; 3, 5 — валки; 4 — измерительная линейка;  
6 — прозрачный корпус; 7—9 — привод установки

На рис. 2.46 представлены результаты экспериментальных исследований профиля скоростей  $v_{xв}$  (см. рис. 2.46, а) и (см. рис. 2.46, б) при встречном, а на рис. 2.47 — при одностороннем вращении шнеков, полученные при частоте вращения стакана  $N_c = 0,133 \text{ с}^{-1}$ . Эксперименты при других значениях частоты вращения показали идентичную картину профиля распределения скоростей циркуляционного потока жидкости в поперечном сечении винтового канала. Из приведенных эпюр скоростей видно, что как при встречном, так и при одностороннем вращении шнеков (валков) сильно развитое течение в направлении оси  $y$  (скорость  $v_{yв}$ ) имеет место в конце С-образной секции винтового канала шнеков. В самих валковых зазорах компонента появляется только вдоль оси  $x$ , проходящей через середину валкового зазора.

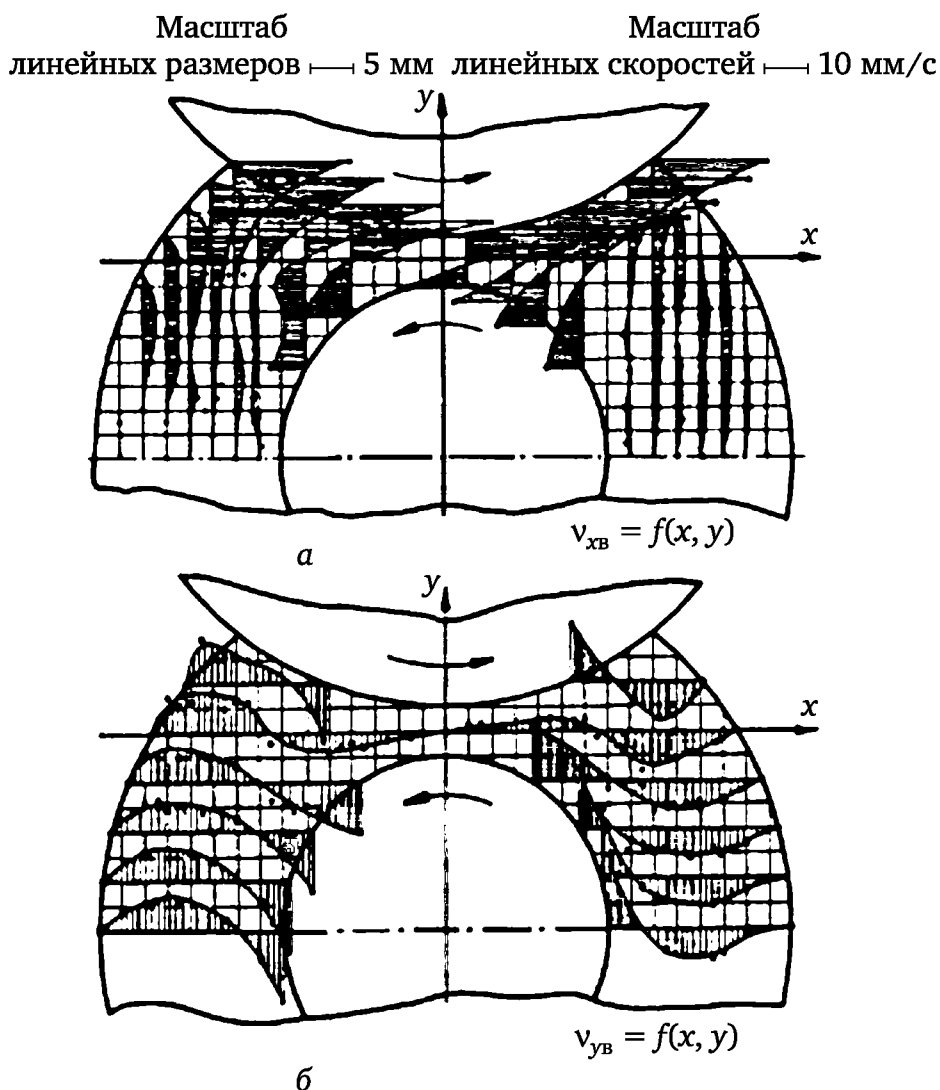


**Рис. 2.46. Профили скоростей потока вязкой жидкости в межвалковом зазоре зацепления при встречном вращении шнеков**

Компонента  $v_{xв}$  скорости потока, наоборот, наиболее сильно проявляется в валковых зазорах, а в самой С-образной секции течение в направлении оси  $x$  имеет место только в области, прилегающей непо-



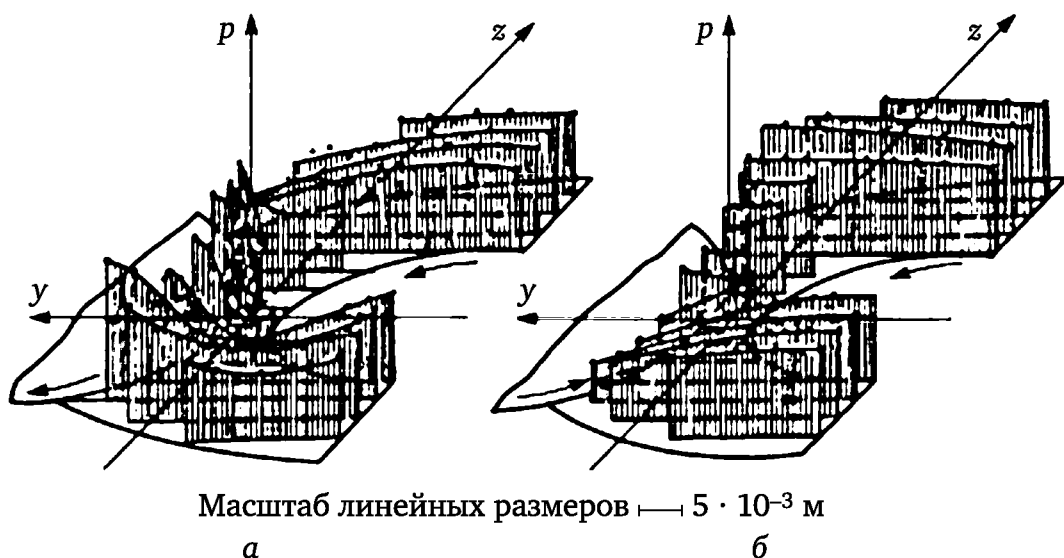
средственно к поверхности выступов (к валкам большего диаметра). В области, прилегающей к поверхности сердечника (к валкам меньшего диаметра) с координатой  $x = +d/2$ , значения  $v_{xв} = 0$ . При этом если при встречном вращении шнеков (см. рис. 2.46) скорости направлены в одну и ту же сторону, то при одностороннем вращении (см. рис. 2.47)  $v_{xв}$  направлены в противоположные стороны.



**Рис. 2.47. Профили скоростей потока вязкой жидкости в межвалковом зазоре зацепления при одностороннем вращении шнеков**

Компонента  $v_{xв}$  скорости потока в основном и оказывает влияние на утечки жидкости из С-образных секций через межвалковый зазор. В обоих случаях вращения шнеков профили скоростей потока  $v_{xв}$  и  $v_{yв}$  формируются под действием двух факторов: относительных движений поверхностей валков, обуславливающих появление вынужденного потока, и градиентов давления как в межвалковом зазоре, так и в самом винтовом канале. При этом как  $v_{xв}$ , так и  $v_{yв}$  являются функциями координат  $x$  и  $y$ , т. е.  $v_{xв} = v_{xв}(x, y)$  и  $v_{yв} = v_{yв}(x, y)$  (направление оси  $x$  в межвалковом зазоре совпадает с направлением оси  $z$  в винтовом канале).

Эпюры скоростей и в межвалковых зазорах хорошо согласуются с картиной распределения давления (рис. 2.48), полученной по методике, аналогичной с замером давления в винтовых каналах.



**Рис. 2.48. Экспериментальное распределение давления  $p$  в межвалковом зазоре при встречном (*a*) и одностороннем (*б*) вращении шнеков;  $N_c = 0,133 \text{ с}^{-1}$**

Экспериментально найденные эпюры давлений и профили скоростей потока в винтовом канале С-образной секции и в межвалковых зазорах зацепления шнеков намного облегчают анализ движения жидкости в двухшнековых экструдерах и процессов смешения в них перерабатываемого материала.

#### **2.2.4. Теоретическое описание процессов плавления и течения перерабатываемого материала в С-образных секциях винтовых каналов шнеков и в зазорах зацепления шнеков двухшнековых экструдеров**

Для правильного выбора параметров ведения процесса экструзии необходима разработка теоретических основ отдельных его стадий, протекающих в различных функциональных зонах экструдера. Имеющиеся в настоящее время данные показывают, что гидродинамические процессы и процессы смешения могут быть рассчитаны с высокой точностью только в зоне шнеков, заполненных целиком или частично расплавом полимеров. Что касается зон питания и плавления, то имеющиеся литературные данные носят чисто экспериментальный характер. В. С. Кимом и В. В. Скачковым предложены физическая модель и математическое описание процесса плавления полимера в двухшнековом экструдере со встречным вращением шнеков.

Согласно предлагаемой модели рассматривается процесс перемещения, нагрева и плавления материала, находящегося в С-образной секции и перемещающегося вместе с ней в направлении к формирующему инструменту. Взаимодействие отдельных секций может быть учтено

потоками утечек через валковые и боковые зазоры (см. рис. 2.31), а также через радиальный зазор между гребнями винтовой нарезки шнеков и внутренней поверхностью материального цилиндра. По мере перемещения С-образной секции вдоль оси экструдера можно выделить несколько характерных зон.

Вблизи от загрузочного отверстия перемещение дисперсного материала в С-образной секции носит характер поступательного движения, поскольку материал не уплотнен и слой деформируется (зона I длиной  $L_I$  на рис. 2.49). Ввиду малых значений коэффициента трения перерабатываемого материала о поверхности сердечников шнеков и стенки винтового канала гранулированный полимер практически не захватывается в зазоры зацеплений, а частицы неуплотненного порошкообразного полимера ввиду малости их размеров свободно, без значительных деформаций проходят через эти зазоры. В этой зоне увеличение температуры частицы полимера может быть рассчитано по известным методикам расчета нагрева пластины, наружные поверхности которой имеют температуру цилиндра  $T_z(l)$  и шнека  $T_s(l)$  (см. рис. 2.49). В дальнейшем наблюдается принципиальное отличие процессов нагрева, плавления и превращения полимерного материала в однородную гомогенную смесь материалов различной дисперсности.

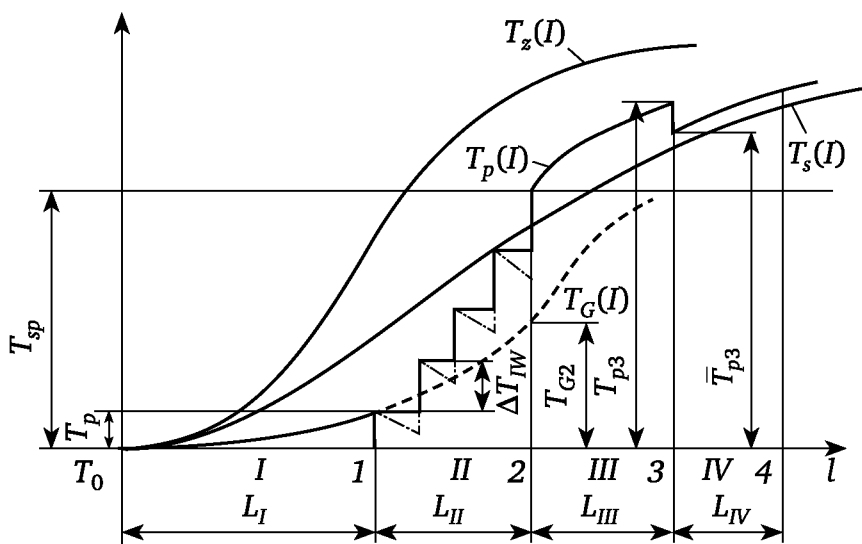


Рис. 2.49. Механизм уплотнения частиц полимера в зоне загрузки двухшнекового экструдера

Для порошкообразных полимеров продолжается их нагрев за счет теплопередачи от стенок С-образной секции винтового канала в условиях некоторого массообмена между соседними секциями, а также перемешивания порошкообразного материала внутри самой секции. В этих условиях время образования пленки гомогенной массы на поверхности С-образной секции может быть определено по экспериментальным данным о зависимости времени перехода порошка в сплошную массу (расплав) от температуры стенки, полученным на модельных установках (например, на пластографе Brabender).

Для гранулированных полимеров по мере их перемещения вдоль оси экструдера и повышения их температуры, а также температуры поверхностей секций наступает момент, когда коэффициент трения полимера о шнек  $f_{Rs}$  достигает такой величины  $f_{Rs}^*$ , что становится возможным захват частиц полимера диаметром  $D_p$  в валковый зазор между наружной поверхностью нарезки шнека 1 (рис. 2.50) радиусом  $R_1$  и сердечником шнека 2 радиусом  $R_2$ . Этому моменту соответствует точка 1 на рис. 2.49. Характер плавления и захвата в валковый зазор гранул с температурой  $T_{Gz}$  определяется также и жесткостью полимера (типом полимера). Частицы полимера с низким модулем упругости легко захватываются в валковые зазоры и деформируются (зона II длиной  $L_{II}$  на рис. 2.49). Для них характерен механизм плавления, описываемый ниже. Гранулы полимера с высоким модулем упругости могут захватываться и разрушаться на мелкие частицы в валковом зазоре или перемещаться в С-образной секции без захвата в валковые зазоры до сечения цилиндра с температурой, равной температуре плавления полимера  $T_s$  (см. рис. 2.49). В этом случае может иметь место пленочный механизм плавления, аналогичный механизму плавления в одношнековых экструдерах. В случае захвата частиц полимера в валковые зазоры происходит их деформирование или прокатка в валковом зазоре размером  $\delta_0$  (см. рис. 2.50). При этом за счет прокатки гранул осуществляется заполнение и боковых зазоров  $\delta_s$  (см. рис. 2.31) зацепления, а также интенсивный разогрев «провальцованных» гранул полимера (зоны III длиной  $L_{III}$  и IV длиной  $L_{IV}$ , кривая  $T_G(l)$  на рис. 2.49).

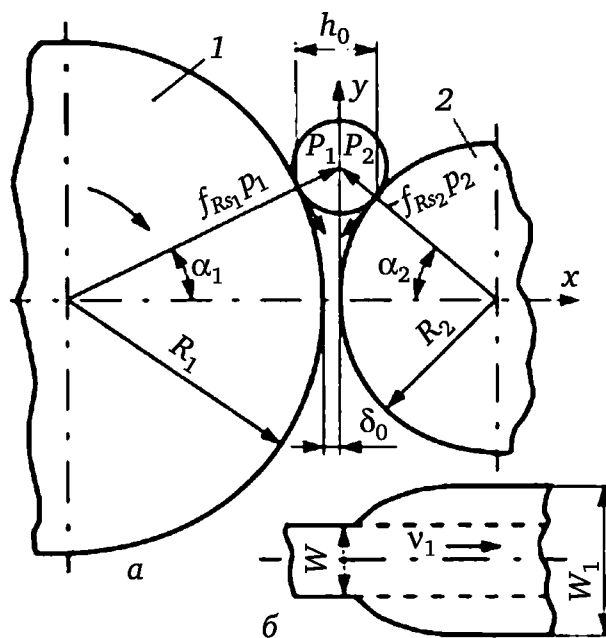


Рис. 2.50. К расчету зоны загрузки двухшнекового экструдера

Анализ условий захвата гранул полимера в валковый зазор зацепления двухшнекового экструдера, выполненный с учетом схемы, приведенной на рис. 2.50, а, показал, что между углами захвата гранул  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , размерами зазора и коэффициентами трения полимера о сер-

дечник шнека  $f_{Rs2}$  и нарезку винтового канала  $f_{Rs1}$  имеются следующие зависимости:

$$\frac{1+f_{Rs2}}{1+f_{Rs1}}(f_{Rs1}-\operatorname{tg} \alpha_1)+f_{Rs2}-\left[\frac{1}{\sin^2 \alpha_1}\left(\frac{D_2+D_p}{D_1+D_p}\right)-1\right]^{0,5}=0; \quad (2.77)$$

$$\sin \alpha_2=\sin \alpha_1 \frac{D_1+D_p}{D_2+D_p}, \quad (2.78)$$

где  $D_2$  — диаметр сердечника шнека;  $D_1$  — наружный диаметр шнека;  $D_p$  — диаметр гранул полимера.

Из уравнений (2.77) и (2.78) с учетом очевидного геометрического соотношения

$$\frac{D_1+D_p}{2} \cos \alpha_1+\frac{D_2+D_p}{2} \cos \alpha_2=\frac{D_1+D_2}{2}+\delta_0 \quad (2.79)$$

может быть найдена предельная величина коэффициента трения  $f_{Rs1}^*$ , обеспечивающая затягивание гранул полимера в зазор, а по зависимости изменения коэффициента трения по длине шнека с учетом изменения температуры — длина зоны  $I-L_I$  (см. рис. 2.49).

В результате «прокатки» в валковом зазоре толщина гранул полимера становится равной  $\delta_0$  (см. рис. 2.50, а). Одновременно происходит увеличение их ширины (см. рис. 2.50, б). Считая массу гранул полимера в С-образной секции упругой и однородной, можно, пользуясь теорией прокатки, определить увеличение ширины полосы полимера  $\Delta W$  имеющей начальную ширину  $W$  без учета внешних воздействий и влияния ширины полосы:

$$\Delta W=\sqrt{\frac{D_1+D_2}{4} \Delta h}-\frac{\Delta h}{v}\left(\frac{2 \delta_0}{\Delta h} \ln \frac{h_0}{\delta_0}-\frac{2 \delta_0}{\Delta h}+1\right), \quad (2.80)$$

где  $\Delta h=\delta_0-h_0$ ;  $v$  — коэффициент Пуассона;  $h_0$  — начальная толщина деформируемой полосы (рис. 2.51, а).

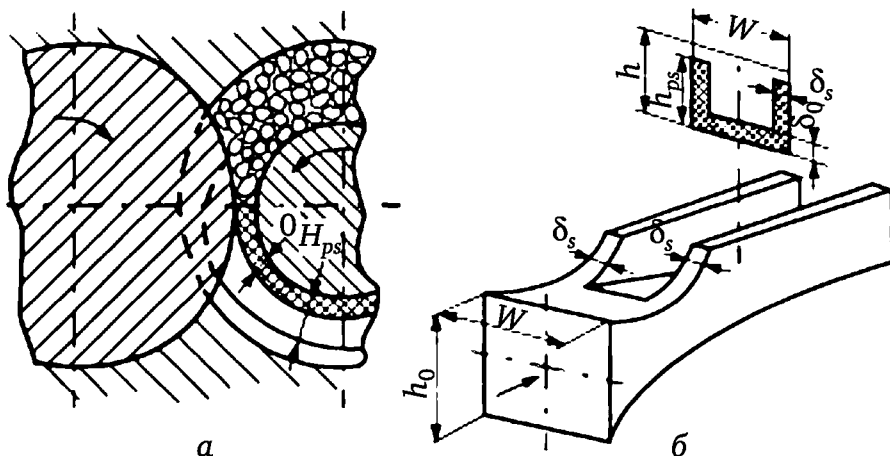


Рис. 2.51. Схема прокатки гранул полимера в межвалковом зазоре зацепления шнеков

Более точное решение задачи, учитывающее влияние ширины полосы, дает соотношение:

$$\Delta W = 2C_W \left( \sqrt{\frac{D_1 + D_2}{4}} \Delta h - \frac{\Delta h}{2\nu} \right) \left[ \left( \frac{\delta_W}{\Delta h} \right)^2 \ln \frac{\delta_0}{\Delta h} - \frac{\delta_0}{\Delta h} + 0,5 \right], \quad (2.81)$$

где

$$C_W = 4(1 - \varepsilon) \left( \frac{W}{\sqrt{0,25(D_1 + D_2)\Delta h}} - 0,15 \right) \times \\ \times \exp \left( 0,15 - \frac{W}{\sqrt{0,25(D_1 + D_2)\Delta h}} \right) 0,15 + \varepsilon;$$

здесь  $\varepsilon$  — относительное «обжатие» ( $\varepsilon = \delta_0/h_0$ ).

Поскольку ширина провальцованного полимера, остающегося на поверхности сердечника шнека, равна ширине полосы в исходном состоянии  $W$ , материал в результате уширения выжимается в боковые зазоры  $\delta_s$ , вследствие чего образуется слой провальцованного полимера на боковых поверхностях нарезки шнека (рис. 2.51, б). Толщина этого слоя равна величине боковых зазоров  $\delta_s$ , а высота ступенчато изменяется от секции к секции. Очевидно, что за один цикл деформирования полосы гранул полимера в валковом зазоре высота слоя на боковых поверхностях нарезки шнека возрастает на величину

$$\Delta H_{ps} = \frac{\Delta W}{2} \frac{\delta_0}{\delta_s} \quad (2.82)$$

и достигает значения, равного глубине канала  $h$ , за  $j$  циклов прокатки:

$$j = 2 \frac{h - \delta_0}{\Delta W} \frac{\delta}{\delta_0}. \quad (2.83)$$

Следует особо отметить, что толщина этого слоя со временем не изменяется.

В процессе деформирования полосы гранул в валковом зазоре затрачивается мощность  $P_{W\delta}$  которую можно определить, пользуясь выводами теории прокатки. Мощность деформирования  $P_W$  можно рассчитать по формуле

$$P_W = \sigma_1 W_1 \delta_0 v_1 \ln \frac{h_0}{\delta_0}, \quad (2.84)$$

где  $\sigma_1$  — среднее контактное давление в зоне деформирования;  $W_1$  — ширина полосы на выходе (см. рис. 2.50, б);  $v_1$  — скорость деформированной полосы на выходе (см. рис. 2.50, б).

Величина  $\sigma_1$  может быть определена с использованием различных теорий и подходов:

$$\sigma_1 = \left[ 1 + f_{Rs1} \left( \frac{l}{h_m} - 1 \right) \right] \sigma_m, \quad (2.85)$$

где  $l$  — приближенное значение длины дуги контакта ( $l \approx \sqrt{0,5D_2\Delta h}$ );  $h_m$  — средняя величина зазора между валками;  $\sigma_T$  — предел текучести полимера с учетом условий деформирования (температуры и скорости).

Скорость на выходе деформированной полосы полимера  $v_1$  можно определить из соотношения

$$\frac{v_1 - v}{v} = \left( \frac{\bar{R}}{\delta_0} - 0,5 \right) \gamma_1^2, \quad (2.86)$$

где  $v$  — окружная скорость валка;  $\bar{R}$  — средний радиус;  $\bar{R} = (D_1 + D_2 + \delta_0)/2$ ;  $\gamma_1$  — нейтральный угол;

$$\sin \gamma_1 = \frac{\sin \alpha_2}{2} - \frac{1 - \cos \alpha_2}{2f_{Rs2}}. \quad (2.87)$$

Мощность, затрачиваемая на деформирование полосы полимера в валковом зазоре, расходуется на ее нагрев, а также частично на нагрев шнеков. Учитывая высокие скорости деформирования в валковом зазоре, а также низкую теплопроводность полимеров, процесс можно считать адиабатическим. В этом случае нагрев имеет место в объеме валкового зазора, равном:

$$V_W = \frac{D_2}{2} \frac{\sin \alpha_2 W (h_0 + \delta_0)}{2}, \quad (2.88)$$

где  $W$  — ширина винтового канала.

С учетом того что на нагрев в валковом зазоре расходуется только доля  $P_b$  мощности  $P_W$ , определяемой уравнением (2.84), равная

$$P_b = P_W \frac{W}{W + \Delta W}, \quad (2.89)$$

приращение температуры деформированной полосы за один цикл прохождения через валковый зазор ( $\Delta T_{1W}$ ) составит

$$\Delta T_{1W} = \frac{4P_W W}{W + \Delta W} C_p \rho D_2 \sin \alpha_2 W (\delta_0 + h_0). \quad (2.90)$$

Более точное решение задачи нагрева полосы деформируемого в валковом зазоре материала может быть получено рассмотрением нагрева пластины, имеющей начальную температуру  $T_0$ , помещенной в среду с температурой  $T$ , равной температуре шнека  $T_s$ . При этом могут

быть приняты граничные условия четвертого рода (нагрев за счет теплопроводности); принято также, что в пластине действует источник тепла удельной мощностью  $P_y$ :

$$P_y = \frac{P_b}{V_W} = \frac{4P_W W}{(W + \Delta W)D_2 \sin \alpha_2 W(h_0 + \delta_0)}. \quad (2.91)$$

В таком приближении температурное поле пластины описывается уравнением

$$\frac{T(x,t) - T_{sp}}{T_0 - T_{sp}} = 1 + \text{Po}F_0 - \frac{1}{K_\epsilon} \sum_{j=1}^{\infty} (-\xi)^{j-1} \times \\ \times \left[ \text{erf} \frac{(2j-1) \pm 2x/h_0}{2\sqrt{F_0}} + 4\text{Po}F_0 j^2 \text{erf} \frac{(2j-1) \pm 2x/h_m}{2\sqrt{F_0}} \right], \quad (2.92)$$

где  $T_s$  — температура шнека;  $K_\epsilon = \frac{\lambda_p}{\lambda_s} \sqrt{\frac{a_s}{a_p}}$  ( $\lambda_p, \lambda_s$  — коэффициенты теплопроводности полимера и стали;  $a_p, a_s$  — коэффициенты теплопроводности полимера и стали);  $\xi = (1 - K_\epsilon)/(1 + K_\epsilon)$ ;  $\text{Po}$  — критерий Померанцева, равный

$$\text{Po} = P_y \frac{h_m^2}{4\lambda_p(T_0 - T_s)};$$

$h_m$  — средняя толщина деформируемой полосы в валковом зазоре.

Подстановкой  $T_0$  (температуры на входе в валковый зазор для  $i$ -й секции), а также времени нахождения полимера в валковом зазоре  $t_W$  для каждой С-образной секции по формуле (2.92) может быть рассчитана температура деформируемого материала на выходе из валковых зазоров  $T_{pk}$ , а следовательно, и приращение температуры  $\Delta T_{1W}$ .

Принимая, что к началу процесса прокатки гранул в валковом зазоре полимер нагрелся до температуры  $T_1$ , а температура плавления полимера  $T_{sp}$  можно рассчитать число циклов прокатки  $j_W$  обеспечивающих плавление полимера в валковом зазоре, по формуле

$$j_W = (T_{sp} - T_1) / \Delta T_{1W}$$

и определить длину зоны деформирования нерасплавленных гранул (см. рис. 2.49):

$$L_{II} = j_W t,$$

где  $t$  — шаг нарезки винтового канала.

Следует иметь в виду, что между циклами прокатки и разогрева гранул в валковом зазоре полоса деформированных гранул, прилегающая к поверхности сердечника шнека, охлаждается (или нагревается) от него; при этом температура ее изменяется на  $\Delta T_{1s}$ , что требует кор-



ректировки величины  $\Delta T_{1W}$ . Это достаточно просто может быть выполнено с использованием имеющихся решений задач охлаждения или нагрева пластин.

Материал, деформированный в валковом зазоре и выдавленный в боковые, нагревается как за счет предварительного деформирования в валковом зазоре (мощность деформирования  $P_{1s} = \frac{P_W}{2} \frac{\Delta W}{W + \Delta W}$ ), так и за счет трения полимера в боковых зазорах о боковые поверхности нарезки шнеков (мощность трения  $P_{2s}$ ). Учитывая отсутствие экспериментальных данных, можно принять, что в боковых зазорах зацепления среднее давление составляет  $0,5\sigma_1$ . Так как поверхность  $S_W$  соприкосновения материала в боковых зазорах с поверхностью винтовой нарезки шнеков

$$S_W = \beta \frac{D_1^2}{4} - 0,5(D_1 - h)\sqrt{2D_1h - h^2}, \quad (2.93)$$

$$\text{где } \beta = \arccos\left(1 - \frac{4h}{D_1} + 2h^2D_1^2\right),$$

то мощность, затраченная на деформирование материала в боковых зазорах, составит

$$P_s = P_{1s} + P_{2s} = \frac{P_W}{2} \frac{\Delta W}{W + \Delta W} + \frac{\sigma_1 S_W \pi N \bar{R}}{30}. \quad (2.94)$$

Расчет приращения температуры материала после прохождения боковых зазоров может быть выполнен аналогично расчету для валкового зазора.

После достижения полимером, деформируемым в валковом и боковом зазорах, температуры плавления (точка 2 на рис. 2.49) образуются пленки расплава на поверхности сердечника шнека (толщиной, равной приблизительно  $\delta_0$ ) и на боковых поверхностях винтового канала (толщиной  $\delta_s$ ), а гранулы полимера, не участвующие в деформациях, скапливаются в зоне, прилегающей к валковому зазору (зона А на рис. 2.52). При этом вследствие наличия упомянутых пленок расплава меняются и условия взаимодействия гранул полимера и шнеков. Поскольку поток расплава полимера, приносимый в пленку за счет вращения шнеков, больше потока утечек через валковые и боковые зазоры, наблюдается «складкообразное» их укладывание, обволакивание расплавом полимера нерасплавленных гранул и образование зоны В, содержащей расплав полимера температурой  $T \approx T_{sp}$  и гранулы температурой  $T_2$ . Величина  $T_2$  рассчитывается аналогично  $T_1$  с учетом времени перемещения С-образной секции на длину  $L_I + L_{II}$  (см. рис. 2.49). В зоне С (см. рис. 2.52) расплав имеется только в виде пленок на боковых поверхностях винтового канала и сердечника шнека. В этих пленках могут быть включения многократно деформированных гранул малого размера. На внутренней поверхности цилиндра пленка расплава отсутствует.

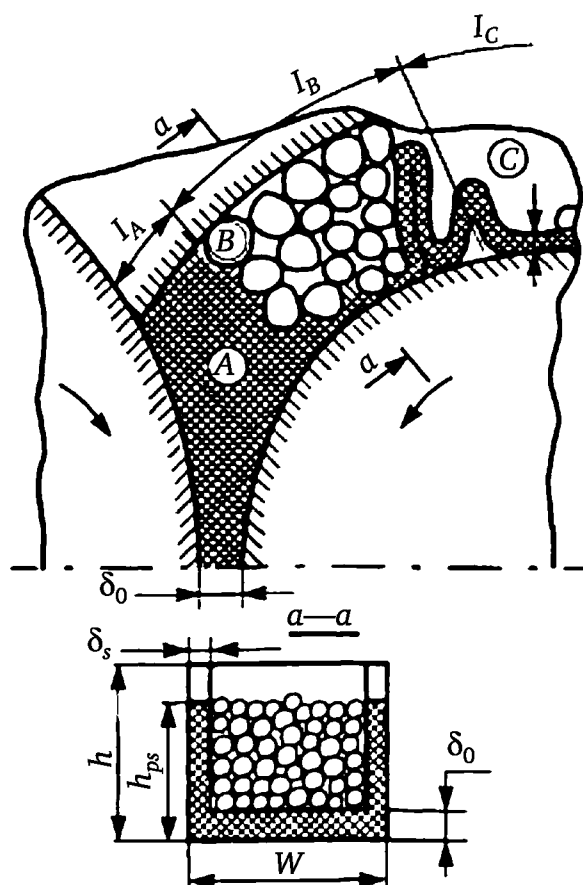


Рис. 2.52. Модель плавления полимеров в зоне сопряжения шнеков

В процессе дальнейшего перемещения С-образной секции происходят пропитка гранул полимера в зоне В (см. рис. 2.52) расплавом, поступающим из пленок, находящихся на стенках секций, их нагрев и плавление (зона III на рис. 2.49). В этой зоне экструдера температура полимера в образовавшемся расплаве возрастает от  $T_{sp}$  до  $T_{p2}$  (см. рис. 2.49), а гранул — от  $T_{G2}$  до  $T_{sp}$ . Время полного расплавления гранул  $t_p$  может быть рассчитано как время нагрева бруса с поперечным сечением  $(W - 2\delta_s) \times (h \times \delta_0)$  от температуры  $T_{G2}$  до  $T_{sp}$ . При этом для оценки прироста температуры можно использовать имеющиеся в литературе модели процессов вальцевания. Увеличение длины зоны А происходит за счет плавления материала в С-образной секции (в зоне В, рис. 2.52), а также за счет утечек через зазоры зацепления. Положение границы зоны III (точка 3 на рис. 2.49) может быть определено из условия  $L_{III} = v_1 t_p$ , где  $v$  — скорость перемещения секции в направлении оси экструдера. В конце этой зоны средняя температура расплава равна  $T_{p3}$ , а длина зоны А определяется из материального баланса.

### 2.2.5. Процессы течения расплавов полимеров в переходной зоне двухшнекового экструдера

Процессы течения расплавов полимеров в винтовых каналах и в зазорах зацепления двухшнековых экструдеров в настоящее время мало изучены, а в имеющихся публикациях авторы исходят из теории

одношнековой экструзии или простых геометрических представлений. Недостаточность информации в этой области объясняется сложностью гидродинамических процессов, протекающих в двухшнековых экструдерах. Только с середины 70-х годов XX в. начали появляться теоретически обоснованные исследования в этой области.

При решении рассматриваемой задачи используются общепринятые допущения — несжимаемость жидкости, стационарность процесса, условия прилипаемости, пренебрежение инерционными и массовыми силами.

Для упрощения рассматривается изотермическая задача, жидкость принимается ньютоновской, а неньютоновский характер реальных полимеров учитывается использованием понятия *эффективной (кажущейся) вязкости*. При этом эффективную вязкость перерабатываемого материала необходимо определять по среднеинтегральной скорости сдвига, методика расчета которой изложена ниже.

Экспериментальные исследования на двухшнековых экструдерах с полимерами показали наличие между зонами пластикации (плавления) и дозирования (выдавливания) участков шнеков, винтовые каналы которых не полностью заполнены расплавом. Это объясняется тем, что объем С-образной секции винтового канала в зоне загрузки выполняется бóльшим, чем в зоне дозирования, а удельный объем полимера по мере его плавления уменьшается. Сложность гидро- и термодинамических процессов, протекающих в винтовых каналах и зазорах зацепления шнеков, затрудняет выбор такой геометрии шнеков, которая обеспечивала бы полное заполнение винтовых каналов на всей их длине (от зоны плавления до зоны дозирования).

В настоящее время за основу при выборе геометрических размеров шнеков берут *коэффициент сжатия* (отношение объемов С-образных секций в зонах загрузки и дозирования), определяемый экспериментально.

Выбранную степень сжатия обеспечивают применением секционных шнеков (ступенчатое изменение объемов С-образных секций), изменением глубины винтовых каналов или шага нарезки. Во многих случаях применяются шнеки без компрессии (сжатия). При любой из указанных конструкций шнеков трудно добиться, чтобы винтовые каналы их по всей длине зоны плавления полностью были заполнены расплавом полимера.

Участок шнеков с не полностью заполненными винтовыми каналами вносит существенный вклад в суммарное смесительное воздействие, производительность и мощность привода двухшнековых экструдеров. Следовательно, учет этой зоны при анализе работы двухшнековых экструдеров необходим.

Модель течения расплава полимера в зоне прокатки двухшнековых экструдеров показана на рис. 2.53. Выражения для скоростей потока и давления в зоне прокатки можно получить решением уравнений движения и неразрывности.

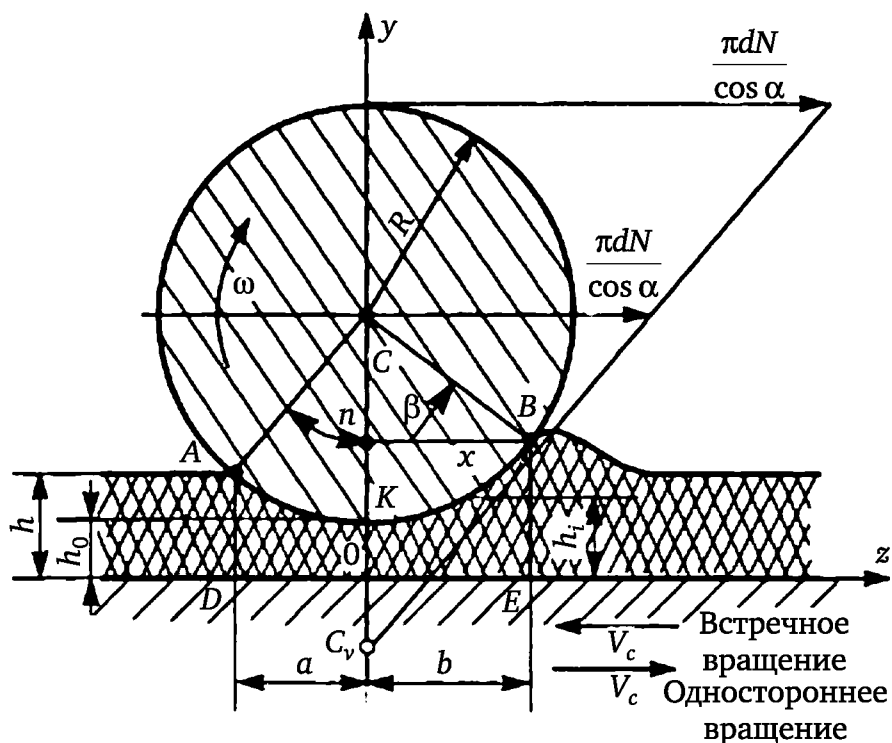


Рис. 2.53. Модель течения полимера в зоне прокатки двухшнекового экструдера

Уравнение движения в этом случае с учетом принятых выше допущений принимает следующий вид:

$$\frac{d^2 v_{zu}}{dy^2} = \frac{1}{\mu_u} \left( \frac{dP}{dz} \right)_u. \quad (2.95)$$

Решение уравнения (2.95) при граничных условиях:  
для встречного вращения шнеков

$$\begin{aligned} y=0, \quad a \leq z \leq b; \quad v_{yu} &= 0; \quad v_{zu} = -v_c = -\pi dN \cos \alpha; \\ y=h, \quad a \leq z \leq b; \quad v_{yu} &= -\omega z; \quad v_{zu} = \omega(h_i - h_0); \\ z=-a, \quad 0 \leq y \leq h; \quad \left( \frac{dp}{dz} \right)_u &= 0; \end{aligned} \quad (2.96)$$

для одностороннего вращения шнеков

$$\begin{aligned} y=0, \quad -a \leq z \leq b; \quad v_{yu} &= 0; \quad v_{zu} = v_c = \pi dN \cos \alpha; \\ y=h, \quad -a \leq z \leq b; \quad v_{yu} &= -\omega z; \quad v_{zu} = \omega(h_i - h_0); \\ z=-a, \quad 0 \leq y \leq h; \quad \left( \frac{dp}{dz} \right)_u &= 0; \end{aligned} \quad (2.97)$$

Для скоростей  $v_{zu}$  получим следующие выражения:  
для встречного вращения шнеков

$$v_{zu}^b = \frac{1}{2\mu_u} \left( \frac{dp}{dz} \right)_u (y^2 - y h_i) + \omega \left( 1 - \frac{h_0}{h_i} \right) y + \pi dN \left( \frac{y}{h_i} - 1 \right), \quad (2.98)$$

для одностороннего вращения шнеков

$$v_{zu}^b = \frac{1}{2\mu_u} \left( \frac{dp}{dz} \right)_u (y^2 - y h_i) + \omega \left( 1 - \frac{h_0}{h_i} \right) y + \pi d N \left( 1 - \frac{y}{h_i} \right), \quad (2.99)$$

где  $(dp/dz)_u$  — градиент давления в винтовом канале С-образной секции переходной зоны;  $\mu_u$  — эффективная вязкость расплава полимера;  $\omega$  — угловая скорость шнеков; диаметр сердечника шнека;  $N$  — частота вращения шнеков;  $h$  — глубина винтового канала.

Для нахождения градиента давления  $(dp/dz)_u$  обратимся к уравнению неразрывности, имеющему в рассматриваемом случае вид

$$\frac{\partial v_{zu}}{\partial z} + \frac{\partial v_{yu}}{\partial y} = 0. \quad (2.100)$$

Беря от обеих частей этого уравнения интегралы по  $y$  в пределах от 0 до  $h$  и принимая во внимание условия (2.96) и (2.97) для  $v_{yu}$ , получим выражение

$$v_{yu} = \omega h_i = \int_0^h \frac{\partial v_{zu}}{\partial z} dy = \frac{\partial}{\partial z} \int_0^h v_{zu} dy - \omega (h_i - h_0) \frac{dh}{dz},$$

интегрированием которого по  $y$  находим:

$$2 \int_0^h v_{zu} dy = \omega (z^2 + h_i^2 - 2h_0 h_i) + C. \quad (2.101)$$

Совместным решением (2.98) и (2.101) с учетом последнего из граничных условий (2.96) определяем значение постоянной интегрирования  $C$ :

$$\tilde{N} = -\pi d N \cos \alpha + \omega (h_0 h_i - \dot{a}^2).$$

Градиент давления в переходной зоне

$$\left( \frac{dp}{dz} \right)_u = \frac{6\mu_u \omega (z^2 - a^2)}{h_i^3}. \quad (2.102)$$

Текущее значение толщины  $h_i$  является функцией координаты  $z$ . Из рис. 2.53 видно:

$$h_i = h_0 + R - \sqrt{R^2 - z^2}. \quad (2.103)$$

Тогда

$$\left( \frac{dp}{dz} \right)_u = - \frac{6\mu_u \omega (z^2 - a^2)}{h_0 + R - \sqrt{R^2 + z^2}}. \quad (2.104)$$

Нетрудно убедиться, что выражения для градиента давления  $(dp/dz)$  одинаковы для встречного одностороннего вращения шнеков. Величина  $(dp/dz)$  зависит только от угловой скорости  $\omega$  и эффективной

вязкости  $\mu_u$ , определяемой отдельно для встречного и одностороннего вращения шнеков.

Для нахождения вертикальной составляющей  $v_{yu}$  скорости потока в переходной зоне обратимся к уравнению неразрывности (2.100), откуда следует:

$$v_{yu} = - \int_0^y \frac{\partial v_{zu}}{\partial z} dy.$$

Тогда при встречном вращении шнеков

$$v_{yu}^b = - \int_0^y \frac{\partial v_{zu}^b}{\partial z} dy = \frac{1}{2\mu_u} \left( \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} \right)_u \left( \frac{y^3}{3} - \frac{y^2 h_i}{2} \right) - \frac{1}{4\mu_u} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_u y^2 \frac{dh_i}{dz} + \frac{\omega h_0 y^2}{2h_i^2} \frac{dh_i}{dz} + \frac{\pi d N}{2h_i^2} \frac{dh_i}{dz}, \quad (2.105)$$

а при одностороннем вращении

$$v_{yu}^0 = - \int_0^y \frac{\partial v_{zu}^0}{\partial z} dy = \frac{1}{2\mu_u} \left( \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} \right)_u \left( \frac{y^3}{3} - \frac{y^2 h_i}{2} \right) - \frac{1}{4\mu_u} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_u y^2 \frac{dh_i}{dz} + \frac{\omega h_i y^2}{2h_i^2} \frac{dh_i}{dz} + \frac{\pi d N}{2h_i^2} y^2 \frac{dh_i}{dz}, \quad (2.106)$$

где  $\frac{dh_i}{dz}$  и  $\left( \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} \right)$  легко находятся из (2.103) и (2.104).

### 2.2.6. Процесс течения расплавов полимеров в винтовых каналах С-образной секции двухшнекового экструдера

Если для описания гидродинамики потока в зоне дозирования одношнековых экструдеров применима плоская модель течения, то в отношении двухшнековых экструдеров, где глубина винтового канала  $h$  соизмерима с его шириной  $W$  ( $h \approx W$ ), необходимо рассматривать задачу течения вязкой жидкости в каналах прямоугольного сечения. Экспериментально показано, что в этом случае на распределение скоростей потока в направлениях осей  $x$ ,  $y$  и  $z$  большое влияние оказывают боковые стенки винтового канала С-образной секции.

Движение жидкости рассматривается относительно плоской неподвижной секции (рис. 2.54, а), полученной разверткой в плоскость реальной С-образной секции (рис. 2.54, б).

Поверхность цилиндра, развернутая в плоскость, перемещается относительно рассматриваемого элемента жидкости со скоростью  $v_a$ , имеющей компоненты  $v_{az}$  и  $v_{ax}$ . Поверхность шнека, образующая стенки канала, движется относительно данного элемента жидкости (расплава полимера) со скоростью в направлении оси  $z$ .

При этом

$$\begin{aligned} v_a &= \pi d N \operatorname{tg} \alpha; & v_{az} &= \pi d N \operatorname{tg} \alpha \sin \alpha; \\ v_{ax} &= \pi d N \sin \alpha; & v_b &= \pi d N / \cos \alpha. \end{aligned} \quad (2.107)$$

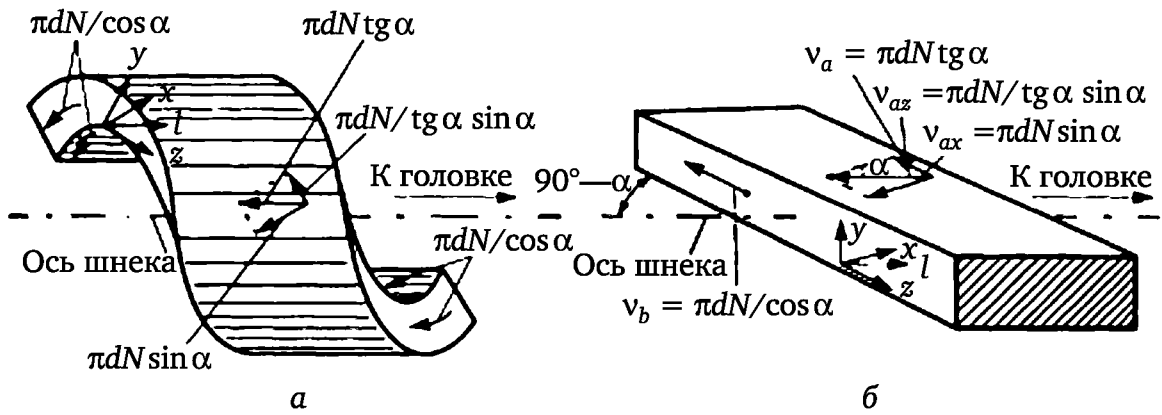


Рис. 2.54. С-образная секция винтового канала двухшнекового экструдера

Под действием  $v_{az}$  и  $v_b$  возникает вынужденный поток  $Q_d$  (рис. 2.55, а, б) вдоль винтового канала. Возникновение этого потока вызвано только внутренним трением (наличием вязкого трения в расплаве полимера), и распределение скоростей носит линейный характер. Ввиду выжимающего действия витков сопряженного шнека вдоль канала возникает градиент давления  $(\partial p / \partial z)_k$ , вызывающий поток под давлением  $Q_p$  (обратный поток) (см. рис. 2.55, а), с параболическим профилем распределения скоростей. Наложение этих потоков дает результирующую эпюру скоростей потока в винтовых каналах двухшнековых экструдеров.

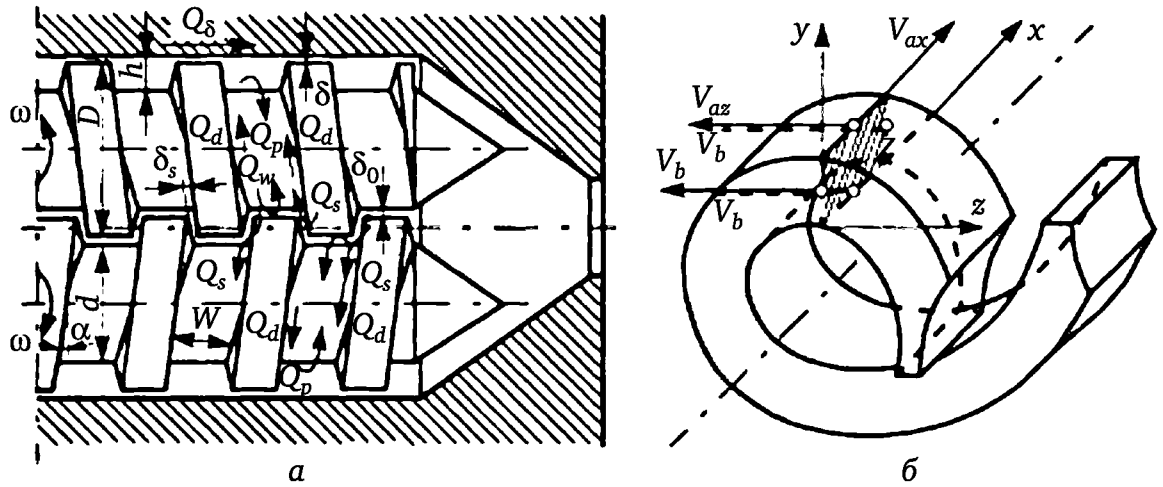


Рис. 2.55. Основные потоки вязкой жидкости в винтовых каналах двухшнекового экструдера (а) и скорости потока в С-образной секции (б)

Наличие зазоров зацепления  $\delta_0$ ,  $\delta_s$ ,  $\delta$  и действие градиента давления  $(\partial p / \partial z)_k$  вызывает потоки утечек через указанные зазоры  $Q_w$  (через валковые зазоры  $\delta_0$ ),  $Q_s$  (через боковые зазоры  $\delta_s$ ) и  $Q_\delta$  (через радиальные зазоры  $\delta$ ).

При общепринятых допущениях для ньютоновской жидкости уравнения движения и неразрывности принимают следующий вид:

$$\left( \frac{dp}{dz} \right)_k = \mu \frac{\partial^2 v_{zk}}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 v_{zk}}{\partial y^2}; \quad (2.108)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_k = 2\mu \frac{\partial^2 v_{zk}}{\partial x^2} + \mu \left( \frac{\partial^2 v_{xk}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_{yk}}{\partial x^2} \right); \quad (2.109)$$

$$\left(\frac{dp}{dy}\right)_k = 2\mu \frac{\partial^2 v_{yk}}{\partial y^2} + \mu \left( \frac{\partial^2 v_{xk}}{\partial y \partial x} + \frac{\partial^2 v_{yk}}{\partial x^2} \right); \quad (2.110)$$

$$\frac{\partial v_{xk}}{\partial x} + \frac{\partial v_{yk}}{\partial y} = 0. \quad (2.111)$$

Решение уравнения (2.108) при граничных условиях (см. рис. 2.54):

$$\begin{aligned} x=0, \quad 0 \leq y \leq h; \quad v_{zk} &= -\frac{\pi DN}{\cos \alpha}; \\ x=W, \quad 0 \leq y \leq h; \quad v_{zk} &= -\frac{\pi DN}{\cos \alpha}; \\ y=0, \quad 0 \leq x \leq W; \quad v_{zk} &= -\frac{\pi DN}{\cos \alpha}; \\ y=h, \quad 0 \leq x \leq W; \quad v_{zk} &= \pi DN \operatorname{tg} \alpha \sin \alpha \end{aligned} \quad (2.112)$$

имеет следующий вид при  $(\partial p / \partial z)_k = \text{const}$ :

$$\begin{aligned} v_{zk} = & \frac{4DN \cos \alpha}{\pi} \sum_{m=0}^{\infty} \frac{1}{2m+1} \frac{\operatorname{sh} \left( \frac{2m+1}{W} \pi y \right)}{\operatorname{sh} \left( \frac{2m+1}{W} \pi h \right)} \sin \left( \frac{2m+1}{W} \pi x \right) - \\ & - \frac{\pi DN}{\cos \alpha} + \frac{1}{\mu_k} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_k \cdot \left\{ \frac{y^2}{2} - \frac{yh}{2} + \frac{4h^2}{\pi^3} \times \right. \\ & \times \sum_{m=0}^{\infty} \frac{1}{(2m+1)} \frac{\operatorname{ch} \left[ \pi(2m+1) \frac{2x-W}{2h} \right]}{\operatorname{ch} \left[ \pi(2m+1) \frac{W}{2h} \right]} \sin \left( \frac{2m+1}{h} \pi y \right) \left. \right\}. \end{aligned} \quad (2.113)$$

Первые два члена правой части уравнения (2.113) описывают распределение скорости вынужденного потока  $Q_d$  (см. рис. 2.55, а), обусловленного относительным движением поверхностей шнека и цилиндра, а последний член — распределение скорости потока  $Q_p$  под действием  $(\partial p / \partial z)_k$ , возникающего в результате выжимающего действия витков сопряженного шнека.

Дифференцированием уравнения неразрывности (2.111) по  $x$  и  $y$  и подстановкой полученного выражения в (2.109) и (2.110) находим:

$$\left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)_k = \mu_k \left( \frac{\partial^2 v_{xk}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_{xk}}{\partial y^2} \right); \quad (2.114)$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial y}\right)_k = \mu_k \left( \frac{\partial^2 v_{yk}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_{yk}}{\partial y^2} \right). \quad (2.115)$$



Определение скоростей в поперечном направлении сводится к решению дифференциального уравнения (2.114) при следующих граничных условиях:

$$\left. \begin{aligned} x=0, \quad x=W; \quad 0 \leq y \leq h; \quad v_{xk}=0; \\ y=0; \quad 0 \leq x \leq W; \quad v_{xk}=0; \\ y=h, \quad 0 \leq x \leq W; \quad v_{xk}=\pi DN \sin \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (2.116)$$

При решении указанного уравнения на основании экспериментальных данных принималось, что  $(\partial p / \partial x)_k = \text{const}$ . Тогда решением уравнения (2.114) при граничных условиях (2.116) получим выражение поперечной скорости циркуляционного течения в винтовых каналах С-образной секции в следующем виде:

$$\begin{aligned} v_{xk} = 4DN \cos \alpha \sum_{m=0}^{\infty} \frac{1}{2m+1} \frac{\text{sh}\left(\frac{2m+1}{W} \pi y\right)}{\text{sh}\left(\frac{2m+1}{W} \pi h\right)} \sin\left(\frac{2m+1}{W} \pi x\right) + \\ + \frac{1}{2\mu k} \left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)_k \left\{ \frac{y^2}{2} - \frac{yh}{2} + \frac{4h^2}{\pi^3} \times \right. \\ \left. \times \sum_{m=0}^{\infty} \frac{1}{(2m+1)^3} \frac{\text{ch}\left[\frac{\pi(2m+1)(2x-W)}{2h}\right]}{\text{ch}\left[\frac{\pi W(2m+1)}{2h}\right]} \sin\left(\frac{2m+1}{h} \pi y\right) \right\}. \end{aligned} \quad (2.117)$$

Величина  $(\partial p / \partial x)_k$  в последнем уравнении определяется из равенства нулю поперечного циркуляционного потока:

$$\int_0^h v_{xk} dy = 0. \quad (2.118)$$

Совместным решением уравнений (2.117) и (2.118) получим, что

$$\left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)_k = \frac{4DN\mu_k W \sin \alpha}{\pi} \frac{\sum_{m=0}^{\infty} \frac{(-1)^m}{(2m+1)^2} \frac{\text{ch}\left(\frac{2m+1}{W} \pi h - 1\right)}{\text{sh}\left[\frac{2m+1}{W} \pi h\right]}}{-\frac{h^3}{12} + \frac{8h^3}{\pi^4} \sum_{m=0}^{\infty} \frac{1}{(2m+1)^4} \frac{1}{\text{ch}\left(\frac{2m+1}{2} \pi\right)}}. \quad (2.119)$$

Наличие поперечной циркуляции жидкости в нормальном сечении винтового канала предопределяет существование вертикальной составляющей скорости потока. Решением дифференциального уравнения (2.115) при граничных условиях:

$$\left. \begin{aligned} x=0, \quad 0 \leq y \leq h; \quad v_{yk} &= 0; \\ x=W/2, \quad 0 \leq y \leq h; \quad v_{yk} &= 0; \\ y=0, \quad 0 \leq x \leq W/2; \quad v_{yk} &= 0; \\ y=h, \quad 0 \leq x \leq W/2; \quad v_{yk} &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (2.120)$$

получим следующее выражение для расчета профиля вертикальной составляющей скорости  $v_{yk}$  циркуляционного течения:

$$\begin{aligned} v_{xk} = & \frac{1}{\mu_k} \left( \frac{\partial p}{\partial y} \right)_k (h^2 + hy) + \frac{1}{\mu_k} \left( \frac{\partial p}{\partial y} \right)_k \frac{1}{\pi^3} \sum_{m=0}^{\infty} \frac{1}{(2m+1)^3} \times \\ & \times \frac{ch \left[ \pi(2m+1) \frac{2x-W}{2h} \right]}{ch \left[ \pi(2m+1) \frac{W}{2h} \right]} \sin \left( \frac{2m+1}{h} \pi y \right). \end{aligned} \quad (2.121)$$

Градиент давления  $(\partial p / \partial y)_k$  в уравнении (2.121) находим из соотношения

$$\int_0^y v_{xk} dy \Big|_{x=\frac{W}{2}} = \int_0^{\frac{W}{2}} v_{yk} dx. \quad (2.122)$$

Совместным решением (2.117), (2.121) и (2.122) получим:

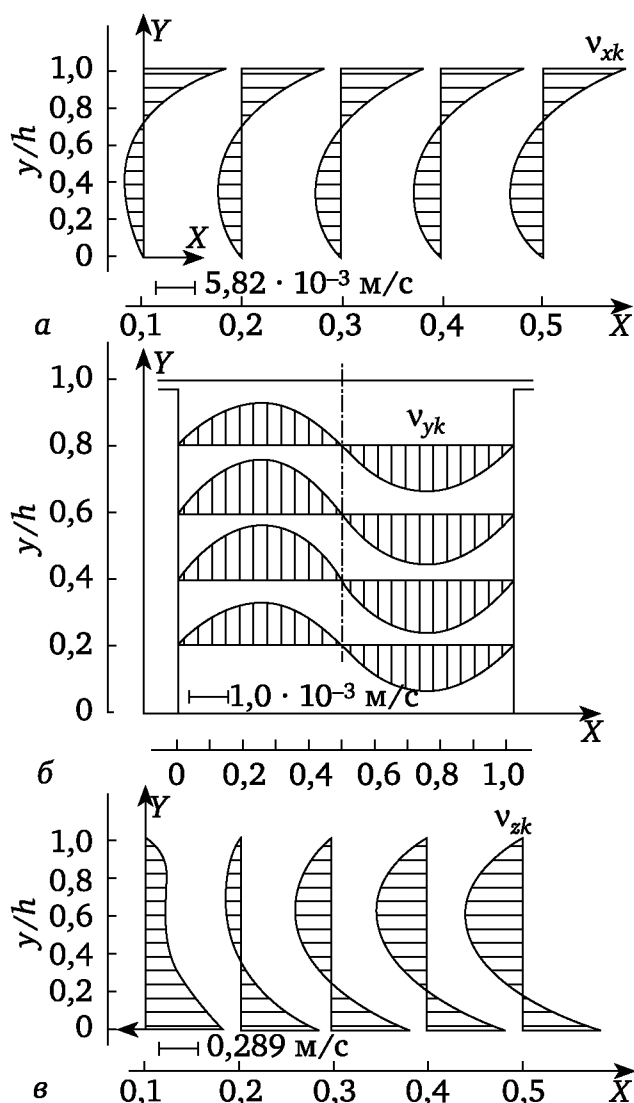
$$\begin{aligned} & \frac{4DNW \sin \alpha}{\pi} \sum_{m=0}^{\infty} \frac{(-1)^m \left( ch \frac{2m+1}{W} \pi y - 1 \right)}{(2m+1)^2 sh \left( \frac{2m+1}{W} \pi h \right)} + \\ & + \frac{1}{\mu_k} \left( \frac{\partial p}{\partial x} \right)_k \cdot \left\{ \frac{y^3}{6} - \frac{y^2 h}{4} + \frac{4h^3}{\pi^4} \sum_{m=0}^{\infty} \left[ \frac{1}{(2m+1)^4} \times \right. \right. \\ & \times \frac{1 - ch \left( \frac{2m+1}{h} \pi y \right)}{ch \left( \frac{2m+1}{2h} \pi W \right)} \left. \left. \right] \right\} = \frac{1}{2\mu_k} \left( \frac{\partial p}{\partial y} \right)_k \cdot \left\{ (y^2 - yh) \frac{W}{2} + \right. \\ & \left. + \frac{16h^3}{\pi^4} \sum_{m=0}^{\infty} \left[ \frac{1}{(2m+1)^4} \frac{sh \left( \frac{2m+1}{2h} \pi W \right)}{ch \left( \frac{2m+1}{2h} \pi W \right)} \sin \left( \frac{2m+1}{h} \pi y \right) \right] \right\}. \end{aligned} \quad (2.123)$$

После подстановки выражения (2.119) для  $(\partial p / \partial x)_k$  и математических преобразований при  $y = h/2$  ( $\partial p / \partial y$  мало зависит от координаты  $y$ ) получим:

$$\left( \frac{\partial p}{\partial y} \right)_k \Big|_{y=\frac{h}{2}} = \frac{8DNW \sin \alpha}{\pi} \times$$

$$\times \frac{\sum_{m=0}^{\infty} \left[ \frac{(-1)^m}{(2m+1)^2} \frac{\operatorname{ch}\left(\frac{2m+1}{W} \frac{\pi h}{2}\right) - \operatorname{ch}\left(\frac{2m+1}{W} \pi h\right) - 0,5}{\operatorname{sh}\left(\frac{2m+1}{W} \pi h\right)} \right]}{-\frac{h^2 W}{8} + \frac{16h^3}{\pi^4} \sum_{m=0}^{\infty} \left[ \frac{(-1)^m}{(2m+1)^4} \operatorname{th}\left(\frac{2m+1}{2h} \frac{\pi W}{2}\right) \right]}. \quad (2.124)$$

На рис. 2.56 представлены эпюры скоростей (рис. 2.56, а),  $v_{yk}$  (рис. 2.56, б) и  $v_{zk}$  (рис. 2.56, в) потока в винтовых каналах С-образных секций двухшнекового экструдера, построенные по результатам расчета на ЭВМ уравнений (2.117), (2.121) и (2.113).



**Рис. 2.56. Теоретические профили скоростей потока поперек винтового канала  $v_{xk}$  (а), по высоте  $v_{yk}$  (б) и вдоль винтового канала  $v_{zk}$  (в)**

При сравнении указанных теоретических скоростей потока с экспериментально полученными (см. рис. 2.36, 2.43, 2.44) видно, что:

1) эпюры скоростей  $v_{zk}$  расчетных и экспериментально замеренных идентичны;

- 2) если у расчетных эпюр скоростей  $v_{xk} = 0$  наблюдается при  $y/h = 2/3$ , то у экспериментально полученных  $v_{xk} = 0$  при  $y/h = 0,7 \div 0,8$ ;
- 3) у расчетных эпюр скоростей  $v_{yk}$  отсутствует влияние боковых стенок винтового канала, в то время как у экспериментально полученных заметно их влияние (максимумы смещены к боковым стенкам).

Такое различие расчетных и экспериментальных эпюр скоростей  $v_{xk}$  и  $v_{yk}$  связано с тем, что при решении уравнений (2.114) и (2.115) приняты упрощающие допущения о том, что  $(\partial p / \partial x)_k = \text{const}$  и  $(\partial p / \partial y)_k = \text{const}$ . Однако такое небольшое допущение вполне уместно для инженерных расчетов и анализа процессов смешения.

При выводе уравнений для расчета скоростей потока в винтовых каналах С-образных секций  $v_{zk}$ ,  $v_{xk}$ ,  $v_{yk}$  [уравнения (2.113), (2.117), (2.121)] исходили из предположения о постоянстве градиентов давления  $(\partial p / \partial z)_k$ ,  $(\partial p / \partial x)_k$  и  $(\partial p / \partial y)_k$ . При неизвестной закономерности изменения указанных градиентов давления распределение скоростей потока в винтовых каналах С-образной секции можно рассчитать на ЭВМ методом конечных разностей. Для этого поперечное сечение винтового канала было разбито на ячейки  $j$  (рис. 2.57). При расчете предполагалось стационарное ламинарное изотермическое течение несжимаемых жидкостей в канале прямоугольного сечения.

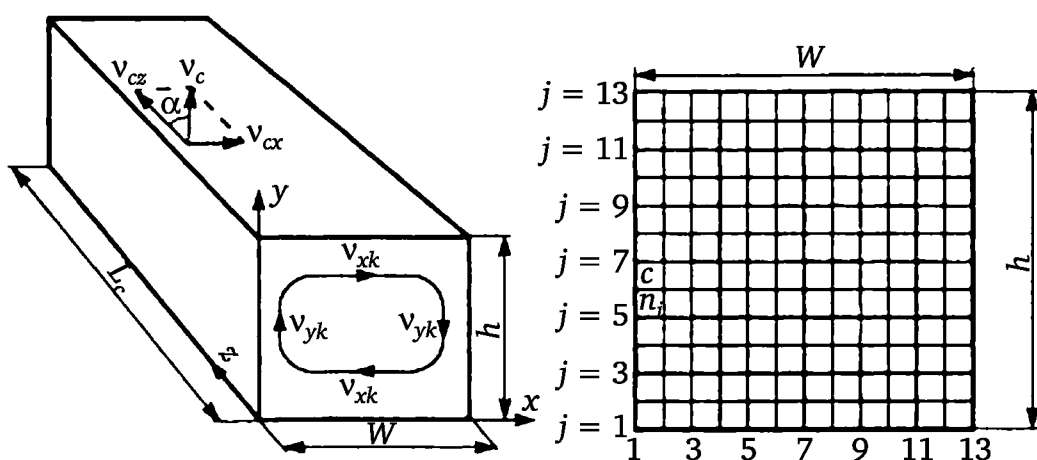


Рис. 2.57. К расчету скоростей потока в канале прямоугольной формы на ЭВМ методом конечных разностей

Предполагалось, что длина винтового канала С-образной секции  $L_c$  намного больше ширины, т. е.  $L_c \gg W$  (см. рис. 2.57), а также  $L_c \gg h$ . Очевидно, что за исключением входного и выходного участков компоненты скорости  $v_{xk}$ ,  $v_{yk}$  и  $v_{zk}$  не зависят от координаты  $z$ . Нагнетание жидкости происходит за счет движения верхней стенки канала (жидкость смачивает стенки, следовательно, имеет место вязкое течение) и действия перепада давления  $(\partial p / \partial z)_k$  по оси  $z$ , причем  $(\partial p / \partial z)_k = \text{const}$ . При этом верхнее основание (стенка) движется со скоростью  $v_c$  под углом  $\alpha$  подъема винтового канала. С учетом принятых допущений уравнения, описывающие течение жидкости в канале, принимают вид:

$$\begin{aligned} & \rho \left( v_{xk} \frac{\partial v_{xk}}{\partial x} + v_{yk} \frac{\partial v_{xk}}{\partial y} \right) = \\ & = - \left( \frac{\partial p}{\partial x} \right)_k + \frac{\partial}{\partial x} \left( 2\mu_{\text{э}} \frac{\partial v_{xk}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu_{\text{э}} \left( \frac{\partial v_{xk}}{\partial y} + \frac{\partial v_{yk}}{\partial x} \right) \right]; \end{aligned} \quad (2.125)$$

$$\begin{aligned} & \rho \left( v_{xk} \frac{\partial v_{yk}}{\partial x} + v_{yk} \frac{\partial v_{yk}}{\partial y} \right) = \\ & = - \left( \frac{\partial p}{\partial y} \right)_k + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu_{\text{э}} \left( \frac{\partial v_{yk}}{\partial x} + \frac{\partial v_{xk}}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left( 2\mu_{\text{э}} \frac{\partial v_{yk}}{\partial y} \right); \end{aligned} \quad (2.126)$$

$$\begin{aligned} & \rho \left( v_{xk} \frac{\partial v_{zk}}{\partial x} + v_{yk} \frac{\partial v_{zk}}{\partial y} \right) = \\ & = - \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_k + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu_{\text{э}} \left( \frac{\partial v_{zk}}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_{\text{э}} \frac{\partial v_{zk}}{\partial y} \right); \end{aligned} \quad (2.127)$$

$$\frac{\partial(\rho v_{xk})}{dx} + \frac{\partial(\rho v_{yk})}{dy} = 0, \quad (2.128)$$

где  $\rho$  — плотность расплава;  $\mu_{\text{э}}$  — эффективная вязкость расплава;

$$\mu_{\text{э}} = \mu_{\text{э}} \left( \frac{1}{2} J_2 \right) \quad (2.129)$$

(здесь  $J_2$  — второй инвариант тензора скоростей деформации).

Решение системы уравнений (2.125) — (2.128), которая должна быть еще замкнута граничными условиями, в общем случае нельзя получить в явном виде. Правда, в предположении, что жидкость ньютоновская и критерии  $Re \ll 1$ , а  $(\partial p / \partial z) = \text{const}$ , решение для  $v_{zk} = f(x, y)$  приведено выше [см. уравнение (2.113)].

Рассмотрим на примере данной задачи применение метода конечных разностей. Однако для этого преобразуем систему уравнений (2.125) — (2.128), так как решение задачи в динамических переменных  $\vec{r}$  и  $\vec{v}$  сопряжено с рядом трудностей. Основное неудобство состоит в том, что мы заранее не знаем распределение давления в винтовом канале. Поэтому в механике жидкостей при решении двумерных задач предварительно исключают из первых двух уравнений указанной системы давление. Это достигается дифференцированием первого уравнения по  $y$ , а второго — по  $x$  и последующим вычитанием одного из другого. При этом кроме давления из полученного уравнения исключаются также многие члены, содержащие скорости  $v_{xk}$  и  $v_{yk}$ . Введением новой переменной  $\psi$  — функции тока — исключают еще ряд членов, содержащих  $v_{xk}$  и  $v_{yk}$ , а также избегают необходимости в процессе решения удовлетворять уравнению неразрывности (2.128), так как функция тока  $\psi$  связана с компонентами скоростей следующими соотношениями:

$$v_{xk} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \psi}{\partial y}; \quad v_{yk} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \psi}{\partial x}.$$

При дифференцировании был повышен порядок уравнения, который можно снизить с помощью введения еще одной новой зависимой переменной — вихря  $\omega_b$ :

$$\omega_b = \frac{\partial v_{yk}}{\partial x} - \frac{\partial v_{xk}}{\partial y}. \quad (2.129)$$

После проведения всех описанных выше преобразований получим:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left( v_{zk} \frac{\partial \psi}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left( v_{zk} \frac{\partial \psi}{\partial x} \right) - \\ & - \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_3 \frac{\partial v_{zk}}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_3 \frac{\partial v_{zk}}{\partial y} \right) + \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_k = 0; \end{aligned} \quad (2.130)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left( \omega_b \frac{\partial \psi}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left( \omega_b \frac{\partial \psi}{\partial x} \right) - \\ & - \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial(m_3 \omega_b)}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial(m_3 \omega_b)}{\partial y} \right) - \frac{\partial(\rho v_{zk}^2)}{\partial x} = 0; \end{aligned} \quad (2.131)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{1}{\rho} \frac{\partial \psi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{1}{\rho} \frac{\partial \psi}{\partial y} \right) + \omega_b = 0. \quad (2.132)$$

Данная постановка задачи позволяет учитывать зависимость вязкости от второго инварианта тензора скоростей деформации, а также зависимость плотности от давления. Система уравнений (2.130)—(2.132) замыкается граничными условиями прилипания жидкости к стенкам канала, которые имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} x=0, \quad 0 \leq y \leq h \\ x=W, \quad 0 \leq y \leq h \\ y=0, \quad 0 \leq x \leq W \end{aligned} \right\} \begin{aligned} \psi &= 0; \\ v_{xk} &= v_{yk} = v_{zk} = 0; \\ \omega_b &\text{ — по формуле (2.129);} \end{aligned}$$

$$y=h, \quad 0 \leq x \leq W, \quad \psi = 0; \quad v_{yk} = 0;$$

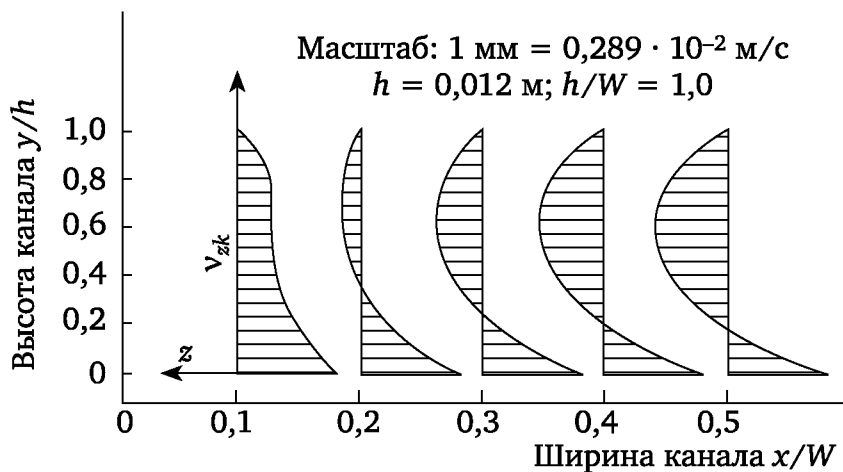
$$v_{cx} = \pi DN \sin \alpha; \quad v_{cz} = \pi DN \cos \alpha; \quad \omega_b \text{ — по формуле (2.129)}$$

Кроме того, значение вихря на стенке канала в произвольной точке  $c$  (см. рис. 2.57)

$$\omega_{bc} = \frac{-2(\psi_i - \psi_c)}{\rho n_i^2} + \frac{2\pi DN}{n_i}, \quad (2.133)$$

где  $\psi_i$  — значение функции тока в  $i$ -й точке, расположенной на нормали к стенке на расстоянии  $n_i$ ;  $\psi_c$  — значение функции тока в точке  $c$  на границе.

Уравнения (2.130)–(2.132) были рассчитаны на ЭВМ при различных значениях  $N$ , угла подъема  $\alpha$ ,  $h/W$  и вязкости. При расчете были использованы экспериментально найденные значения  $(\partial p/\partial z)_k$  в С-образных секциях винтовых каналов двухшнековых экструдеров. Теоретические эпюры скоростей  $v_{zk}$  (рис. 2.58) полностью идентичны экспериментальным (см. рис. 2.36).



**Рис. 2.58. Теоретические эпюры скоростей  
(расчет на ЭВМ методом конечных разностей)**

Эпюры скоростей  $v_{xk}$  и  $v_{yk}$  приведены на рис. 2.59 и 2.60. Из рис. 2.59 видно полное совпадение с профилями скоростей рассчитанными из предположения  $(\partial p/\partial x)_k = 0$  (см. рис. 2.56, а). Сравнение рис. 2.60 с рис. 2.56, б показывает, что расчет  $v_{yk}$  из предположения  $(\partial p/\partial y)_k = \text{const}$  дает профиль скоростей  $v_{yk}$  несколько отличный, чем  $v_{xk}$  при  $(\partial p/\partial y)_k = \text{var}$ . Однако для инженерных расчетов это допустимо, так как компонента  $v_{yk}$  не оказывает существенного влияния на производительность и мощность привода двухшнековых экструдеров.

Эпюры скоростей  $v_{yk}$ , рассчитанные на ЭВМ (см. рис. 2.60), показывают хорошее совпадение с экспериментальными (см. рис. 2.44).

С увеличением  $h/W$  от 0,4 до 1,0 сильнее сказывается влияние боковых стенок винтового канала (см. рис. 2.59, а—в). Это заметно на примере смещения координаты  $x/W$  в сторону увеличения.

Эпюры скоростей  $v_{yk}$  показывают, что в зависимости от  $h/W$  меняются координаты  $x/W$  максимальных значений  $v_{yk}$ . С уменьшением значений  $h/W$  вершины кривых смещаются к боковым стенкам (см. рис. 2.60, а—в). Видно, что уже при  $h/W = 0,4$  имеется область значений  $x/W$ , где  $v_{yk} = 0$ . При дальнейшем уменьшении  $h/W$  эта область постепенно увеличивается и при  $h/W \leq 0,1$  только в небольших пристенных участках канала  $v_{yk} \neq 0$ . Это обстоятельство подтверждает правомерность пренебрежения компонентой  $v_{yk}$  в теории одношнековых экструдеров, снабженных шнеками, винтовые каналы которых имеют значение  $h/W < 0,1$ .

Проведенный теоретический анализ течения жидкости в винтовых каналах двухшнековых экструдеров показал:

- 1) при расчетах можно принять  $(\partial p/\partial z)_k = \text{const}$  и  $(\partial p/\partial x)_k = \text{const}$ ;

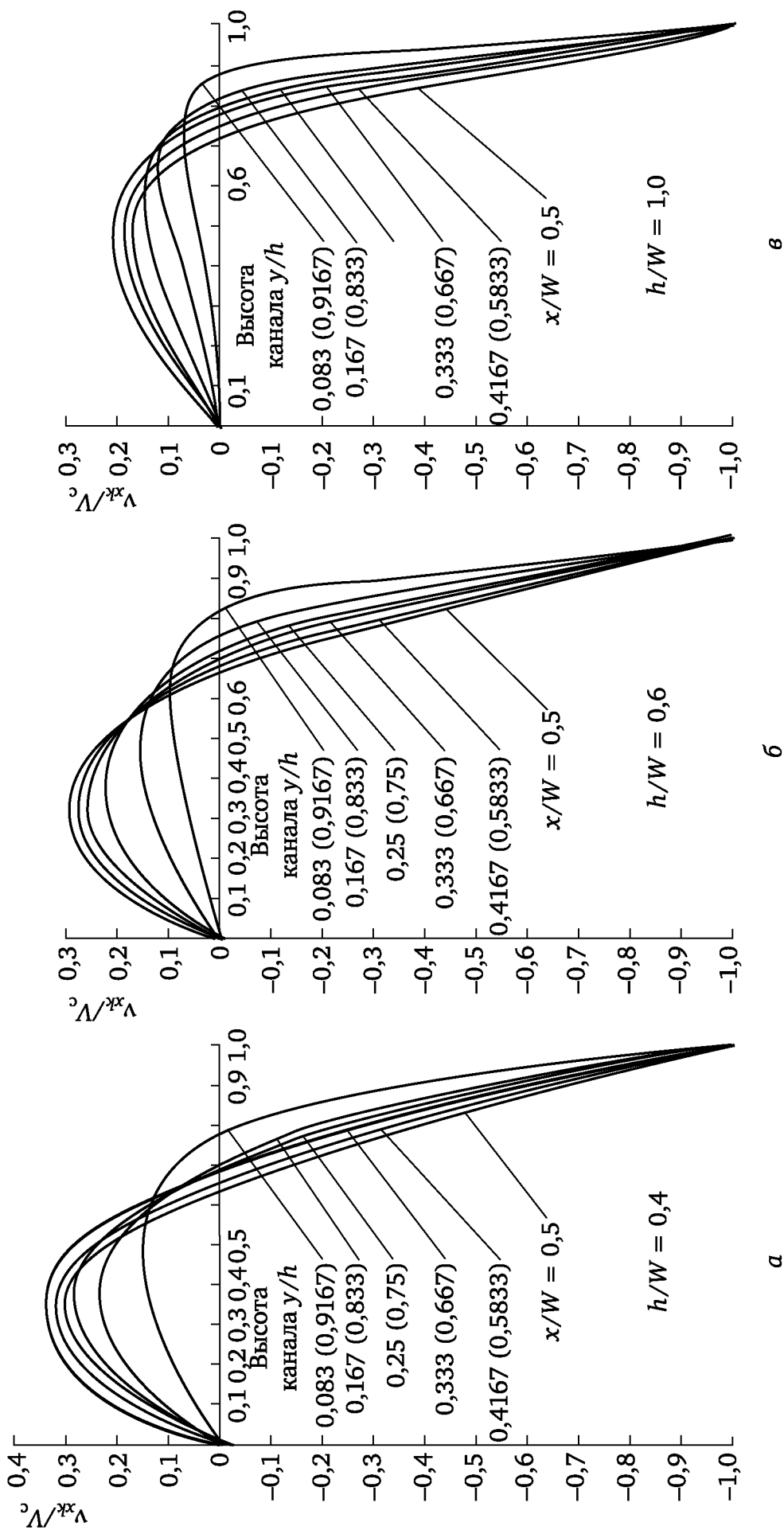


Рис. 2.59. Теоретические эпюры скоростей  $v_{xk}/V_c$  (поперек канала) циркуляционного потока в винтовых каналах прямоугольной формы с различными значениями  $h/W$  (расчет на ЭВМ методом конечных разностей)



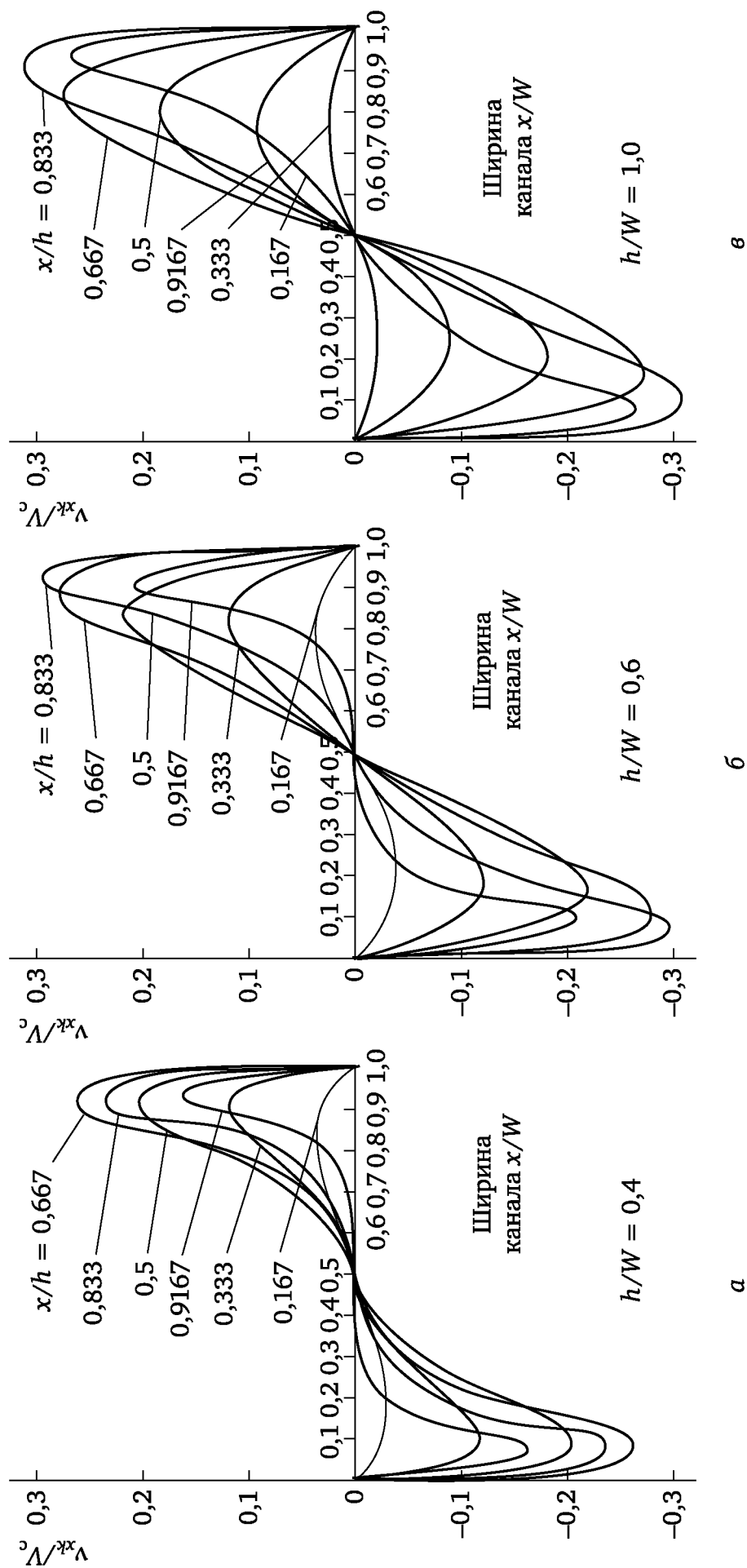


Рис. 2.60. Теоретические эпюры скоростей  $v_{yk}/V_c$  (по высоте канала) циркуляционного потока в винтовых каналах прямоугольной формы с различными значениями  $h/W$  (расчет на ЭВМ методом конечных разностей)

2) при размерах поперечного сечения винтового канала  $h/W = 0,4 \div 1,0$  нельзя пренебрегать составляющей  $v_{yk}$  особенно важен учет  $v_{yk}$  при анализе процессов смешения;

3) боковые стенки винтовых каналов, как следует из эпюр скоростей  $v_{xk}$  и  $v_{yk}$ , оказывают большое влияние на распределение скоростей потока, что свидетельствует об ошибочности утверждений, предлагающих пренебречь этим влиянием.

### 2.2.7. Процессы течения расплавов полимеров через валковые и боковые зазоры зацепления шнеков

Условие геометрической совместимости шнеков предполагает обязательное наличие зазоров зацепления — боковых  $\delta_s$  (аксиальных) и межвалковых  $\delta_o$  (см. рис. 2.31).

Впервые течение высоковязких жидкостей в межвалковых зазорах зацепления шнеков рассматривалось В. С. Кимом с сотр. Задача решалась в предположении, что координаты начала захвата материала и его выхода из валкового (радиального) зазора (по аналогии с процессом вальцевания) совпадают с координатами точек двух окружностей, образованных внутренними поверхностями цилиндров в нормальном сечении (см. рис. 2.51, а).

Выражение для профиля скоростей в валковых зазорах  $\delta_o$  зацепления шнеков можно найти из решения дифференциального уравнения движения, имеющего в данном случае вид:

$$\frac{\partial^2 v_{zB}}{\partial y^2} = -\frac{1}{\mu_B} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_B. \quad (2.134)$$

Решая дифференциальное уравнение (2.134) при граничных условиях (рис. 2.61, а):

при встречном вращении шнеков

$$y = \delta_1; \quad v_{zB} = \omega R_1;$$

$$y = \delta_2; \quad v_{zB} = \omega R_2;$$

при одностороннем вращении шнеков

$$y = \delta_1; \quad v_{zB} = -\omega R_1;$$

$$y = -\delta_2; \quad v_{zB} = \omega R_2;$$

получим:

при встречном вращении шнеков

$$\begin{aligned} v_{zB}^B = & \frac{1}{2\mu_B} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{B\delta} [\delta_1 \delta_2 - y^2 + y(\delta_1 - \delta_2)] + \\ & + \frac{\omega}{\delta_o} [y(R_1 - R_2) + R_1 \delta_2 + R_2 \delta_1]; \end{aligned} \quad (2.135)$$

при одностороннем вращении шнеков

$$v_{z\delta}^0 = \frac{1}{2\mu_{\delta}} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{\delta_0} [\delta_1 \delta_2 - y^2 + y(\delta_2 - \delta_1)] + \frac{\omega}{\delta_0} [(R_1 + R_2)(y - \delta_1) + R_1], \quad (2.136)$$

где  $\mu_{\delta}$  — эффективная вязкость расплава в зазоре  $\delta_0$ .

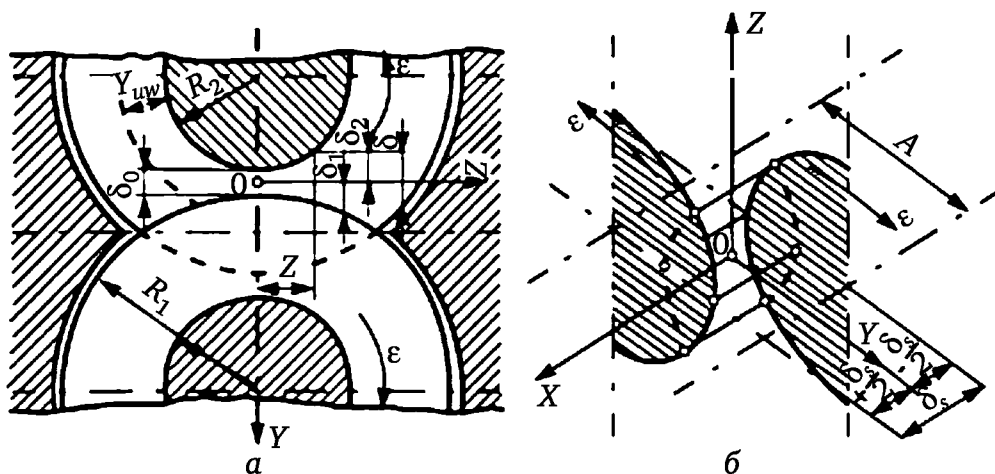


Рис. 2.61. К расчету процессов течения в межвалковом (а) и боковом (б) зазорах зацепления шнеков

Зазоры  $\delta_0$ ,  $\delta_1$  и  $\delta_2$  являются функциями координат по оси  $Z$  (рис. 2.61, а). Наиболее сложной задачей является определение величин градиента давления в валковом зазоре  $(\partial p / \partial z)_{\delta}$ , входящих в уравнения (2.135) и (2.136). Методика их расчета приведена в следующем разделе.

Наряду с валковым зазором  $\delta_0$  существенное влияние на производительность и процесс смешения в двухшнековых экструдерах оказывают боковые зазоры  $\delta_s$  (рис. 2.61, б).

Решая дифференциальное уравнение

$$\frac{\partial^2 v_{z\delta}}{\partial x^2} = -\mu_{\delta} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{\delta} \quad (2.137)$$

при граничных условиях (см. рис. 2.61):

для встречного вращения шнеков

$$x = \frac{\delta_s}{2}; \quad v_{z\delta} = \omega(A/2 + y);$$

$$x = \frac{\delta_s}{2}; \quad v_{z\delta} = \omega(A/2 - y);$$

для одностороннего вращения шнеков

$$x = \frac{\delta_s}{2}; \quad v_{z\delta} = \omega(A/2 + y);$$

$$x = -\frac{\delta_s}{2}; \quad v_{z\delta} = -\omega(A/2 - y);$$

получим скорость потока жидкости:

для встречного вращения шнеков

$$v_{z6}^B = \frac{1}{2\mu_6} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{6B} \left( \frac{\delta_s^2}{4} - x^2 \right) + \omega \left( \frac{2yx}{\delta_s} + \frac{A}{2} \right); \quad (2.138)$$

для одностороннего вращения шнеков

$$v_{z6}^O = \frac{1}{2\mu_6} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{6O} \left( x^2 + x\delta_s + \frac{\delta_s^2}{4} \right) + \omega \left( \frac{Ax}{\delta_s} + y \right). \quad (2.139)$$

В уравнениях (2.138) и (2.139) — эффективная вязкость расплава полимера в зазоре  $\delta_s$ ;  $\left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{6B}$  и  $\left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{6O}$  — градиенты давления в зазоре  $\delta_s$  при встречном и одностороннем вращении шнеков. Обычно значения межосевого расстояния шнеков  $A$  и боковых зазоров  $\delta_s$  являются заданными. Методика расчета  $(\partial p / \partial z)_6$  приведена в следующем разделе.

### 2.2.8. Производительность двухшнековых экструдеров со встречным и односторонним вращением шнеков

Впервые уравнение для расчета производительности двухшнековых экструдеров было предложено Г. Шенкелем в виде

$$Q_{max} = iNh(2\pi - \alpha')(\pi D \operatorname{tg} \alpha - e)(D - h), \quad (2.140)$$

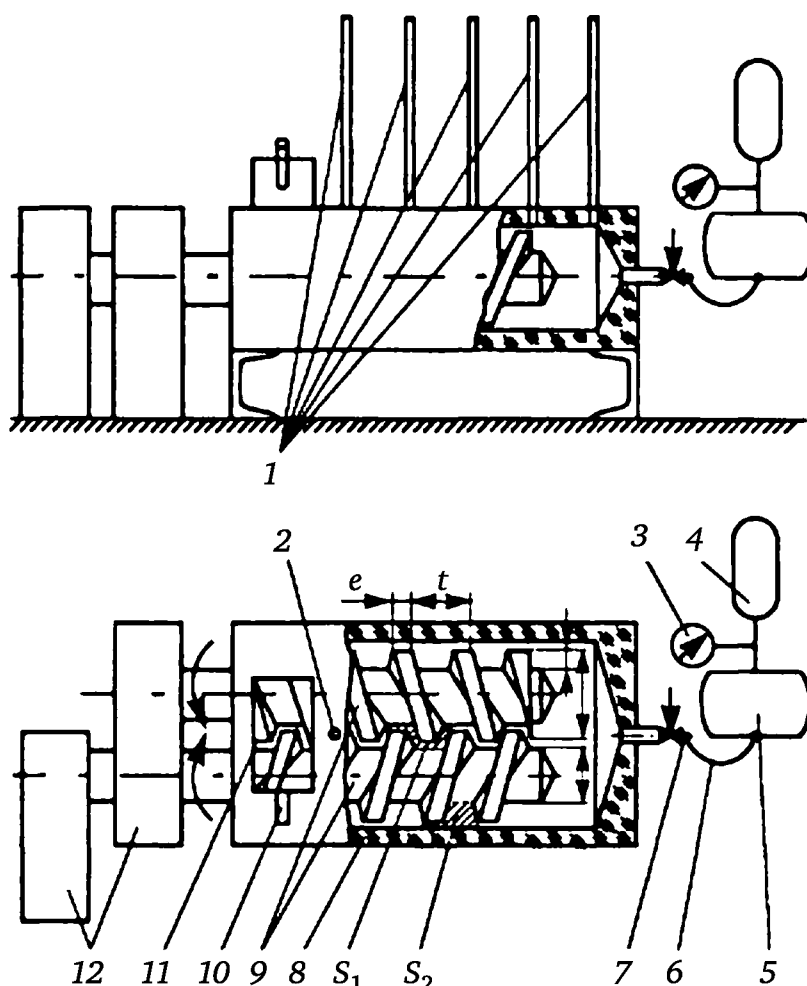
где  $i$  — число заходов винтовой нарезки;  $N$  — частота вращения шнеков;  $D$ ,  $h$ ,  $\alpha$  — наружный диаметр, глубина и угол подъема винтового канала шнека;  $\alpha'$  — угол перекрытия, который определяется по формуле

$$\cos \alpha' = 1 - \frac{2h}{D - h} + \frac{h^2}{2(D - h)^2}. \quad (2.141)$$

Уравнение (2.140) определяет производительность двухшнекового экструдера для крайнего (предельного) случая, когда С-образные секции винтовых каналов полностью изолированы друг от друга, и выражает следующий физический смысл: весь материал, заполняющий объем С-образных секций, выдавливается из каждого шнека за один оборот. Однако необходимость обеспечения геометрической совместности обуславливает наличие зазоров их зацепления и, как следствие, отсутствие изолированности С-образных секций. Сопротивление формирующего инструмента, на входе в который устанавливается давление  $p$ , выжимающее действие сопряженного шнека, а также относительное движение стенок винтовых каналов и цилиндра являются причинами возникновения потоков утечек через зазоры зацепления шнеков.

С целью исследования влияния конструкции шнеков и направления их вращения на производительность двухшнековых экструдеров

В. С. Кимом с сотр. проводились исследования их напорно-расходных характеристик. Эксперименты проводились на модельном экструдере с прозрачным цилиндром (рис. 2.62), основным элементом которого является прозрачный корпус 8, выполненный из оргстекла, с загрузочной воронкой 11 и штуцером 10. Установка была укомплектована набором однозаходных шнеков 9 без компрессии с длиной нарезной части 0,3 м и с различными конфигурацией и геометрическими размерами поперечного сечения винтового канала.












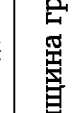
**Рис. 2.62. Схема экспериментальной установки для исследования напорно-расходовой характеристики двухшнековых экструдеров**

Для размещения шнеков корпус имел два отверстия диаметром 0,04 м с межцентровым расстоянием 0,032 м.

Из табл. 2.2 видно, что шнеки были изготовлены таким образом, чтобы можно было получить различную степень замкнутости С-образных секций винтового канала, варьируя величины межвалковых и боковых зазоров зацепления. Плотность зацепления оценивалась коэффициентом  $K$ , рассчитываемым как отношение площади зазора зацепления шнеков  $S_1$  к суммарной площади нормальных сечений винтового канала и кольцевого зазора между внутренней поверхностью корпуса экструдера и гребнем нарезки на длине одного шага (см. рис. 2.62).

Таблица 2.2

Профиль поперечного сечения шнеков и их геометрические параметры

№ шнека	Профиль нарезки	<i>D</i> , мм	<i>d</i> , мм	<i>t</i> , мм	<i>e</i> , мм	<i>h</i> , мм	<i>K</i>	Вращение шнеков
1		39,5	23,45	16	8,8/4,851*	8,05	0,3077	Одностороннее
2		39,45	23,05	16	8,25/4,1*	8,2	0,4935	
3		39,40	24,2	14	4,2	7,6	0,5765	
4		39,20	23,55	19,9	5,9	7,825	0,67089	
5		39,30	23,7	14	3,1/2,6*	7,8	0,78089	
6		39,30	23,1	16	3,4	8,1	0,81107	
7		39,5	22,7	16	6,9	8,3	0,40837	Встречное
8		39,4	23,6	16	6	7,9	0,47255	
9		39,0	23,2	17,7	9,6/4,8*	7,9	0,6028	
10		39,4	22,5	16	4	8,45	0,7947	

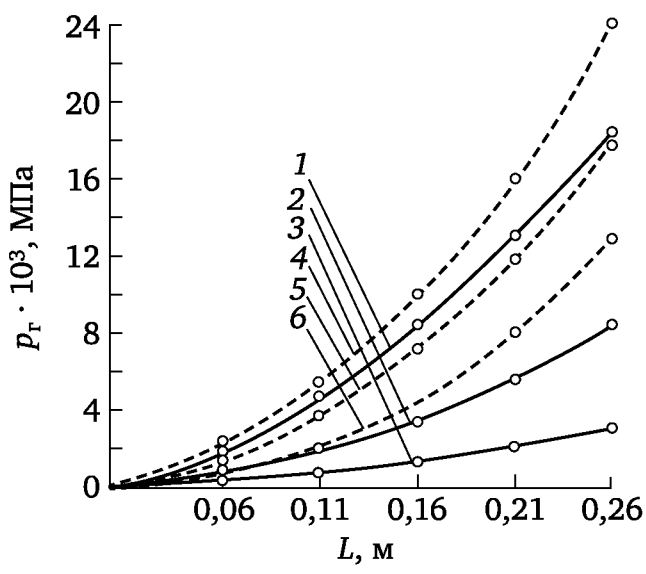
\* В числителе — толщина гребня винтовой нарезки шнека в зоне загрузки, в знаменателе — в зоне выдавливания (дозирования).

Конструкция установки позволяла производить быструю смену шнеков, а ее универсальный привод 12 — плавно изменять частоту и направление вращения со встречного на одностороннее. На выходе модельного экструдера был установлен пробковый кран 7, с помощью которого можно было менять давление в головке, а следовательно, и производительность установки. Для определения зависимости потоков утечек от сопротивления головки модельная жидкость (глицерин вязкостью  $9,31 \cdot 10^{-1}$  Па · с) по гибкому шлангу 6 нагнеталась на входе установки при неподвижных шнеках 9 в направлении загрузочного отверстия 11. Эксперимент проводился при постоянном давлении в головке, контролируемом динамометром 3 и установленными в отверстиях 2 манометрическими трубками 1. Подача модельной жидкости осуществлялась из резервуара 5 под действием сжатого азота, подаваемого из баллона 4. Отбор глицерина при этом производился через штуцер 10. Манометрические трубки 1 служили также для замера давления по длине экструдера. Прозрачный корпус 8 позволял визуальное исследование распределение потоков модельной жидкости в рабочей полости экструдера. Эксперименты проводились по следующей методике.

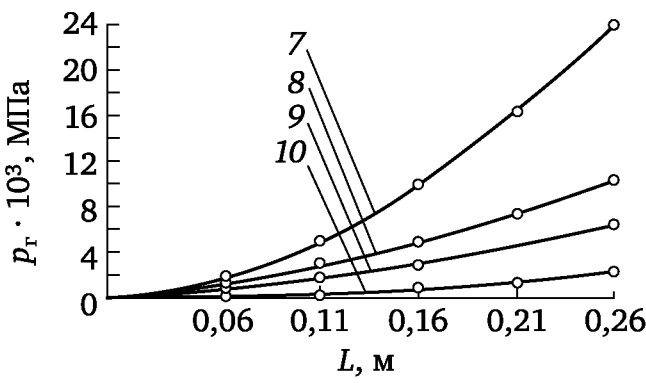
Соединив гибким шлангом 6 выход из экструдера со штуцером загрузочного отверстия и обеспечив тем самым рециркуляцию модельной жидкости, с помощью универсального привода устанавливали определенную частоту вращения шнеков. После вывода экструдера на стационарный режим работы гибкий шланг отсоединяли от штуцера загрузочного отверстия, и выходящий поток модельной жидкости направлялся в мерный цилиндр для определения производительности установки. Подача глицерина в загрузочное отверстие при этом осуществлялась периодически с помощью мерного сосуда с пробковым краном, которым поддерживался постоянный уровень модельной жидкости в загрузочном отверстии. Распределение давления по длине экструдера  $p = f(L)$ , начальной точкой отсчета которой являлась середина загрузочной воронки, фиксировалось с помощью манометрических трубок. Производительность экструдера варьировали пробковым краном, установленным на выходе из экструдера. В каждом эксперименте измеряли давление  $p$  на выходе из экструдера и производительность, получая при этом данные для построения рабочей характеристики  $Q = f(p)$  при  $N = \text{const}$ . Зависимости  $p = f(L)$  и  $Q = f(p)$  при других значениях частоты вращения шнеков определяли по аналогичной методике. Для выявления суммарной величины потоков утечек через зазоры зацепления при неподвижных шнеках ( $N = 0$ ) сжатым газом из резервуара 4 глицерин при  $p = \text{const}$  нагнетался в экструдер. Гибким шлангом, соединенным со штуцером загрузочного отверстия, модельная жидкость направлялась в мерный цилиндр. При этом, как и при снятии рабочих характеристик, фиксировалось давление по длине экструдера. Качественную оценку потоков, образующихся при перемещении материала в винтовых каналах шнеков и зазорах, осуществляли наблюдением за вво-

димым в поток модельной жидкости индикатором, представляющим собой смесь глицерина и мелкодисперсной алюминиевой пудры.

На рис. 2.63 и 2.64 представлены данные, полученные в экспериментах по исследованию распределения давления по длине шнеков двухшнекового экструдера со встречным и односторонним их вращением. Из этих рисунков видно, что как при  $N = 0$  (неподвижные шнеки), так и при  $N \neq 0$  для шнеков одностороннего вращения изменение давления носит линейный характер, т. е.  $\partial p / \partial L = \text{const}$ . Следовательно, перепад давления между отдельными С-образными секциями шнеков постоянен. При встречном вращении шнеков зависимость  $p = f(L)$  криволинейна, что говорит о том, что перепад давления между С-образными секциями непостоянен, т. е.  $\partial p / \partial L = \text{var}$ , причем с ростом длины экструдера растет и величина  $\partial p / \partial L$ .



**Рис. 2.63. Изменение давления  $p$  по длине шнека  $L$ ; значение  $Q \cdot 106, \text{ м}^3/\text{с}$ :**  
 1 — 1,06; 2 — 0,85; 3 — 0,431; 4 — 0,41; 5 — 0,31; 6 — 0,133;  
 ---- — одностороннее вращение шнеков,  $N = 0,167 \text{ с}^{-1}$  (шнек №1,  $K = 0,3077$ , табл. 2.2); — — встречное вращение шнеков,  $N = 0$  (шнек №7,  $K = 0,4084$ , табл. 2.2)

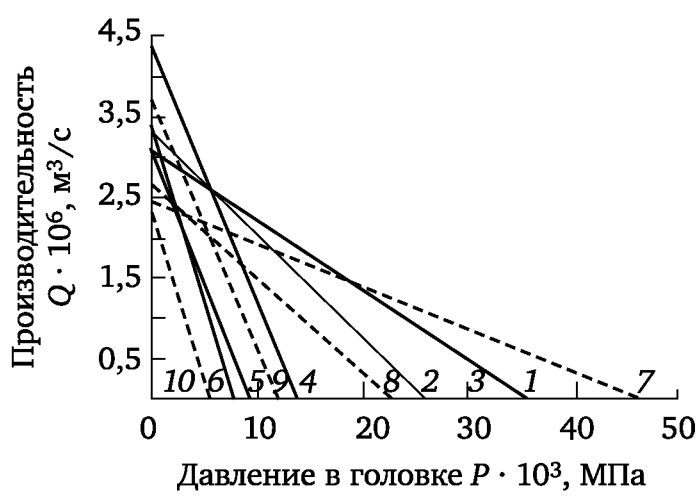


**Рис. 2.64. Изменение давления  $p$  по длине пшена  $L$ ;  $N = 0,167 \text{ с}^{-1}$ .**  
 Числа у кривых — номера шнеков по табл. 2.2

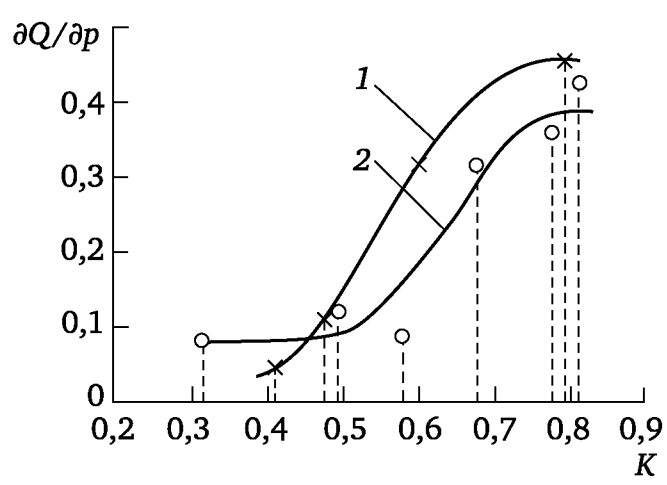
С увеличением плотности зацепления шнеков (см. рис. 2.63 и 2.64; см. также табл. 2.2) возрастает градиент давления  $\partial p / \partial L$  по длине шнека.



На рис. 2.65 представлены рабочие характеристики двухшнековых экструдеров с односторонним и встречным направлением вращения шнеков, полученные при  $N = 0,333 \text{ с}^{-1}$ . Из этого рисунка видно, что характеристики экструдеров со шнеками с разной плотностью зацепления  $K$  (см. табл. 2.2 и числа у кривых, соответствующие номерам шнеков) отличаются друг от друга только значениями  $\partial Q/\partial p$ . Следовательно, величина  $\partial Q/\partial p$ , определяемая как тангенс угла наклона прямых к оси абсцисс, может характеризовать напорную способность двухшнекового экструдера. Чем больше  $\partial Q/\partial p$ , тем лучше эксплуатационные показатели (больше производительность на единицу давления) двухшнекового экструдера.



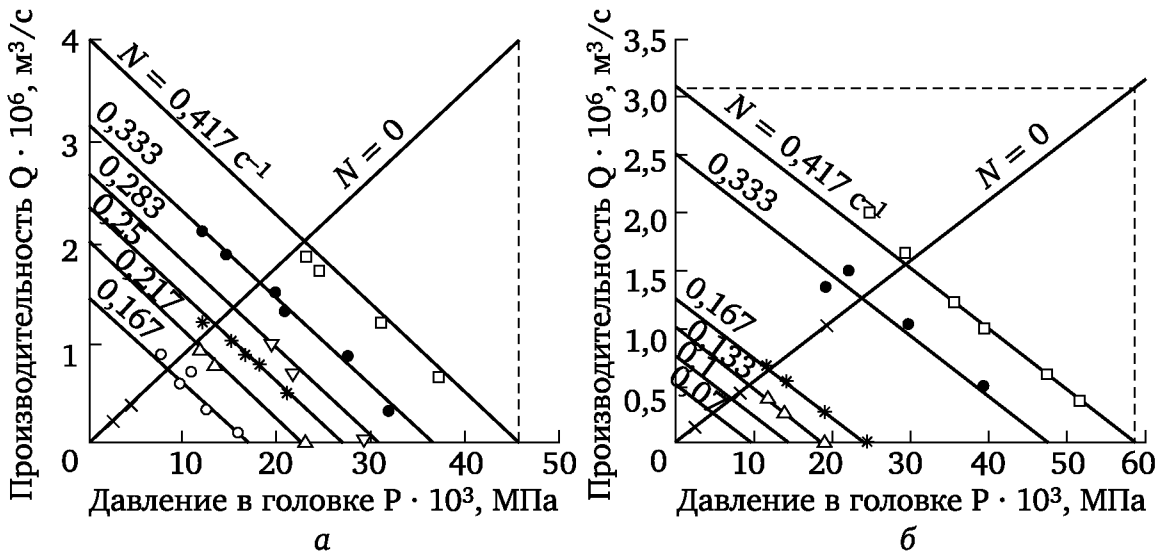
**Рис. 2.65. Рабочие характеристики двухшнекового экструдера;  $N = 0,333 \text{ с}^{-1}$ . Числа у кривых — номера шнеков по табл. 2.2:**  
 — — одностороннее, ---- — встречное вращение шнеков



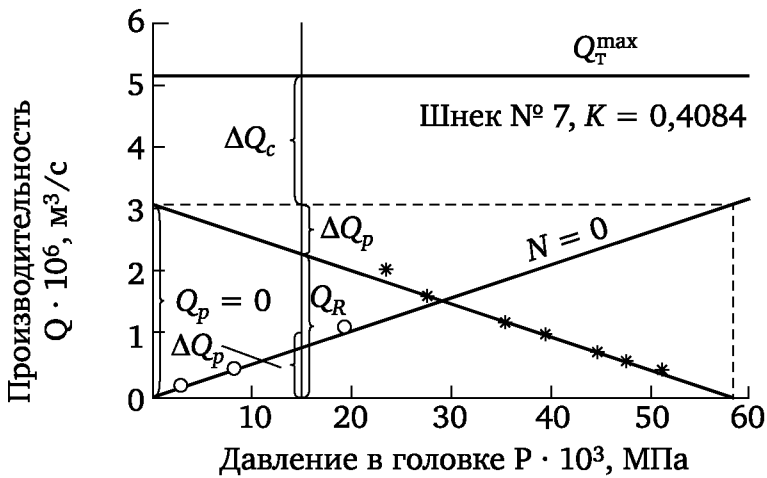
**Рис. 2.66. Зависимость  $\partial Q/\partial p$  от коэффициента плотности зацепления шнеков  $K$ :**  
 1 — одностороннее; 2 — встречное вращение шнеков

Из графиков (рис. 2.66) следует, что при одном и том же значении коэффициента плотности зацепления транспортирующая способность двухшнекового экструдера со встречным вращением шнеков выше, чем

с односторонним. Рабочие характеристики двухшнековых экструдеров, полученные при различных частотах вращения шнеков, независимо от его направления (рис. 2.67) показывают их эквидистантность друг другу, что свидетельствует об идентичности процессов течения материала в рабочих органах машины при разных частотах вращения шнеков.



**Рис. 2.67. Рабочие характеристики двухшнекового экструдера:**  
 а — одностороннее вращение шнеков (шнек № 1,  $K = 0,3077$  по табл. 2.2);  
 б — встречное вращение шнеков (шнек № 7,  $K = 0,4084$  по табл. 2.2)



**Рис. 2.68. К расчету производительности двухшнековых экструдеров**

Анализ рабочих характеристик двухшнекового экструдера (рис. 2.68) показал, что действительная его производительность  $Q_r$  намного меньше теоретической ( $Q_{\max}$ , рассчитанной по формуле (2.140). Разность  $Q_{\max} - Q_{p=0} = \Delta Q_c$  соответствует величине потока утечек, образующегося в результате перепада давления в С-образных секциях от выжимающего действия витков сопряженного шнека и относительного движения поверхностей винтового канала в цилиндре, а разность  $Q_{\max} - Q_{p=0} = \Delta Q_c$  — величина потоков утечек, обусловленных сопротивлением головки (формирующего инструмента). Оказалось, что уменьше-

ние производительности на  $\Delta Q_c$  равно расходу жидкости через каналы и зазоры зацепления при неподвижных шнеках и том же давлении при нагнетании жидкости со стороны головки. Поток утечек из С-образных секций, обусловленный только выжимающим действием витков сопряженного шнека, зависит только от коэффициента плотности зацепления  $K$ , характеризующего степень замкнутости указанных секций.

На рис. 2.69 приведена зависимость относительного потока утечек из С-образных секций  $Q_{p=0}/Q_T^{\max}$  от коэффициента плотности зацепления шнеков  $K$ .

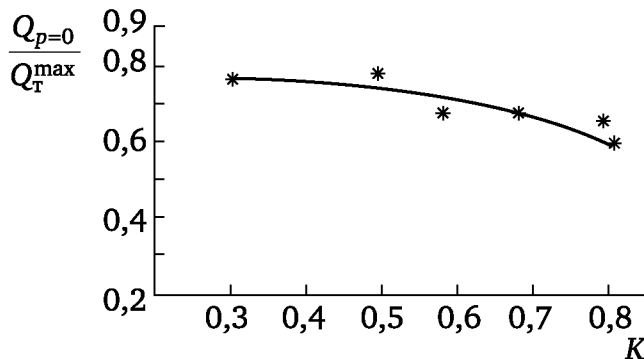


Рис. 2.69. Зависимость  $Q_{p=0} / Q_T^{\max}$  от коэффициента плотности зацепления шнеков  $K$

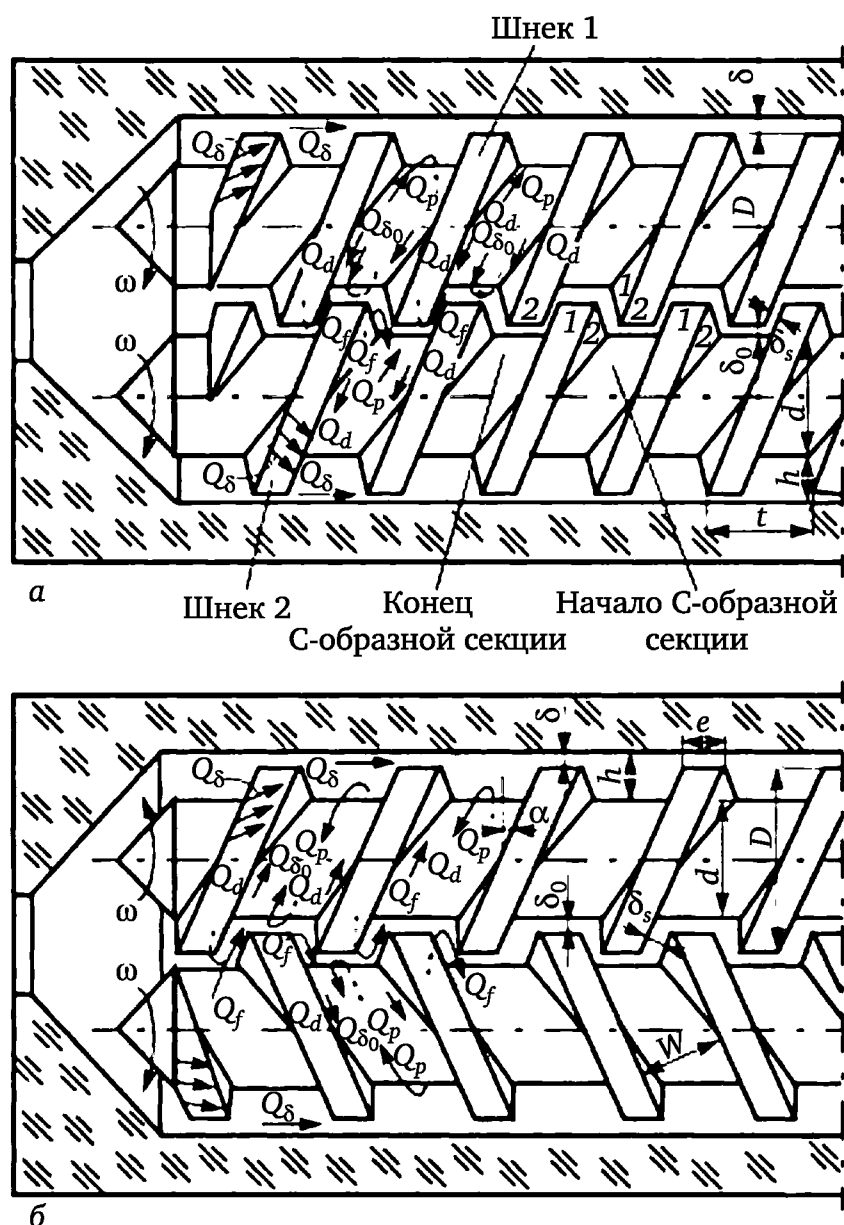
### 2.2.9. Экспериментальное изучение потоков жидкости в с-образных секциях и зазорах зацепления шнеков

Для теоретического анализа работы двухшнековых экструдеров необходимо знать распределение потоков утечек перерабатываемого материала в С-образных секциях и зазорах зацепления шнеков. Метод отбора проб с контрастными красителями исключает возможность исследования механизма возникновения и распределения потоков утечек в винтовых каналах.

Прозрачный цилиндр из органического стекла, использованный в модельном двухшнековом экструдере, намного упрощает визуальное наблюдение картин течения жидкости, по распределению красителя в которой можно получать непрерывную информацию о направлении потоков утечек. Визуальные наблюдения в этих экспериментах показали наличие следующих потоков жидкости при работе двухшнековых экструдеров: поршневого (принудительного) потока, состоящего из потоков  $Q_p$  и  $Q_d$ ; потока  $Q_{\delta_0}$  в валковом (радиальном) зазоре между гребнями и сердечниками сопряженных шнеков; потока  $Q_f$  в зазоре между боковыми поверхностями винтовых нарезок; потока  $Q_\delta$  в аксиальном зазоре между гребнем шнека и внутренней поверхностью цилиндра.

Поршневой поток состоит из так называемых С-образных секций, образованных боковыми поверхностями витков и охватывающего цилиндра и ограниченных с обоих концов валковыми и боковыми зазорами. Жидкость, заключенная в С-образных секциях, продвигается

к формирующему инструменту. При неизменных геометрических размерах винтовых каналов, что характерно для зоны дозирования (выдавливания), картина движения вязкой жидкости во всех секциях идентична. Относительное движение боковых стенок винтового канала и сердечника шнека вызывает появление вынужденного потока  $Q_d$ , а выжимающее действие витков сопряженного шнека и наличие сопротивления формирующего инструмента обуславливают появление потока под давлением  $Q_p$  внутри отдельной С-образной секции (рис. 2.70).



**Рис. 2.70. Распределение потоков перерабатываемого материала в двухшнековых экструдерах со встречным (а) и односторонним (б) вращением шнеков**

Продольный градиент давления  $(\partial p / \partial z)_k$  являющийся результатом воздействия витков сопряженного шнека и сопротивления формирующего инструмента, служит причиной возникновения потоков утечек через зазоры зацепления шнеков — боковой  $\delta_s$  и межвалковый  $\delta_0$ .

Кроме того, на формирование потоков утечек через указанные зазоры большое влияние оказывают относительное движение боковых стенок винтовых каналов и цилиндрических поверхностей сердечника и выступа нарезки шнеков.

Следовательно, потоки утечек через боковые и межвалковые зазоры, в свою очередь, складываются из вынужденного потока и потока под давлением.

Наблюдения показали, что в боковых зазорах зацепления шнеков течение жидкости является прямолинейным, параллельным стенкам зазора и его можно рассматривать как поток между двумя вращающимися плоскими сегментами при одновременном действии градиента давления. Это является свидетельством правильности постановки и решения задачи течения жидкости через боковой зазор, рассмотренной в предыдущем разделе.

Известно, что у толкающей (напорной) стенки винтового канала давление больше, чем у пассивной. Обычно в зацеплении шнеков напорная стенка одного шнека является смежной для пассивной стенки другого, в результате чего возникает перепад давления между ними. Этот перепад начинает действовать на  $1/8$  максимальной длины бокового зазора. В этой области прямолинейность движения потока искажается и он направляется в смежную С-образную секцию того шнека, боковая поверхность нарезки которого, ограничивающая зазор, является одновременно пассивной стенкой канала.

Одновременно некоторая часть материала, находящаяся у толкающей стенки в области зацепления, под действием того же перепада давления переходит через боковой зазор, сливаясь там с основным потоком, в смежную секцию (см. рис. 2.70). Именно этот дополнительный поток влияет на вид эпюры скоростей в плоскостях 1 и 5 (см. рис. 2.35). Плоскость 1 находится у активной стенки канала, а переток из этой области в смежную секцию ослабляет обратный поток, следовательно, уменьшает его скорость в направлении оси  $z$ . У пассивной стенки (плоскость 5) происходит обратное явление, т. е. на обратный поток накладывается дополнительный из бокового зазора, увеличивая соответственно скорость  $v_{zk}$ .

#### **2.2.10. Вывод уравнений для расчета производительности двухшнековых экструдеров**

В предыдущем разделе было показано, что утечки из С-образных секций винтовых каналов происходят через боковые  $\delta_s$  и валковые  $\delta_0$  зазоры зацепления шнеков. Причиной возникновения потоков утечек через указанные зазоры зацепления является наличие градиента давления  $(\partial p / \partial z)_k$  вдоль винтового канала, являющегося результатом действия двух факторов — замыкания винтового канала сопрягающим шнеком и сопротивления течению материала в формующем инструменте (головке).

Виток, замыкающий винтовой канал, развивает вдоль него градиент давления  $(\partial p / \partial z)_{ks}$ , а от сопротивления формующего инструмента воз-

никает градиент давления  $(\partial p / \partial z)_w$ , направление которого противоположно направлению  $(\partial p / \partial z)_k$ . Величина  $(\partial p / \partial z)_k$  непостоянна.

Наиболее резкое падение давления имеет место в зоне сопряжения шнеков. Влияние давления в формирующем инструменте по-разному сказывается на суммарном градиенте давления  $(\partial p / \partial z)_k$ , являющемся алгебраической суммой  $(\partial p / \partial z)_{ks}$  и  $(\partial p / \partial z)_w$ , т. е.

$$(\partial p / \partial z)_k = (\partial p / \partial z)_{ks} + (\partial p / \partial z)_w,$$

и зависит от степени замкнутости С-образных секций, характеризуемой коэффициентом плотности зацепления шнеков  $K$ .

Наличие потоков утечек через зазоры зацепления является причиной того, что действительная производительность двухшнекового экструдера намного меньше максимальной, рассчитываемой по формуле (2.140).

В. С. Кимом предложена следующая формула для расчета производительности двухшнековых экструдеров, учитывающая потоки через зазоры зацепления шнеков и представляющая собой геометрическую сумму потоков:

$$Q_R = Q_{\max} + Q_c + Q_\delta, \quad (2.142)$$

где  $Q_{\max}$  — максимальная производительность двухшнекового экструдера (без учета расхода утечек);  $Q_c$  — суммарный поток утечек из С-образных секций;  $Q_\delta$  — поток утечек через радиальный зазор  $\delta$  между поверхностями цилиндра и гребня нарезки (см. рис. 2.55).

Для расчета суммарного потока утечек  $Q_c$  В. Н. Константинов предложил следующее уравнение:

$$Q_c = 2i \int_0^W \int_0^h v_{zk} dx dy. \quad (2.143)$$

Подстановкой  $v_{zk}$  из уравнения (2.113) и последующим интегрированием им получено

$$Q_c = -2\pi h(t - ie) \left[ D \left( 1 - \frac{\cos^2 \alpha}{2} F_d F_c - h \right) \right] \times \\ \times N - \frac{h^3(t - ie) F_p \cos \alpha}{6\mu_k} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_k. \quad (2.144)$$

Коэффициенты  $F_d$ ,  $F_p$ ,  $F_c$ , учитывающие влияние боковых стенок и кривизны винтового канала на течение жидкости, рассчитываются по формулам:

$$F_d = \frac{16W}{\pi^3 h} \sum_{m=0}^{\infty} \left\{ \frac{1}{(2m+1)^3} \operatorname{th} \left[ \frac{(2m+1)\pi h}{2W} \right] \right\}; \quad (2.145)$$

$$F_p = 1 - \frac{192h}{\pi^5 W} \sum_{m=0}^{\infty} \left\{ \frac{1}{(2m+1)^5} \operatorname{th} \left[ \frac{(2m+1)\pi W}{2h} \right] \right\}; \quad (2.146)$$

$$F_c = \frac{D}{2h} - \frac{\ln(1 - 2h/D)^{-1}}{(h/D)[1 - 2h/D]^{-2} - 1}; \quad (2.147)$$

в формулах (2.144)—(2.147)  $D$ ,  $h$ ,  $W$ ,  $t$ ,  $i$ ,  $e$ ,  $\alpha$  — наружный диаметр, глубина и ширина винтового канала, шаг, число заходов, ширина гребня и угол наклона винтового канала соответственно.

Однако отсутствие аналитического выражения для  $(\partial p/\partial z)_k$  намного снижает ценность полученного В. Н. Константиновым уравнения для расчета потоков утечек через зазоры зацепления шнеков и делает невозможным его применение при расчете производительности двухшнековых экструдеров. Утечка в аксиальном зазоре (см. рис. 2.55) может рассматриваться как расход  $Q_\delta$  через плоскую щель шириной  $[\pi - 2\arccos(A/D)] D/\cos \alpha$ , длиной  $l$  и высотой  $\delta$ :

$$Q_\delta = -\frac{(\pi - 2\arccos A/D)D\delta^3}{6\mu_\delta \cos \alpha} \frac{\Delta p}{L}, \quad (2.148)$$

где  $A$  — межосевое расстояние шнеков (см. рис. 2.55);  $L$  — длина зоны выдавливания по оси шнека;  $\Delta p$  — перепад давления в головке;  $\mu_\delta$  — эффективная вязкость расплава в кольцевом зазоре, рассчитываемая по скорости сдвига  $\gamma = \pi DN/\delta$ .

С учетом того что ширина и длина щели намного больше ее высоты  $\delta$ , уравнение (2.148) достаточно точно описывает расход утечки через радиальный зазор  $\delta$ . Таким образом, единственным препятствием для расчета производительности двухшнековых экструдеров является отсутствие аналитического выражения для градиента давления  $(\partial p/\partial z)_k$  вдоль винтового канала. Для его определения рассмотрим отдельно потоки утечек через боковые  $\delta_s$  и валковые  $\delta_0$  зазоры зацепления шнеков при их одностороннем и встречном вращении. При этом боковые зазоры рассматриваются как плоская щель длиной  $l_\delta$ , шириной  $h - \delta$  и высотой  $\delta_s$ .

Тогда поток утечек через каждый боковой зазор  $\delta_s$ .

$$Q_{\delta_s} = \int_{-\frac{h-\delta_0}{2}}^{\frac{h-\delta_0}{2}} \int_{-\frac{\delta_s}{2}}^{\frac{\delta_s}{2}} v_{z6}^B dx dy. \quad (2.149)$$

С учетом выражения (2.138) для  $v_{z6}^B$  последующим интегрированием получим уравнение для расчета расхода потока утечек через боковой зазор  $\delta_s$  при встречном вращении шнеков:

$$\begin{aligned} Q_{\delta_s}^b &= \int_{-\frac{h-\delta_0}{2}}^{\frac{h-\delta_0}{2}} \int_{-\frac{\delta_s}{2}}^{\frac{\delta_s}{2}} \left[ \frac{1}{2\mu_{\delta_B}} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{\delta_B} \left( \frac{\delta_s^2}{4} - x^2 \right) + \omega \left( \frac{A}{2} + \frac{2xy}{\delta_s} \right) \right] dx dy = \\ &= \frac{1}{12\mu_{\delta_B}} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{\delta_B} \frac{l_c}{l_6} (h - \delta_0) \delta_s^3 + \frac{\omega A \delta_s}{2} (h - \delta_0). \end{aligned} \quad (2.150)$$

Подставляя (2.139) для  $v_{zb}^o$  в уравнение (2.149), последующим интегрированием получим выражение для расхода потока утечек через боковой зазор при одностороннем вращении шнеков:

$$Q_{\delta_s}^o = \frac{1}{12\mu_{\delta_o}} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{ko} \frac{l_c}{l_6} (h - \delta_o) \delta_s^3. \quad (2.151)$$

В выражениях (2.150) и (2.151)

$$\left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{\delta_o}^{\delta_b} = \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{ko}^{\delta_b} \frac{l_c}{l_6}; \quad \omega = 2\pi N,$$

где  $\left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{\delta_o}^{\delta_b}$  — градиенты давления в боковых зазорах  $\delta_s$  при встречном и одностороннем вращении шнеков;  $\left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{ko}^{\delta_b}$  — градиенты давления в винтовых каналах С-образной секции при встречном и одностороннем вращении шнеков;  $l_6, l_c$  — длина винтового канала С-образной секции и бокового зазора:

$$l_c = \pi(D - h) - \frac{D}{2} \arccos \frac{A^2 - [(D - h)/2]^2 - D^2/4}{AD}; \quad (2.152)$$

$$l_6 = \frac{D}{2} \arccos \frac{A^2 - [(D - h)/2]^2 - D^2/4}{AD}; \quad (2.153)$$

$\mu_{\delta_b}, \mu_{\delta_o}$  — эффективная вязкость в боковых зазорах при встречном и одностороннем вращении шнеков.

Поток утечек через валковый зазор  $\delta_c$  шириной  $W/\cos \alpha = 2\delta_s$  (см. рис. 2.60) определяется как

$$Q_{\delta} = \left( \frac{W}{\cos \alpha} - 2\delta_s \right) \int_{-\delta_2}^{\delta_1} v_{zb} dy. \quad (2.154)$$

Подстановкой выражения  $v_{zb}$  при встречном и одностороннем вращении шнеков [см. уравнения (2.135) и (2.136)] в уравнение (2.154) и последующим интегрированием получим потоки утечек через валковый зазор  $\delta_o$ :

при встречном вращении шнеков

$$Q_{\delta_{ob}} = \frac{\frac{W}{\cos \alpha} - 2\delta_s}{12\mu_{\delta_{ob}}} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{kb} \frac{l_c}{l_s} \delta_o^3 + \frac{\frac{W}{\cos \alpha} - 2\delta_s}{2} \omega \delta_o (R_1 + R_2); \quad (2.155)$$

при одностороннем вращении шнеков

$$Q_{\delta_{ob}} = \frac{\frac{W}{\cos \alpha} - 2\delta_s}{12\mu_{\delta_{oo}}} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{ko} \frac{l_c}{l_s} f_1 + \frac{\frac{W}{\cos \alpha} - 2\delta_s}{2} \omega \delta_o (R_1 - R_2), \quad (2.156)$$



где  $l_s$  — длина межвалкового зазора, которая определяется из анализа экспериментального распределения скоростей потока в межвалковом зазоре  $\delta_o$  (см. рис. 2.46 и 2.47);  $\delta_o = \delta_1 + \delta_2$  — толщина (высота) валкового зазора в произвольном сечении оси  $z$  (см. рис. 2.61);

$$\delta_1 = \frac{D + \delta_o}{2} - \frac{(D - h + \delta_o)^2 - [(D - h) / 2]^2 + D^2 / 4}{2(D - h + \delta_o)};$$

$$\delta_2 = \frac{D - 2h + \delta_o}{2} - \sqrt{\frac{(D - 2h)^2}{4} - \left\{ \frac{D^2}{4} - \left[ \frac{(D - h + \delta_o)^2 - (D - h)^2 / 2 + D^2 / 4}{2(D - h + \delta_o)} \right]^2 \right\}};$$

$$f_1 = \frac{\delta_1^3 + \delta_2^3}{6} + \frac{\delta_1^2 \delta_2 + \delta_1 \delta_2^2}{2};$$

$R_1, R_2$  — радиусы выступа нарезки и сердечника шнека:

$$R_1 = D / 2; \quad R_2 = (D - 2h) / 2;$$

$\mu_{\delta_{ob}}, \mu_{\delta_{oo}}$  — эффективная вязкость в валковом зазоре  $\delta_o$  при встречном и одностороннем вращении шнеков.

С учетом того что конец каждой С-образной секции сообщается с другими секциями посредством двух боковых и одного валкового зазоров, а за каждый оборот шнеков выдавливаются объемы двух С-образных секций, суммарный поток утечек через зазоры зацепления шнеков равен:

при встречном вращении шнеков

$$Q_{cb} = 4Q_{\delta_s^b} + 2Q_{\delta_{ob}} = \frac{1}{3\mu_{\delta_{ob}}} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{kb} \frac{l_c}{l_b} (h - \delta_o) \delta_s^3 +$$

$$+ 2\omega A \delta_s (h - \delta_o) + \frac{W / \cos \alpha - 2\delta_s}{6\mu_{\delta_{ob}}} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{kb} \frac{l_c}{l_s} \delta_o^3 +$$

$$+ \left( \frac{W}{\cos \alpha} - 2\delta_s \right) \omega \delta_o (R_1 + R_2); \quad (2.157)$$

при одностороннем вращении шнеков

$$Q_{co} = 4Q_{\delta_s^o} + 2Q_{\delta_{oo}} = \frac{1}{3\mu_{\delta_{oo}}} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{ko} \frac{l_c}{l_b} (h - \delta_o) \delta_s^3 +$$

$$+ \frac{W / \cos \alpha - 2\delta_s}{6\mu_{\delta_{oo}}} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{ko} \frac{l_c}{l_s} f_1 +$$

$$+ \left( \frac{W}{\cos \alpha} - 2\delta_s \right) \omega \delta_o (R_1 + R_2). \quad (2.158)$$

Из очевидных соотношений  $Q_c = Q_{св}$  и  $Q_c = Q_{со}$  с учетом уравнений (2.144), (2.157) и (2.158) можно найти выражения для градиентов давления  $\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{кв}$  и  $\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{ко}$  в винтовом канале С-образной секции при встречном и одностороннем вращении шнеков:

$$\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{кв} = \frac{-2\pi h(t - ie) \left[ D \left( 1 - \frac{\cos^2 \alpha}{2} F_d F_c \right) - h \right] N - \left( \frac{W}{\cos \alpha} - 2\delta_s \right) \omega \delta_o (R_1 + R_2) - 2\omega A \delta_s (h - \delta_o)}{\frac{W / \cos \alpha - 2\delta_s}{6\mu_{\delta_{об}}} \frac{l_c}{l_s} \delta_o^3 + \frac{1}{3\mu_{бв}} \frac{l_c}{l_s} (h - \delta_o) \delta_s^3 + \frac{h^3(t - ie)}{6\mu_{кв}} F_p \cos \alpha}; \quad (2.159)$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{ко} = \frac{-2\pi h(t - ie) \left[ D \left( 1 - \frac{\cos^2 \alpha}{2} F_d F_c \right) - h \right] N - \left( \frac{W}{\cos \alpha} - 2\delta_s \right) \omega \delta_o (R_1 - R_2)}{\frac{W / \cos \alpha - 2\delta_s}{\mu_{\delta_{оо}}} \frac{l_c}{l_s} f_1 + \frac{1}{3\mu_{бo}} \frac{l_c}{l_s} (h - \delta_o) \delta_s^3 + \frac{h^3(t - ie)}{6\mu_{ко}} F_p \cos \alpha}. \quad (2.160)$$

Согласно формуле (2.142) с учетом выражений (2.140), (2.144), (2.148), (2.159) и (2.160) получим следующие уравнения для расчета производительности двухшнековых экструдеров при встречном  $Q_{Рв}$  и одностороннем  $Q_{Ро}$  вращении шнеков.

Угол перекрытия  $\alpha$  определяется формулой

$$\cos \alpha = 1 - \frac{2h}{D - h} + \frac{h^2}{2(D - h)^2}. \quad (2.161)$$

Таким образом, производительность двухшнековых экструдеров при известных геометрии шнеков и вязкостных свойствах перерабатываемого материала легко рассчитывается.

На рис. 2.71—2.73 представлены расчетные потоки утечек и сравнение расчетных и экспериментальной производительности.

Из рис. 2.72 и 2.73 видно хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных, что свидетельствует о достоверности (корректности) полученных выше уравнений для расчета производительности двухшнековых экструдеров. При этом обращает на себя внимание то обстоятельство, что утечки из С-образных секций при одних и тех же значениях частоты вращения  $N$  экструдеров со встречным вращением шнеков намного меньше, чем с односторонним вращением (см.

рис. 2.72), т. е. производительность у экструдеров со встречным вращением шнеков при равных значениях  $N$  намного выше, чем у экструдеров с односторонним вращением шнеков.

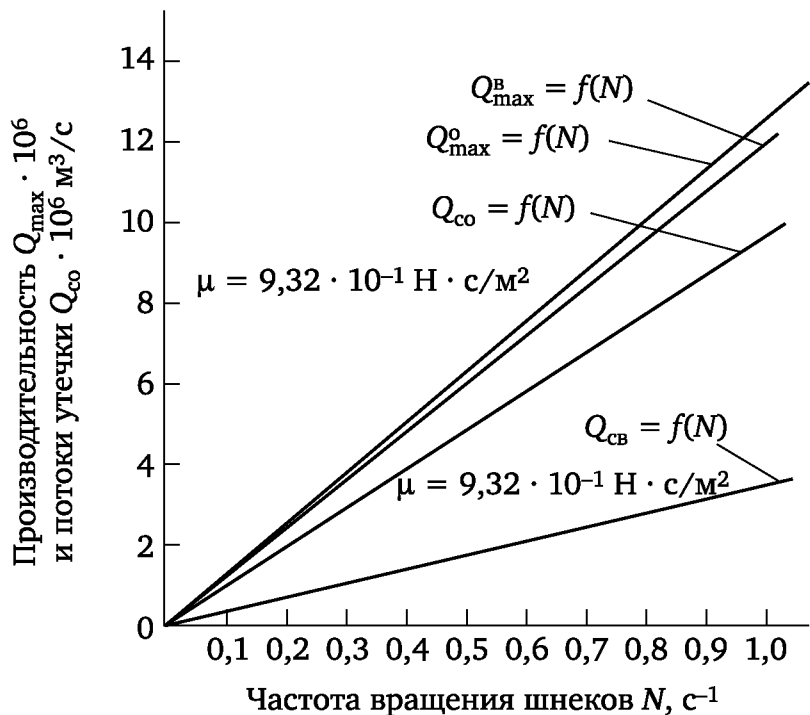


Рис. 2.71. Зависимость максимальной производительности и потоков утечек от частоты вращения при одностороннем ( $Q_{\max}^O$ ,  $Q_{\text{co}}$ ) и встречном ( $Q_{\max}^B$ ,  $Q_{\text{cb}}$ ) вращении шнеков

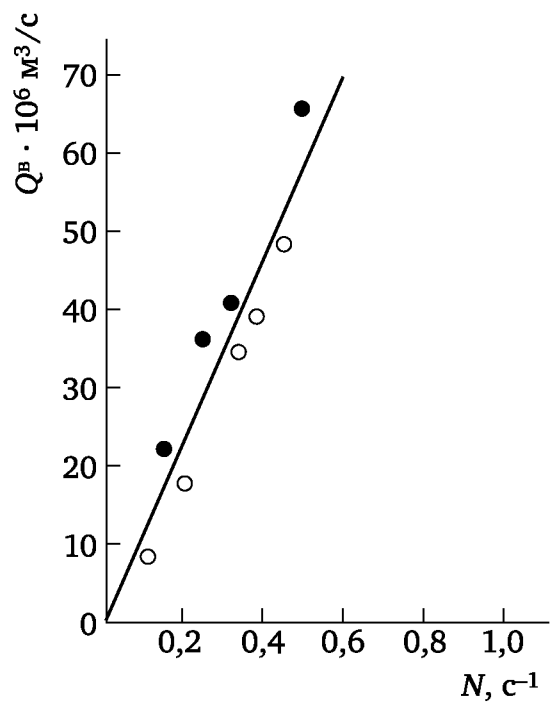
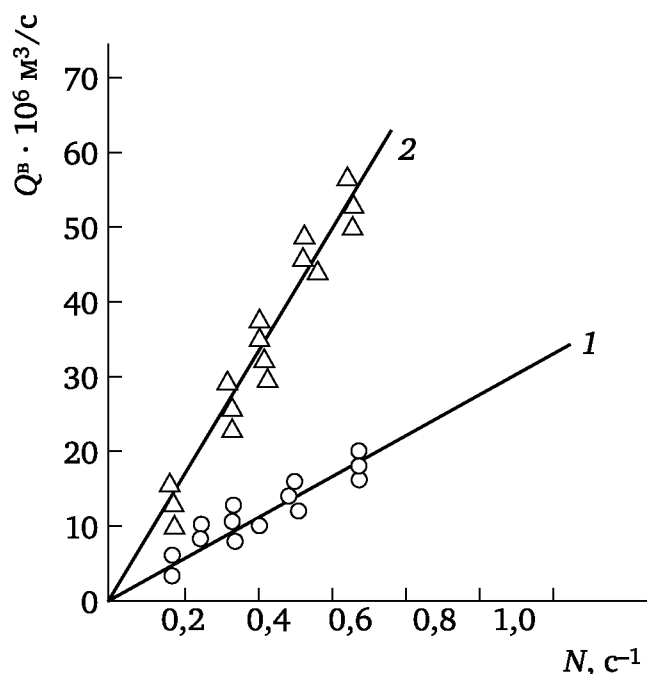


Рис. 2.72. Зависимость производительности двухшнековых экструдеров от частоты вращения шнеков при их встречном вращении; материал — жесткий (непластифицированный) поливинилхлорид:

○, ● — экспериментальные данные; — — теоретическая кривая



**Рис. 2.73. Зависимость производительности двухшнековых экструдеров от частоты вращения шнеков:**

1 — одностороннее вращение шнеков (шнек №4 по табл. 2.2); 2 — встречное вращение. Модельная жидкость — технический глицерин (шнек № 7 по табл. 2.2) вязкостью  $\mu = 9,32 \cdot 10^{-1} \text{ Па с}$ ; — — расчетная зависимость;  $\circ, \Delta$  — экспериментальные данные

## 2.3. Дисковые и шнеко-дисковые экструдеры

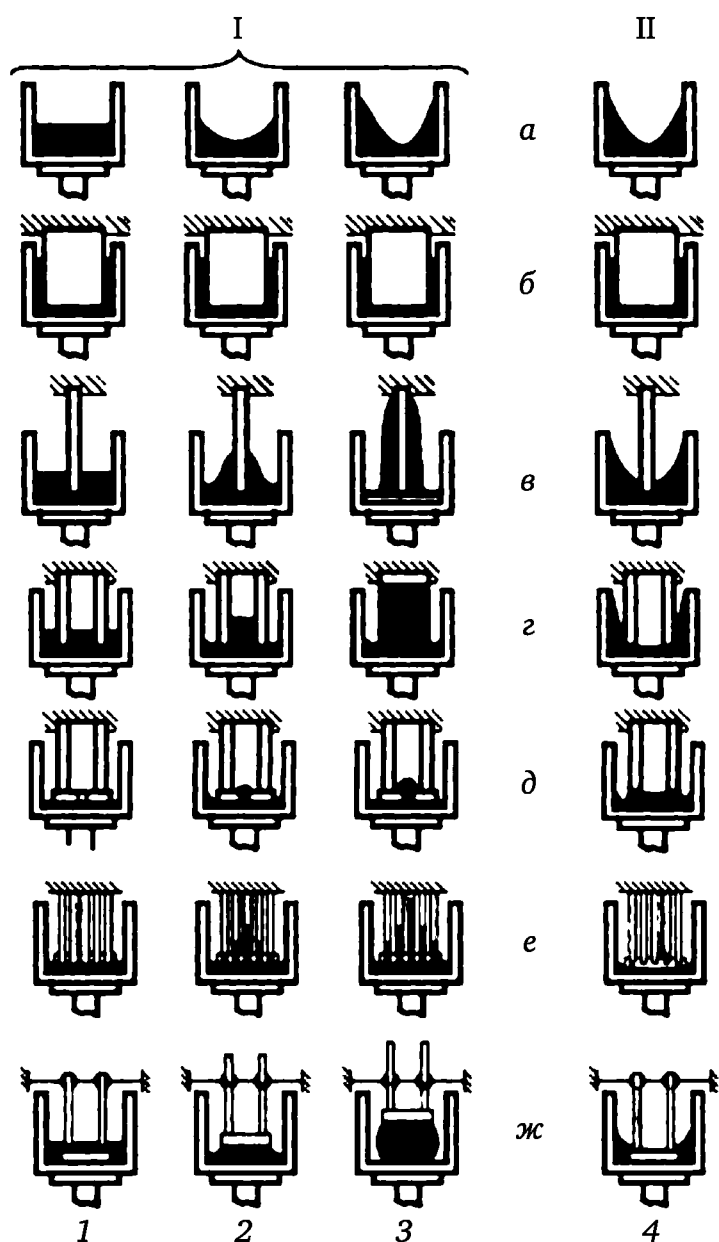
### 2.3.1. Принцип работы и конструкции дисковых и шнеко-дисковых экструдеров

С 60-х годов XX в. в качестве смесителей-пластикаторов непрерывного действия стали применять дисковые экструдеры, впервые предложенные Б. Максвеллом и А. Скейлором.

Принцип действия бесшнекового (дискового) экструдера Максвелла и Скейлора основан на использовании упругости расплавов полимеров — свойства, существенным образом отличающего расплавы и растворы полимеров от подавляющего большинства жидкостей. Это свойство, проявляемое в упругом восстановлении формы, особенно наглядно продемонстрировано К. Вайссенбергом, вследствие чего возникновение нормальных напряжений при деформации растворов и расплавов полимеров получило название *эффекта Вайссенберга*. Сущность эффекта Вайссенберга заключается в том, что при течении вязкоупругих жидкостей (растворов и расплавов полимеров) в условиях простого сдвига возникают не только касательные, но и нормальные напряжения, ортогональные плоскости сдвига.

На рис. 2.74 показаны формы поверхности ньютоновской и вязкоупругой (неньютоновской) жидкостей в ротационном приборе. Ротором прибора служит внешний цилиндр. Из рис. 2.74, а видно, что при

отсутствии статора поверхность ньютоновских и неньютоновских жидкостей во вращающемся цилиндре приобретает форму параболоида вращения в соответствии с законами классической гидродинамики. Ту же форму стремится принять поверхность ньютоновских жидкостей и при наличии статора.

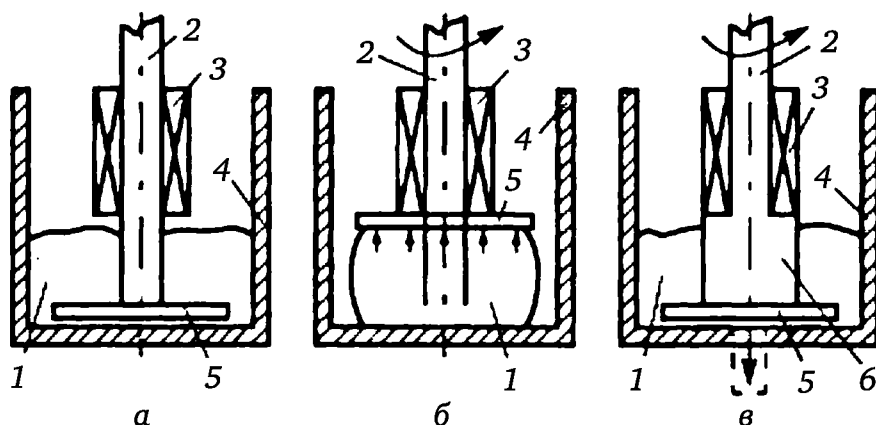


**Рис. 2.74. Формы поверхности жидкости в ротационных приборах при различных конструкциях и скоростях статора:**

I — жидкость Вайссенберга с конечной обратимой деформацией; II — жидкость Ньютона с очень малой обратимой деформацией. Скорость сдвига: 1 — нулевая; 2 — средняя; 3 — большая; 4 — любая. Статор: а — отсутствует; б — цилиндр; в — стержень; г — открытая труба; д — закрытая снизу труба с отверстием; е — диск с пьезометрическими трубками (пьезометрами); ж — диск

Иначе обстоит дело в случае неньютоновской жидкости. Вопреки законам классической гидродинамики эти аномальные жидкости поднимаются по стенкам внутреннего цилиндра, преодолевая силы тяже-

сти и центробежные силы (рис. 2.74, б, в). Если во внутреннем цилиндре имеется полость, аномальные жидкости заполняют ее частично или полностью в зависимости от скорости вращения. При работе прибора с аномальной жидкостью (рис. 2.74, е) пьезометры показывают нарастание давления по мере приближения к оси вращения. Если дисковый статор может перемещаться в вертикальной плоскости, то при вращении внешнего цилиндра аномальная жидкость способна поднять диск на некоторую высоту вместе с наложенным на нее грузом. Б. Максвелл и А. Скейлор иллюстрируют эффект Вайссенберга несколько отличной схемой (рис. 2.75). В неподвижно закрепленную чашу 4 введен вращающийся диск 5, укрепленный на валу 2. Вал 2 может вращаться и перемещаться вертикально в подшипниках 3. Если соответствующую жидкость поместить в чашу и вращать диск, то жидкость 1 втягивается в пространство между диском и дном неподвижной чаши, заставляя диск подниматься, преодолевая действие сил тяжести (см. рис. 2.75, б). Силы, поднимающие диск, перпендикулярны плоскости сдвига и поэтому называются *нормальными силами*. Подъему ротора препятствуют заплечики на валу 6, которые благодаря эффекту нормальных сил поднимаются к подшипнику 3 (см. рис. 2.75, в). Если в дне чаши просверлено отверстие, нормальные силы выдавливают материал по мере вращения диска.



**Рис. 2.75. Схема действия нормальных напряжений по Максвеллу и Скейлору:**

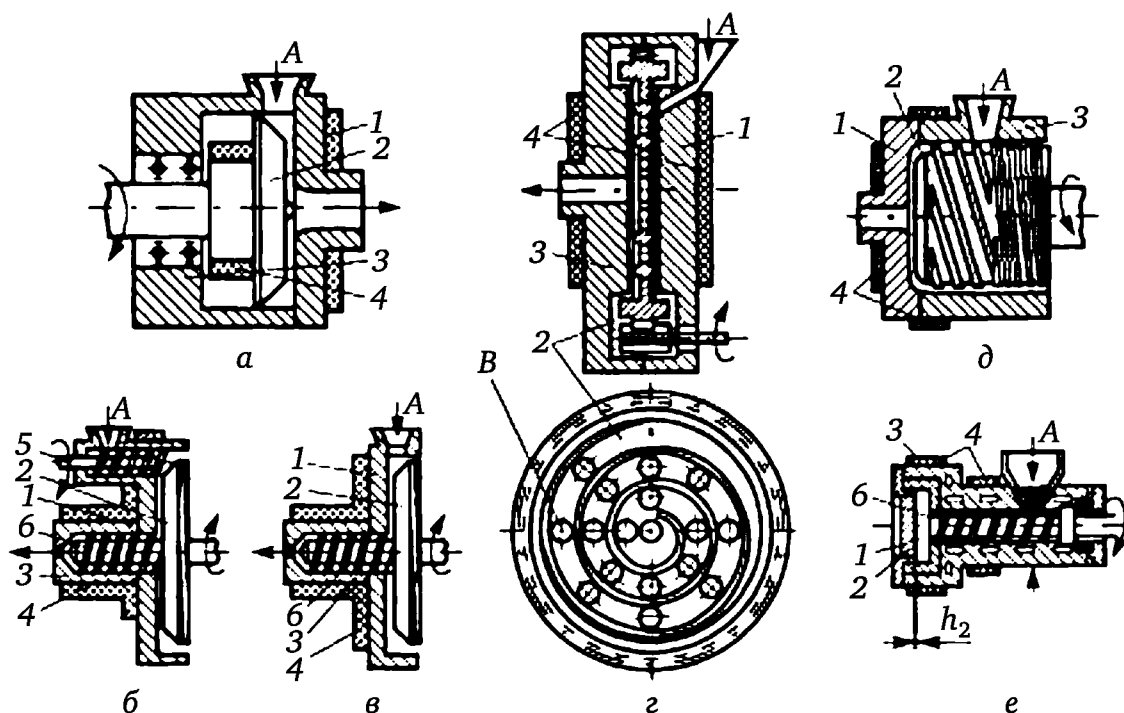
*а* — диск не вращается; *б* — диск вращается и перемещается вверх;  
*в* — диск вращается, но зафиксирован в вертикальном положении

Для успешного применения эффекта Вайссенберга для экструзии расплавов полимеров необходимо:

- 1) изучить, проявляют ли расплавы полимеров при сдвиговых деформациях эффект нормальных сил (эффект Вайссенберга);
- 2) обеспечить непрерывный подвод перерабатываемого материала в зону сдвига.

На рис. 2.76 показаны различные конструктивные схемы дисковых, шнеко-дисковых и диско-шнековых экструдеров. При этом рис. 2.76, *а* иллюстрирует простейшую схему дискового экструдера, предло-

женную Б. Максвеллом и А. Скейлором, состоящего из вращающегося диска 2 и неподвижного диска 1, размещенных в корпусе 3. Необходимая температура переработки обеспечивается электронагревателями 4. Перерабатываемый материал подается из бункера (на рисунке не показан) в загрузочную воронку А, откуда под действием сил трения и центробежных сил, возникающих вследствие спиральной траектории движения, втягивается в зону между подвижным и неподвижным дисками, где нагревается и пластицируется, и откуда выдавливается через формирующий инструмент в виде готового изделия заданного профиля.



**Рис. 2.76. Схемы дискового (а), диско-шнековых (б, в) и шнеко-дисковых (г—е) экструдеров**

Недостатком данной конструкции дискового экструдера является пульсация производительности и небольшое давление, развиваемое на входе в формующий инструмент (до 1 МПа). Для ликвидации указанных недостатков стали применять шнековый дозатор 5 (рис. 2.76, б), который подает перерабатываемый материал из воронки А в зазор между вращающимся 2 и неподвижным 1 дисками, откуда пластицированный материал шнеком 6 выдавливается через формующий инструмент. В этом варианте диско-шнекового экструдера шнек 6 выполняет роль винтового насоса, обеспечивающего необходимое давление экструзии полимеров. При этом применяется шнек дозирующего типа длиной не более  $(5 \div 7)D$ , где  $D$  — диаметр шнека.

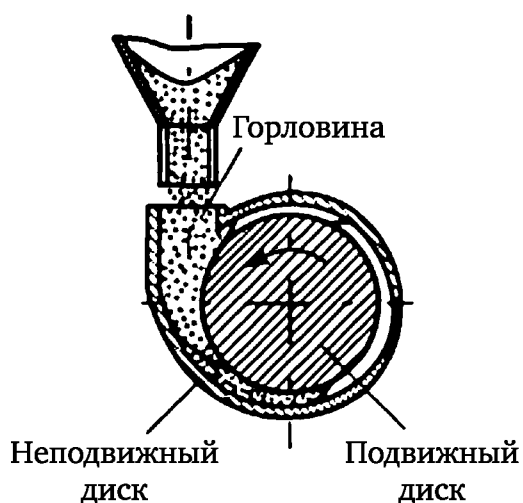
На рис. 2.76, в представлена конструкция диско-шнекового экструдера, где применен только шнек 6 дозирующего типа, который выравнивает пульсацию производительности заборной дисковой части и обеспечивает высокое давление экструзии на входе в формующий инструмент.

Оригинальная конструкция дискового экструдера со спиральными канавками на поверхностях вращающегося диска 2 представлена на рис. 2.76, з. При этом правый и левый зазоры между неподвижным 3 и вращающимся 2 дисками сообщаются с помощью цилиндрических отверстий В, через которые осуществляется массообмен между указанными полостями.

На рис. 2.76, д представлен вариант конструктивного исполнения шнеко-дискового экструдера, причем наружный диаметр шнека совпадает с диаметром диска 2. При этом длина нарезанной части диска не должна превышать  $(4 \div 5)D$  (где  $D$  — диаметр шнека). Рекомендуется применять многозаходные винтовые нарезки.

Оптимальным считается вариант шнеко-дискового экструдера, представленный на рис. 2.76, е. Этот экструдер состоит из короткого шнека б, выполняющего функцию транспортера гранул полимера, и генератора расплава, т. е. в отличие от традиционного шнека дозирующего типа в этом шнеке можно обойтись без зоны дозирования. Гомогенизация расплава полимера осуществляется в правом и левом зазорах, образованных диском, вращающимся вместе со шнеком б, и неподвижным диском 1.

В случае применения дисковых или диско-шнековых экструдеров (см. рис. 2.76, а, в), когда перерабатываемый материал подается непосредственно в зазор между вращающимся 2 и неподвижным 1 дисками, необходимо предусмотреть в конструкции тангенциальный ввод полимера в экструдер (рис. 2.77). В этом случае сама конструкция заборной части экструдера будет способствовать захвату перерабатываемого материала вращающимся диском и его втягиванию в рабочий зазор дисковой части экструдера.



**Рис. 2.77. Заборная часть дискового экструдера (стрелка показывает направление вращения диска)**

Дисковые и шнеко-дисковые (комбинированные) экструдеры зарекомендовали себя как очень эффективные смесители-пластикаторы и смесители-диспергаторы непрерывного действия.



### 2.3.2. Расчет дисковых экструдеров

При расчете дисковых экструдеров предполагают, что расплав полимера подвергается в рабочем зазоре деформации простого сдвига. Наиболее общий случай напряженного состояния при простом сдвиге (в декартовых координатах) представлен следующими компонентами тензора напряжений:

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & 0 \\ \sigma_{21} & \sigma_{22} & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_{33} \end{pmatrix}.$$

Разности нормальных компонент напряжения не изменяются при наложении гидростатического давления и зависят лишь от реологических свойств материала. При простом сдвиге рассматривают две разности нормальных компонент и одну касательную составляющую

$$\sigma_{11} - \sigma_{22}; \quad \sigma_{22} - \sigma_{33}; \quad \sigma_{12} = \sigma_{21}. \quad (2.162)$$

К. Вайссенбергом установлено, что при простом сдвиге

$$\frac{\sigma_{11} - \sigma_{22}}{\varepsilon_1^2 - \varepsilon_2^2} = \frac{\sigma_{22} - \sigma_{33}}{\varepsilon_2^2 - \varepsilon_3^2} = \frac{\sigma_{11} - \sigma_{33}}{\varepsilon_3^2 - \varepsilon_1^2} = G_W, \quad (2.163)$$

где  $\sigma_{ij}$  — главные напряжения;  $\varepsilon_i$  — главные обратимые удлинения;  $G_W$  — модуль высокоэластичности.

В условиях простого сдвига из соотношения Вайссенберга (2.163) можно получить:

$$\sigma_{11} - \sigma_{22} = \sigma_{11} - \sigma_{33} - G_W \varepsilon_e^2; \quad \sigma_{22} - \sigma_{33} = 0, \quad (2.164)$$

где  $\varepsilon_e$  — разность деформаций.

С учетом того что

$$\sigma_{ij} = \delta_{ij}P + \bar{\sigma}_{ij}, \quad (2.165)$$

где  $\sigma_{ij} = \begin{cases} 1(i=j) \\ 0(i \neq j) \end{cases}$ ;  $P$  — гидростатическое давление, из (2.163) получим:

$$\bar{\sigma}_{22} - \bar{\sigma}_{33} = -\frac{1}{3} \frac{G_W}{\varepsilon_i^2}; \quad \bar{\sigma}_{11} = \frac{2}{3} G_W \varepsilon_i^2. \quad (2.166)$$

Модуль высокоэластичности  $G_W$  является функцией температуры, времени и реологических свойств перерабатываемого материала. Следовательно, нормальное напряжение является функцией квадрата деформации.

С тех пор как Б. Максвелл и А. Скейлор разработали и описали дисковый экструдер, многие авторы предпринимали попытку теоретического обоснования процессов течения, происходящих в междисковом

рабочем зазоре. Среди них следует отметить И. Томито и Х. Като, которые, используя модель Р. Равлина, получили — в предположении о линейности по зазору тангенциальной составляющей скорости — выражение для радиальной составляющей в виде

$$V_r = \frac{3Q}{\pi r H^3} (z^2 - Hz), \quad (2.167)$$

где  $Q$  — объемная производительность;  $r, z$  — оси координат;  $H$  — высота междискового зазора (рис. 2.78).

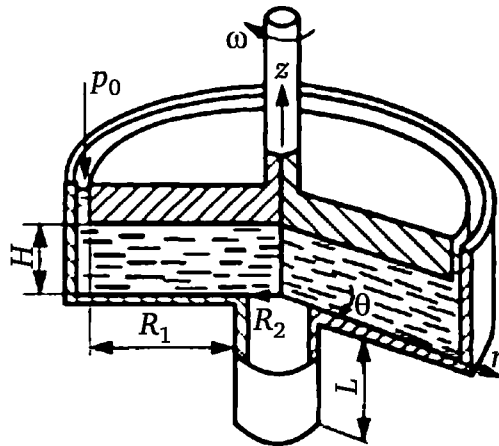


Рис. 2.78. Расчетная схема дискового экструдера

Уравнение (2.167) не отражает влияние вязкоупругих свойств жидкости. Кроме того, как показано многими авторами, распределение  $V_r$  по высоте зазора во многом зависит от скорости вращения шнека.

Большая часть известных публикаций посвящена анализу поведения вязкоупругих жидкостей в узкощелевом зазоре (между дисками) дискового экструдера. Однако трудности загрузки перерабатываемого материала в дисковый экструдер и низкое давление, развиваемое таким экструдером на входе в формующий инструмент (до 1 МПа), привели к созданию роторов (вращающийся диск) с винтовыми нарезками (см. рис. 2.76, е).

Кроме того, в реальных машинах узкощелевому зазору предшествует зона плавления полимера, которая вносит существенный вклад в процесс смешения полимерных материалов в дисковом экструдере.

Проанализировав работы, посвященные дисковому экструдеру, можно констатировать:

1) предложены многочисленные реологические модели вязкоупругих жидкостей, с использованием которых предприняты попытки описания поведения перерабатываемого материала в узкощелевом зазоре дискового экструдера;

2) полученные уравнения для расчета профиля скоростей и производительности дискового экструдера весьма громоздки, отсутствуют сведения по вязкоупругим константам, а в выражение для радиальной составляющей скорости  $V_r$  в неявном виде входит производительность дискового экструдера.

Для получения расчетной формулы производительности В. С. Ким с сотр. рассматривают течение расплава в изотермическом безынерционном приближении. При этом жидкость считается вязкоупругой, а течение — сдвиговым. Используются цилиндрические координаты (см. рис. 2.78). Радиус выходного отверстия в центре неподвижного диска равен  $R_2$ , радиус подвижного (вращающегося диска) —  $R_1$ . Жидкость вытекает через центральный цилиндрический канал длиной  $L$ . Зазор между дисками —  $H$ . Поверхности обоих дисков плоские. На периферии подвижного диска по всей высоте зазора  $H$  поддерживается начальное давление  $p_0$ . Подвижный диск вращается с угловой скоростью  $\omega$ .

Вследствие малости расхода через выходное отверстие считаем, что для всего междискового пространства имеет место соотношение

$$V_\theta > V_r \gg V_z,$$

за исключением областей, близких к центру. В силу сказанного скоростью в направлении оси  $z$  можно пренебречь, т. е. принять  $V_z \approx 0$ .

Считается, что для жидкости справедлива теория больших деформаций Ривлина и для простого сдвига зависимость между напряжениями и деформацией имеет вид

$$\tau_{11} - \tau_{22} = c_1 \gamma^2; \quad \tau_{22} - \tau_{33} = -c_2 \gamma^2; \quad \tau_{21} = \tau_{12} = (c_1 + c_2) \gamma^2, \quad (2.168)$$

где  $\tau_{ij}$  — компоненты тензора напряжений сдвига;  $\gamma$  — деформация сдвига.

При простом сдвиговом течении компоненты тензора напряжений можно определить посредством восстановления сдвиговой деформации по Вайссенбергу:

$$\begin{aligned} \tau_{11} - \tau_{22} &= c_1 \lambda^2 \dot{\gamma}^2; \\ \tau_{22} - \tau_{33} &= -c_2 \lambda^2 \dot{\gamma}^2; \\ \tau_{21} = \tau_{12} &= (c_1 + c_2) c_2 \lambda \dot{\gamma}^2, \end{aligned} \quad (2.169)$$

где  $\dot{\gamma}$  — скорость сдвига;  $\lambda$  — время релаксации,  $c_1$  и  $c_2$  — константы материала, зависящие от реологических свойств материала и от деформации, причем в широких пределах скоростей сдвига  $\dot{\gamma}$  можно принять

$$c_1 = c_1^0 \gamma^{m_1}; \quad c_2 = c_2^0 \gamma^{m_2}; \quad (2.170)$$

здесь  $m_1, m_2, c_1^0, c_2^0$  — реологические константы материала.

Согласно гипотезе Вайссенберга,

$$\tau_{22} = \tau_{33} = 0.$$

Касательные напряжения для простого сдвигового течения неньютоновской жидкости определяются как

$$\tau_{21} = \tau_{12} = \mu_\varepsilon \dot{\gamma}, \quad (2.171)$$

где  $\mu_\varepsilon$  — эффективная вязкость.

Вязкоупругие свойства рассматриваемого материала можно выразить в цилиндрических координатах:

$$\tau_{\theta\theta} - \tau_{rr} = G \left( \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right)^m; \quad \tau_{\theta z} = \mu_\varepsilon \frac{\partial V_\theta}{\partial z}, \quad (2.172)$$

где  $G = c_0^1 \lambda^2$ ;  $m = m_1 + 2$ .

В силу осевой симметрии движения все величины, входящие в уравнение движения, не зависят от координаты  $\theta$ , т. е.  $\frac{\partial}{\partial \theta} = 0$ .

Для всей области между дисками, за исключением центральной области, можно принять

$$\left( \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right)^2 \gg \left( \frac{\partial V_r}{\partial z} \right)^2 > \left( \frac{\partial V_r}{\partial r} \right)^2. \quad (2.173)$$

Тогда уравнения движения в компонентах напряжения будут:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\partial \tau_{rr}}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} + \frac{\tau_{rr} - \tau_{\theta\theta}}{r}; \quad (2.174)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{zr}}{\partial r} + \frac{\tau_{rz}}{r}; \quad (2.175)$$

$$0 = \frac{\partial \tau_{\theta z}}{\partial z} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (r^2 \tau_{r\theta}), \quad (2.176)$$

где  $p$  — давление,  
и уравнение неразрывности

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_r) = 0. \quad (2.177)$$

С учетом несжимаемости ( $\rho = \text{const}$ ) из уравнения (2.177) получим:

$$V_r = f(z) / r. \quad (2.178)$$

Поскольку зазор между дисками  $H \ll R_1$ , можно считать, что движение жидкости осуществляется в виде квазитвердых слоев так, что окружная скорость

$$V_\theta = \omega(z)r, \quad (2.179)$$

где  $\omega(z)$  — неизвестная функция, зависящая только от координаты  $z$ .

Тогда из уравнения (2.176) с использованием (2.179) получим, что окружная скорость жидкости имеет линейную зависимость от высоты:

$$V_\theta = \omega r z / H, \quad (2.180)$$

где  $\omega$  — угловая скорость вращения ротора.

Введем новую переменную  $P$

$$P = p - \tau_{rr} = p - \tau_{zz}. \quad (2.181)$$

В силу малости зазора между дисками  $P$  не зависит от  $z$ . Тогда уравнение (2.174) с учетом (2.172) принимает вид:

$$\frac{dP}{dr} = \mu_3 \frac{1}{r} \frac{d^2 f(z)}{dz^2} - G \frac{\omega^m}{H^m} r^{m-1}, \quad (2.182)$$

или

$$\left( \frac{dP}{dr} + G \frac{\omega^m}{H^m} r^{m-1} \right) r = \mu_3 \frac{1}{r} \frac{d^2 f(z)}{dz^2},$$

где  $\mu_3$  — эффективная вязкость расплава полимера в указанном зазоре дискового экструдера.

Левая часть уравнения (2.182) зависит только от координаты  $r$ , в то время как правая зависит только от координаты  $z$ . Следовательно, правую и левую части уравнения (2.182) можно приравнять неизвестной постоянной  $\alpha_k$  и интегрировать отдельно.

Для левой части уравнения (2.182) получим:

$$\begin{aligned} \frac{dP}{dr} + G \frac{\omega^m}{H^m} r^{m-1} &= \frac{\alpha_k}{r}; \\ p &= -G \frac{\omega^m}{mH^m} r^m + \alpha_k \ln r + C. \end{aligned} \quad (2.183)$$

Граничные условия для определения  $\alpha_k$  формируются следующим образом: на периферии дисков давление равно исходному давлению  $P_0$ , в то время как в центральной области выдавливание происходит под неизвестным давлением  $P^*$ , т. е.

$$P|_{R_2} = P^*; \quad P|_{R_1} = P_0.$$

Тогда из уравнения (2.183) получим:

$$P_0 = -BR_1^m + \alpha_k \ln R_1 + C; \quad P^* = -BR_2^m + \alpha_k \ln R_2 + C, \quad (2.184)$$

где  $B = G\omega^m/(mH^m)$ ;  $R_1$  и  $R_2$  — см. рис. 2.78.

Следовательно, из уравнения (2.184) имеем:

$$\alpha_k = \frac{P^* - P_0 - B(R_1^m - R_2^m)}{\ln(R_2 / R_1)}. \quad (2.185)$$

Для правой части уравнения (2.182)

$$\mu_3 \frac{d^2 f(z)}{dz^2} = \alpha_k.$$

Тогда

$$f(z) = \frac{\alpha_k}{2\mu_3} z^2 + c_1 z + c_2. \quad (2.186)$$

Постоянные интегрирования  $c_1$  и  $c_2$  определяются из следующих граничных условий:

$$f(z)|_{z=0}=0; \quad f(z)|_{H=0}=0, \quad (2.187)$$

откуда

$$c_1 = -\frac{\alpha_k}{2\mu_3} H; \quad c_2 = 0.$$

Решение уравнения (2.186) имеет вид:

$$f(z) = \frac{\alpha_k}{2\mu_3} (z^2 - Hz). \quad (2.188)$$

С учетом (2.187) и (2.185) получим:

$$V_r = \frac{\alpha_k}{2\mu_3 r} (z^2 - Hz) = \frac{P^* - P_0 - B(R_1^m - R_2^m)}{2\mu_3 r \ln(R_2 / R_1)} (z - Hz), \quad (2.189)$$

где  $\mu_3$  — эффективная вязкость расплава полимера в зазоре между дисками.

Расход через кольцевой зазор толщиной  $dz$  в радиальном направлении

$$dQ = 2\pi r \cdot dz \cdot V_r, \quad (2.190)$$

откуда после интегрирования по всему зазору между дисками получим:

$$Q = -\int_0^H 2\pi r \frac{P^* - P_0 - B(R_1^m - R_2^m)}{2\mu_3 r \ln(R_2 / R_1)} (z^2 - Hz) dz;$$

$$Q = \pi \frac{P^* - P_0 - B(R_1^m - R_2^m)}{6\mu_3 \ln(R_2 / R_1)} H^3. \quad (2.191)$$

Значение  $P^*$  находят из равенства производительности дискового экструдера  $Q$  и расхода через круглый выходной цилиндрический канал (см. рис. 2.78):

$$Q = \pi R_2^4 P^* / (8\mu_3 L),$$

где  $\mu_3$  — эффективная вязкость расплава полимера в цилиндрическом канале.

Следовательно,

$$Q = \frac{(8\mu_3 L / R_2^4) H^3 [P_0 + B(R_1^m - R_2^m)]}{(8\mu_3 L / R_2^4) H^3 + 6\mu_3 \ln(R_2 / R_1)}. \quad (2.192)$$

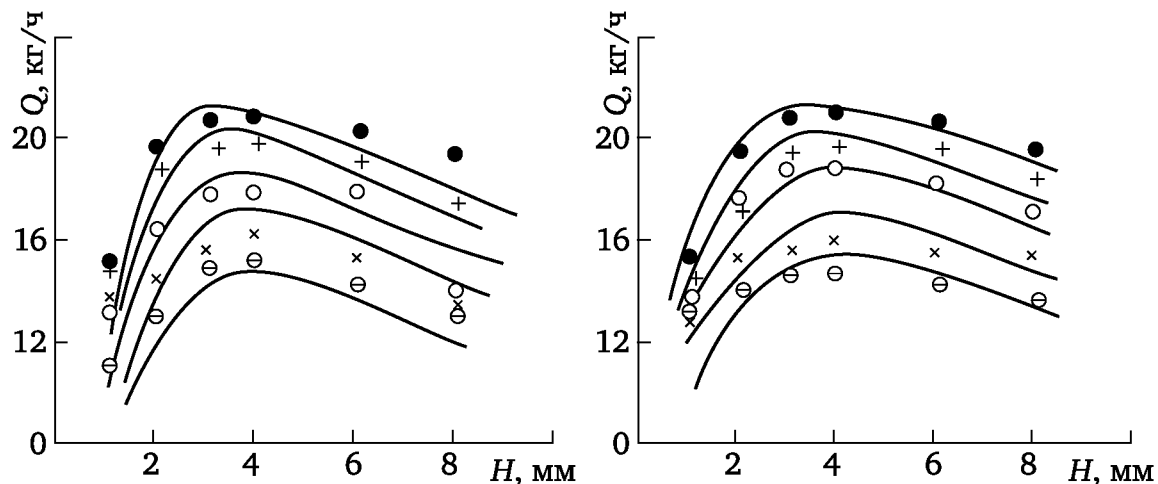
Подставляя последнее выражение в уравнения (2.189) и (2.190), получим:

$$V_r = \frac{3(z^2 - Hz)}{r[(8\mu_3 L) / R_2^4] H^3 + 6\mu_3 \ln(R_2 / R_1)} \times$$

$$\times \left[ P_0 + G \frac{\omega^m}{mH^m} (R_1^m - R_2^m) \right]; \quad (2.193)$$

$$Q = \frac{\pi H^3}{(8\mu_3 L) / R_2^4] H^3 + 6\mu_3 \ln(R_2 / R_1)} \left[ P_0 + G \frac{\omega^m}{mH^m} (R_1^m - R_2^m) \right]. \quad (2.194)$$

На рис. 2.79 представлены зависимости производительности — теоретической (сплошные линии) и экспериментальной (точки) — от режимов переработки для полиэтилена высокого давления и пластифицированного поливинилхлорида, полученные В. С. Кимом с сотр. Расчет производительности дискового экструдера производился по формуле (2.194), а упругие характеристики — показатель степени  $m$  зависимости первой разности нормальных напряжений от скорости сдвига и упругая константа материала  $G$  — были определены в экспериментах на ротационном вискозиметре. Значения эффективной вязкости в дисковом узкощелевом зазоре и в цилиндрическом канале определялись по кривым течения соответствующих типов перерабатываемого материала. Из приведенных графиков видна хорошая корреляция расчетных и экспериментальных данных о производительности дисковых экструдеров, что доказывает правомочность выбранной авторами модели вязкоупругой жидкости.



**Рис. 2.79. Зависимость производительности дискового экструдера от зазора между дисками  $H$  при переработке полиэтилена высокого давления (а) и пластифицированного поливинилхлорида (б).**

**Угловая скорость вращения ротора  $\omega$ , мин<sup>-1</sup>:**

● — 150; + — 125; × — 75; ○ — 100; ⊖ — 50

Как видно из приведенных графиков, производительность дискового экструдера существенно зависит от величины зазора между вращающимся диском (ротором) и неподвижным диском для обоих типов материала и всех исследованных диапазонов частот вращения

ротора, причем для всех исследованных диапазонов частот вращения ротора производительность дискового экструдера достигает наибольшего значения при зазорах 3—4 мм. С уменьшением зазора ниже этого значения производительность дискового экструдера резко падает. Увеличение зазора выше 4 мм (вплоть до 8—10 мм) также приводит к снижению производительности, однако не столь ярко выраженному, как при очень малых зазорах.

Такая зависимость производительности от величины зазора объясняется тем, что с уменьшением зазора резко возрастает сопротивление узкощелевой зоны течения расплава полимера. Уменьшение зазора приводит также к росту скорости сдвига в узкощелевом зазоре, что должно было бы способствовать, с одной стороны, снижению эффективной вязкости, а с другой, — увеличению действующих нормальных напряжений. При этом производительность должна возрасти, однако видно, что увеличение действующих нормальных напряжений материала пропорционально степени  $m$ , которая при высоких скоростях сдвига весьма мала, а снижение эффективной вязкости пропорционально  $n$ , где  $n < 1$  — показатель степени для степенного закона Оствальда (эта величина также невелика). В то же время, как видно из формулы (2.194), величина зазора весьма существенно влияет на производительность (почти кубическая зависимость). Все это приводит к резкому снижению производительности при уменьшении зазора ниже оптимальных 3—4 мм. Увеличение зазора сопровождается, как указывалось выше, снижением скорости сдвига, что приводит к увеличению эффективной вязкости и снижению нормальных напряжений. Это вызывает в данном случае некоторое снижение производительности, однако далеко не столь резкое, как в случае уменьшения зазора. Таким образом, процесс переработки при весьма больших зазорах можно вести без существенного снижения производительности.

Производительность дискового экструдера увеличивается с повышением частоты вращения ротора. Это объясняется некоторым ростом нормальных напряжений и снижением эффективной вязкости в связи с возрастанием скорости сдвига. Однако увеличение производительности в зависимости от повышения частоты вращения ротора хотя и носит характер монотонной функции, тем не менее имеет очень плавный, медленный характер. Приращение производительности становится все меньшим и меньшим при увеличении частоты вращения ротора и, по-видимому, достигает какого-то предела при определенной частоте вращения, причем дальнейший рост частоты вращения не дает практически никакого приращения производительности. Это объясняется тем, что возрастание скорости сдвига, определяемое частотой вращения, вызывает повышение нормальных напряжений и снижение эффективной вязкости расплава. Однако при очень больших скоростях сдвига уменьшение эффективной вязкости становится незначительным, как и рост нормальных напряжений, и прирост производительности становится почти неощутимым.



## 2.4. Экструзионные агрегаты для производства изделий из термопластов

### 2.4.1. Агрегаты для производства объемных изделий методом экструзии с раздувом

В связи с использованием тары из полимерных материалов для транспортировки и хранения пищевых продуктов и различных товаров химической, фармацевтической, нефтеперерабатывающей, парфюмерной и других отраслей промышленности резко возросла потребность в увеличении производства объемных (полых) изделий из термопластов методом экструзии с раздувом. Многие объемные изделия из термопластов (бочки, фляги, канистры, бутылки и т. д.) невозможно изготовить ни одним из известных методов, кроме метода раздувного формования. Преимуществами данного метода являются: сравнительная простота технологии производства, высокая производительность оборудования, возможность автоматизации производства, невысокая стоимость оснастки. Наиболее распространенный метод производства объемных изделий заключается в раздувании воздухом трубчатой заготовки, полученной экструзией в открытое пространство.

Заготовку из термопласта для последующего раздува можно получать на литьевых или экструзионных машинах. Поэтому различают два метода производства раздувных объемных изделий: литьевой и экструзионный.

Сущность *литьевого метода* состоит в следующем: термопласт, доведенный до вязкотекучего состояния в пластикаторе литьевой машины, впрыскивается под давлением в предварительно сомкнутую литьевую форму, внутри которой укреплен пустотелый сердечник (рис. 2.80, а). Трубчатая заготовка оформляется в зазоре между сердечником и внутренней поверхностью литьевой формы. Заготовка может быть отлита по форме, близкой к раздувному изделию. При литье нераздуваемые части (горловина емкости, резьба, ручки и т. д.) могут полностью соответствовать готовому изделию. После оформления заготовки (рис. 2.80, б) литьевая форма сразу же размыкается (рис. 2.80, в) и сердечник вместе с горячей заготовкой переносится в раздувную форму (рис. 2.80, г).

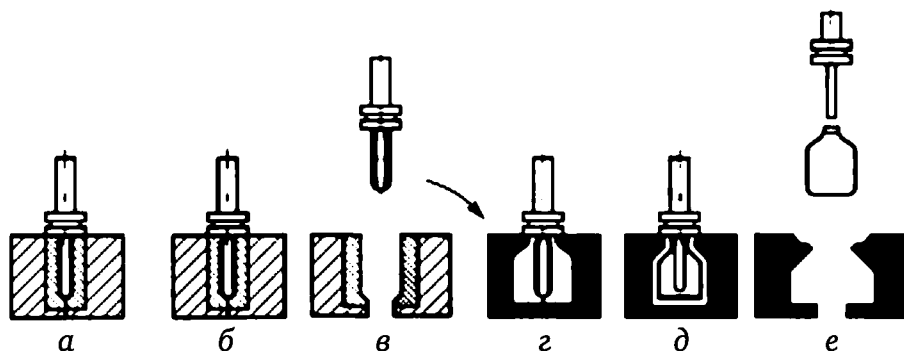


Рис. 2.80. Пооперационная схема процесса производства раздувных изделий по литьевому методу

После смыкания полуформ раздувной формы через отверстие в сердечнике внутрь заготовки подается сжатый воздух, и заготовка раздувается по конфигурации оформляющей полости формы (рис. 2.80, д), при этом толщина стенок заготовки уменьшается, а размеры ее сечения увеличиваются в несколько раз. Изделие охлаждается подаваемым на раздув холодным воздухом, а также при контакте с поверхностью оформляющей полости полуформы, которая охлаждается водой. По окончании охлаждения изделия полуформы размыкаются и изделие удаляется (рис. 2.80, е).

Литьевой метод производства раздувных объемных изделий позволяет получать изделия сложной конфигурации с равномерной толщиной стенок. Отходы материала при производстве объемных изделий по литьевому методу отсутствуют. Однако производство объемных изделий по литьевому методу требует значительных капитальных затрат ввиду высокой стоимости литьевых машин и дополнительных затрат на изготовление дорогостоящих литьевых форм. Поэтому данный метод рекомендуется для производства небольших емкостей, несмотря на то, что качество изделий, раздуваемых из заготовок, полученных литьем под давлением, значительно выше, чем изделий, раздуваемых из заготовок, полученных методом свободной экструзии.

У изделий, полученных по литьевому методу, отсутствуют сварные швы, что предотвращает образование трещин, возникающих в результате концентрации напряжений по месту сварных заготовок. Кроме того, заготовка, полученная отливкой в замкнутую полость формы, имеет более равномерную температуру и толщину стенок.

Широкое распространение получил *экструзионный метод*, обеспечивающий высокую производительность оборудования при сравнительно невысоких капитальных затратах.

Сущность экструзионного метода состоит в следующем (рис. 2.81): перерабатываемый полимер в виде расплава из материального цилиндра 2 (рис. 2.81, а) шнеком 1 подается в угловую головку 5, откуда выдавливается в виде трубчатой заготовки 7 через кольцевой зазор, образованный дорном 4 и мундштуком 6. По достижении необходимой длины заготовки полуформы 8 смыкаются с помощью пневмоили гидроцилиндров 9, зажимая один конец заготовки на формующем ниппеле (в данном случае ниппелем служит конец дорна 4) и сваривая другой ее конец с помощью пресс-кантов полуформ. Внутри заготовки подается через трубку 3 с краном сжатый воздух на ее раздув (рис. 2.81, б). После охлаждения изделия полуформы размыкаются и изделие удаляется (рис. 2.81, в).

Воздух на раздув заготовок, полученных выдавливанием термопласта через формующий инструмент в атмосферу, может подаваться сверху через отверстие в дорне экструзионной головки (рис. 2.82, I), снизу через отверстие в формующем ниппеле, на который в процессе вылавливания надевается заготовка (рис. 2.81, II) или через дутьевую иглу (рис. 2.82, III).

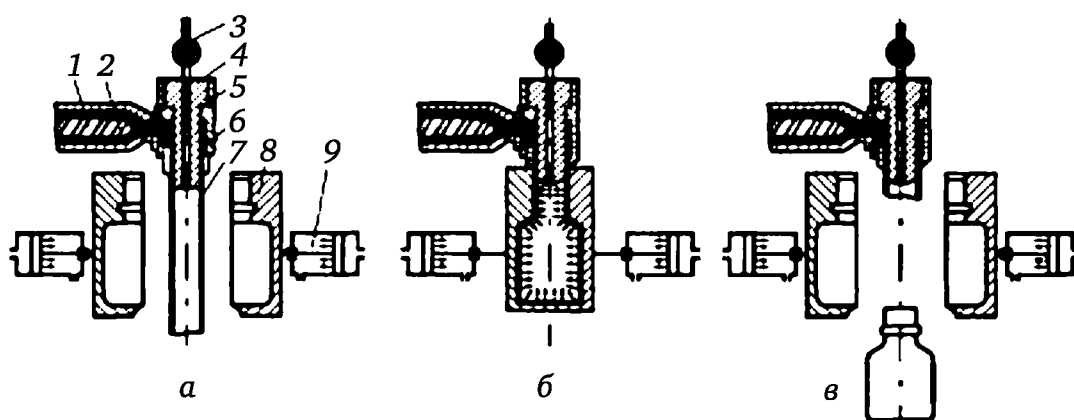


Рис. 2.81. Схема производства раздувных изделий экструзионным методом

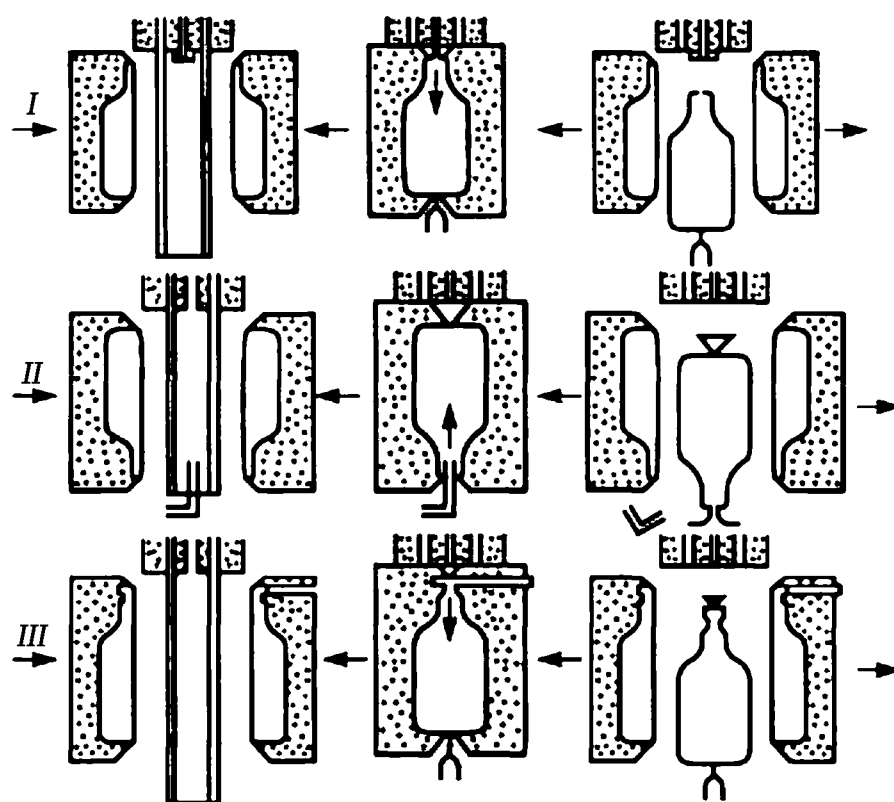


Рис. 2.82. Схема раздувания заготовки сжатым воздухом, подаваемым сверху (I), снизу (II), через дутьевую иглу (III)

Самым простым является способ подачи сжатого воздуха на раздув заготовки через полую дутьевую иглу. Дутьевая игла диаметром 2—2,5 мм вводится в зажатую полуформами раздувной формы размягченную пластмассовую заготовку прокалыванием последней, и через отверстие в игле воздух подается внутрь заготовки для ее раздува.

Другим распространенным способом подачи воздуха на раздув заготовок является подача его снизу через формующий ниппель. При этом методе трубчатая заготовка находится над полым ниппелем, наружный диаметр которого соответствует внутреннему диаметру горловины готового изделия. Горловинная часть раздувной формы при смыкании послед-

ней прижимается к пластицированному материалу, выдавливает наружу излишек его и таким образом формирует гладкое отверстие в горловине. В этом случае обычно не требуется последующей обработки горловины внутри. Однако в большинстве случаев необходимо отделять от горловины выдавленный формой избыток материала. Подача воздуха снизу используется, например, при формовании многогорловых сосудов. Такие сосуды изготавливают раздувом с применением нескольких ниппелей. В зависимости от относительного движения заготовки и полуформ приемного устройства требуется в некоторых случаях приспособление, которое перед смыканием полуформ ориентирует заготовку относительно ниппеля. Необходимость в установке этого приспособления, а также специальных механизмов для съема готовых изделий с ниппеля и их удаления является недостатком способа подачи воздуха снизу.

Рекомендуется применять способ подачи сжатого воздуха сверху через отверстие в дорне. В этом случае отпадает необходимость в точном фиксировании положения заготовки относительно приемного устройства и появляется возможность раздувать заготовки нецилиндрического сечения для получения прямоугольных или овальных изделий.

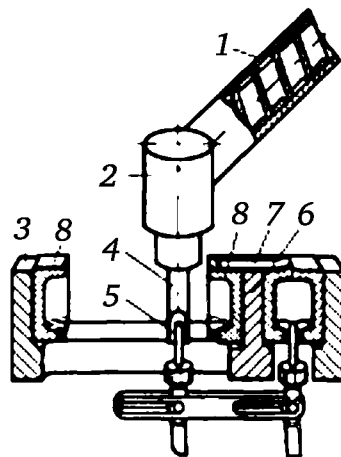
Недостатком экструзионного метода производства объемных изделий раздувом является неравномерная толщина стенок (разнотолщинность) изделия, возникающая в результате разнотолщинности заготовки по ее высоте из-за вытяжки под действием собственного веса за время экструзии, а также из-за неравномерности температуры заготовки по высоте (более низкую температуру имеет нижняя часть заготовки, которая за время выдачи последней успевает охладиться). Другим недостатком этого метода является большое количество отходов, достигающее в некоторых случаях до 50 % от массы изделия.

В зависимости от массы изделия раздувные агрегаты выпускаются без копияльника и с копияльником, назначением которого является прием расплава полимера от экструдера во время охлаждения изделия и быстрое выдавливание через прямооточную головку трубчатой заготовки.

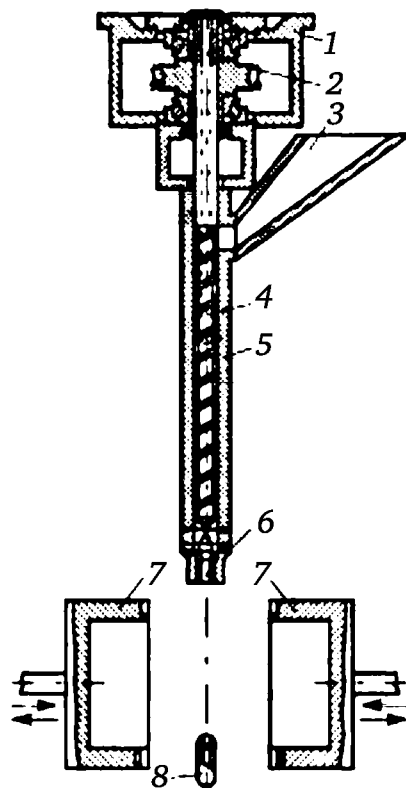
На рис. 2.83 представлена конструктивная схема раздувного агрегата без копияльника с горизонтальным расположением экструдера 1. Экструдер 1 подает готовый расплав полимера в угловую головку 2, откуда в виде трубчатой заготовки 4 подается на ниппель 5; экструдер останавливается, а полуформы 8 смыкаются (механизм смыкания не показан), заготовка срезается ножом 7 и подачей сжатого воздуха происходит раздув заготовки и ее охлаждение. В это время из правой половины приемного устройства 3, 6 извлекается готовое изделие, и пустые полуформы подаются на прием трубчатой заготовки. Подъем и опускание приемного устройства и его возвратно-поступательное движение осуществляются гидромеханическими устройствами, не показанными на рис. 2.83.

На рис. 2.84 изображен раздувной агрегат вертикального типа. Такая компоновка агрегата позволяет экономить производственную площадь. В раздувных агрегатах вертикального типа для формования трубчатой

заготовки применяется прямоточная головка. Перерабатываемый материал из загрузочной воронки 3 транспортируется шнеком 4, вращающимся в цилиндре 5, к формирующему инструменту 6 и выдавливается в виде трубчатой заготовки (на рис. 2.84 не показана). Заготовка насаживается на ниппель 8, полуформы 7 смыкаются, а заготовка у формирующего инструмента отрезается специальным ножом (на рис. 2.84 не показан). Раздув заготовки осуществляется сжатым воздухом, подаваемым через ниппель 8. Привод шнека 4 осуществляется электродвигателем (на рис. 2.84 не показан) через червячный редуктор 2, а сам экструдер смонтирован на станине 1, закрепляемой на специальной ферме.



**Рис. 2.83. Экструзионный агрегат с горизонтальным расположением экструдера**



**Рис. 2.84. Схема экструзионно-раздувного агрегата с вертикальным расположением экструдера**

Для повышения производительности экструзионно-раздувных агрегатов помимо двухпозиционных приемных устройств применяют многопозиционные роторные приемные устройства (рис. 2.85). В таких агрегатах используются экструдеры высокой производительности 1, работающие непрерывно; трубчатая заготовка 3 экструдируется через угловую головку 2 вертикально вниз. Раздувные формы 4 располагаются по периферии ротора 5, на котором также предусмотрены рычажные механизмы запираания. Число раздувных форм, установленных на роторе, определяется производительностью экструдера и временем раздува и охлаждения изделия в форме.

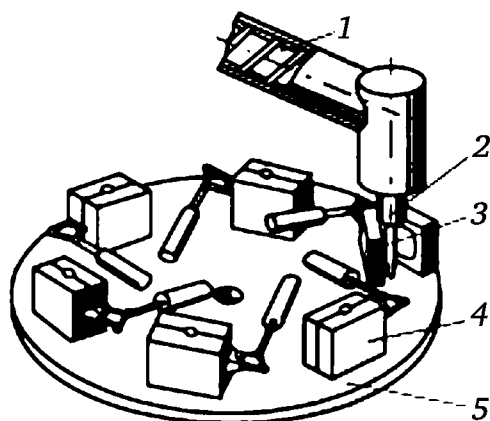


Рис. 2.85. Схема многопозиционного экструзионно-раздувного агрегата

Для получения объемных раздувных изделий с равномерной толщиной стенок, особенно в производстве крупногабаритных изделий, используют высокие скорости выдачи заготовки, т. е. сокращают время их выдачи. Это достигается двумя способами: применением спаренных экструдеров в одном экструзионно-раздувном агрегате или экструдеров с копильником.

На рис. 2.86 дана конструктивная схема экструзионно-раздувного агрегата для производства крупногабаритных изделий с двумя экструдерами 1 и 3, нагнетающими расплав полимера в угловую головку 2, откуда он выдавливается в виде трубчатой заготовки 7, насаживаемой на ниппель 6. Раздув заготовки осуществляется сжатым воздухом, подаваемым через ниппель 6 при сомкнутых полуформах 5, закрепленных на плитах приемного устройства 4. Экструдеры на время раздува заготовки и охлаждения изделия выключаются. По окончании охлаждения форма размыкается, изделие удаляется, а экструдеры включаются в работу вновь, и цикл повторяется.

Все экструзионно-раздувные агрегаты для производства крупногабаритных изделий можно разделить на машины, имеющие копильник между экструдером и головкой, и машины, у которых копильником является цилиндр пластикатора.

Основным недостатком экструзионно-раздувного агрегата со встроенным копильником является высокая по сравнению с экструдером стоимость пластикатора.



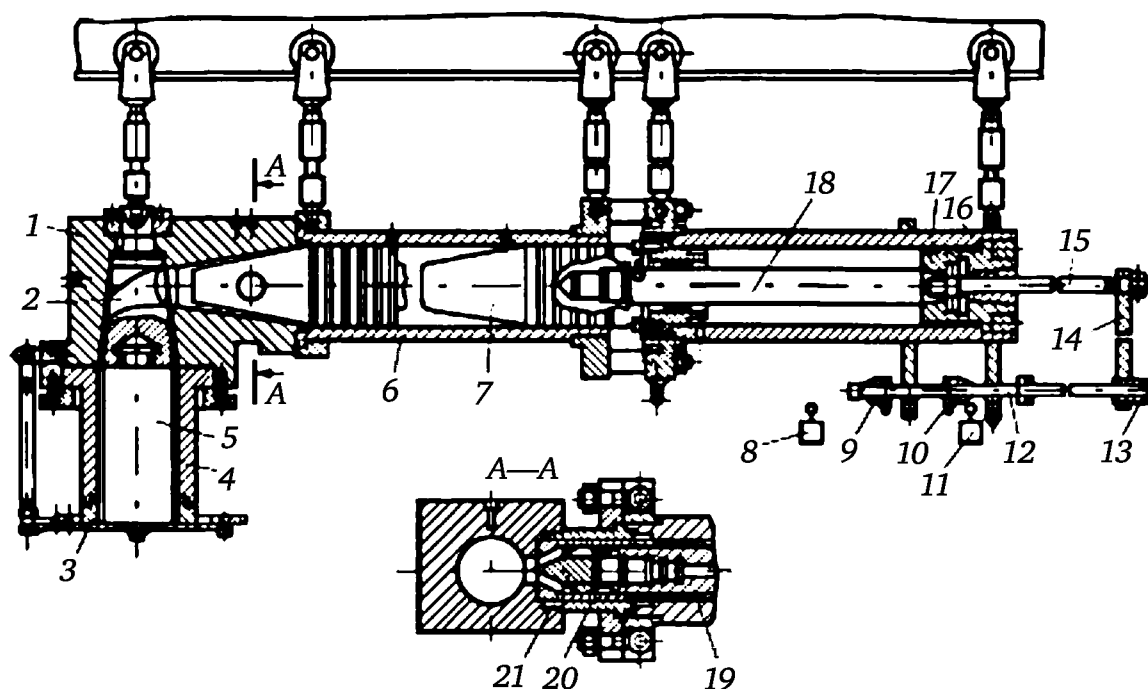


Рис. 2.87. Схема угловой головки с копильным устройством

Толщина стенки заготовки  $\delta_0$  может быть рассчитана по формуле

$$\delta_0 = 1,2 \frac{D_1 - \sqrt{D_1^2 - 4\epsilon_p D_1 \delta_1 + 4\epsilon_p^2 \delta_1}}{2\epsilon_p}, \quad (2.197)$$

где  $\delta_1$  — толщина стенки изделия.

Скорость выхода трубчатой заготовки  $v_0$  зависит от плотности и вязкости расплава и длины заготовки. Для ее оценки используют следующее эмпирическое соотношение:

$$v_0 = 15,55 \cdot 10^5 L_0^2 \rho / \mu_{\text{э}}, \quad (2.198)$$

где  $\mu_{\text{э}}$  — эффективная вязкость расплава на выходе из головки, Па·с;  $L_0$  — длина заготовки, м;  $\rho$  — плотность расплава при температуре экструзии, кг/м<sup>3</sup>.

Из формулы (2.198) видно, что длинные заготовки необходимо выдавливать с максимальной скоростью. Повышенные скорости выхода обеспечивают агрегаты с копильником. Для улучшения качества заготовок копильники устанавливают не только на крупных агрегатах, но и на современных агрегатах небольших размеров.

Необходимый объемный расход  $Q$  получается умножением линейной скорости выхода заготовки на площадь ее поперечного сечения:

$$Q = \pi \delta_0 (D_0 - \delta_0) v_0. \quad (2.199)$$

Время выхода (выдачи) заготовки  $\tau$  определяется отношением  $\tau = L_0 / v_0$ .



Геометрические параметры основных элементов головки должны определяться с учетом *эффекта разбухания расплава*:

$$D_m = D_0 / \beta; \quad D_d = (D_0 - 2\delta_0) / \beta, \quad (2.200)$$

где  $\beta$  — коэффициент разбухания;  $D_m$  и  $D_d$  — диаметры соответственно мундштука и дорна головки.

Результаты теоретического и экспериментального изучения эффекта постэкструзионного разбухания полиолефинов рассмотрены для каналов круглого и сложных сечений. Что касается течения полиолефинов в кольцевых головках, применяемых для экструзионно-выдувного формирования полых изделий, то общие закономерности влияния различных параметров на коэффициент  $\beta$  здесь остаются теми же, что и при течении в других каналах, а именно: разбухание увеличивается с возрастанием молекулярной массы (снижением индекса текучести) полимера, скорости и напряжения сдвига (скорости экструзии) и понижается с повышением температуры формования. Начиная с некоторых значений скорости сдвига и напряжения сдвига величина  $\beta$  «насыщается», так что для каждого полимера существуют предельные значения  $\gamma$  и  $\tau$ , выше которых коэффициент разбухания остается практически неизменным.

На величину коэффициента разбухания помимо молекулярных характеристик полимера (молекулярная масса и молекулярно-массовое распределение) и технологических параметров экструзии (температура, скорость и напряжение сдвига) сильное влияние оказывают такие геометрические параметры формующего инструмента, как длина профилирующего канала, угол наклона образующей дорна, размеры и конфигурация сечения головки и др.

Часто различают два вида разбухания — «массовое» и «геометрическое». Первое представляет собой разность между фактическим и теоретическим отношением массы к длине заготовки, а второе — разность между фактическим диаметром заготовки и диаметром формующего инструмента. Иногда отмечается, что к изменению перечисленных выше параметров более чувствительно «массовое» разбухание, в то время как «геометрическое» разбухание относительно слабо зависит от размеров головки. Такое утверждение вряд ли можно считать справедливым, так как оба параметра связаны между собой. Важно, что изменение внутреннего и наружного диаметров заготовки при разбухании в пределах ошибки экспериментов одинаково, и за величину  $\beta$  может практически приниматься отношение  $D_0/D_m$ .

Для всех полиолефинов независимо от температуры и скоростей экструзии характерно уменьшение значения  $\beta$  с увеличением длины кольцевого канала формующего инструмента. При этом начиная с некоторого максимального значения относительной длины канала  $L_m/\delta$  (где  $L_m$  — длина мундштука,  $\delta$  — толщина зазора) разбухание, достигнув минимума, остается практически постоянным. Для полиэтиленов такая

длина формирующего инструмента составляет около 20 толщин кольцевого зазора, а для полипропиленов предельное значение  $L_M/\delta$  достигает 25—30. При этом изменения внутреннего и наружного диаметров заготовок при разбухании практически одинаковы и возрастают с ростом скорости сдвига. С уменьшением отношения внутреннего диаметра заготовки к наружному (или отношения наружного размера дорна к внутреннему размеру мундштука) наблюдается увеличение разбухания, которое достигает максимума для экструдата в виде сплошного прутка (стержня). Максимальные значения коэффициента  $\beta$  для полиолефинов могут достигать 1,7—2,3.

Зависимость между разбуханием трубчатой заготовки и соотношением ее геометрических размеров для случая «установившегося» разбухания полиолефинов хорошо описывается эмпирическим уравнением

$$\beta = \sqrt{\beta_0^2 - \beta_0 \left( \frac{D_0 - 2\delta_0}{D_0} \right)^2} - 0,1\beta_0 \left( \frac{D_0 - 2\delta_0}{D_0} \right), \quad (2.201)$$

где  $\beta$  и  $\beta_0$  — коэффициенты разбухания соответственно для трубчатой заготовки и круглого сплошного прутка ( $\beta_0 =$  здесь  $d_s$  и  $d_k$  — диаметры соответственно экструдата и круглого канала, или капилляра).

Если заготовка при изготовлении полого изделия не пережимается в горловине, то диаметр мундштука определяется по формуле

$$D_M = d_T / (\beta n_1), \quad (2.202)$$

где  $d_T$  — диаметр горловины в форме;  $\beta$  — коэффициент разбухания, равный  $D_0/D_M$ ;  $n_1 = d_T / (\delta_0 D_0)$  — так называемый *коэффициент оформления горловины*;  $\delta_0$  — толщина заготовки.

Коэффициент разбухания может быть выражен через удельный объем материала  $v$ , массу заготовки или массу изделия  $G_0$ , сечение кольцевого зазора  $S$  и высоту изделия  $N$ .

$$\beta = vG_0 / (SH). \quad (2.203)$$

Размеры мундштука можно рассчитывать также исходя из длины сварного шва  $L_s$  на дне изделия. Отношение диаметра дна изделия  $D_1^0$  к длине шва должно быть не менее 1,2 : 1, т. е. шов должен занимать примерно 80 % диаметра дна. На практике для полиолефинов отношение  $D_1^0 / L_s$  выбирают в пределах 1,1—1,6. С учетом разбухания

$$D_M = 2L_s / (\pi\beta). \quad (2.204)$$

При «пережиме» заготовки диаметр мундштука рассчитывают по формуле

$$D_M = 2D_1 / (\pi\beta n_2), \quad (2.205)$$

где  $D_1$  — диаметр изделия;  $n_2 = D_1(0,5\pi D_0)$  — так называемый *коэффициент пережима заготовки*.

Диаметр дорна равен  $D_d = D_m - 2\delta$ , а толщина кольцевого зазора головки  $\delta$  определяется из соотношения

$$\delta = G_0 / (\pi D_m \rho L_0), \quad (2.206)$$

где  $\rho$  — плотность полимера.

Массу изделия  $G_1$  определяют по чертежу изделия с учетом поверхности пережима и облоя. Для полых изделий из полиолефина типа бутылей и флаконов отходы, как правило, составляют 15—25 %, так что коэффициент  $k = G_1/G_0$  может быть принят равным 0,8. Для расчета массы изделия рекомендована формула

$$G_1 = k \Pi \delta L_0 \beta^2, \quad (2.207)$$

где  $\Pi$  — периметр кольцевого зазора головки;  $k = 0,8$ ;  $\beta$  — коэффициент разбухания, определенный при 190 °С и градиенте скорости сдвига  $\gamma = 5\text{с}^{-1}$ .

Другой метод расчета, обеспечивающий вычисление массы полых изделий с ошибкой не более  $\pm 5$  %, основан на следующих формулах:

$$\begin{aligned} L_{\pi} &= \frac{\pi}{2} D_m (0,01\beta + 1); \\ D_m &= d_r (1 - \beta); \\ D_d &= \sqrt{(D_m)^2 - 4G_1 (\pi H \nu)}, \end{aligned} \quad (2.208)$$

где  $L_{\pi}$  — ширина «пережима»;  $d_r$  — наименьший наружный диаметр горловины изделия.

Необходимо обратить внимание еще на один момент. Независимо от способа подачи сжатого воздуха на раздув заготовки его рабочее давление оказывается выше заданного вследствие нагрева и расширения. Рабочее давление определяется уравнением

$$p_1 = p_0 (T_1 / T_0), \quad (2.209)$$

где  $p_1$  и  $p_0$  — давление газа соответственно при повышенной температуре  $T_1$  и температуре  $T_0$ .

Увеличение давления нагретого воздуха вызывает повышение давления на внутренние стенки формуемого изделия и снижение объема воздуха, расходуемого в каждом рабочем цикле. Учитывая изложенные соображения, время раздува изделия  $\tau_p$  можно рассчитать по формуле

$$\tau_p = \frac{V}{c} \left( 1 - \frac{p_1 - p_0}{p_1} \right), \quad (2.210)$$

где  $V$  — объем выдувного изделия;  $c$  — скорость потока сжатого воздуха, определяемая давлением раздува и диаметром сопла;  $(p_1 - p_0) / p_1$  — величина, учитывающая уменьшение продолжительности подачи сжатого воздуха в форму вследствие повышения давления при нагревании.

Важным фактором при экструзионно-раздувном формовании является вытяжка заготовки под действием собственного веса, которая усиливается при повышении температуры и снижении молекулярной массы полимера. Длину трубчатой заготовки, при достижении которой происходит ее резкое вытягивание, принято называть критической ( $L^k_0$ ). Значение  $L^k_0$  для полиэтилена высокого давления с индексом текучести ИТ = 2,0 г/10 мин составляет, например, 25 см, а для полимера с ИТ = 0,2 г/10 мин оно увеличивается до 70 см. Повышение скорости экструзии способствует возрастанию  $L^k_0$ : при линейных скоростях экструзии 1; 2 и 3 м/с значение составляет для полиэтилена 20, 30 и 40 см соответственно.

Вытягивание заготовки под действием собственного веса является основной причиной получения изделий с большой разнотолщинностью стенок в продольном направлении (по высоте). Для изделий цилиндрической формы разнотолщинность по высоте служит важнейшим критерием разнотолщинности продукта, так как неравномерность толщины стенок по периметру (по поперечному сечению) для таких изделий при удовлетворительной центровке дорна относительно мундштука головки обычно незначительна и ее часто не учитывают.

При изготовлении изделий овального или прямоугольного поперечного сечения наряду с продольной возможно появление поперечной разнотолщинности. Неравномерность толщины стенки по сечению может достигать 50 %. Это вызвано тем, что при соприкосновении заготовки с ближайшими поверхностями оформляющей полости формы полимер охлаждается, и раздув в этой части (соответствующей, например, малым полуосям эллипса сечения) прекращается. Как правило, толщина стенок по длинным сторонам некруглого сечения изделия больше, чем по коротким сторонам.

Для устранения этого вида разнотолщинности необходимо перераспределение материала по сечению заготовки, что проще всего достигается применением эллиптического мундштука при круглом дорне. Необходимую эллиптичность обеспечивают постепенным сжатием обычного круглого мундштука. Исследования, проведенные с полиэтиленом высокого давления, показали, что сжатие мундштука приводит к выравниванию толщины стенок изделия по поперечному сечению. Однако при определенной степени сжатия мундштука (в пределах 1,02—1,08 в зависимости от размеров изделия и толщины стенки заготовки) большие стороны изделия становятся тоньше (особенно в средней части), а меньшие стороны утолщаются, т. е. разнотолщинность вновь начинает возрастать.

Формула для расчета зависимости оптимальной *степени сжатия мундштука* (под которой понимают соотношение сторон формующего инструмента  $a/b$ ) от толщины стенки заготовки  $\delta_3$  имеет вид:

$$a / b = A\delta_3^2 - B\delta_3 + C, \quad (2.211)$$

где  $A$ ,  $B$ ,  $C$  — постоянные коэффициенты, учитывающие соотношение сторон изделия в форме параллелепипеда.

Для изделий из полиэтилена высокого давления значения коэффициентов в уравнении (2.211) составляют:

Сечение изделия, мм	A	B	C
60×48	0,004	0,009	1,015
60×36	0,008	0,018	1,050
50×24	0,016	0,036	1,085
60×12	0,032	0,072	1,120

При сжатии цилиндрическое сечение мундштука превращается в эллиптическое, но «живое» сечение формующего зазора должно при этом оставаться постоянным. Исходя из этого несложно подсчитать произведение полуосей  $ab$  оптимального эллипса в сечении сжатого мундштука:

$$F_3 = \pi ab = F_{кр} = \pi (D_3^H)^2 / 4, \quad ab = (D_3^H)^2 / 4, \quad (2.212)$$

где  $a$  и  $b$  — соответственно большая и малая полуоси эллипса;  $F_3$  и  $F_{кр}$  — площади эллипса и эквивалентного круга;  $D_3^H$  — наружный диаметр заготовки.

Таким образом, используя формулу (2.211), с учетом коэффициента разбухания  $\beta$  можно определить деформацию круглого мундштука, необходимую для получения некруглых полых изделий со стенками равной толщины в поперечном сечении.

**Охлаждение заготовки и изделия в форме.** Перераспределение профиля температур в головке в подавляющем большинстве случаев приводит к возникновению «температурной негомогенности» расплава и, как следствие, к получению изделий низкого качества. Поэтому при теоретическом анализе тепловых процессов выдувного формования исходят из того, что необходимая температура материала и температурный профиль достигаются уже на конце шнека экструдера, а нагревательные элементы копильника и формующего инструмента служат лишь для их под держания.

При охлаждении заготовки в процессе ее выхода и раздува происходит перераспределение температурного профиля в материале, которое может оказывать существенное влияние на качество изделий. Так как экспериментальное определение профиля температур материала в заготовке сопряжено с большими техническими трудностями, большее значение имеют теоретические оценки распределения и ожидаемых колебаний температуры.

Для заготовки обычно принимают, что температуропроводность  $a$  и теплопроводность  $\lambda$  кристаллических полимеров остаются практически постоянными вплоть до температуры кристаллизации, т. е. не зависят от температуры.

При постановке и решении задачи об определении радиального и продольного температурных профилей материала заготовки для фор-

мования полых изделий для простоты исходили из схемы выхода заготовки, не учитывающей искажения формы трубчатого элемента при высокоэластическом восстановлении и вытяжке экструдата под действием собственного веса (рис. 2.88). Однако предложенная методика расчетов может быть реализована и для более сложной конфигурации заготовки.

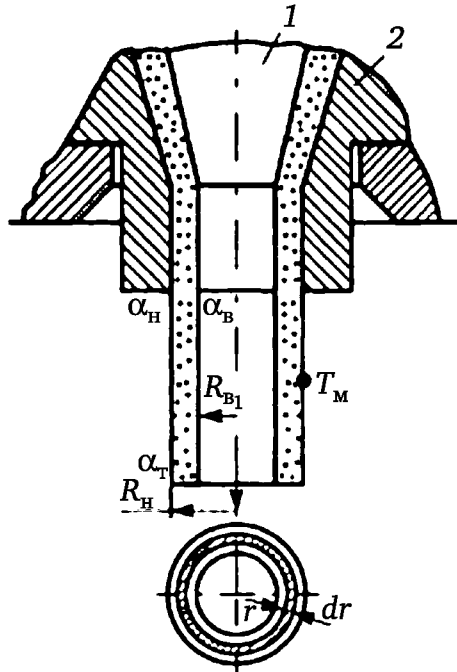


Рис. 2.88. Схема получения трубчатой заготовки:

1 — мундштук; 2 — дорн

Конечная цель расчета — получение значений температур материала в любой точке заготовки по поперечному сечению и по длине. Кроме геометрических параметров заготовки исходными данными для вычислений служат теплофизические константы полимера: теплопроводность  $\lambda$ , плотность  $\rho$ , теплоемкость  $c$ , температуропроводность  $a$ , коэффициенты теплопередачи от внутренних ( $\alpha_v$ ), наружных ( $\alpha_n$ ) и торцовых ( $\alpha_t$ ) поверхностей (см. рис. 2.88).

Изменение температуры материала во времени описывается известным уравнением, получаемым при рассмотрении теплового баланса:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 T}{\partial \lambda^2} + \frac{a}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + a \frac{\partial^2 T}{\partial r^2}. \quad (2.213)$$

Количество тепла, отдаваемое заготовкой окружающему воздуху, определяется из соотношения

$$q = -\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n=0} = \alpha (T_v - T_m), \quad (2.214)$$

где  $T_v$  и  $T_m$  — температуры соответственно воздуха и поверхности материала.

Дифференциальные уравнения (2.213) и (2.214) могут быть решены при следующей формулировке граничных условий:

$$-\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{x;r=R_B;\tau} = \alpha_B (T_M - T_{x;r=R_B;\tau}); \quad (2.215)$$

$$-\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{x;r=R_H;\tau} = \alpha_H (T_B - T_{x;r=R_H;\tau}); \quad (2.216)$$

$$-\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{x=0;r;\tau} = \alpha_T (T_T - T_{x=0;r;\tau}), \quad (2.217)$$

где индексация  $T_{x;r;\tau}$  означает температуру в точке с координатами  $x$  и  $r$  при времени  $\tau$ ;  $R_B$  и  $R_H$  — внутренний и наружный радиусы заготовки (см. рис. 2.88).

Дополнительное граничное условие возникает из допущения о постоянстве температурного профиля по сечению заготовки на выходе из формующей головки:

$$T_{x;r;\tau} = T_r = \text{const}. \quad (2.218)$$

Искомое распределение температур в радиальном и осевом направлениях заготовки получается при решении дифференциальных уравнений (2.213) и (2.214).

Решающим фактором, определяющим производительность выдувного агрегата, является скорость охлаждения полого изделия в форме. Отбор тепла при охлаждении изделия происходит за счет воды, охлаждающей стенки формы, и воздуха, поступающего в заготовку при раздуве. Количество отводимого тепла  $q$  может быть рассчитано по формуле

$$q = 3,6nG\Delta H, \quad (2.219)$$

где  $n$  — число гнезд выдувной формы;  $G$  — масса изделия;  $\Delta H = H_p - H_{\text{и}}$  — разность энтальпий полимера при температурах расплава ( $H_p$ ) и извлечения изделия ( $H_{\text{и}}$ ).

Значения  $H_p$  и  $H_{\text{и}}$  (в кДж/кг) для важнейших полиолефинов приводятся ниже (температуры формования указаны в скобках):

	$H_p$	$H_{\text{и}}$	$\Delta H$
Полиэтилен высокого давления (ПЭВД)	396(140 °C)	230(100 °C)	40
Полиэтилен низкого давления (ПЭНД)	564(180 °C)	250(120 °C)	75
Полипропилен (ПП)	500(190 °C)	230(120 °C)	65

Продолжительность охлаждения определяют по формуле

$$\tau_0 = \frac{4\delta_{\text{и}}^2}{\pi^2} \ln \left| \frac{T_z - T_{\phi}}{T_{\text{и}} - T_{\phi}} \right|, \quad (2.220)$$

где  $\delta_{и}$  — средняя (номинальная) толщина стенки изделия;  $\alpha$  — коэффициент температуропроводности в рабочем интервале температур;  $T_{з}$  и  $T_{ф}$  — температура соответственно заготовки и формы;  $T_{и}$  — температура изделия к моменту раскрытия формы, обычно принимаемая на 15—20 °С ниже температуры формоустойчивости.

**Влияние технологических параметров экструзионно-раздувного формования на качество изделий. Температурные режимы формования и охлаждения.** Параметры получения объемных изделий могут колебаться в широких пределах в зависимости от типа и марки исходного сырья, конструктивных особенностей оборудования (в первую очередь параметров шнека экструдера, головки и системы охлаждения заготовки), геометрической конфигурации, размеров и толщины стенки изделия и т. д. Поэтому можно указать лишь усредненные температурные режимы переработки, которые могут служить отправными данными при технологической наладке агрегатов (табл. 2.3).

Таблица 2.3

Ориентировочные температурные режимы получения выдувных изделий

Тип поли- мера	Индекс теку- чести, г/10 мин	Температуры расплава по зонам, °С						Давление воздуха, МПа	Объем изделия, дм³
		экструдера				головки			
		1	2	3	4	1	2		
ПЭВД	Около 0,5 ≥ 2,0	140	140	150	150	160	165	0,20—0,25	0,5—5,0
		120	125	130	130	130	135	0,15—0,20	0,05—0,5
ПЭНД	Около 0,5 ≥ 2,0	150	160	170	170	180	185	0,35—0,40	30—200
		140	155	165	165	170	170	0,20—0,30	0,2—3,0
ПП	0,2—0,5 0,7—1,2	190	200	215	215	225	235	0,30—0,35	10—50
		180	190	200	200	210	215	0,20—0,30	1—2

Температурные режимы переработки одного и того же образца полиолефинов могут существенно изменяться в зависимости от основных параметров экструзионной машины. В большинстве современных выдувных агрегатов используют экструдеры со шнеками, для которых  $L/D = 20 \div 25$  (и даже 30), степень сжатия в пределах 3:1—4:1 (для ПП предпочтительно 4:1); у них постоянный шаг винтовой нарезки (обычно равный наружному диаметру шнека) и короткий скругленный наконечник. Шнек должен обеспечивать плавное возрастание давления массы и выход экструдата без пульсаций во избежание колебаний толщины стенки и массы формуемых изделий. Как правило, к подогреву или охлаждению внутренней полости шнека при экструзии заготовок из полиолефинов не прибегают.

Другим важным параметром является температура формы. Конструкция формы должна предусматривать возможность интенсивного охлаждения изделия, особенно в зоне горловины и дна. Охлаж-



дение обеспечивают циркуляцией жидкого теплоносителя в каналах форм. Удовлетворительного охлаждения изделий можно добиться при использовании воды с температурой не более 20 °С (предпочтительно 4—12 °С). Применение хладагентов с температурой ниже 0 °С приводит к сильной конденсации влаги на поверхностях полуформ и даже к их обледенению. Хороших результатов достигают при разделении общего охлаждающего потока воды на отдельные (зональные) рукава, направляемые к дорну шнека, горловине, корпусу и дну полости формы. При автономном термостатировании таких потоков обеспечиваются оптимальные температурные режимы охлаждения.

Для получения изделий из полиолефинов с хорошими эксплуатационными свойствами выдувные формы не должны быть холодными. Так, для ПЭНД наилучшие показатели качества достигаются при температурах форм около 55—60 °С. Однако это справедливо лишь в рамках теоретических оценок, так как приводит к неприемлемой для промышленной практики длительности стадии охлаждения и общего цикла формования. Поэтому обычно работают при гораздо более низких температурах форм, чтобы сократить до минимума время охлаждения изделия.

При изготовлении крупногабаритных (толстостенных) изделий форма не должна охлаждаться резко, и часто цель термостатирования формы сводится к уменьшению скорости охлаждения материала. Этого достигают применением в качестве теплоносителя воды или масла, нагретых до 40—60 °С, а иногда использованием электронагревателей.

С увеличением параметра  $\delta_{и2}$  (где  $\delta_{и}$  — толщина стенки изделия) время охлаждения увеличивается. При слишком низкой температуре формы в материале возникают значительные термические напряжения, которые могут быть причиной повышенной хрупкости изделий. Это особенно опасно для толстостенных изделий из полипропилена (ПП). Резкое охлаждение приводит к образованию в поверхностных слоях мелкосферолитных структур, в то время как сердцевинные слои содержат сферолиты больших размеров, достигающих иногда 200—350 мкм.

Медленнее охлаждаются те части объемных изделий, которые примыкают к горловине и дну, где происходит сваривание заготовки. Так как горловина раздувается значительно меньше, чем корпус, а дно практически совсем не раздувается, то толщина материала в этих зонах всегда оказывается больше, чем в стенках. Поэтому температурный режим и продолжительность охлаждения должны выбираться по одному из наиболее толстых участков продукта. Тепло, сохранившееся в материале горловины, может приводить к его усадке, деформированию и даже к слипанию изделий, сбрасываемых в сборник готовой продукции.

Время охлаждения зависит не только от толщины стенки, температуры расплава и формы, но и от давления воздуха, подаваемого на выдувание (см. ниже). Повышение давления раздува улучшает контакт материала со стенками формы и, следовательно, способствует возрастанию коэффициента теплопередачи в системе полимер—металл.

Аналогичный положительный эффект дает повышение плотности полимера. Переход от ПЭВД к ПЭНД сокращает длительность охлаждения изделия до температуры, при которой оно может быть удалено из формы без опасности повреждения.

Температурные условия формования оказывают также заметное влияние на внешний вид и качество поверхности изделий. Повышение температуры экструзии способствует улучшению поверхностного глянца и снижению шероховатости, однако сопровождается возрастанием разнотолщинности стенок вследствие вытягивания заготовки и удлинением цикла формования (в первую очередь за счет увеличения времени охлаждения изделия). На практике приходится устанавливать оптимальную температуру экструзии с учетом как внешнего вида изделий, так и производительности агрегата.

Температура материала влияет также на прочность сварного шва на горловине и доннышке изделия. Повышение температуры экструзии ослабляет шов, причем эта тенденция выражена сильнее всего для ПП, что, по-видимому, связано с интенсификацией термоокислительной деструкции полимера в зоне сварки.

**Давление раздува.** Давление воздуха при формовании изделий из полиолефинов (ПО) может варьироваться в пределах от 0,15 МПа для ПЭВД до 0,7 МПа для ПП. Повышение давления раздува до 0,5—0,6 МПа способствует сокращению времени охлаждения и повышению производительности агрегатов. Однако дальнейшее увеличение давления воздуха оказывается бесполезным. Как правило, повышение давления раздува способствует увеличению прочности сварных швов и улучшает внешний вид изделий. Изготовление из полиолефинов объемных изделий относительно большой емкости (4 дм<sup>3</sup> и выше) с тонкими стенками (0,6—1 мм) требует быстрого повышения давления внутри заготовки, что возможно при использовании подающих каналов с большой пропускной способностью.

Подача воздуха с высокой скоростью обеспечивает компенсацию усадки полиолефинов. При этом скорость повышения давления при формовании изделий из ПП должна быть несколько меньшей, чем для линейного ПЭ. Это объясняется тем, что вязкость расплава ПП при температурах формования, как правило, ниже, чем у ПЭ, и слишком большое давление раздува может быть причиной разрыва заготовки. Кроме того, усадка ПП при охлаждении также меньше, чем усадка линейного ПЭ (для ПП она составляет 1—2,5 %, а для линейного ПЭ — 2—5 %). Давление воздуха при раздуве мелких изделий из ПП задается обычно равным 0,25—0,28 МПа, а при раздуве крупногабаритных и толстостенных изделий — 0,30—0,35 МПа. При изготовлении тары из ПЭНД этот параметр возрастает соответственно до 0,3—0,4 МПа.

**Усадка полиолефинов.** Усадка приводит к тому, что размеры изделий практически не совпадают с соответствующими размерами полостей выдувных форм. В порядке возрастания усадки (и различия в геометрических параметрах изделий и форм) ПО можно расположить в следую-

щий ряд: ПЭВД—ПП—ПЭНД. Основная причина усадки материала — релаксация упругих деформаций, имевших место при вытягивании (продольная усадка) и раздуве (поперечная или радиальная усадка) заготовки. Заранее оценить величину и характер усадки при охлаждении выдувных изделий (особенно сложной конфигурации) трудно, поэтому размеры усадки определяют эмпирически при различных режимах переработки. На величину усадки влияют технологические режимы процесса (в первую очередь температура головки и формы, коэффициент раздува), плотность перерабатываемого термопласта, конфигурация и размеры изделия. С увеличением плотности материала усадка изделий возрастает из-за высокой степени кристалличности полимера. Усадка растет также при повышении коэффициента раздува, так как при этом возрастают остаточные напряжения в изделии.

Характер влияния температуры формы на усадку сложен. С одной стороны, понижение температуры формы способствует «замораживанию» внутренних напряжений в материале, что является причиной высокой усадки, но с другой стороны, более резкое охлаждение способствует тому, что изделие быстрее приобретает прочность, жесткость и формоустойчивость, затрудняющие реализацию усадки.

**Удаление воздуха из полости форм.** Этот процесс оказывает существенное влияние на качество поверхности изделий. Воздушные включения (пузыри) не приводят при раздувном формовании полиолефинов к появлению нагара («прожогов»), как это может иметь место, например, при литье под давлением, однако поверхность изделий становится неровной и плохо воспринимает печать. При недостаточной эффективности системы удаления воздуха из пространства между наружной стенкой заготовки и полостью формы на поверхности изделия появляются продольные полосы. Кроме того, наличие остаточного воздуха обуславливает плохое прилегание материала к форме в местах его скопления и ухудшение условий охлаждения. Следствием этого становятся локальные утонения стенки изделия, так как недостаточно охлажденный материал сильнее растягивается («плывет») при раздуве. Улучшение условий удаления воздуха достигается огрублением поверхности формы, например в результате пескоструйной обработки. Если этого мероприятия недостаточно, то в застойных (тупиковых) зонах форм просверливают отверстия («воздушники») диаметром около 0,4 мм или выполняют фрезерованные кольцевые канавки длиной 8—15 мм и глубиной 0,05—0,075 мм. Наличие подобных «выпоров» существенно улучшает глянец поверхности изделий.

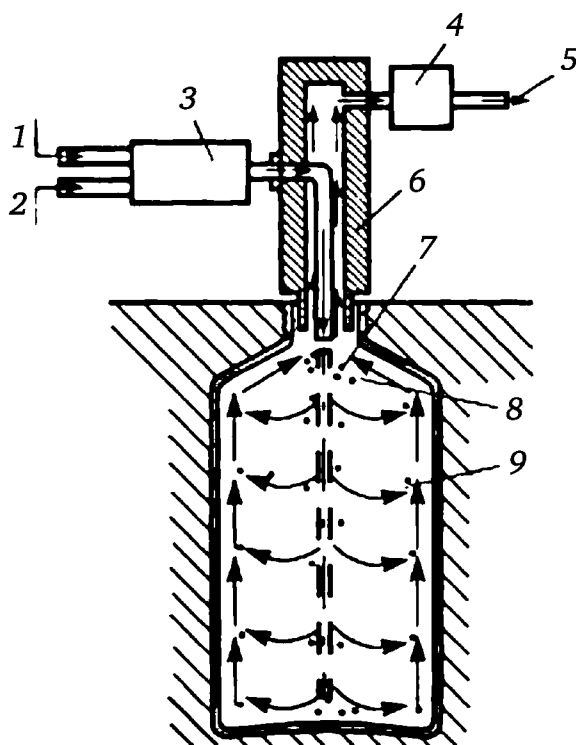
**Внутреннее охлаждение раздувных изделий.** Наибольшие трудности при выдувном формовании связаны с охлаждением изделий. Системы охлаждения можно разделить на внешние (охлаждение со стороны стенок формы) и внутренние (охлаждение изделия изнутри). В качестве хладагентов для внешних систем используют воду, растворы солей («рассолы»), смеси воды с этиленгликолем и др. При внутреннем охлаждении обычно применяют воздух и его смесь с водой.

В последнее время для этих целей начали использовать диоксид углерода и жидкий азот. Независимо от типа применяемого хладагента при внутренней системе охлаждения охлаждается фактически только изделие, а не форма, что неизбежно при внешнем охлаждении.

Новые системы внутреннего охлаждения изделий позволяют существенно снизить время охлаждения и добиться повышения экономичности процесса раздува полых изделий.

*Смесь воздуха и воды* — один из наиболее эффективных агентов для охлаждения выдувных изделий. Сильно сжатый воздух вводят внутрь изделия при раздуве заготовки; при адиабатическом расширении воздух охлаждается. Небольшое количество воды увеличивает теплопроводность воздуха. Количество подаваемой воды тщательно контролируют, так как оно в значительной степени определяет эффективность процесса.

Схема процесса охлаждения изделия изнутри смесью воздуха и воды показана на рис. 2.89. Воду 1 под большим давлением впрыскивают в емкость 3 с предварительно осушенным сжатым воздухом 2, откуда готовую смесь направляют в распылительное сопло 6. После выхода из сопла в результате охлаждения воздуха капельки воды в смеси 7 превращаются в кристаллики льда с включениями пузырьков воздуха. Кристаллики льда равномерно покрывают внутренние стенки изделия 9. При контакте с горячим полимером лед расплавляется, и высвобождающийся при этом воздух 8 мгновенно адиабатически расширяется; при этом в результате конденсации влаги на стенках емкости снижается ее температура. При достижении температуры кипения влага испаряется и вместе с циркулирующим воздухом покидает изделие (позиции 4 и 5).



**Рис. 2.89. Схема процесса внутреннего охлаждения смесью воздуха и воды**

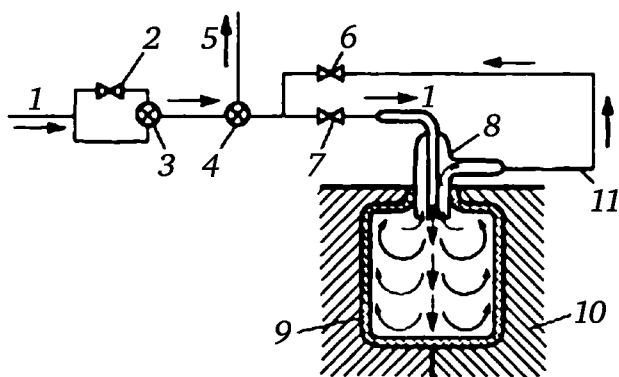
Давление сжатого воздуха должно превышать 6,3 МПа; для смеси воды и воздуха оно составляет на входе в изделие 7,0—7,7 МПа.

Содержание влаги в воздухе должно быть небольшим. Экспериментально установлено, что для охлаждения, например, бутылей из ПЭ вместимостью 1,14 дм<sup>3</sup> на каждый рабочий цикл необходимо 0,9—1,0 м<sup>3</sup> воздуха, содержащего около 0,5 см<sup>3</sup> воды. При правильном режиме охлаждения внутренняя поверхность изделий перед их извлечением из формы должна быть совершенно сухой.

Эффективность описанного способа охлаждения значительно выше, чем охлаждения воздухом, и увеличивается с возрастанием толщины стенок изделия. Время охлаждения раздувных изделий уменьшается в среднем в 2 раза. По-видимому, эффект данной системы охлаждения основан не на теплоотводящей способности воды как таковой, а на непрерывном образовании испаряющейся пленки воды на поверхности изделия. Высокая теплопроводность водяной пленки способствует быстрому отводу тепла от стенки к изделию.

Холодный воздух (без влаги) также можно использовать для внутреннего охлаждения изделий. В одном из известных конструктивных решений системы охлаждения атмосферный воздух пропускают через блок охлаждения, в котором влагу вымораживают на поверхностях одного из двух теплообменников, в то время как другой аппарат размораживают. Охлажденный до –50 °С и осушенный воздух через узел раздува поступает в полость емкости, охлаждает ее и выводится через выпускной клапан.

В другой системе атмосферный воздух циркулирует по замкнутому контуру (позиции 2, 8, 11), в который включено получаемое изделие (рис. 2.90). Продолжительность впуска воздуха с помощью ряда клапанов (позиции 3, 4) регулируют так, чтобы обеспечить постоянство давления внутри изделия. При этом достигают постоянной смены охлаждающего воздуха без изменения заданного внутреннего давления. Кратность смены воздуха в течение одного цикла формования определяется отношением давления в начале раздува к давлению при сбросе воздуха и регулируется с помощью реле времени.



**Рис. 2.90. Схема охлаждения выдувных изделий циркулирующим в замкнутой системе холодным воздухом:**

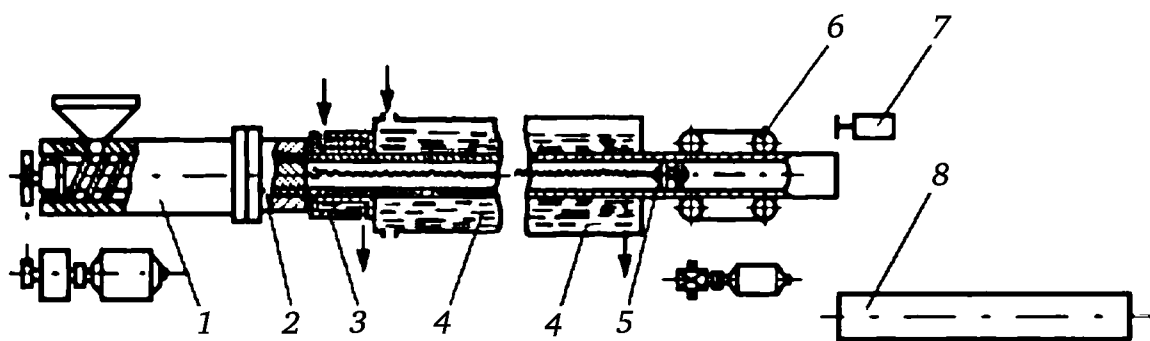
1 — подаваемый воздух; 2, 6 и 7 — вентили; 3, 4 — клапаны; 5 — удаляемый воздух; 8 — сопло; 9 — изделие; 10 — полуформы; 11 — воздуховод

### 2.4.2. Экструзионные агрегаты для производства труб из термопластов

**Описание технологического процесса.** Изготовление труб на экструзионных агрегатах включает следующие технологические операции:

- плавление исходного сырья и гомогенизация расплава в экструдере;
- выдавливание трубчатой заготовки в вязкотекучем состоянии из кольцевого зазора экструзионной головки;
- придание заготовке необходимой формы и размеров и их фиксирование за счет частичного охлаждения в калибрующем устройстве;
- завершение процесса охлаждения трубы в охлаждающем устройстве;
- отвод непрерывно экструдированной изготовленной трубы, разрезка ее на мерные отрезки или намотка на барабан;
- контроль качества готовой продукции.

Технологическая схема агрегата для производства труб приведена на рис. 2.91. Компоновка машин и устройств, показанная на рисунке, является наиболее распространенной.



**Рис. 2.91. Технологическая схема экструзионного агрегата для производства труб:**

- 1 — экструдер; 2 — головка; 3 — калибрующее устройство; 4 — охлаждающая ванна; 5 — заглушка; 6 — тянущее устройство; 7 — отрезное устройство; 8 — готовая труба. Стрелками показаны вход и выход охлаждающего агента

Производительность линии зависит от типоразмера трубы и с увеличением последнего увеличивается. Линейная скорость отвода трубы не превышает 4 м/мин (исключение составляют только очень маленького диаметра трубы). Таким образом, увеличение производительности линии в первую очередь связано с проблемой повышения линейной скорости отвода трубы.

Выходящая из формующего зазора головки 2 расплавленная заготовка проходит через калибрующее устройство 3; частично охлаждаясь в нем, труба приобретает форму и размеры, соответствующие форме и размерам готовой трубы 8. Окончательное охлаждение происходит в ванне 4.

В зависимости от того, какая из поверхностей трубы подвергается калибрующему воздействию, различают наружное, внутреннее и двух-

стороннее калибрование. Прижатие заготовки к калибрующей поверхности осуществляется путем раздува ее сжатым воздухом, подаваемым в полость трубы (пневмокалибрование), присоса (вакуумкалибрование), а также протяжки.

В калибрующем устройстве 3 (см. рис. 2.91) отводится лишь незначительная часть тепла, содержащегося в материале трубы. Большая его часть отбирается в охлаждающем устройстве 4. При современном уровне производительности экструзионных машин длина охлаждающих ванн составляет до 70 % длины трубной линии. В связи с тем что процессу охлаждения трубной заготовки первоначально не придавали существенного значения, а также по причине значительных габаритов охлаждающих ванн в течение длительного времени стремились к максимально упрощенным конструктивным решениям. Трубную заготовку охлаждали погружением в неподвижную или слабо перемешиваемую жидкость. Так как максимальный тепловой поток при охлаждении заготовки наблюдается на стадии калибрования и в начальной стадии охлаждения, влияние на время охлаждения повышения температуры охлаждаемой поверхности заготовки вследствие недостаточности теплоотвода не представлялось очевидным. Кроме того, существовало ошибочное мнение, что вследствие низкой теплопроводности полимеров внешние условия теплообмена не являются фактором, лимитирующим интенсивность отвода тепла от заготовки. Однако, как показала практика, интенсификация теплообмена в охлаждающем устройстве может существенно повысить его производительность (до 30 %).

Основным путем интенсификации теплообмена является принудительная циркуляция охлаждающей жидкости у поверхности заготовки. Это достигается путем отвода жидкости из калибрующей насадки через кольцевой зазор, направляющей струю жидкости вдоль поверхности заготовки. Струя разрушает пограничный тепловой слой, препятствующий интенсивному теплообмену. Однако ее действие распространяется лишь на весьма незначительную часть длины заготовки и не может существенно сказаться на уровне коэффициента теплоотвода в целом.

При производстве труб большого диаметра применение ванн наливного типа затруднено из-за весьма значительных усилий всплытия, действующих на трубную заготовку. Этому недостатка лишены охлаждающие ванны оросительного типа. Охлаждающая жидкость подается в этом случае либо путем полива, либо разбрызгиванием с помощью форсунок, установленных вокруг заготовок с шагом, обеспечивающим создание на ее поверхности непрерывной пленки жидкости, стекающей под действием собственного веса. Как показал опыт, такая организация охлаждения имеет ряд преимуществ по сравнению с ранее рассмотренными. Основным из них является то, что слой жидкости на поверхности трубы, достаточный для максимальной интенсификации теплоотвода от заготовки, оказывается весьма тонким, а энергетические расходы, связанные с циркуляцией жидкости, минимальны; повышается стабильность и равномерность охлаждения по периметру трубы. Кроме того,

существенно снижаются металлоемкость конструкции и требования к уплотнению отсеков ванн при входе и выходе заготовки. В наиболее прогрессивных технологических процессах производства труб малого диаметра также используется такой способ охлаждения (в частности, вакуумные ванны с калибрующими шайбами и распылением жидкости).

Одним из решающих качественных показателей напорных труб как конструкционных изделий является их несущая способность. В связи с этим наиболее важными характеристиками труб являются их прочностные свойства и способность противостоять определенному давлению в течение заданного промежутка времени.

Применяемый метод контроля долговременной прочности трубы состоит в следующем. Образец изготовленной трубы при испытании нагружают внутренним гидростатическим давлением, уровень которого зависит от типа трубы, и при определенной температуре выдерживают контрольное время.

**Расчет калибрующего и охлаждающего оборудования.** Математическая модель тепловых процессов, проходящих на стадиях калибрования и охлаждения трубной заготовки, позволяет сформулировать вполне определенные требования к конструктивному исполнению соответствующего оборудования, к величине расхода теплоносителя и его температуре.

Диаметр калибрующей поверхности, время калибрования и величина силового калибрующего фактора (давление калибрования) являются параметрами, непосредственно определяющими наружный диаметр трубы. Так как его точность достаточно строго регламентирована, для полного расчета калибра математическую модель тепловых процессов необходимо дополнить решением «размерной задачи», т. е. установить зависимость диаметра трубы от геометрических параметров калибра и конкретных условий процесса калибрования.

Соотношение между диаметром калибра  $D_K$  и внутренним диаметром  $D$  изготавливаемой трубы характеризуется величиной

$$\Delta = (D - D_K) / D,$$

которая только условно может быть названа «усадкой». На термическую усадку полимера, связанную с изменением плотности, накладывается деформация заготовки под действием калибрующего давления. Эта деформация, определяемая прочностью заготовки и, следовательно, временем калибрования, происходит в пределах упругой деформации и в принципе обратима. Степень обратимости, однако, зависит от момента разгрузки заготовки, и при пневмокалибровании, например, когда заготовка на всем участке охлаждения находится под действием внутреннего избыточного давления, вся начальная деформация заготовки «замораживается». При вакуумном калибровании время действующего фактора зависит от длины зоны вакуумирования и скорости заготовки и в общем случае переменна.



Аналитическое решение задачи, по-видимому, не может быть получено. Однако недетерминированный подход и построение формальной математической модели методами планирования эксперимента может совершенно исказить реальную взаимосвязь между параметрами процесса.

Рассмотрим две наиболее распространенные схемы калибровки труб (рис. 2.92). Введя понятие длин  $L_k$  и  $L_p$ , сведем рассматриваемые способы к однотипной задаче, в которой переменной величиной помимо времени калибрования ( $t_k$ ) является также время действия силового калибрующего фактора ( $t_p$ ). При этом

$$t_k = L_k / v, \quad t_p = L_p / v, \quad (2.221)$$

где  $L_k$ ,  $L_p$  — длины калибра и ванны;  $v$  — скорость отвода трубы.

Скорость отвода  $v$  определяется производительностью  $Q$  и геометрическими параметрами трубы:

$$v = Q / (\pi D S \rho), \quad (2.222)$$

где  $S$  — толщина стенок трубы;  $\rho$  — плотность полимера.

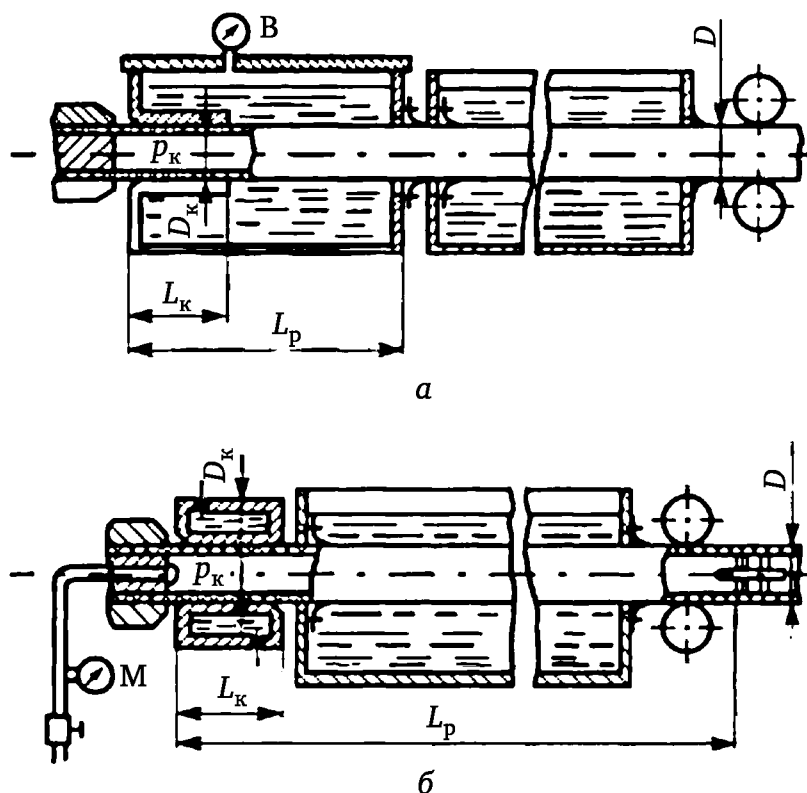


Рис. 2.92. Наиболее распространенные схемы калибровки труб:

а — вакуумкалибрование; б — пневмокалибрование

Приведенные времена  $\bar{t}_k$  и  $\bar{t}_p$  рассчитываются по формулам:

$$\bar{t}_k = t_k / S^2; \quad \bar{t}_p = t_p / S^2. \quad (2.223)$$

В такой постановке усадка является функцией следующих параметров:

$$\Delta = f(\bar{t}_k, p_k, S, D), \quad (2.224)$$

где  $p_k$  — давление калибрования.

Параметры  $p_k$ ,  $S$  и  $D$  — заданные величины. Значение  $t_p$  может варьироваться в пределах  $\bar{t}_k \leq \bar{t}_p \leq \bar{t}_o$  ( $t_o$  — время окончания калибрования). Технологический опыт, однако, показывает, что при сравнительно короткой зоне действия силового калибрующего фактора труба при выходе из вакуумной ванны принимает форму овала, причем объяснить это явление действием собственного веса заготовки не удастся. Вероятно, наиболее существенным фактором, приводящим к искажению формы трубы, является неизбежная неравномерность охлаждения по периметру заготовки. Длина вакуумных ванн промышленных трубных линий составляет 2, 4 или 6 м, поэтому величина  $t_p$  в принципе определена и задача сводится к выбору длины калибра и его диаметра.

Очевидно, что избыточный контакт заготовки с калибрующей поверхностью приводит к ухудшению качества изготавливаемых труб вследствие возрастания сил трения. Заготовка должна обладать лишь минимальной прочностью, способной противостоять действию калибрующего давления и предохраняющей на последующих этапах охлаждения заготовку от искажения формы.

При непрерывном распределении температуры в стенке  $T(x)$  прочность заготовки

$$\sigma_p = \int_0^S \sigma_T[T(x)] dx, \quad (2.225)$$

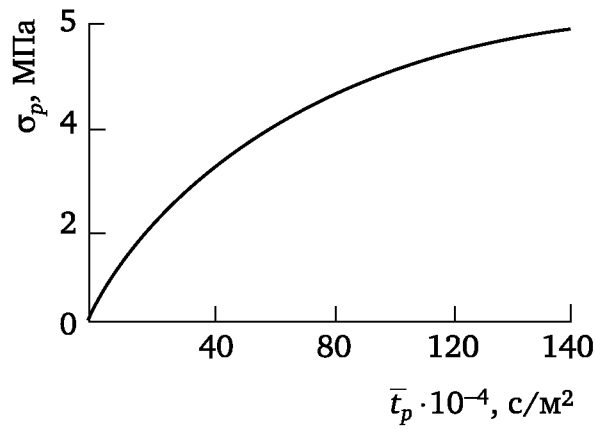
где  $\sigma_T$  — текущая прочность заготовки;  $\sigma_T [T(x)]$  — зависимость предела текучести материала от температуры.

Как видно из рис. 2.93, прочность заготовки из ПЭВП пропорциональна корню квадратному из приведенного времени калибрования. Расстояние границы кристаллизующегося слоя от охлаждаемой поверхности на первом этапе охлаждения также пропорционально квадратному корню из времени охлаждения. Так как несущей способностью обладает только закристаллизовавшийся слой, по элементарным соображениям для всех кристаллизующихся полимеров можно предположить наличие следующей простейшей связи между прочностью заготовки  $\sigma_p$  и временем ее охлаждения  $\tau$ :

$$\sigma_p = K_1 \sqrt{\tau}, \quad (2.226)$$

где  $K_1$  — константа.

Использование гипотезы (2.226) позволяет избежать поиска зависимости  $\sigma_T(T)$  для каждого конкретного полимера и численного интегрирования уравнения теплопроводности. В рамках поставленной задачи гипотезы (2.226) достаточно для ее решения.



**Рис. 2.93. Зависимость прочности заготовки  $\sigma_p$  от приведенного времени калибрования  $\bar{t}_p$**

Для перепада давления, вызывающего пластическое разрушение заготовки, может быть получено следующее уравнение:

$$p_{\text{разр}} = K_1 \frac{S}{D} \sqrt{t_k}. \quad (2.227)$$

Если заготовку в момент выхода из зоны калибрования нагрузить давлением  $p_k = p_{\text{разр}}$ , произойдет пластическое разрушение заготовки, поэтому для надежной работы калибрующего оборудования длина  $L_k$  должна быть выбрана из условия  $p_k < p_{\text{разр}}$ .

Введем величину

$$N_p = \frac{p_{\text{разр}}}{p_k} = K_1 \frac{S \sqrt{t_k}}{D p_k}, \quad (2.228)$$

имеющую смысл коэффициента запаса прочности. С увеличением  $N_p$  деформация заготовки под действием калибрующей разности давлений должна уменьшаться от предельной  $\varepsilon_{\text{т}}$ , соответствующей пределу текучести [ $\varepsilon_{\text{тек}} \approx (12 \div 15) \%$ ] до нуля. Таким образом, усадка в первую очередь определяется величиной коэффициента запаса прочности. Для определения необходимой и достаточной величины  $N_p$  даже при самых строгих теоретических рассуждениях необходим эксперимент, так как априори известно только, что  $N_p \geq 1$ . Из уравнения (2.228) следует:

$$\frac{N_p}{K_1} = \frac{S \sqrt{t_k}}{D p_k} = N_m, \quad (2.229)$$

где  $N_m$  — модифицированный коэффициент запаса прочности заготовки.

Таким образом, экспериментальное исследование должно быть направлено на поиск эмпирической зависимости

$$\Delta = f\left(\frac{S \sqrt{t_k}}{D p_k}; t_p\right) = f(N_m; t_p). \quad (2.230)$$

В общем случае первый параметр в уравнении (2.230), таким образом, принимает вид

$$N_m = \frac{S \cdot f(t_k)}{Dp_k}, \quad (2.231)$$

и использование той или иной гипотезы о виде функции  $f(t_k)$  должно быть подтверждено либо предварительным расчетом, либо в ходе обработки экспериментальных данных при получении зависимости (2.230).

Целью экспериментов, таким образом, является установление эмпирической зависимости диаметра трубы после завершения охлаждения от метода калибрования и конкретных параметров процесса.

Для этого была использована экспериментальная установка, которая смонтирована на базе экструдера «Геттферт», для нее были спроектированы и изготовлены трубная головка, калибрующее устройство и вакуумная ванна.

Заготовка за счет разности давлений внутри трубы и снаружи приводилась в соприкосновение с внутренней поверхностью гильзы калибра (рис. 2.94). Непрерывно отводимая с помощью тянущего устройства труба на выходе из калибра проходила через охлаждающее устройство наливного типа. Калибрующая разность давлений ( $p_k$ ) создавалась либо путем вакуумирования со стороны внешней поверхности заготовки, либо подачей во внутреннюю полость трубы избыточного давления, замеряемого манометром М. Свободный конец трубы в этом случае заглушался. Регулирование избыточного давления производилось редуктором Р, а величины вакуума В — дросселированием воздуха вентилем  $B_1$ .

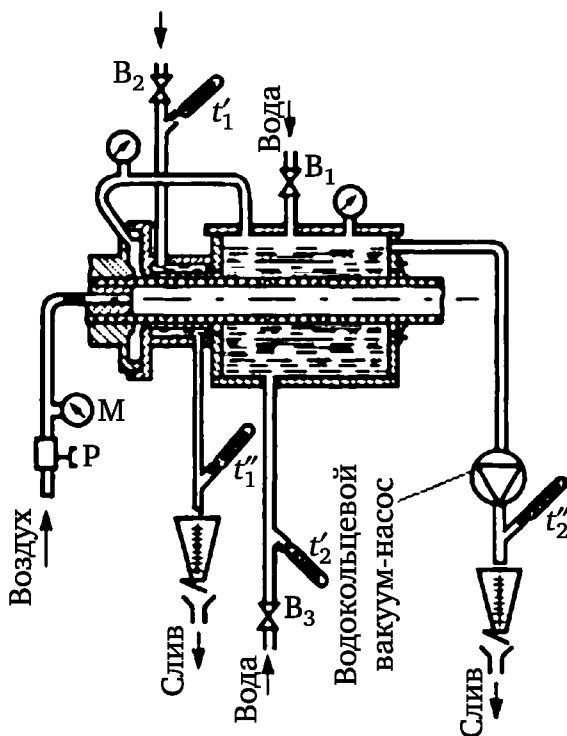


Рис. 2.94. Схема экспериментальной установки для исследования процессов охлаждения и калибровки трубы

Расход охлаждаемой жидкости регулировался вентилями  $B_2$  и  $B_3$ . Измерение температуры производилось с помощью стеклянных термометров, установленных в потоке жидкости в точках  $t'_1$ ,  $t'_2$  и  $t''_1$ ,  $t''_2$ . Не менее чем через 15 ч после изготовления определяли фактический диаметр трубы.

При широком варьировании производительности и скорости отвода трубы измерялись и фиксировались следующие параметры процесса:

$N$  — частота вращения шнека,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$T_p$  — температура расплава,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$v$  — скорость отвода трубы,  $\text{м/с}$ , определяемая по времени прохождения нанесенной на трубе метки отрезка пути, равного  $1 \pm 0,005$  м, с помощью секундомера ( $\pm 0,1$  с);

$S_{20}$  — средняя толщина стенки трубы при комнатной температуре ( $20^{\circ}\text{C}$ ),  $\text{м}$ , измеряемая микрометром в восьми точках по периметру трубы ( $\pm 0,01$  мм);

$Q_v$  — расход охлаждаемой воды,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$\Delta T$  — изменение температуры воды при ее прохождении через охлаждающее устройство,  $\text{K}$ , определяемое измерением температуры воды термометром на входе и выходе ( $\pm 0,1$  K);

$D_T$  — диаметр трубы;

$p_k$  — действующее на заготовку давление калибрования,  $\text{МПа}$ , по показаниям манометра  $M$  или вакуумметра ( $\pm 0,001$  МПа).

Исследовался процесс калибрования трубы из полиэтилена и полипропилена трубных марок.

На рис. 2.95 показана зависимость усадки от модифицированного коэффициента запаса прочности. Данные получены при реализации на экспериментальной установке схемы пневмокалибрования трубы из ПЭВП путем варьирования величины  $p_k$  в пределах от 0,03 до 0,27 МПа для двух значений отношения  $S/D_T$ . При  $N_m < 600$  деформация заготовки лавинообразно нарастает. При увеличении  $N_m$ , что при постоянном  $p_k$  соответствует увеличению длины калибра, зависимость усадки от  $N_m$  выражена слабо. Таким образом, при увеличении длины калибра размер трубы в меньшей степени подвержен влиянию флуктуации калибрующего давления и размерная точность повышается. Этот фактор вступает, однако, в противоречие с требованием о минимальности длины контакта заготовки с калибрующей поверхностью. Поэтому в высокопроизводительных процессах одновременно с сокращением длины зоны калибрования ( $L_k$ ) необходимо принимать меры по стабилизации калибрующего давления.

Данные рис. 2.95 могут быть аппроксимированы уравнением

$$\Delta = C_0 + C_1 / N_m, \quad (2.232)$$

однозначно связывающим между собой длину и диаметр калибрующей поверхности в случае пневмокалибрования труб ( $C_0$  и  $C_1$  — константы).

Для анализа влияния времени действия силового калибрующего фактора на усадку заготовки необходимо привлечь экспериментальные

данные, полученные на модернизированной промышленной линии, когда в условиях форсированных режимов экструзии длины зоны вакуумирования явно не хватало, и данные, полученные на лабораторной установке, зона вакуумирования которой имела относительно большую длину. Эти данные приведены на рис. 2.96 в виде зависимости усадки от приведенного времени вакуумирования. При  $\bar{t}_p > 4 \cdot 10^6$  величина усадки достаточно хорошо предсказывается уравнением (2.232). Значение  $\bar{t}_p = 4 \cdot 10^6$  для ПЭВП совпадает с  $\bar{t}_{кр}$  — временем отверждения заготовки по всей толщине. Это обстоятельство позволяет обрабатывать результаты эксперимента с помощью уравнения

$$\Delta = C_0 + C_1 / N_M + C_2 \bar{t}_p, \quad (2.233)$$

где  $\bar{t}_p \leq t_{кр}$ ;  $C_0, C_1, C_2$  — константы.

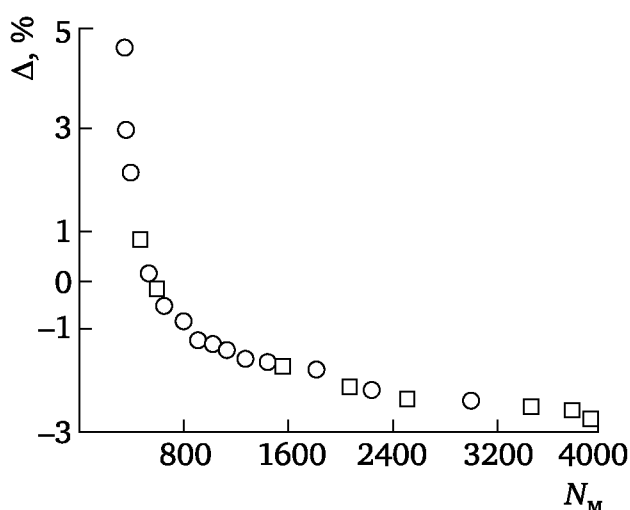


Рис. 2.95. Зависимость усадки  $\Delta$  от модифицированного коэффициента запаса прочности  $N_M$ :

ПЭВП: ○ —  $S/D = 0,05$ ; □ —  $S/D = 0,1$

Уравнение (2.233) дополняет математическую модель процессов калибровки трубы в части расчета геометрических параметров калибра.

Количество воды  $Q_v$ , потребляемой линией для охлаждения, может быть определено непосредственно по данным об изменении энтальпии материала и степени нагрева жидкости в процессе теплообмена ( $\Delta_i$ ): для ПЭВП  $\Delta_i = 586$  кДж/кг, для ПЭНП  $\Delta_i = 418$  кДж/кг, для ПП  $\Delta_i = 669$  кДж/кг. Тогда

$$Q_v = \frac{\Delta_i}{C \Delta T} Q_3, \quad (2.234)$$

где  $C$  — удельная теплоемкость;  $Q_3$  — производительность экструзии, кг/ч.

Следует считать величину  $\Delta T$  равной 10—15 К.

Количество воды, подаваемой на орошение центробежным насосом, определяется требуемой интенсивностью теплоотвода. Задавшись

среднеинтегральным напором ( $T_{\text{п}}-T_f$ ), коэффициент теплопередачи а можно определить по уравнению

$$\alpha = \frac{1}{S(T_{\text{п}} - T_f)} \bar{q}, \tag{2.235}$$

где  $S$  — толщина стенки трубы;  $T_{\text{п}}$  — температура полимера;  $T_f$  — температура охлаждающей жидкости;  $\bar{q}$  — среднеинтегральный тепловой поток.

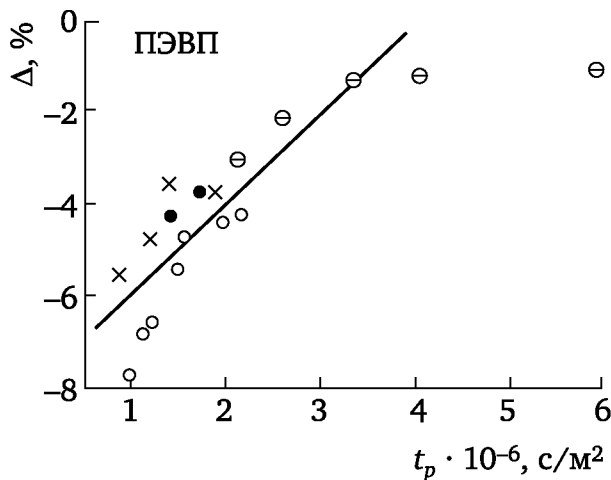


Рис. 2.96. Зависимость усадки  $\Delta$  от приведенного времени вакуумирования  $t_p$ :

○, ● — данные, полученные на лабораторной установке; ×, ⊖ — данные, полученные на полупромышленной установке

Наибольший среднеинтегральный тепловой поток  $\bar{q}$ , очевидно, имеет место на первом этапе охлаждения (до  $t_{\text{кр}}$ ).

По найденному значению  $\alpha$  определяется плотность орошения трубы [ $\text{м}^3/(\text{м} \cdot \text{ч})$ ]:

$$Q_{\text{ор}} = (\alpha D^{0,625} / 619)^2. \tag{2.236}$$

Длина охлаждения  $L_{\text{охл}}$  по значениям приведенного времени  $\bar{t}_{\text{охл}}$

вычисляется по уравнению

$$L_{\text{охл}} = \frac{Q_{\text{э}}}{3600} \frac{\bar{t}_{\text{охл}}}{K_m}; \tag{2.237}$$

значение  $K_m$  указано ниже в зависимости от типа трубы:

Полимер	Значение $K_m$ при рабочем давлении (МПа)			
	до 0,25	до 0,4	до 0,6	до 1
ПЭВП	120 000	75 000	50 000	30 000
ПЭНП	61 400	38 375	25 583	15 350
ПП	135 600	—	56 500	33 900

Таким образом, при использовании оросительных охлаждающих устройств расчет последних сводится к ряду простейших операций.

С учетом требований к конструктивному исполнению калибрующего устройства его инженерный расчет также выполняется достаточно просто:

1) исходные данные для расчета совпадают с приведенными выше;  
2) расход охлаждаемой жидкости определяется из условий оптимальности теплоотвода;

3) приведенное время калибрования определяется по выбранной величине  $N_m$  (см. рис. 2.95). В принципе, как было указано, эта величина может быть выбрана в диапазоне  $400 < N_m < 4000$ , что соответствует стократному изменению длины калибрующей гильзы. Из рис. 2.95 видно, что при  $N_m = 600$  усадка в случае пневмокалибрования трубы из ПЭВП составит около 0,5 % и дальнейшее увеличение длины калибра бессмысленно.

Таким образом, принимаем

$$N_m = S\sqrt{t_k} / (p_k D) = 600. \quad (2.238)$$

После подстановки уравнений (2.221), (2.222) и (2.223) в (2.228) получим уравнение для определения длины калибра:

$$L_k = \frac{36 \cdot 10^4}{\pi \rho} p_k^2 Q_3 \frac{D}{S^3}. \quad (2.239)$$

Так как давление калибрования  $p_k$  обычно составляет 0,03—0,4 МПа, для выбора длины калибрующей гильзы пригодно уравнение

$$L_k = 0,54 \cdot 10^{-4} Q_3 \frac{D}{S}. \quad (2.240)$$

Хотя уравнение (2.240) выведено на основе экспериментальных данных, относящихся к ПЭВП, практика показала полную пригодность калибров, длина которых выбрана по уравнению (2.240), и при высокоскоростной экструзии труб из ПЭВП и ПП;

4) диаметр калибрующей гильзы необходимо выбирать по уравнению (2.240) в зависимости от типа материала, из которого изготавливается труба; при этом длина зоны вакуумирования (длина вакуумной ванны) должна быть не менее 1 м на каждые 100 кг/ч производительности проектируемой линии.

### 2.4.3. Агрегаты для производства листов и плоских пленок

Листы и плиты, как и плоские пленки, изготавливают экструзией полимеров через плоскощелевые головки. Разделение изделий на «пленки» и «листы» по толщине носит условный характер. Правильнее, по-видимому, применять эти термины, руководствуясь не столько толщиной материала, сколько свойствами (прежде всего жесткостью) полимера и типом используемого перерабатывающего оборудова-



ния. Действительно, плоские изделия из ПЭНП толщиной до 0,35—0,5 мм (*пленки*) имеют относительно малую жесткость, изготавливаются на агрегатах для получения пленок (плоских и рукавных) и как конструкционный материал использоваться не могут. В то же время жесткие полиолефины, такие как ПЭВП и особенно ПП, при толщине изделия свыше 0,35—0,5 мм перерабатывают на оборудовании, предназначенном для производства листов. Эти материалы достаточно жестки, их неудобно наматывать в рулоны. Таким образом, с технологической и эксплуатационной точек зрения к *листам* могут относиться плоские изделия и полуфабрикаты, изготавливаемые на листовальных агрегатах (линиях) и имеющие толщину: для ПЭНП —  $\geq 0,5$  мм, для ПЭВП —  $\geq 0,35$  мм и для ПП —  $\geq 0,25$  мм. Для других полимеров, проявляющих повышенную жесткость, минимальная толщина листов существенно меньше 0,5 мм. Так, изделия из ударопрочного полистирола и пластмасс на основе эфиров целлюлозы принято характеризовать как листы при толщине  $\geq 0,125$  и  $\geq 0,25$  мм соответственно. Листы толщиной  $\geq 5$  мм, используемые как конструкционный материал, например в строительной технике, часто называют *плитами*. Плиты толщиной до 8—10 мм изготавливают исключительно методом экструзии. Более толстые плиты изготавливают методом прессования гранулированных ПО или предварительно пластицированного расплава, а также прессованием нескольких листов или пленок.

Листы изготавливают продавливанием расплава полимера через формующий инструмент с горизонтальной плоской щелью и последующим охлаждением и калиброванием экструдата по толщине на специальных валковых устройствах. Типичная технологическая схема процесса и компоновка оборудования современной листовальной линии показана на рис. 2.97.

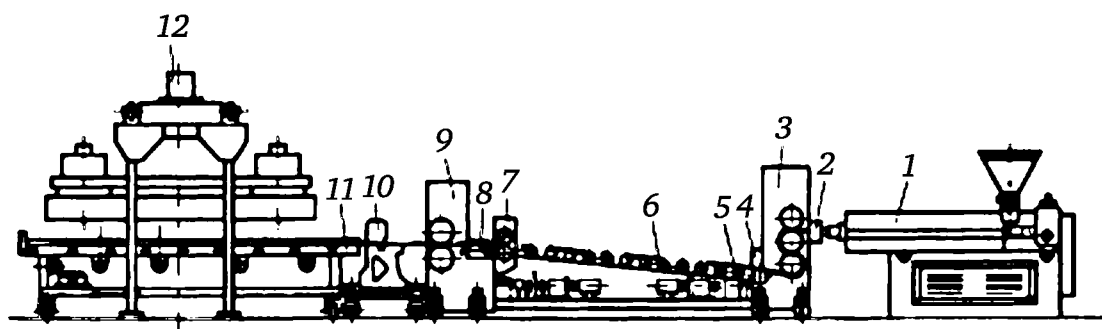


Рис. 2.97. Схема агрегата для изготовления листов и плит

Расплав полимера, подготовленный в цилиндре машины 1, экструдируют через плоскощелевую головку 2. Полученная таким образом горячая заготовка направляется в зазор между вальками с хромированной и полированной поверхностью. Устройство 3, включающее, как правило, три валька, не только охлаждает полимер, но и фиксирует лист по форме и толщине, а также сглаживает его поверхность, которая при такой обработке приобретает зеркальный блеск. В промышленной

практике это устройство называют листовальным каландром, хотя это принципиально неверно. Несмотря на то что при прохождении листовой заготовкой валков может иметь место так называемый «каландровый эффект», по своим основным технологическим функциям это гладильно-калибровочное и охлаждающее устройство, которое мы будем для краткости называть гладильными валками.

После гладильных валков лист проходит толщиномер 4 и продвигается по роликовому транспортеру (рольгангу) 6, 8 и 10. В начале рольганга могут устанавливаться дополнительные охлаждающие (или, наоборот, нагревательные) устройства 5. Продвижение листа по всей линии обеспечивает вытяжное устройство 7, основным рабочим элементом которого является обычно пара валков с гуммированной поверхностью. В состав комплектной линии входит устройство 9 для продольной резки охлажденного листа на полосы (ленты), оснащенное дисковыми ножами, а также машина (станок) 11 для поперечной резки, представляющая собой либо ножницы ударного (гильотинного) действия (для листов толщиной до 4—5 мм), либо дисковую пилу (при толщине изделия >5 мм). Лист, разрезанный на куски определенной длины и ширины, попадает на товарный стол 12, выполняющий также функции укладчика.

В настоящее время описанным способом из полиолефинов изготавливают листы толщиной 0,25—12,5 мм при ширине до 2,5—3,0 м. Разработаны установки для выпуска листов из полиолефинов (ПО) толщиной до 20 мм и шириной до 4 м.

Наиболее широкое применение находят листы толщиной 2—6 мм и шириной до 1800 мм. Экономически наиболее выгодно производить относительно широкие листы (600—1500 мм) даже в тех случаях, когда требуются более узкие изделия.

Поддавливающая часть листов из ПО используется для облицовки химической аппаратуры и в качестве полуфабрикатов для термоформования всевозможных изделий. Однако в последнее время листовые материалы начали использовать для упаковки. Успехи в этой области связаны прежде всего с разработкой нового листового материала, получившего название *картонпласт*. Технология изготовления картонпласта в принципе аналогична технологии производства обычных листов, но при этом применяют плоскощелевые головки с формующей частью, оснащенной продольными призматическими стержнями, так что получается лист, представляющий собой две тонкие пластины, соединенные перемычками. Полотно картонпласта нарезают, как обычно, на мерные куски, из которых в дальнейшем на прессах, оборудованных специальными штампами, вырубают заготовки — «выкройки», представляющие собой плоскостную развертку упаковки.

Листы и плиты, выпускаемые современной промышленностью, относятся к крупногабаритным изделиям и полуфабрикатам. Большие размеры листов и плит (ширина и толщина) обуславливают необходимость использования для их изготовления высокопроизводительного

оборудования. Поэтому листовальные агрегаты отличаются от установок для изготовления пленок более мощными экструдерами и вспомогательным оборудованием, обладающим повышенной пропускной способностью.

В большинстве случаев экструзионные линии для получения листов из ПО имеют производительность 150—250 кг/ч. Производительность установок для изготовления листов и плит толщиной до 10 мм и шириной до 3 м, как правило, составляет 500—800 кг/ч. Разработаны и выпускаются агрегаты, которые обеспечивают получение плит толщиной до 12,5 мм при ширине до 3,5 м с производительностью 1000—1500 кг/ч. Однако экономическая эффективность подобных крупнотоннажных установок в силу ряда причин обычно невысока. Кроме высокой стоимости самого оборудования это объясняется большим количеством отходов и некондиционной продукции, возникающих при пуске подобных линий в работу и наладке технологического режима. Переналадка крупных агрегатов при переходе с одного материала на другой при широком ассортименте перерабатываемых материалов требует больших сырьевых и энергетических затрат. В целях сокращения времени вывода крупнотоннажных установок на нормальный режим работы для удобства обслуживания необходимо использовать устройства для полуавтоматической регулировки зазора формующей щели головки. Такие установки блокируют с толщиномером, работающим на изотопных датчиках. Такая система существенно удорожает стоимость формующего инструмента, усложняет его наладку и ремонт.

Отмеченные недостатки крупнотоннажных установок приводят к снижению их технологической «мобильности» и рентабельности. Поэтому наряду с разработкой и совершенствованием оборудования большое значение приобретают оптимизация работы установок средней мощности и интенсификация технологического процесса переработки. Сведения, приводимые далее, касаются в основном наиболее распространенных в промышленности линий, предназначенных для изготовления листов из ПО толщиной 2—8 мм и шириной 600—2000 мм.

*Экструдеры* для переработки ПО в листы оснащают шнеками с относительной длиной  $L/D \geq 20:1$ ; чаще всего рабочая длина шнека  $L$  составляет  $(25 \div 30)D$  для ПЭ и  $(25 \div 40)D$  для ПП. Увеличение длины шнека способствует повышению производительности и улучшению гомогенизации расплава. Экструдеры со шнеками длиной  $30D$  и выше, как правило, включают помимо зон загрузки, пластикации и дозирования зону дегазации, что особенно важно для экструзии ПП, склонного к термоокислительной деструкции, сопровождающейся выделением газообразных продуктов, существенно снижающих качество листа.

*Головка* для экструзии листов должна обеспечивать достаточно равномерное распределение потока расплава по всей ширине формующего зазора. Это достигается установкой дросселирующих устройств (клапаны специальной конструкции) и решеток с сетками, играющими

дополнительно роль фильтра и увеличивающими противодействие. Число сеток в пакете зависит от вязкостных свойств перерабатываемого материала, его чистоты, конструкции головки и т. д. Чаще всего используют три сетки с последовательно увеличивающейся по ходу экструзии плотностью. Для чистых материалов, например ПП, рекомендуется устанавливать сетки с числом отверстий на  $1\text{ см}^2$ , равным 80, 100 и 800. При наличии механических примесей в том же ПП приходится увеличивать плотность сеток до 100, 900 и 2500 отверстий на  $1\text{ см}^2$ .

Как видно из рис. 2.97, в состав экструзионных агрегатов для производства листов, плоских и рукавных пленок входят: приемные и размоточные устройства; охлаждающие устройства; транспортирующие устройства; режущие приспособления для продольной (при производстве рукавной и плоской пленок) и поперечной (при производстве листов) резки; намоточные устройства (в агрегатах для производства рукавных и плоских пленок); тянущие устройства; устройства для нанесения тиснений и печати (в специальных агрегатах).

*Приемные устройства* экструзионных агрегатов для производства листов из термопластов представляют собой гладильные каландры, предназначенные для приема и фиксации плоской формы экструдата и его толщины, разглаживания, глянцевого и предварительного охлаждения. Двухстороннее разглаживание обеспечивается тремя валками, привод которых осуществляют от общего вала зубчатой цепью или червячной передачей.

Из головки листовая заготовка выходит горизонтально и попадает в межвалковый зазор. Дальнейшее перемещение листа может происходить по двум схемам: с огибанием верхнего или нижнего валка в случае применения трехвалкового устройства. Чаще применяют вторую схему, при которой обеспечиваются меньшее провисание и наиболее гладкая поверхность изделия. Валки должны иметь достаточно большую поверхность охлаждения, поэтому их диаметр относительно велик: 250—400 мм. Поверхность валков хромируют и тщательно полируют для предотвращения прилипания полимера и отпечатывания на листе дефектов поверхности валков.

Валки должны равномерно соприкасаться с листом по всей ширине гладильного устройства во избежание образования матовых пятен и полос на изделии. Усилие прижатия валков друг к другу выбирается на основе экспериментальных данных в пределах 200—1000Н на 1 см длины валка. Под действием этого давления цапфы валков могут деформироваться (давать прогиб). Для компенсации этого прогиба верхний и нижний валки снабжены специальными компенсаторами.

Важно также, чтобы система термостатирования обеспечивала равномерность температуры по всей длине и поверхности валков. В противном случае в листе возникают внутренние напряжения, обусловленные неравномерностью нагрева, и протягивание (отбор) полотна листового материала становится неравномерным. Обычно гладильные

каландры устанавливаются на некотором расстоянии от выходных кромок оформляющих губок плоскощелевых экструзионных головок. Поэтому температура листовой заготовки, попадающей в межвалковый зазор каландра, несколько ниже (на 10—20°), чем температура расплава полимера в головке. С учетом этого обстоятельства и того, что окружные скорости валков каландров одинаковы (фрикция отсутствует), можно приближенно считать, что материал в межвалковом зазоре подвергается упругой деформации сжатия.

Приемное оборудование включает обычно кроме гладильного устройства роликовый транспортер и тянущие валки. В зависимости от производительности установки и толщины листа рольганг может иметь длину до 3 м и больше. Для интенсификации охлаждения листа для нескольких первых валков конвейера может предусматриваться внутреннее водяное охлаждение. Иногда лист на этом участке рольганга обдувают с двух сторон воздушными вентиляторами.

Во избежание провисания теплого листа расстояние между роликами конвейера не должно быть слишком большим. Тянущие валки имеют поверхностное гуммирование. Очень важным фактором, во многом определяющим физико-механические показатели листовых материалов, является тщательная синхронизация вращения тянущих и гладильно-калибрующих валков. Вследствие усадки листа в процессе его передвижения по рольгангу тянущие валки должны вращаться с меньшей частотой, чем валки гладильного устройства (при переработке полиолефинов — в среднем на 3—7 %).

На участке перемещения полотна по рольгангу иногда предусматривают тепловые элементы (излучатели). Дополнительная термообработка способствует уменьшению внутренних напряжений и улучшению качества поверхности листа.

*Оборудование для резки тонких листов ( $\leq 6$  мм)* представляет собой ножницы гильотинного типа. Для поперечной резки толстых листов и плит используют малогабаритные циркулярные пилы, которые устанавливают на каретке. Одновременно с вращением режущего инструмента каретка перемещается в поперечном направлении.

Так как за время разрезания полотно проходит некоторый путь в продольном направлении, то во избежание образования косого среза каретка должна также перемещаться на некоторое расстояние вместе с листом (т. е. в продольном направлении). После отрезания мерного куска каретка быстро возвращается (откатывается) в исходное положение. Продольную резку листа на полосы и обрезку кромок осуществляют дисковыми или обычными плоскими ножами.

*Оборудование для укладки продукции* включает в себя достаточно жесткий и ровный стол, на котором листы укладываются в пачки во избежание их деформирования. Стол может быть покрыт бумагой; использование бракованных (неровных) листов, полученных при наладке процесса, в качестве подкладок недопустимо. В современных установках, в первую очередь на линиях для производства крупногаба-

ритных плит, масса которых может достигать 100 кг и более, предусматривают устройства, исключющие ручной труд по укладке изделий. Для этой цели могут использоваться, например, автоматические укладчики с вакуумными приспособлениями («присосками»), поднимающие плиты и перемещающие их в сторону от линии, где предварительно установлена тара для упаковки и хранения продукции.

Современные технологические линии комплектуют вспомогательным оборудованием, системами автоматизации и многочисленными приборами. Устанавливают устройства для предварительной подсушки и подогрева гранулированного сырья, пневмозагрузчики гранул, приспособления для намотки обрезанных кромок, вентиляторы для отсоса стружки, образующейся при распиливании листов и плит.

Кроме систем автоматического термостатирования зон экструдера, головки и валков гладильного устройства линии оснащаются: механическими, электрическими и электронными приборами синхронизации частоты вращения соответствующих групп валков; толщиномерами (обычно с источником  $\beta$ -излучения) для периодического или непрерывного контроля и записи толщины листа в обоих направлениях; «путевыми» и концевыми микровыключателями; приборами для снятия накапливающегося на листах статического электричества и т. д.

В линиях для производства плоских и комбинированных пленок как экструзионным, так и каландровым методом пленка после охлаждения попадает на приемные устройства. В этих линиях приемные устройства представляют собой систему валков, число и размеры которых определяются технологическим процессом, свойствами и размером готовых пленок. От приемных устройств пленка транспортируется к намоточному устройству.

Устройство для приема плоской пленки (рис. 2.98), полученной экструзионным методом, состоит из станины 1, а также установленных на ней отклоняющих роликов 3 и устройства 4 отбора (намотки) кромок. Плотная установка валков 2 исключает образование складок на пленке и способствует ее равномерной вытяжке. На промежуточных валках могут осуществляться такие технологические операции, как дополнительная вытяжка, обогрев или охлаждение, тиснение, термостатирование и т. п. В зависимости от назначения применяются различные схемы расположения валков (см. рис. 2.98), причем валки выполняют стальными, алюминиевыми или фторопластовыми. Валки для термостатирования пленки при 313—403 К изготавливают из стали с внутренней вставкой, образующей канал для течения теплоносителя.

Для обрезки кромок применяют следующие устройства: с пневматически регулируемым отжимным ножом на валке, имеющим твердость стекла (для мягких и тонких пленок); с вращающимися дисковыми ножами, работающими по принципу ножниц. При этом кромки либо удаляют пневматически, либо отводят вытяжными устройствами в емкость для отходов. Намотку кромок осуществляют на малых скоростях приема.

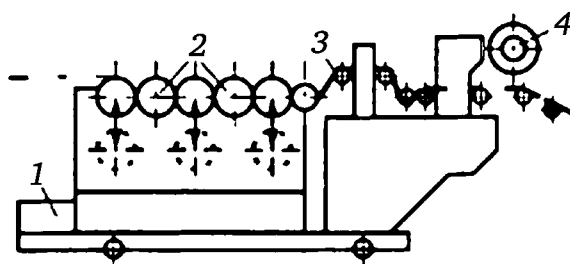


Рис. 2.98. Схема устройства для приема плоской пленки

Технологические режимы переработки термопластов в листы, плоские и рукавные пленки зависят от природы, молекулярных и реологических характеристик материала, конструкции применяемого оборудования и ряда других факторов. Температуры экструзии могут варьироваться в довольно широких пределах, а значения технологических параметров, приведенные в табл. 2.4, следует рассматривать лишь как ориентировочные.

При экструзии плоских и рукавных пленок скорость потока расплава полимера различна в разных точках сечения головки. Благодаря наличию градиента скорости макромолекулы полимера ориентируются вдоль направления потока. При экструзии листов и пленок из термопластов экструдат по выходе из формирующего инструмента разбухает и, как правило, отбирается приемными устройствами. Окружная скорость валков калибрующего устройства превышает линейную скорость экструзии и благодаря этому происходит дополнительная продольная ориентация. В результате продольной ориентации макромолекул существенно возрастают прочностные характеристики листов и пленок в направлении экструзии и уменьшаются в поперечном направлении. Деформационные показатели в направлении экструзии могут как возрастать, так и уменьшаться (соответственно снижаются или возрастают в поперечном направлении) в зависимости от перерабатываемого материала и степени вытяжки.

По этой причине ориентированные полимеры обладают анизотропией механических свойств.

Если подвергнутые вытяжке листы нагреть выше температуры размягчения и дать им возможность свободно перемещаться, то они самопроизвольно «ползут» (сокращаются), при этом прочностные показатели стремятся вернуться к значению для нерастянутого листа (пленки). При нагреве вытянутых листов ниже температуры плавления кристаллитов прочность снижается лишь незначительно, а путем фиксирования нагреваемого листа усадка может быть сведена к минимуму.

С повышением скорости сдвига или с возрастанием температуры расплава полимера увеличивается также поверхностный глянец листов.

В процессе экструзии листов и пленок возникает ряд трудностей, связанных с дефектами получаемых изделий, наладкой процесса и т. д. В табл. 2.5 приведены наиболее распространенные виды дефектов листов и рекомендации по их устранению.

Таблица 2.4

Технологические параметры экструзии некоторых типов полимеров

Тип полимера	Изделие	Температура по зонам цилиндра экструдера ± 5 К					Температура формующего инструмента, К		Давление в формующем инструменте, МПа
		1	2	3	4	5	головка	формующая щель	
Ударопрочный полистирол	Листы	443	453	468	473	473	468	478	15—25
	Листы	353	463	473	483	483	468	478	15—25
Полиэтилен низкой плотности	Рукавные пленки	398	408	408	418	418	418	418	10—18
	Плоские пленки	428	438	453	468	468	468	473	15—25
	Листы	403	413	423	453	453	453	463	—
Полиэтилен средней плотности	Листы	393	423	433	443	443	463	468	10—16
	Рукавные пленки	403	413	413	423	423	423	423	13—20
Полиэтилен высокой плотности	Листы	403	423	443	453	453	463	473	10—18
	Рукавные пленки	413	423	433	443	443	453	458	15—20
	Листы	463	483	493	503	503	503	513	—
Жесткий поливинилхлорид	Плоские пленки	463	493	518	533	533	538	538	20—32
	Листы	423	438	448	463	463	453	458	10—20
Полиацетилцеллюлоза	Плоские пленки	433	448	468	473	473	473	478	15—20
Полиметилметакрилат	Листы	433	438	443	443	443	443	453	5—10
Поликарбонат	Листы, плоские пленки	438	453	463	493	523	573	578	25—40



Таблица 2.5

**Виды брака при экструзии листов и методы их устранения**

<b>Дефект</b>	<b>Причины возникновения</b>	<b>Рекомендации по устранению</b>
Прямые полосы в направлении экструзии	Наличие зазубрин и инородных частиц на формующей поверхности головки	Очистка губок и ликвидация зазубрин
	Наличие влаги в материале Зазубрина или борозда на поверхности вала Плохая адгезия пленки к поверхности листа вследствие низкой температуры	Сушка сырья. Применение экструдера с вакуумным отсосом Дополнительная полировка вала Повысить температуру ламинирующего вала
Прямые линии, перпендикулярные направлению экструзии (вдоль оси валков каландров)	Прилипание листа к поверхности вала	Уменьшить температуру вала или применить воздушное охлаждение
	Вибрация комплектующих устройств или головки	Проверить комплектующие устройства, закрепить головку
Кривые линии на поверхности листа	Плохое перемешивание материала в экструдере	Изменить геометрию шнека, увеличить давление в головке или уменьшить частоту вращения червяка
	Образование складок в зазоре между валками	Отрегулировать зазор и снизить давление между валками
Небольшие искривления боковой линии вблизи одного из краев листа	Слишком высокая температура пленки, наносимой на поверхность листа	Уменьшить температуру ламинирующего вала, проверить колебание температуры на поверхности вала и, если необходимо, очистить валок изнутри
«Оспины» на поверхности листа	Плохое перемешивание материала в экструдере	Изменить геометрию шнека, увеличить давление в головке или уменьшить частоту вращения шнека
	Наличие влаги в исходном сырье Низкая температура охлаждающих валков	Сушка сырья. Применение экструдера с вакуумным отсосом Повысить температуру валков
	Загрязненность сырья	Очистить головку. Улучшить подготовку материала
	Наличие воздуха в цилиндре экструдера	Изменить геометрию шнека, применить вакуумный отсос, увеличить давление

Дефект	Причины возникновения	Рекомендации по устранению
		уменьшить частоту вращения шнека
	Грязь на валках	Очистить поверхность охлаждающих валков увлажненной ветошью
Коробление листа	Неправильно подобрана температура охлаждающих валков	Повысить температуру среднего валка, увеличить или уменьшить температуру верхнего валка, увеличить или уменьшить степень вытяжки; исключить сквозняки, проверить температуру края листа
Непостоянство размеров листа по толщине	Нарушение скоростного режима экструзии	Проверить колебание производительности экструдера. Использовать более тяжелую головку
Тусклая поверхность	Валок покрыт слоем полиэтилена высокой плотности	Очистить валок влажной ветошью
	Низкая температура материала или охлаждающих валков, недостаточный глянец	Повысить температуру экструзии или применить дополнительные методы создания глянца

#### 2.4.4. Агрегаты для получения пленок экструзией с раздувом

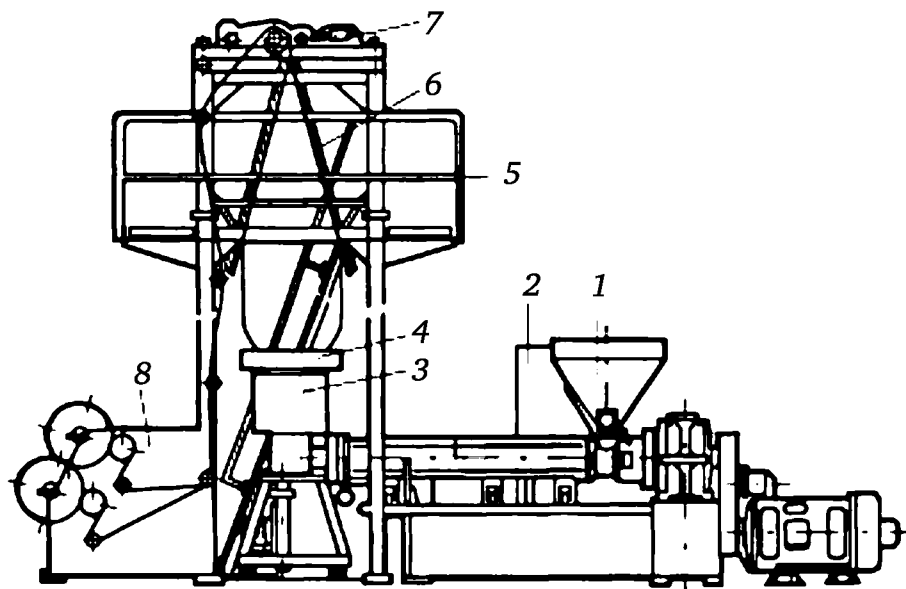
Известно несколько способов получения пленок из полиолефинов. До начала широкого промышленного производства пленок из термопластов наиболее распространенными методами их изготовления были полив и каландрование. Развитие экструзионно-раздувного способа получения пленок связано прежде всего с ПЭНП. В настоящее время экструзия с раздувом — безусловно самый простой, производительный и, следовательно, самый экономичный метод изготовления пленок высокого качества. Созданы агрегаты на базе экструдеров со шнеками диаметром 200 мм и более, обеспечивающие получение рукавных пленок шириной до 24 м при производительности до 800 кг/ч и выше.

Производство плоских экструзионных пленок с помощью плоскощелевых головок экономически оправдано только тогда, когда резким охлаждением плоской заготовки непосредственно после ее выхода из формующей щели можно получить пленки из ПО с исключительно высокой прозрачностью. Этот метод находит все большее применение при переработке ПЭНП, ПЭВП и ПП. Значительно позднее получило распространение производство многослойных и комбинированных пленочных материалов.

В производстве пленок и покрытий ПЭНП играет ведущую роль среди всех полимерных материалов. Однако постоянно растет также производство и применение пленок из ПП, в то время как линейный ПЭ до сих пор используют для получения пленочных материалов в ограниченных объемах.

Качество пленок из высших кристаллизующихся ПО может быть существенно улучшено с помощью последующей биаксиальной (двухосной) ориентации. Ориентацией пленке придают высокую прочность и морозостойкость, прозрачность и способность к значительной усадке. ПЭНП с пониженной степенью кристалличности проявляет склонность к значительной усадке лишь после предварительного сшивания, например с помощью достаточно интенсивного облучения.

Типичная технологическая схема получения рукавной экструзионной пленки представлена на рис. 2.99. Установка состоит из следующих основных узлов: экструдера 1 с загрузочным бункером, пульта управления установкой 2, формующей головки 3, устройства для охлаждения пленочного рукава 4, монтажной эстакады 5, складывающего приспособления («щёк») 6, устройства для приема сложенного пленочного полотна 7 и наматывающего приспособления 8. Современные установки дополнительно оснащают автоматическими системами прижима тянущих валков приемного устройства, приспособлениями для обрезания кромок или разрезания рукава на два отдельных плоских пленочных полотна (наматываемых в этом случае в два рулона намотчиком сдвоенного действия), приборами автоматического контроля ширины и толщины пленки с системами непрерывной или периодической записи этих параметров, устройствами для снятия статического электричества.



**Рис. 2.99. Агрегат для получения раздувной пленки с отводом рукава вверх**

Не касаясь конструктивного исполнения различных установок, укажем только, что существующие агрегаты для производства пленок

из ПО «рукавным» методом могут различаться конструкцией отдельных узлов и деталей, а также способом и направлением отвода пленочного рукава (вверх, вниз или горизонтально).

Разработаны также установки с вертикальными экструдерами. Использование вертикального экструдера позволяет уменьшить необходимые производственные площади и применить прямоточные головки простой конструкции, обладающие относительно низким гидродинамическим сопротивлением и обеспечивающие лучшие условия для выравнивания потока.

Особенностью установок Oerlikon является использование вращающегося экструдера («ротатрудера»), что обеспечивает равномерное распределение разнотолщинности пленки по всей ее ширине, но усложняет конструкцию оборудования. Другим способом распределения разнотолщинности и создания улучшенных условий для высококачественной намотки пленки является применение головок с вращающимся корпусом.

Рабочий процесс получения рукавной пленки, независимо от конструкции агрегата, предусматривает следующие основные технологические операции (стадии): подготовка и подача сырья (гранулированного полимера) в загрузочный бункер экструдера; подготовка расплава полимера с помощью экструдера; выдавливание расплава через кольцевую щель экструзионной головки; раздув заготовки до необходимого диаметра подачей воздуха внутрь рукава через специальные каналы в дорне головки; охлаждение рукавной заготовки; складывание пленочного рукава в плоское двойное полотно (ленту); обрезание кромок или разрезание двойного полотна на два одинарных полотна (или несколько лент); намотка полученной пленки в рулоны; контроль качества, разбраковка, маркировка и упаковка готовой продукции.

Регулирование толщины пленки осуществляют в простейшем случае изменением коэффициента раздува рукава и варьированием продольной вытяжки пленки за счет плавного (бесступенчатого) изменения скорости ее отвода, т. е. частоты вращения вытяжных валков приемно-намоточного устройства. После раздува заготовки до необходимого диаметра подачу воздуха внутрь рукава прекращают и газ оказывается замкнутым в пленочном мешке, который скользит по воздушному баллону («пузырю») как по направляющему элементу.

Формование заготовки для получения рукавных пленок осуществляют продавливанием расплава полимера, подготовленного в экструдере, через кольцевую головку. Количественное описание этой операции сводится к решению задачи о течении аномально вязкой жидкости через кольцевой зазор, образованный внутренней стенкой мундштука и наружной стенкой дорна.

В процессе раздува и отбора пленочного рукава происходит целый ряд сложных явлений: продольная вытяжка расплавленного материала («фильрная» вытяжка заготовки); поперечная (точнее, окружная) деформация расплавленной заготовки; охлаждение рукава, сопрово-

ждающееся кристаллизацией полимера; продольная (параллельная направлению отвода пленки) вытяжка материала при температуре ниже температуры плавления на участке после линии («фронта») кристаллизации и т. д.

При отыскании аналитических зависимостей основных геометрических параметров пленки (диаметра, толщины заготовки после раздува и т. п.) от размеров формующего инструмента, свойств перерабатываемого материала и технологических режимов процесса принимают ряд допущений: пренебрегают силами инерции, не учитывают поверхностное натяжение и аэродинамическое сопротивление потоку, рукав считают симметричным относительно его оси.

Схема формования пленочного рукава в процессе раздува приведена на рис. 2.100, на котором обозначены система координат и основные параметры:  $z$  — продольная ось рукава;  $h_0$  — толщина кольцевого зазора формующего инструмента;  $h$  и  $H$  — толщины пленки в двух сечениях — близком к выходу из головки, в котором завершается разбухание экструдата ( $h$ ), и после линии кристаллизации ( $H$ );  $d_0$ ,  $d$  и  $D$  — диаметры пленки в сечениях, соответствующих  $h_0$ ,  $h$  и  $H$ ; направления  $\varepsilon_1$  и выбраны соответственно тангенциально и нормально пленке в сечении, нормальном оси  $z$  и проходящем на расстоянии  $z$  от головки через точку  $P$ ;  $\varepsilon_3$  — окружное направление;  $\theta$  — переменный угол между направлениями  $\varepsilon_1$  и  $z$ . При этом принимается, что толщина пленки  $h$  во много раз меньше радиуса рукава  $r$ , т. е. ( $h \ll r$ ).

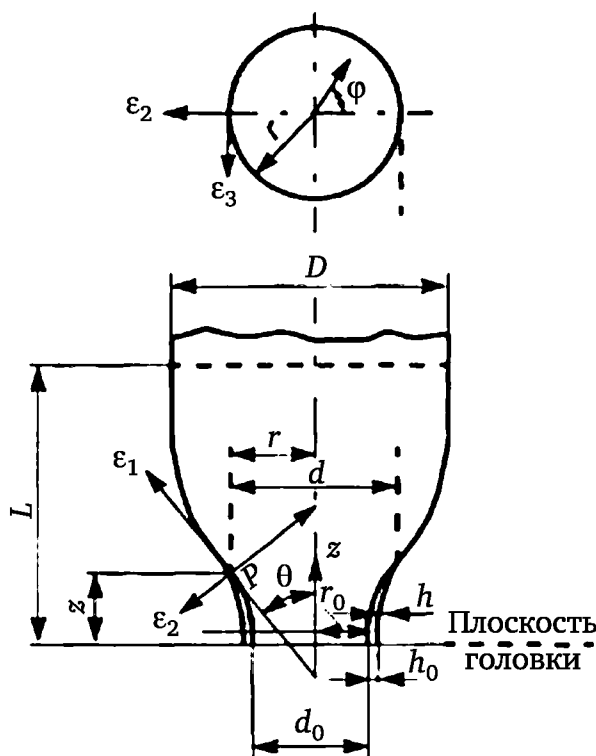


Рис. 2.100. К анализу процесса раздува рукава

Особенности деформации рукава зависят от режимов получения заготовки. Например, при отсутствии внутреннего избыточного дав-

ления ( $\Delta p = 0$ ) поток претерпевает чистое одноосное растяжение в направлении отбора пленки. В реальных случаях раздува рукава обычно имеет место двухосное растяжение. Для определения преимущественного направления деформации важное значение имеет соотношение скоростей экструзии и отбора рукава и давления раздува. Это соотношение определяет форму рукавной заготовки («пузыря»). Отношение линейной скорости приемки пленки  $v_L$  к средней линейной скорости экструзии расплава на выходе из головки  $v_0$  влияет также на изменение толщины пленки в процессе раздува, молекулярную ориентацию и механические свойства пленки в различных направлениях.

Среди механических свойств пленок важное место занимает их прочность в осевом и поперечном направлениях. Указанные свойства подробно будут рассмотрены ниже. Здесь отметим только, что если пренебречь влиянием формы рукава и осевой вытяжкой твердой пленки выше линии кристаллизации, то коэффициент раздува  $k = D/d_0$  (см. рис. 2.100). Соотношение скоростей отвода пленки и выхода расплава  $v_L/v_0$  определяет степень ориентации полимера в соответствующих направлениях. Степень ориентации, в свою очередь, влияет на значения показателей механических свойств, например на относительное удлинение при разрыве.

Изложенные соображения позволяют сформулировать обоснованные рекомендации по получению рукавных пленок различного назначения. Так, для многих целей упаковки (в том числе по методу термической усадки упаковочного материала) желательно применение изотропных рукавных пленок. Очевидно, что для обеспечения одинаковой ориентации в обоих направлениях должно соблюдаться условие равенства поперечной и продольной вытяжки рукава:  $k = v_L/v_0$ .

Для упрощения описания процесса формования изотропных пленок можно принять, что продольная скорость в зоне раздува длиной  $L$  (от головки до линии кристаллизации) остается постоянной ( $v_L = \text{const}$ ), а растягиваемый рукав имеет форму конуса. При этих допущениях градиент скорости ( $\dot{\gamma}$ ) определяется из соотношения

$$\dot{\gamma} = (v_L - v_0) / L. \quad (2.241)$$

Объемный расход расплава в различных сечениях рукава вычисляется из простой формулы

$$Q = 2\pi r_0 h_0 v_0 = 2\pi R H v_L, \quad (2.242)$$

откуда

$$v_L / v_0 = r_0 h_0 / (R H). \quad (2.243)$$

С учетом соотношения  $k = v_L/v_0$  из равенства (2.243) следует, что для получения изотропных пленок должно соблюдаться условие

$$h_0 / H = k^2. \quad (2.244)$$

Эксперименты подтвердили, что коническая форма рукава во многих случаях действительно способствует получению изотропных рукавных пленок из ПО. Геометрические параметры рукава в форме конуса могут быть вычислены по следующим формулам:

$$\frac{r}{r_0} = 1 + (B-1)\frac{z}{L}; \quad B = \frac{r}{r_0};$$

$$\frac{h_0}{h} = k^2 \frac{(B-1)(h_0 + BH)}{L^2 BH} + z \frac{h_0 + BH(B-2)}{LBH} + 1, \quad (2.245)$$

где величины без индексов — текущие значения соответствующих переменных на расстоянии  $z$  от начала вытяжки.

Для растяжения в условиях  $\dot{\gamma} = \text{const}$  связь между  $z$  и продолжительностью вытяжки  $t$  устанавливается соотношением

$$z = z_0(e^{\dot{\gamma}t} - 1) = (e^{\dot{\gamma}t} - 1)\frac{v_0}{\dot{\gamma}}. \quad (2.246)$$

Формула (2.246) отличается от обычного выражения для текущей длины дополнительным членом  $z_0$ , который отвечает сдвигу начальной точки отсчета к сечению, с которого начинается растяжение.

Из уравнений (2.245) и (2.246) следует соотношение, описывающее изменение толщины рукава во времени:

$$\frac{h}{h_0} = \frac{(B-1)(h_0 - BH)}{v_0^2(v_L - v_0)^2 BH} \exp\left(2t \frac{v_L - v_0}{L} - 1\right) +$$

$$+ \frac{v_0}{v_L - v_0} \frac{h_0 - BH(B-2)}{BH} \exp\left(t \frac{v_L - v_0}{L} - 1\right) + 1. \quad (2.247)$$

Приведенные количественные оценки процесса раздува позволяют рассчитывать параметры изотропных пленок, например радиус рукава после раздува  $R$  (или соответствующую ширину получаемого полотна), а также номинальную толщину продукта при известных конструктивных параметрах установки (радиуса кольцевой щели  $r_0$  и толщины формирующего зазора  $h_0$ ). Возможно также решение обратных задач: нахождение конструктивных параметров головки  $r_0$  и  $h_0$  при заданных размерах пленки  $R$  и  $H$ ; однако для технологической практики наибольший интерес представляют задачи первого типа. Порядок их решения следующий.

Вначале по заданным параметрам установки  $r_0$ ,  $h_0$ ,  $Q$ , используя формулу (2.242), вычисляют среднюю линейную скорость экструзии  $v_0$ . Задавая степень раздува  $k$  (для ПО ее обычно выбирают в пределах 1,5—4,0, чаще всего 3,0—3,5), по уравнению (2.244) вычисляют толщину получаемой пленки  $H$  и из условия  $k = v_L/v_0$  определяют скорость отбора пленки  $v_L$ . Подставляя значения  $v_L$ ,  $k$  и  $H$  в формулу (2.245), нетрудно рассчитать высоту линии кристаллизации по формуле (2.247) и далее по выражению (2.241) — средний градиент скорости деформации.

ции в зоне раздува. Затем, применяя формулу (2.246) для всей зоны раздува в целом (т. е. полагая  $z = L$ ), оценивают время  $t' = \tau$  прохождения материалом всей зоны деформации.

В общем случае скорость растяжения при раздуве пленок непостоянна и увеличивается с ростом расстояния от торцевой плоскости головки, подобно тому, как это имеет место при прядении волокна из расплава. В определении скорости растяжения материала в произвольном (текущем) сечении рукава и заключается основная трудность расчета геометрических параметров пленки (диаметра рукава, толщины), получаемой при различной производительности процесса. В остальном методика решения задачи аналогична приведенному выше расчету процесса формования конической заготовки.

Вычисление скоростей деформаций требует определения вязкости расплава. Задача существенно упрощается, если пренебречь силой тяжести материала и считать вязкость полимера постоянной во всей зоне раздува.

Изменение скорости деформации в точке  $P$  по всем направлениям (см. рис. 2.100) можно выразить как

$$\begin{aligned} e_{11} = \frac{\partial v_1}{\partial \epsilon_1} &= -\frac{Q \cos \theta}{2\pi r h} \left( \frac{1}{r} \frac{dr}{dz} + \frac{1}{h} \frac{dh}{dz} \right); & e_{22} = \frac{\partial v_2}{\partial \epsilon_2} &= \frac{Q \cos \theta}{2\pi r h^2} \frac{dh}{dz}; \\ e_{33} = \frac{\partial v_3}{\partial \epsilon_3} &= -\frac{Q \cos \theta}{2\pi r h} \frac{dr}{dz}. \end{aligned} \quad (2.248)$$

Продольная вязкость материала  $\eta_E$  определяется вторым инвариантом тензора деформации  $I_2 = e_{11}^2 + e_{22}^2 + e_{33}^2$ , который с учетом выражений (2.248) может быть вычислен из соотношения

$$\sqrt{I_2 / 2} = \frac{Q \cos \theta}{2\pi r h} \left[ \left( \frac{1}{r} \frac{dr}{dz} \right)^2 + \left( \frac{1}{r} \frac{dr}{dz} \right) \left( \frac{1}{h} \frac{dh}{dz} \right) + \frac{1}{h} \left( \frac{dh}{dz} \right)^2 \right]^{1/2}. \quad (2.249)$$

С другой стороны, продольная вязкость  $\eta_E(I_2)$  определяется как

$$\eta_E(I_2) = \frac{\tau_{11}}{e_{11} - e_{22}} = \frac{\tau_{33}}{e_{33} - e_{22}}, \quad (2.250)$$

где  $\tau_{11}$  и  $\tau_{33}$  — соответствующие напряжения в материале.

Для определения напряжений можно рассмотреть баланс сил, действующих на пленку в зоне раздува, и уравнение тонкостенной оболочки:

$$2\pi r \cos \theta \cdot P_L + \pi \Delta P (R^2 - r^2) + 2\pi r g \int_z^L h \sec \theta dz = F_z; \quad (2.251)$$

$$\Delta P = \frac{P_L}{R_L} + \frac{P_H}{R_H} - \rho g h \sin \theta, \quad (2.252)$$

где  $\rho$  — плотность расплава, зависящая от температуры;  $g$  — ускорение силы тяжести;  $P_L$  и  $P_H$  — силы, действующие на пленку соответственно



параллельно и перпендикулярно оси отбора;  $R_L$  и  $P_H$  — главные радиусы кривизны пленки, определяемые как

$$R_L = - \left[ 1 + \left( \frac{dr}{dz} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}} \frac{d^2 r}{dz^2} = \frac{\sec^3 \theta}{\frac{d^2 r}{dz^2}}; \quad R_H = r / \cos \theta. \quad (2.253)$$

Подстановка выражений (2.253) в (2.252) с учетом равенства (2.250) приводит к расчетным соотношениям для сил  $P_L$  и  $P_H$ :

$$P_L = \frac{2\eta_E Q \cos \theta}{2\pi r} \left( \frac{1}{r} \frac{dr}{dz} + \frac{1}{h} \frac{dh}{dz} \right);$$

$$P_H = \frac{2\eta_E (L_2) Q \cos \theta}{2\pi r} \left( \frac{1}{r} \frac{dr}{dz} - \frac{1}{h} \frac{dh}{dz} \right). \quad (2.254)$$

Учитывая, что  $\tau_{11} = P_L/h$  и  $\tau_{33} = P_H/h$ , по уравнениям (2.248)—(2.254) можно с применением интегрирования численным методом выполнить расчеты необходимых реологических и технологических параметров процесса. При этом такие конструктивные параметры установки, как размеры головки ( $r_0$ ,  $h_0$ ) и усилие, развиваемое тянущими валками ( $F_z$ ), а также параметры режима экструзии (температура в головке и соответственно плотность расплава, производительность машины, давление раздува) предполагаются известными.

Отметим, что вязкость зависит не только от напряженного состояния (характеризуемого при двухосном растяжении величиной  $I_2$ ), но и от температуры, которая снижается вдоль рукава. При экспоненциальном законе изменения вязкости с температурой для степенной жидкости это может быть учтено соотношением

$$\eta_E(I_2, T) = \eta_0 \exp \left[ \frac{E}{R} \left( \frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right) \right] \left( \frac{I_2}{2} \right)^{\frac{n-1}{2}}, \quad (2.255)$$

где  $T$  и  $T_0$  — температуры расплава соответственно на выходе из головки и в текущем сечении пленки;  $\eta_0$  — наибольшая неньютоновская вязкость при температуре  $T_0$ ;  $n$  — индекс течения расплава полимера.

В частном случае одноосного растяжения ( $\Delta P = 0$ ) методика расчетов остается прежней, но скорость деформации в осевом направлении  $e_{11}$  определится как

$$e_{11} = - \frac{Q \cos \theta}{\pi r^2 h} \frac{dr}{dz} = - \frac{Q \cos \theta}{\pi r h^2} \frac{dh}{dz}. \quad (2.256)$$

Для однородного двухосного растяжения  $e_{11} = e_{33}$ ; при раздуве пленок оно возникает только при единственном соотношении между радиусом рукава  $r$  и толщиной заготовки  $h$ :

$$e_{11} = e_{33} = \frac{Q \cos \theta}{2\pi r^2 h} \frac{dr}{dz} = - \frac{Q \cos \theta}{4\pi r h^2} \frac{dh}{dz}. \quad (2.257)$$

Приведенные количественные оценки процесса позволяют определить функции  $r(z)$ ,  $h(z)$  и  $\theta(z)$  для различных значений производительности  $Q$  и рассчитать профили скоростей деформации.

Изменение толщины пленок из ПЭВП, ПП и ПЭНП как функция расстояния от формующего инструмента представлено на рис. 2.101. Условия экструзии при одноосном и двухосном растяжении идентичны. При прочих равных условиях двухосное растяжение обеспечивает получение более тонких пленок.

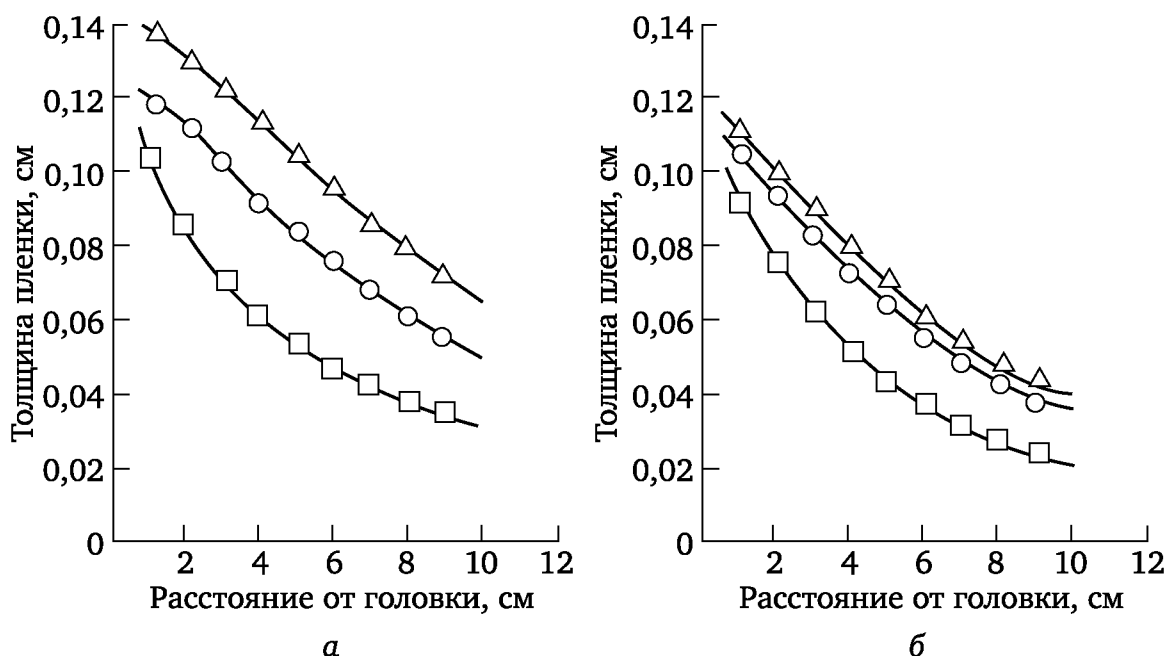


Рис. 2.101. Профиль толщины пленки из полиолефинов (ПО) при одноосном (а) и двухосном (б) растяжении:  
1 — ПЭВП; 2 — ПП; 3 — ПЭНП

**Охлаждение рукавных пленок.** При изготовлении рукавной пленки длина зоны охлаждения определяется системой и интенсивностью охлаждения. Обычно используют охлаждение рукава с помощью кольцевого сопла («воздушного кольца»). Преимущества этого метода охлаждения перед другими (распылением воды, погружением в жидкость, контактным охлаждением и т. д.) несомненны. Воздушное охлаждение осуществляют в мягком режиме (т. е. без резких перепадов температуры), что до некоторой степени способствует самовыравниванию толщины пленки. В значительной степени при этом устраняются такие недостатки изделия, как внутренние напряжения и шероховатость поверхности.

Увеличение расхода охлаждающего воздуха вызывает повышение линии кристаллизации, но это повышение не пропорционально возрастанию расхода воздуха. Это вызвано тем, что с интенсификацией обдува пленочного рукава увеличивается толщина слоя воздуха, часть которого не участвует в процессе теплообмена, так как из-за трения о поверхность пленки и благодаря турбулентному перемешиванию с окружающим воздухом движение потока вдоль рукава замедляется, а общая толщина

движущегося слоя воздуха возрастает. Это соображение привело к рекомендации использовать несколько охлаждающих колец или одно кольцо с несколькими расположенными друг над другом круговыми соплами.

Охлаждение пленки происходит благодаря теплоотводу во внешнюю среду за счет излучения ( $q_s$ ) и вынужденной конвекции ( $q_c$ ).

Значение  $q_s$  обычно составляет не более 10—20 % от общего количества отводимого тепла. Значение  $q_c$  рассчитывают по формуле

$$dq_c = \alpha(T - T_L)dF, \quad (2.258)$$

где  $\alpha$  — коэффициент теплопередачи от пленки в охлаждающую среду;  $T_L$  — температура охлаждающего воздуха.

Коэффициент теплопередачи  $\alpha$  пропорционален скорости движения воздуха  $V_B$ :

$$\alpha = 6,12V_B^{0,78}. \quad (2.259)$$

Предложено и другое соотношение для расчета коэффициента  $\alpha$ :

$$\alpha = 3,3V_B^{1,5}. \quad (2.260)$$

Для вычисления  $\alpha$  в случае производства полиолефиновых пленок повышенной толщины (более 100 мкм), используемых, например, при изготовлении мешков, рекомендована следующая эмпирическая формула:

$$\alpha = 3,04V_B^{1,3}.$$

Расчеты  $\alpha$  по всем приведенным соотношениям дают близкие результаты.

Количество тепла, отводимое в течение времени  $dt$  от единицы объема пленочного рукава, вычисляется по уравнению

$$dQ = \alpha(T - T_L)Fdt, \quad (2.261)$$

где  $T$  — температура материала в момент времени  $t$ ,  $T_L$  — температура окружающей среды;  $F$  — площадь, занимаемая единицей объема материала, определяемая, например, как  $h^{-1}$  по формуле (2.247).

В течение времени  $t$  от единицы массы материала отводится количество тепла по уравнению

$$\frac{Q}{\rho} = \frac{\alpha}{\rho_0} \int_0^t (T - T_L) F dt, \quad (2.262)$$

вследствие чего температура полимера в момент времени  $t$

$$T = T_0 - \frac{Q}{\rho C}, \quad (2.263)$$

где  $T_0$  — начальное значение температуры при  $t = 0$  (т. е. температура расплава на выходе из головки);  $\rho$  и  $C$  — соответственно плотность

и теплоемкость расплава, которые в температурной Области выше температуры кристаллизации обычно считают постоянными.

Подстановка выражения (2.246) в (2.261) и (2.261) в (2.262) и вычисления позволяют получить следующее выражение для расчета температуры пленочного рукава  $T$  как функции времени  $t$

$$\ln \frac{T_0 - T_L}{T - T_L} = \frac{\alpha}{C_p h_0} \left\{ \frac{V_0^2 (B-1) (h_0 - BH) H}{(V_L - V_0)^2 B \delta_k} \frac{H}{z} \times \right. \\ \times \left[ \exp \left( 2t \frac{V_L - V_0}{H} - 2 \right) - e^2 \right] + \frac{V_0}{(V_L - V_0)^2} \times \\ \times \frac{h_0 + H(B-2)}{BH} H \left[ \exp \left( t \frac{V_L - V_0}{H} - 1 \right) - e^2 \right] + t \left. \right\}. \quad (2.264)$$

Предположение о постоянстве коэффициента теплоотдачи не вносит больших погрешностей в расчеты, и формулу (2.265) можно рекомендовать для расчета температуры рукавной пленки из ПО.

При проектировании пленочных агрегатов скорость и расход охлаждающего воздуха должны обеспечивать требуемый коэффициент теплоотдачи, величина которого определяется для заданной формы пленочного рукава. В проверочных расчетах определяют длину зоны вытяжки при известном значении коэффициента теплоотдачи, соответствующем определенному расходу и скорости охлаждающего воздуха.

**Основы расчета процесса намотки пленки.** При намотке пленки задают длину полотна или массу готового продукта. Если расчет рулона проводят по массе, то часто бывает необходимо исходя из диаметра рулона оценить толщину намотанной пленки. Масса пленки (в кг) может быть вычислена по формуле

$$G_p = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - D_r^2) b \rho, \quad (2.265)$$

где  $D_p$  — диаметр рулона, дм;  $D_r$  — диаметр гильзы, дм;  $b$  — ширина вала, дм;  $\rho$  — плотность пленки, мг/м<sup>3</sup>.

Из формулы (2.265) следует, что

$$D_p^2 - D_r^2 = 4G_p / (\pi b \rho). \quad (2.266)$$

Учитывая, что  $D_p = 2S + D_r$  (где  $S$  — толщина намотки материала), и проводя простые преобразования, получим:

$$D_p^2 - D_r^2 + 4S^2 + 4SD_r. \quad (2.267)$$

Подставляя выражение (2.266) в (2.267), можно вычислить толщину намотки продукта (в дм):

$$S = \sqrt{\frac{D_r^2}{4} + \frac{G_p}{\pi b \rho}} - \frac{D_r}{2}. \quad (2.268)$$

Часто известной является масса пленки единичной площади  $f$  (в кг/м<sup>2</sup>). Такие данные могут заимствоваться, например, из нормативной документации. Тогда плотность намотанной пленки можно определять как  $\rho = f/H$  (где  $H$  — толщина пленки в мм) и формула (2.268) преобразуется к виду

$$S = \sqrt{\frac{D_r^2}{4} + \frac{G_p H}{\pi b f}} - \frac{D_r}{2}, \quad (2.269)$$

где  $f$  — масса пленки единичной площади, кг/м<sup>2</sup>.

Если пренебречь разнотолщинностью и некоторой неравномерностью намотки пленки, то отношение  $H/(\pi b f)$  может быть принято постоянным. Введя коэффициент  $k = H/(\pi b f)$  в уравнение (2.269), получим формулу для расчета толщины намотки:

$$S = \sqrt{\frac{D_r^2}{4} + \frac{G_p}{k}} - \frac{D_r}{2}. \quad (2.270)$$

Для современных высокопроизводительных агрегатов толщину намотанной в рулоны пленки удобно задавать в виде таблиц и графиков (номограмм).

Поясним описанную методику расчета примером. Пленка из ПЭ толщиной  $H = 200$  мкм (0,2 мм) имеет ширину полотна  $b = 500$  мм (5 дм). Плотность пленки ввиду определенного натяжения при намотке достаточно высока и составляет, например,  $\rho = 1500$  кг/м<sup>3</sup>. Определение толщины намотки  $S$  для рулонов массой  $G_p = 40 \div 120$  кг при диаметре гильзы (втулки)  $G_r = 40$  мм (0,4 дм) производят следующим образом.

Значения толщины намотанной пленки (6) удобно свести в таблицу после определения массы пленки единичной площади  $f = \rho H = 1,5 \cdot 0,2$  кг/м<sup>2</sup> и коэффициента  $k = H/(\pi b f) = 0,04244$ . Затем строят графическую зависимость  $S$  от  $G_p$ , подобную показанной на рис. 2.102. Длина намотанной пленки  $L$  увеличивается практически линейно с возрастанием массы рулона  $G_p$ . Поэтому на оси абсцисс может откладываться как масса  $G_p$ , так и длина намотанной пленки  $L$ . При длине  $L$  (намотка без гильзы) справедливо следующее соотношение:

$$G_p = L b f / 10 \text{ (кг)}, \quad \text{или} \quad L = 10 G_p / b f \text{ (м)}. \quad (2.271)$$

При  $b = 5$  дм и  $f = 0,3$  кг/м<sup>2</sup> получим, например, для  $G_p = 60$  кг длину намотанного полотна  $L = 400$  м, а для  $G_p = 120$  кг  $L = 800$  м. По рис. 2.102 можно определить, что при  $H = 0,2$  мм,  $b = 5$  дм,  $f = 0,3$  кг/м<sup>2</sup>,  $\rho = 1,5$  мг/м<sup>3</sup> и  $D_r = 40$  мм рулону с массой  $G_p = 75$  кг соответствует длина  $L = 500$  мм и толщина намотки  $S = 159,5$  мм. Подставляя соответствующие значения в формулу (2.270), получим:

$$S = \sqrt{\frac{0,4^2}{4} + \frac{75}{\pi \cdot 5 \cdot 1,5}} - \frac{0,4}{2} = 159,5 \text{ (мм)}.$$

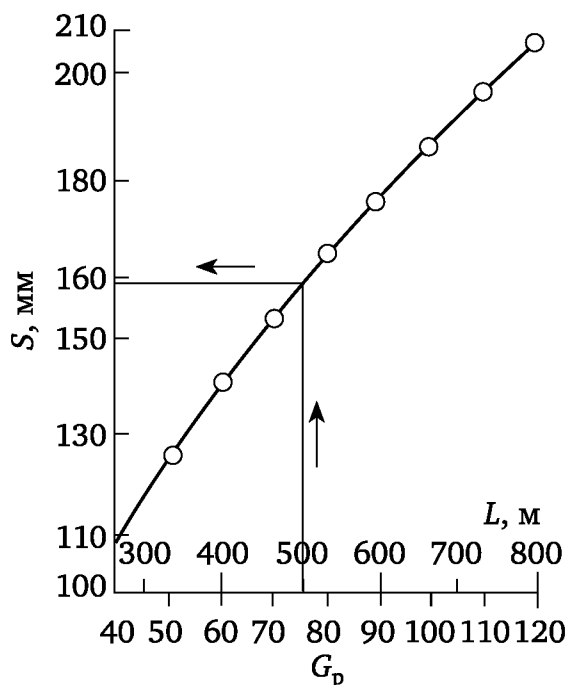


Рис. 2.102. Взаимосвязь толщины намотки пленки  $S$ , массы рукава  $G_p$  и длины пленки  $L$

Затем по формуле (2.271) определяем длину намотки:

$$L = \frac{75 \cdot 10}{5 \cdot 0,3} = 500 \text{ (м)}.$$

**Системы охлаждения рукавной пленки.** Системы охлаждения экструзионных агрегатов для производства рукавных пленок должны обеспечивать:

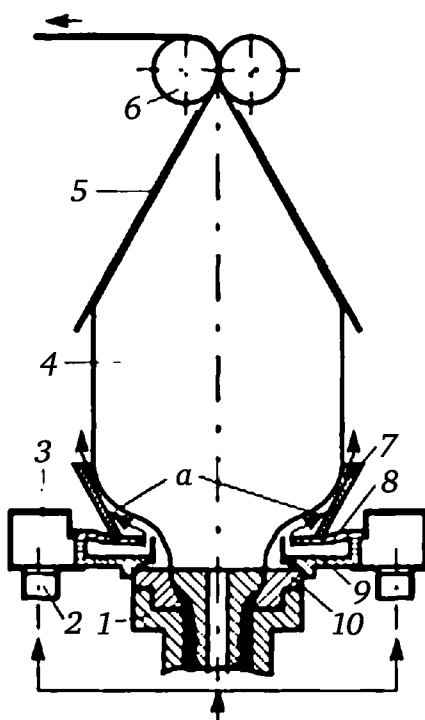
- заданную интенсивность охлаждения с целью получения качественного изделия при заданной производительности экструдера;
- заданную структуру пленки;
- равномерность охлаждения пленки по периметру и заданные допуски по толщине и ширине пленки.

Системы охлаждения рукавных пленок можно классифицировать по виду хладагента на воздушные, водяные и комбинированные (смешанные).

Наиболее широкое распространение получили системы воздушного охлаждения пленки (в линиях для производства пленки из ПЭНП шириной от 50 до 6000 мм в сложенном виде). Эти системы отличаются простотой и надежностью в работе. Охлаждение воздухом высоковязкого расплава полимера в так называемом «мягком» режиме способствует сглаживанию локальных утолщений в процессе формообразования.

Система охлаждения и формообразования рукавной пленки в потоке воздуха показана на рис. 2.103. Она состоит из вентилятора, нагнетающего воздух в охлаждающее кольцо 3, пленочного рукава 4, выходящего из формующей головки 1, складывающих 5 и тянущих 6 устройств, которые замыкают систему формообразования рукавной пленки. Поток

воздуха, захватываемый вентилятором из окружающей среды, подается в охлаждающее кольцо через трубопровод 2 и далее, равномерно распределяясь по кольцу 3, выходит из щели кольца в направлении пленочного рукава 4. Воздух для раздува рукава до необходимых размеров подается через канал головки.



**Рис. 2.103. Система охлаждения и формообразования рукавной пленки в потоке воздуха**

Охлажденный потоком воздуха пленочный рукав равномерно вытягивается по периметру тянущим устройством 6. Для перевода цилиндрической формы рукава в плоскую служит складывающее устройство 5, которое также оказывает определенное влияние на равномерность режима формования.

Основным элементом системы является охлаждающее кольцо 3. Оно состоит из камеры, образованной верхней 8 и нижней 9 губками кольца.

Следует отметить, что во многих конструкциях охлаждающих колец используется регулируемый угол наклона выходной щели кольца в пределах от 0 до 90°.

Величина этого угла определяет стабильность положения пленочного рукава, а также интенсивность охлаждения (в пределах до 10 %).

При выборе размеров распределительной камеры и каналов кольца важно согласовать предельную скорость обдува пленки с гидравлическим сопротивлением кольца.

При использовании в процессе охлаждения и формообразования аэродинамического эффекта струи охлаждающее кольцо снабжают дополнительными элементами, позволяющими создавать в определенных местах пленочного рукава повышенные скорости потока воз-

духа. Именно за счет локального увеличения скорости потока воздуха в зазоре между элементами кольца и пленочным рукавом создается дополнительное разрежение (давление на рукав в этом месте становится меньше атмосферного), способствующее стабилизации положения рукава. С этой целью используют диафрагмы или сменные шайбы на охлаждающем кольце, различные многоступенчатые системы повышенной мощности для подачи струи воздуха по высоте зоны формообразования, насадки на кольцо и т. п.

Для использования аэродинамического эффекта струи предусматривают коническую насадку 7, а для регулирования угла наклона выходной щели предназначена вставка (втулка) 10 (см. рис. 2.103). Поток воздуха, выходящий из щели кольца, попадает в камеру *a*, образованную пленочным рукавом 4 и насадкой 7. Камера *a* сужается в направлении движения воздуха. Ее размеры и форма определяются углом наклона выходной щели воздуха (т. е. положением вставки 10) и высотой конической насадки 7. В узком зазоре выходной щели камеры *a* скорость потока воздуха возрастает, что способствует возникновению дополнительного стабилизирующего усилия в этом месте. Положение зазора определяется формой насадки 7, а также размерами и формой пленочного рукава 4. Размер рукава зависит от количества подаваемого внутрь рукава воздуха, а высота до зазора — от производительности экструдера. Стабилизация положения пленочного рукава за счет аэродинамического эффекта струи позволяет увеличить скорость обдува пленки воздухом в 2—2,5 раза. Эту систему используют как с аэродинамическим эффектом струи (например, для пленок толщиной 120 мкм из ПЭНП), так и без него. При отсутствии насадки 7 для охлаждения необходимы большие количества воздуха (ширина щели кольца порядка 6—20 мм зависит от ширины пленки), а стабилизация положения рукава достигается механическими ограничителями. Более эффективны (скорость обдува пленки может быть повышена до 50 м/с и более) охлаждающие кольца, в которых аэродинамический эффект струи усиливают подачей дополнительного количества воздуха в определенном месте зоны формования.

Отличительная особенность современных систем охлаждения и формообразования в потоке воздуха — использование устройств внутреннего охлаждения.

## Контрольные вопросы и задания

1. Назовите функциональные зоны одношнековых экструдеров и расскажите об их назначении.
2. Какие конструкции шнеков применяются для интенсификации процессов смешения?
3. Какие конструкции материального цилиндра в зоне загрузки применяются для увеличения производительности?
4. Влияет ли конструкция загрузочного окна на производительность одношнекового экструдера?



5. От каких технологических и конструктивных параметров зависит производительность зоны загрузки одношнекового экструдера?
6. Каков механизм плавления полимера в зоне пластикации одношнекового экструдера?
7. Изложите порядок расчета длины зоны плавления одношнекового экструдера в ньютоновском приближении.
8. Поясните порядок расчета производительности одношнекового экструдера по зоне дозирования.
9. Как рассчитать мощность привода одношнекового экструдера по зоне дозирования?
10. В чем заключается различие механизмов продвижения расплава полимера в одношнековых и двухшнековых экструдерах?
11. Какие потоки утечек имеют место в рабочих органах двухшнековых экструдеров?
12. Чем отличаются профили скоростей потоков в винтовых каналах одношнековых и двухшнековых экструдеров?
13. Как рассчитать потоки утечек через зазоры зацепления двухшнековых экструдеров?
14. От каких геометрических и технологических параметров зависит производительность двухшнековых экструдеров?
15. На каком эффекте основан принцип работы дисковых экструдеров?
16. Перечислите достоинства и недостатки дисковых экструдеров.
17. Приведите конструкцию дискового экструдера и опишите принцип его работы.
18. В чем заключается преимущество шнеко-дисковых экструдеров перед дисковыми?
19. Приведите конструктивные схемы листовальных и пленочных агрегатов и дайте описание принципов их работы.
20. Какие методы калибровки труб вы знаете? В чем состоят преимущества и недостатки существующих методов?
21. Чем обусловлена анизотропия физико-механических свойств листов и пленок?

**Наши книги можно приобрести:**

**Учебным заведениям и библиотекам:**  
в отделе по работе с вузами  
тел.: (495) 744-00-12, e-mail: [vuz@urait.ru](mailto:vuz@urait.ru)

**Частным лицам:**  
список магазинов смотрите на сайте [urait.ru](http://urait.ru)  
в разделе «Частным лицам»

**Магазинам и корпоративным клиентам:**  
в отделе продаж  
тел.: (495) 744-00-12, e-mail: [sales@urait.ru](mailto:sales@urait.ru)

**Отзывы об издании присылайте в редакцию**  
e-mail: [gred@urait.ru](mailto:gred@urait.ru)

**Новые издания и дополнительные материалы доступны  
в электронной библиотеке [biblio-online.ru](http://biblio-online.ru),  
а также в мобильном приложении «Юрайт.Библиотека»**

*Учебное издание*

**Ким Валентин Сен-Хакович,  
Шерышев Михаил Анатольевич**

# **ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТЫ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ИЗДЕЛИЙ ИЗ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИТОВ**

## **Часть 1**

Учебное пособие для СПО

Формат 70×100<sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Гарнитура «Charter». Печать цифровая.  
Усл. печ. л. 23,43.

**ООО «Издательство Юрайт»**  
111123, г. Москва, ул. Плеханова, д. 4а.  
Тел.: (495) 744-00-12. E-mail: [izdat@urait.ru](mailto:izdat@urait.ru), [www.urait.ru](http://www.urait.ru)