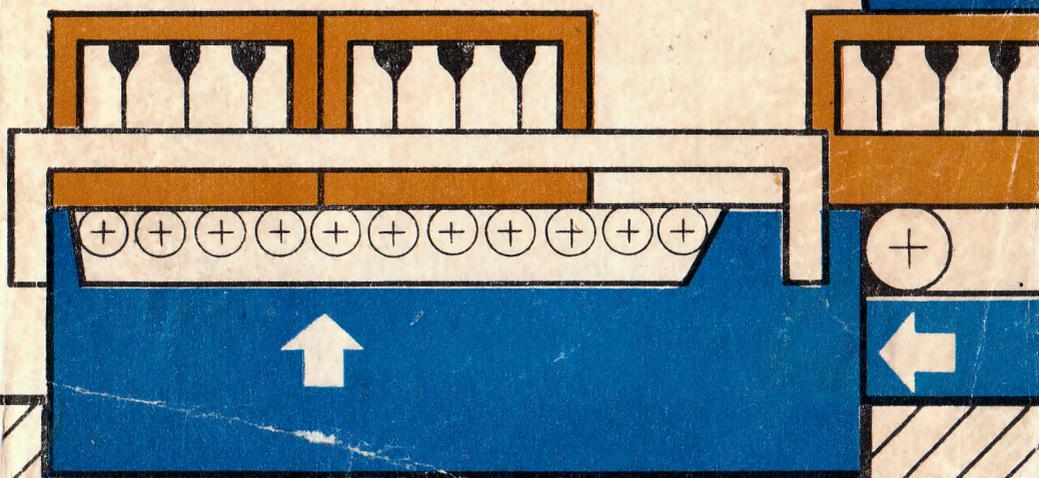


663

1143

# Погрузочно- разгрузочные и транспортные операции на линиях розлива пищевых продуктов



863  
1743

# Погрузочно- разгрузочные и транспортные операции на линиях розлива пищевых продуктов

Научный  
абонемент



МОСКВА  
АГРОПРОМИЗДАТ  
1986

ББК 36.87

П 43

УДК 621.869.9

**Соколенко А. И.  
Юхно М. И.  
Ковалев А. И.**

**Валиулин Г. Р.  
Седой Н. И.**

Рецензенты: *канд. техн. наук Н. С. Картович, инж. А. А. Деменок  
(Мелитопольский СКНБиродмаш)*

П43

**Погрузочно-разгрузочные и транспортные операции на линиях розлива пищевых продуктов/А. И. Соколенко, М. И. Юхно, А. И. Ковалев и др. — М.: Агропромиздат, 1986. — 175 с.**

В книге рассмотрены основные направления механизации ПРТС-работ с готовой продукцией и тарой в отраслях пищевой промышленности, показана эффективность применения укрупненных транспортных единиц, тары-оборудования. Приведены сведения об используемой в промышленности стеклопосуде и транспортной таре, транспортерах, устройствах для укладки и выемки продукции в стеклотаре из ящиков и контейнеров, средствах малой механизации, погрузочных и ориентирующих устройствах.

Для инженерно-технических работников пищевой промышленности.

П  $\frac{2901000000-241}{035(01)-86}$  35—86

ББК 36.87

## ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящее время в связи с увеличением объемов выпуска и расширением ассортимента продукции возрастает роль и значимость ПРТС-работ в повышении эффективности производства.

Суммарные затраты на ПРТС-работы в народном хозяйстве достигают 30 млрд. руб., из них 25—30 % составляют трудовые затраты на погрузочные работы в промышленности<sup>1</sup>.

В совершенствовании погрузочно-разгрузочных работ большое значение имеет применение контейнеров и пакетных перевозок.

Экономия эксплуатационных расходов при использовании контейнерно-транспортной системы, по расчетам Института комплексных транспортных проблем (ИКТП) при Госплане СССР и проектно-конструкторского технологического института «Оргснаб», составляет 23 руб./т. Переход на перевозку продукции в пакетированном виде позволяет экономить от 1 до 30 руб./т<sup>2</sup>. При этом контейнеризация повышает производительность труда на перегрузочных работах в 4—6 раз, а переход на перевозку грузов в пакетированном виде — в 2—3 раза.

Развитие контейнеризации и пакетирования опирается на производство различных типов контейнеров, средств пакетирования (подъемно-транспортного оборудования, устройств для укладки грузов в контейнеры, пакетоформирующих, пакеторазборных, пакетобвязочных машин), прогрессивных видов тары (ящиков из пластмассы и гофрированного картона) и упаковочных материалов (термоусадочной и растягивающейся пленки). Повышению эффективности контейнерных перевозок способствуют комплексная унификация и стандартизация контейнеров, поддонов и других видов тары.

Основной объем контейнерных перевозок ранее приходился на железнодорожный транспорт, в последнее время они все более широко внедряются на автотранспорте.

С развитием пищевой промышленности и ее сырьевой базы неуклонно возрастает объем перевозок сырья и готовых продуктов. С развитием научно-технического прогресса осуществляется комплексная программа развития механизации и автоматизации ПРТС-работ. Составной частью этой программы является создание межотраслевой системы обеспечения механизации работ на основе внедрения тары-оборудования.

---

<sup>1</sup> Довбах Н. Н. Контейнерные и пакетные перевозки штучных грузов в промышленном производстве. — Киев: УкрНИИНТИ, 1983, с. 1—9.

<sup>2</sup> Пладис Ф. А. Новый этап развития и повышения эффективности контейнерных и пакетных перевозок. — Механизация и автоматизация производства, 1981, № 11, с. 30—33.

Новая технология погрузки, транспортировки, приемки и продажи продукции дает высокий социально-экономический эффект, при этом повышается механизация погрузочно-разгрузочных работ, а следовательно, сокращается численность работников, занятых тяжелым ручным трудом.

Использование тары-оборудования является одним из перспективных направлений контейнеризации, позволяющих механизировать ПРТС-работы на всех участках товародвижения.

Комплексная механизация ПРТС-работ на пищевых и молочных предприятиях предусматривает использование оборудования для разгрузки пакетов-поддонов или контейнеров из авто- или железнодорожного транспорта и разборки пакетов из ящиков, применение устройств для извлечения стеклопосуды из транспортной тары и системы внутривозвратной транспортировки, а также устройств для укладки готовой продукции в транспортную тару и устройств для загрузки авто- или железнодорожного транспорта.

Развитие пакетных перевозок продукции, фасованных в стеклотару, сдерживается нехваткой средств пакетирования, неподготовленностью складского хозяйства промышленных и торговых предприятий к работе с пакетированными грузами, недостатками нормативно-технической документации. Для устранения последнего были введены соответствующие инструкции и рекомендации. Например, Министерством торговли СССР, Ценросоюзом СССР и Государственным Арбитражем при Совете Министров СССР от 29 июля 1982 г. утверждена инструкция, регламентирующая особенности приемки товаров народного потребления, доставляемых в таре-оборудовании, материальную ответственность за ее несвоевременный возврат, порчу и повреждение. Она является обязательной для всех производственных объединений, предприятий, снабженческо-сбытовых, торговых и других организаций, использующих тару-оборудование. Министерство торговли УССР и республиканский Проектно-технологический институт торговли разработали в 1982 г. рекомендации по переводу магазинов на работу с тарой-оборудованием. В рекомендациях оговорены требования к составу и конфигурации помещений, направленные на ускорение внедрения передовой технологии транспортирования, хранения и продажи товаров с применением специальных контейнеров.

При взаимном учете интересов промышленных и торговых предприятий и согласовании действий по внедрению систем контейнерных и пакетных перевозок многие из возникающих проблем становятся разрешимыми.

Изучение опыта современных предприятий пищевой и молочной промышленности, производящих фасование продукции в стеклотару, показывает, что в области механизации ПРТС-работ имеются значительные резервы, хотя на большинстве участков товародвижения при использовании пакетной или контейнерной систем значительная часть операций механизирована. Требуют совершенствования системы внутривозвратной транспортировки стеклотары, контейнеров и пакетов-поддонов, а применение оборудования для

загрузки продукции, фасованной в стеклотару, в контейнеры и выгрузки стеклотары из них позволит осуществить комплексную механизацию.

Рациональное проектирование транспортных систем предприятий должно предусматривать минимальное число погрузочных операций, и работ, связанных со складированием. Повышение производительности линий розлива возможно при безотказной работе транспортеров, перемещающих ящики, контейнеры, стеклопосуду, столы-накопители.

Опыт эксплуатации линий розлива показывает, что наиболее часто выходят из строя транспортеры для перемещения бутылок и столов-накопителей. Это вызвано разрывом тяговых органов или их вытяжкой из-за чрезмерных нагрузок, определение которых при проектировании затруднено из-за отсутствия рекомендаций по расчетам переходных процессов, защите тяговых органов от перегрузок и т. д.

В связи с тем что использование тары-оборудования снижает до минимума трудозатраты на всех участках товародвижения, в последнее время ведутся работы по созданию устройств для укладки продукции, фасованной в стеклотару, в контейнеры. Так, Минским проектным конструкторско-технологическим бюро совместно с опытным производством Министерства торговли Белорусской ССР разработан автоматический укладчик бутылок ОН-103, созданы и испытываются Тбилиским СКБ по пакетным и контейнерным перевозкам устройства для укладки в контейнеры банок и бутылок, изготовлены экспериментальные образцы устройств для горизонтальной укладки бутылок в контейнеры конструкторским бюро Харьковского филиала Научно-производственного объединения пиво-безалкогольной промышленности, Киевским технологическим институтом пищевой промышленности, на Донецком и Брестском пивоваренных заводах и др.

При проектировании устройств для укладки бутылок в контейнеры возникает необходимость выполнения расчетов перегрузочных операций, операций формирования слоя бутылок, захвата, передачи его в контейнер, подачи и отвода контейнеров и др. Их целью является достижение заданной производительности устройств при обеспечении условий сохранности укладываемого продукта.

В данной книге обобщен опыт использования комплексной механизации, рассмотрены вопросы расчета, конструирования и совершенствования оборудования ПРТС-работ с продукцией, фасованной в стеклотару.

Глава 1 написана А. И. Соколенко и Н. И. Седым, главы 2, 3 — А. И. Соколенко и Г. Р. Валиулиным, главы 4, 5 — А. И. Соколенко и А. И. Ковалевым, глава 6 — А. И. Соколенко и М. И. Юхно.

## ГЛАВА 1

### ТАРА, ГРУЗОПОТОКИ СТЕКЛОТАРЫ И ПРОДУКЦИИ, ФАСОВАННОЙ В СТЕКЛОТАРУ

Стеклопосуда благодаря своим специфическим эксплуатационным свойствам остается незаменимой для упаковки пива, безалкогольных напитков, концентратов квасного сусле и минеральных вод. Продукция пиво-безалкогольных предприятий, отгружаемая в бутылках, укладываемых в ящики, претерпевает многократные перевалки. Ящики, сформированные из них пакеты на поддонах, и контейнеры являются основными погрузочно-разгрузочными единицами, характеристики которых согласуются между собой.

#### Стеклопосуда

Предприятия пиво-безалкогольной отрасли используют бутылки вместимостью 0,33 и 0,5 л для пива и безалкогольных напитков и 0,5 и 1,0 л — для минеральной воды. Основные параметры бутылок отечественного производства представлены в табл. 1. Бу-

Таблица 1

Тип	Продукт	Вместимость, см <sup>3</sup>		Размеры, мм		Масса, г, не более	Тип венчика горла
		номинальная	полная	внешний диаметр корпуса	общая высота		
Ха	Пиво, минеральные воды, безалкогольные напитки	500	520±10	62—2	230—3	400±15	КП
Хб	То же	300	345±7	63—2	230—3	370±10	КП

тылки для пищевых жидкостей выпускаются по стандарту СЭВ РС 3312—71, ОСТ 21-6—74, ТУ 21-23-45—74, ТУ 21-23-49—74, ТУ 18-23-13—74, ТУ 21-23-68—75, ТУ 21-23-10.63—75 и по другим отраслевым стандартам и техническим условиям.

С целью унификации типов и основных размеров бутылок и венчиков их горла СЭВ разработан РС 2044—74 «Бутылки стеклянные для пищевых жидкостей. Типы. Основные размеры». Внедрение рекомендаций СЭВ по стандартизации сыграло положительную роль в улучшении сбора и повторного использования импортной стеклянной тары. За период с 1974 по 1979 г. только в производстве пива повторно использовано 270 млн. шт. бутылок.

Московским филиалом ВНИИВиВ «Магарач» разработан стан-

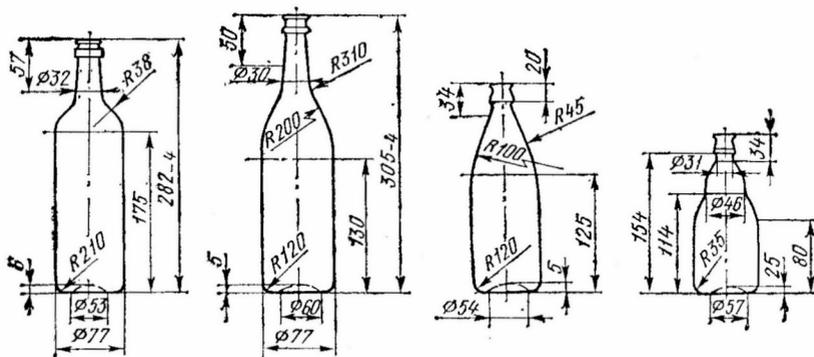


Рис. 1. Бутылки для пищевых жидкостей, унифицированные в рамках СЭВ

дарт СЭВ «Бутылки стеклянные для пищевых жидкостей. Типы и размеры», включающий четыре типа бутылок, наиболее массовых и освоенных странами — членами СЭВ (рис. 1). Контролируемые параметры бутылок представлены в табл. 2.

Таблица 2

Тип	Продукт	Вместимость, см <sup>3</sup>		Общая высота, мм	Внешний диаметр корпуса, мм
		номинальная	полная		
3	Пиво, минеральные воды, безалкогольные напитки, соки	500	520±7	230—3	72—3
4	Пиво, безалкогольные напитки	330	345±7	176—3	72—3

Контрольными размерами венчиков горла (рис. 2) являются внутренний диаметр, диаметр укупорочного кольца, диаметр под укупорочным кольцом и диаметр укрепляющего кольца. Осталь-

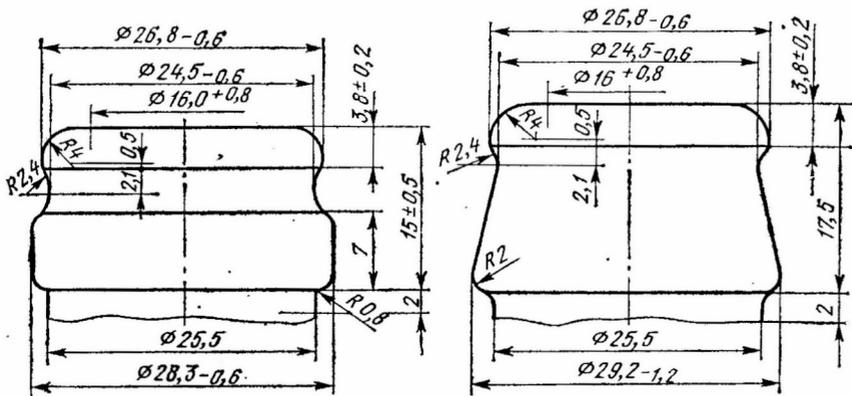


Рис. 2. Венчики горла бутылок, унифицированных в рамках СЭВ

ные размеры бутылок и венчиков горла относятся к рекомендуемым.

Технические требования и методы испытаний стеклянных бутылок определяются ГОСТ 13906—68 «Бутылки для пищевых жидкостей. Технические требования».

**Пороки стекла.** На поверхности и в толще стекла бутылок не допускаются:

- свиль, осязаемая рукой;
- сквозные посечки, прилипы стекла, режущие швы и заусенцы, шербины и сколы;
- частицы закристаллизовавшегося стекла;
- инородные включения, имеющие вокруг себя просечки и трещины, или вокруг которых они могут возникнуть при легком постукивании по включениям металлическим стержнем;
- открытые и продавливаемые пузыри всех размеров;
- щелочные пузыри, покрытые изнутри белесоватым налетом, и др.

Не допускаются появляющиеся в процессе выработки на наружной поверхности бутылок морщины, складки, кованость, потертость, следы отреза ножницами и двойные швы. Боковые и донные швы должны быть гладкими. Поверхность венчика должна быть гладкой без заусенцев и выступов.

Отклонение центра горла от оси корпуса бутылки не должно превышать 1 % высоты бутылки.

Значения предельной толщины стенок и дна бутылок приведены в табл. 3.

Таблица 3

Бутылки	Номинальная вместимость, л	Толщина, мм			
		корпуса		дна	
		минимальная	максимальная	минимальная	максимальная
Для шампанских вин	0,4; 0,8	4,5	7,0	7,0	13,0
Для прочих пищевых жидкостей	0,05—0,2	1,5	2,0	3,0	5,0
	0,25—1,0	2,0	4,0	4,0	8,0

**Прочность.** Бутылки должны выдерживать без разрушения в течение 60с внутреннее давление не менее 1,5 МПа для напитка «Пепси-кола» и не менее 1,0 МПа — для пива, минеральных вод, безалкогольных напитков и соков.

Наряду с упругостью и хрупкостью прочность является важнейшей механической характеристикой стекла. Появление на нем поверхностных дефектов обусловлено влиянием структурных и химических неоднородностей, посторонних примесей и субмикроскопических кристаллических образований. Наибольшее влияние на состояние поверхности стеклоизделий оказывает ее контакт с окружающей средой. Дефекты поверхности стекла определяют его низ-

кую действительную прочность по сравнению с теоретической (около 1 %).

Прочностные свойства стекла рассматриваются в зависимости от условий нагружения, размеров и формы тела и влияния внешней среды.

Специальных исследований, посвященных вопросам прочности бутылок, в литературе приведено мало. При исследовании процесса установки бутылок через подтормаживающие устройства лепесткового типа определялась зависимость величины боя от скорости бутылок к моменту удара о плоскость конвейера. Результаты экспериментальных исследований представлены на рис. 3. В диапазоне изменения скорости падения от 0 до 1,6 м/с бой отсутствовал.

Улучшение механических свойств стеклянной тары позволяет уменьшить потери бутылок и пищевых продуктов при транспортировке, в сфере производства и потребления. Появляется возможность уменьшения массы посуды.

Проблема повышения эксплуатационной надежности стеклянной тары носит комплексный характер и решается при объединении усилий работников пищевой промышленности, предприятий по производству стеклотары, научно-исследовательских институтов, министерств и ведомств.

**Нормирование потерь стеклянной тары.** Улучшение использования сырья, материалов, топлива и энергии является одной из основных задач производства. В связи с этим важное значение приобретает нормирование потерь стеклянной тары. На основании существующих схем технологических процессов производства продукции, технических условий и нормативно-технической документации на стеклянную тару, справочников, действующих инструкций, а также на основании изучения и обобщения опыта научно-исследовательских организаций по нормированию потерь стеклянной тары разработана методика проведения работ по ее нормированию. Минпищепром СССР 3. 05. 71 г. утвердил временные предельно допустимые нормы боя бутылок в производстве и при хранении готовой продукции в отпускных цехах. Норматив боя бутылок при производстве пива составляет 2,3 %, а при производстве безалкогольных напитков и минеральных вод — 2,5 % количества бутылок, отпущенных со склада.

При хранении допускается бой бутылок с пивом 0,09 %, с безалкогольными напитками — 0,1 %, с минеральными водами — 0,1 % (при хранении в ящиках) и 0,8 % (при хранении в штабелях,

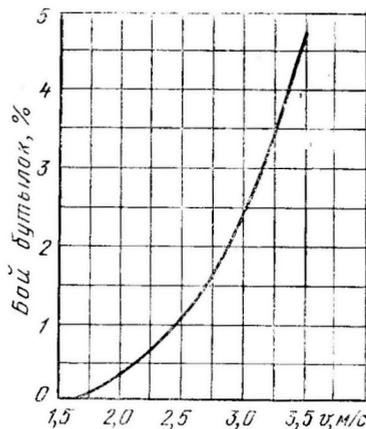


Рис. 3. Зависимость величины боя от скорости бутылок в момент удара о плоскость конвейера

включая операции укладки в штабеля и разборку) от количества бутылок принятых плюс отпущенных, деленного на 2.

Харьковским филиалом ВНИИПБП в связи с внедрением высокопроизводительных линий розлива разработаны следующие нормы боя бутылок: при производстве пива на линиях розлива производительностью 3, 6, 12, 24 и 36 тыс. бутылок в час — 2,1 % количества бутылок, поступивших в производство; безалкогольных напитков — 2,25 %; минеральных вод — 2,35 %.

В указанные потери входит бой при ручной (0,2 %) и автоматической (0,3 %) укладке стеклянной тары с готовой продукцией. За основу берется количество бутылок, уложенных в ящики.

### Ящики для транспортирования стеклопосуды

В пиво-безалкогольной промышленности основным видом транспортной тары являются ящики для 20 бутылок вместимостью 0,5 л. Изготавливаются они из дерева (дошчатые), из гофрированного картона, металла и полимерных синтетических материалов. Типоразмеры ящичной тары стандартизированы, что создало возможность механизации погрузочно-разгрузочных операций и укрупнения погрузочно-разгрузочных единиц. Характеристика основных типов ящиков представлена в табл. 4.

Таблица 4

Тип ящика	Габаритные размеры, мм	Вместимость 1 бутылки, л	Размеры ячеек, мм	Масса ящика, кг		
				пустого	с тарой	с продукцией
Дошчатый № 2 (ГОСТ 18575—73)	486×368×298	0,5	78×78	6,65	14,65	24,65
Полимерный № 12 (ГОСТ 17358—71)	420×340×317	0,5	77×77	1,77	9,77	19,77
Металлический (ОСТ 49-52—73)	458×372×304	0,5	78×78	6	14,0	24,0
Из гофрированного картона (ГОСТ 13516—68)	415×315×265	0,5	77×77	0,6	8,6	18,6

Недостатками деревянных ящиков являются значительная масса и габариты, изменение формы и размеров в процессе эксплуатации, что затрудняет механизированную укладку и выемку, а также погрузочно-разгрузочные и складские работы. Древесина разбухает при мойке и санитарной обработке, а при высыхании и эксплуатации ящики расшатываются.

В настоящее время предпочтению отдается таре, изготавливаемой из полимерных синтетических материалов. В качестве сырья для таких ящиков применяют высокопрочный полиэтилен и сополимеры полипропилена. Полимерные ящики не корродируют, не под-

вержены гниению, удобны и безопасны в работе, создают мало шума. Повышенные амортизирующие свойства ящиков способствуют уменьшению боя стеклотары, а высокая стабильность размеров делает их единственно приемлемыми для высокопроизводительных линий.

К преимуществам проволочных ящиков относятся их долговечность и возможность придания в случае деформации первоначальной формы. Они достаточно хорошо штабелируются в стопки и позволяют применять машины для укладки и выемки бутылок.

Экономически выгодным видом тары являются также ящики из гофрированного картона.

### Контейнеры для транспортирования стеклопосуды

Одной из важных характеристик укрупненной транспортной единицы является ее грузоподъемность. В соответствии с наиболее распространенными типами электропогрузчиков на большинстве предприятий она может составлять 5—10 кН. Транспортные организации также могут применять тару-оборудование грузоподъемностью 10 кН в соответствии с грузоподъемностью электропогрузчиков и условиями их работы в вагонах и автомобилях.

Условия работы в магазинах (размеры партий грузов по ассортименту, отсутствие механического транспорта и др.) определяют массу транспортной единицы не более 5 кН.

На металлическую тару-оборудование, предназначенную для укладки, транспортирования, временного хранения и продажи из нее товаров методом самообслуживания, установлен ГОСТ 24831—81, определяющий типы, основные параметры и размеры.

По конструктивным особенностям тара-оборудование может изготавливаться трех типов:

ТОС — тара-оборудование с основанием на опорах, выполненных в виде стоек (рис. 4, а);

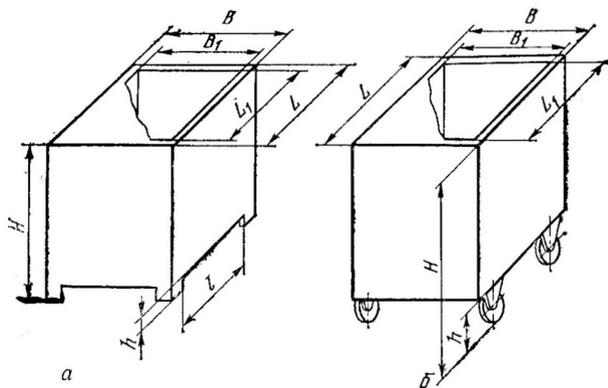


Рис. 4. Схема тары-оборудования:

а — с основанием на опорах, выполненных в виде стоек;  
б — с основанием на опорах, выполненных в виде колес

ТОК — тара-оборудование с основанием на опорах, выполненных в виде колес (рис. 4, б);

ТОСК — тара-оборудование с основанием на опорах, выполненных в виде комбинации стоек и колес.

По способу соединения основных частей тара-оборудование различается неразборная, разборная, складная и разборно-складная.

Основные параметры и размеры (в мм) тары-оборудования, соответствующие ГОСТ 24831—81, приведены в табл. 5.

Таблица 5

Тип тары-оборудования	Грузоподъемность, Н	$L_1$	$B_1$	$L$	$B$	$H$	$h$	$l$	Масса, кг, не более, для исполнений	
		предельное отклонение +6		не более		предельное отклонение +5		не менее		1 и 2
ТОС	2207	780	570			725	110	580	33 (37)	37 (41)
						1150	110	580	44 (48)	51 (55)
						1350	110	580	53 (57)	61 (65)
ТОК	2943	780	570	840	620	1600	140	—	64 (68)	74 (78)
						925	140	—	42 (38)	47 (43)
						1350	140	—	61 (57)	69 (65)
						1600	140	—	72 (68)	82 (78)

Примечания: 1. Значения, указанные в скобках, распространяются на тару-оборудование типа ТОСК.

2. Допускается оснащать тару-оборудование дополнительными внутренними элементами в виде полок, лотков, штанг, перегородок и т. п., общая масса которых не должна превышать 30% массы, указанной в таблице.

3. Размеры тары-оборудования исполнений 3 и 4 в сложенном виде не должны превышать максимальных размеров, указанных в таблице.

В настоящее время разработано большое количество типоразмеров тары-оборудования. Рассмотрим некоторые из них.

**Контейнер МТИППа.** Московский технологический институт пищевой промышленности рекомендует универсальную конструкцию тары-оборудования со следующими параметрами: размеры в плане 840×620 мм; высота 1150 мм; масса брутто 350 кг; без колес с плавающей крышкой, открывающейся на заднюю стенку и позволяющей при необходимости производить фиксацию грузов, чтобы исключить их соударение при выполнении ПРТС-работ. Передняя стенка складная или съемная, вследствие чего возможны ее загрузка автоматами, а также продажа продукции в магазинах методом самообслуживания. При необходимости две грузовые единицы блокируются в плане до размеров 1240×840 мм. Такая конструкция испытана при перевозках различной продукции по железной дороге и автомобильным транспортом. Испытания подтвердили возможность значительного сокращения трудозатрат при организации ПРТС-работ по всему циклу.

**Универсальный контейнер.** Контейнер, внедряемый на предприятиях кондитерской, пиво-безалкогольной и винодельческой отраслей пищевой промышленности Литовской ССР, представляет собой решетчатый корпус с тремя съемными полками, установленными на двух опорах и двух колесах диаметром 180 мм. Габаритные размеры контейнера 600×800×1300 мм, масса 60 кг.

В комплект контейнера входит водило, состоящее из колесика диаметром

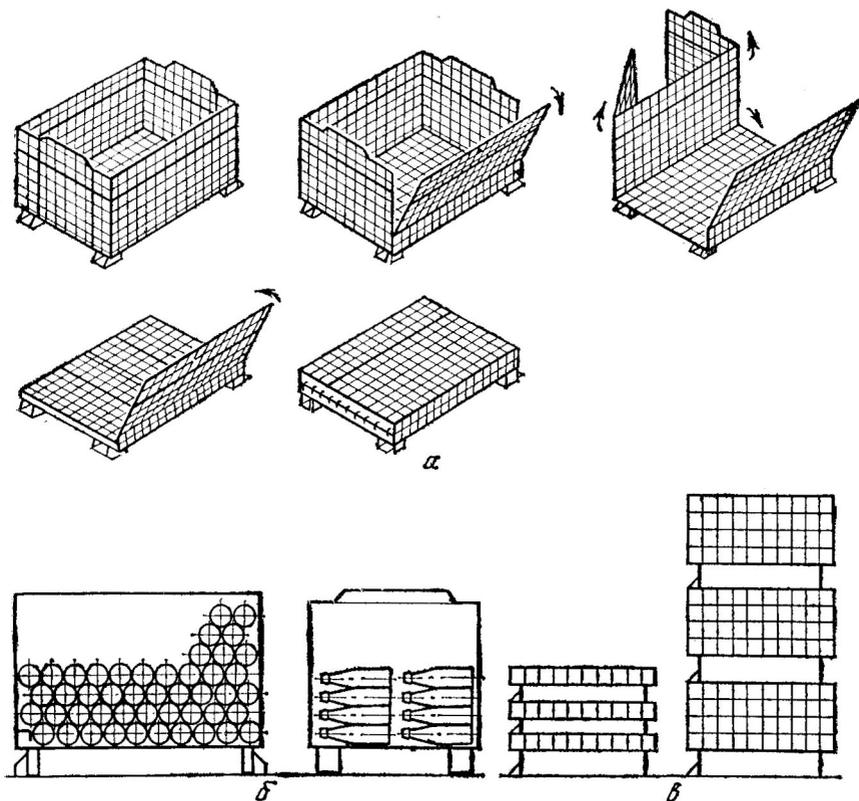


Рис. 5. Контейнер РЗ-ВТС-140:  
 а — общий вид; б — схема укладки бутылок; в — схема складирования контейнеров

180 мм и рукоятки. С его помощью контейнер подается на склад или в кузов автотранспортера. Один контейнер вмещает 320 бутылок по 0,5 л и заменяет 16 ящиков. Изготавливаются контейнеры предприятиями Минторга Литовской ССР.

Контейнер РЗ-ВТС-140 (рис. 5). Контейнер используется в основном для отгрузки минеральной воды.

*Техническая характеристика контейнера РЗ-ВТС-140*

Грузоподъемность, кН	2,5
Количество бутылок вместимостью 0,5 л	140
Габаритные размеры, мм	
длина	796
ширина	566
высота	633
Высота в сложенном виде, мм	215
Масса, кг	
пустого	24
с продукцией	150

Минеральную воду транспортируют преимущественно в крытых четырехосных вагонах грузоподъемностью 620 кН. Характеристика загрузки транспортных средств приведена в табл. 6.

Таблица 6

Показатели	Железнодорожный вагон грузоподъемностью 620 кН	Автомобиль ГАЗ-53А
Количество загружаемых контейнеров, шт.		
с минеральной водой	252	28
порожных	756	98
Количество загружаемых бутылок, шт.	35280	3920
Коэффициент использования грузоподъемности	0,6	1,05
Число ярусов контейнеров при загрузке	4,3	2
Масса контейнеров с грузом, кг	37800	4200

Контейнер представляет собой складную производственную тару с решетчатыми стенками без крышки. На опорах расположены фиксирующие элементы для штабелирования и захвата продукции универсальным напольным и подвесным приемо-транспортным оборудованием. Высота в сложенном виде уменьшается в 3 раза, что дает возможность сократить количество транспорта для перевозки порожних контейнеров.

Штабелировать заполненные контейнеры на складе по высоте, исходя из максимальной нагрузки, можно в 7 ярусов.

**Контейнер КУП-1-500-000.** На заводе «Швитурис» (г. Клайпеда) для отгрузки бутылочной продукции используется универсальный полочный контейнер КУП-1-500-000 вместимостью 320 бутылок по 0,5 л; габаритные размеры 600×800×1300 мм. Контейнер без колес, транспортируется при помощи тележки с механическим подъемом вил. В торговую сеть подается автомобилем с грузоподъемным бортом.

**Тара-оборудование ТПС-0802 и ТПК-0802.** Данный тип тары-оборудования предназначен для хранения фасованных товаров на базах, складах, в подсобных помещениях магазинов, а также для бесперебойной доставки их автотранспортом из хранилищ и баз в магазины самообслуживания. Она представляет собой проволочные изделия на стоечных (ТПС) и колесных (ТПК) основаниях. Конструкция стоечной тары обеспечивает возможность ее подъема с грузом, перемещения и фиксации при штабелировании грузоподъемными средствами с вилочным захватом снизу. Основные технические данные тары-оборудования приведены в табл. 7.

Таблица 7

Показатели	ТПС-0802	ТПК-0802
габаритные размеры, мм		
длина	800	800
ширина	600	600
высота	1120	1200
Максимальная грузоподъемность, кН	3,0	3,0
Полезный объем, м <sup>3</sup>	0,412	0,412
Масса, кг	45	50

ТПС-0802 штабелируется для хранения на складах и в закрытых специальных помещениях в три яруса, в магазинах — в два яруса. ТПК-0802 не штабелируется.

Изготовителями рассматриваемой тары-оборудования являются Сватовский завод торгового и подъемно-транспортного оборудования, Севастопольский, Кировоградский и Тернопольский ремонтно-монтажные комбинаты.

**Тара-оборудование ТПС-1001.** Перемещение ТПС-1001 осуществляется по роликовой дорожке РД-100, с помощью тележки ТГП-350 м или других тележек с ручным или гидравлическим подъемом, вилочными погрузчиками общего назначения с захватом снизу. Штабелируются ТПС-1001 в производственных цехах и торговых залах в два яруса, на базах или специальных помещениях для хранения — в четыре яруса.

*Техническая характеристика ТПС-1001*

Грузоподъемность, кН	3,5
Полезный объем, м <sup>3</sup> , не менее	0,4
Габаритные размеры, мм	
длина	1000
ширина	800
высота	800
Масса, кг	35
Расстояние между ножками, мм	
со стороны съемной панели	762
»    »    бокового вида	562

Изготовителями ТПС-1001 являются Криворожский и Донецкий ремонтно-монтажные комбинаты.

**Оборудование торговых предприятий ОТП-0301, ОТП-0302.** Оборудование торговых предприятий предназначено для хранения, доставки и реализации методом самообслуживания пиво-безалкогольных напитков в бутылках вместимостью 0,5 л (ОТП-0301), а также фасованных продовольственных товаров (ОТП-0302) и представляет собой шарнирно-складную проволочную конструкцию. Основные технические данные тары-оборудования представлены в табл. 8.

Т а б л и ц а 8

Параметры	ОТП-0301		ОТП-0302	
	в рабочем положении	в нерабочем положении	в рабочем положении	в нерабочем положении
Грузоподъемность, кН	2,2	—	2,2	—
Полезный объем, м <sup>3</sup>	0,248	—	0,248	—
Количество бутылок, шт., укладываемых				
горизонтально	240	—	—	—
вертикально	170	—	—	—
Габаритные размеры, мм				
длина	835	835	835	835
ширина	620	670	620	670
высота	640	190	640	190
Масса, кг	30	30	29	29

В загруженном виде тара-оборудование штабелируется в подсобных и складских помещениях в три яруса, в торговых залах — в два яруса, а в незагруженном хранится стопкой в сложенном виде. Перемещение ОТП в магазинах, хранилищах и на базах производится вилочными погрузчиками общего назначения или специальными ручными тележками.

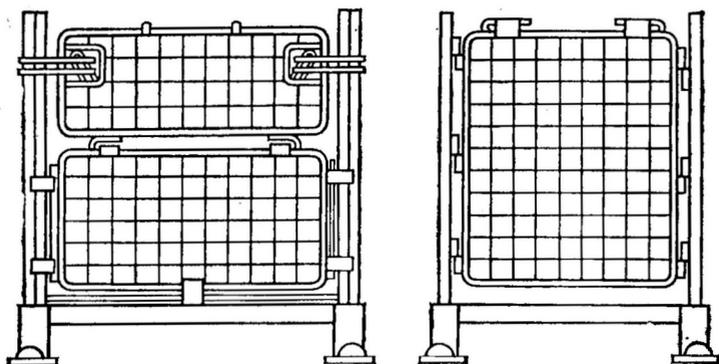


Рис. 6. Тара-оборудование ОТП-400

Изготовителем данного типа тары-оборудования является Кировоградский ремонтно-монтажный комбинат.

**Тара-оборудование торговых предприятий ОТП-400.** Разработано опытно-конструкторским технологическим бюро промышленного объединения «Укрторгтехника» Министерства торговли УССР и предназначено для хранения, перевозки и продажи из него продукции в стеклотаре (рис. 6). Габаритные размеры: внутренние 880×750×660 мм, внешние — 1000×835×880 мм; масса 59,5 кг.

Вместимость тары-оборудования ОТП-400 для разных видов тары представлена в табл. 9.

Таблица 9

Тара	Вместимость, л	Количество в ярусе, шт.	Количество ярусов	Всего, шт.	Продукция
Буылки	0,8	88	2	176	Шампанское
»	0,7	117	2	234	Рейнское (вино)
»	0,7	117	2	234	Бордоское (вино)
»	0,75	117	2	234	Водка
»	0,5	144	2	288	Вино
»	0,5	144	2	288	Водка
»	0,33	176	2	336	Вода
»	0,25	196	3	588	Водка
»	0,5	140	2	280	Пиво
»	0,33	203	2	406	«Пепси-кола»
Банки	1,0	64	4	256	Огурцы
»	3,0	25	2	50	Сок малиновый
»	0,5	88	5	440	Перец
»	0,65	88	4	352	Икра кабачковая
»	0,25	140	6	840	Сок виноградный
»	0,2	169	6	1014	Сок томатный

Загрузка тары-оборудования ОТП-400 производится через переднюю и заднюю откидывающиеся панели. В кузов автомобиля ГАЗ 52 вмещается восемь единиц ОТП-400.

**Тара-оборудование Я1-ОТА.** Предназначена для молока и молочно-кислых продуктов, фасованных в стеклянные бутылки и бумажные пакеты типа «Пюр-Пак». Его размеры в плане 647×434 мм, высота 1200 мм, масса — 28 кг, грузоподъемность — 2,4 кН. Один контейнер вмещает 160 бутылок по 0,5 л в четыре слоя.

Я1-ОТА представляет собой решетчатый корпус на колесах с тремя склад-

ными полками и крышкой. Передняя стенка открывается, вследствие чего возможна ее загрузка автоматами, а также продажа продукции в магазинах методом самообслуживания.

## Пакетные перевозки

Пакетные перевозки являются прогрессивным техническим решением, позволяющим значительно повысить производительность труда на ПРТС-работах. Эффективность внедрения перевозок укрупненными единицами зависит от правильности выбора границ движения груза, наличия средств машинного пакетирования, объема пакетных перевозок, количества перевалок груза, размеров пакетов и др.

Пакетизация — простой и универсальный способ, при котором из мелких грузов образуют более крупные грузовые единицы (пакеты), позволяющие механизировать наиболее трудоемкие работы: погрузку, выгрузку и складирование тары и готовой продукции.

Организация пакетных перевозок возможна при условии создания устойчивых и прочных пакетов. Под устойчивостью пакета понимается способность сохранять приданную ему форму и геометрические размеры в течение всего цикла ПРТС-работ. Прочность пакета связана с прочностью тары единичного груза (ящиков), что ограничивает высоту штабеля пакетов на плоских поддонах при складировании и транспортировании.

Основным несущим элементом пакетирования является поддон, относящийся к многооборотным транспортным средствам. В эксплуатационной практике встречаются плоские, стоечные, ящичные, решетчатые и другие поддоны.

Плоские поддоны являются универсальными и отличаются простотой изготовления. Они представляют собой твердую и ровную прямоугольную площадку стандартных размеров, на поверхности которых формируют пакет. Поддоны многократного применения подразделяются на одно- или двухнастильные (с верхним и нижним настилами), двух- или четырехзаходные (конструкция обеспечивает ввод вилочного захвата с двух противоположных или четырех сторон). Рекомендуется применять поддоны размерами  $800 \times 1200$  мм типов П2 (двухзаходный), 2П4 и 2ПО4.

Исследованиями Оргнаба СССР и Института комплексных транспортных проблем при Госплане СССР установлено, что основными типами поддонов могут быть признаны те, которые отвечают модулю  $400 \times 600$  мм, т. е. это поддоны размерами  $800 \times 1200$  мм и  $1000 \times 1200$  мм [2]. Широко используются также поддоны с размерами  $800 \times 1000$  мм.

Варианты различной укладки ящиков на поддоне размерами  $800 \times 1200$  мм представлены на рис. 7.

Устойчивость пакета, состоящего из ящиков, обеспечивается скреплением их между собой резиновым биндажом, полипропиленовой лентой (ширина 13 мм, толщина 0,25 мм, временное сопротивление разрыву 176 МПа, увязочная проволока диаметром 4—

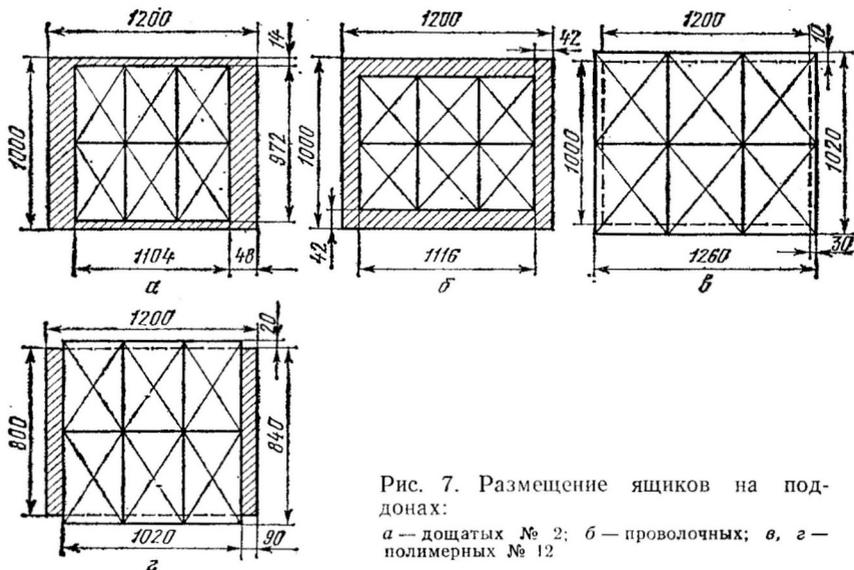


Рис. 7. Размещение ящиков на поддонах:

*а* — дощатых № 2; *б* — проволочных; *в*, *г* — полимерных № 12

10 мм с временным сопротивлением разрыву 398 МПа), а также скреплением между собой ящиков верхнего слоя скобами (рис. 8).

Эффективными техническими решениями при механизации работ с продукцией является также групповая упаковка грузов в термоусадочные либо в растягивающиеся пленки с последующим формированием и скреплением их пленкой на поддонах. Такой способ применяют для упаковки пустой тары и продукции, фасованной в потребительскую тару, не подлежащую возврату.

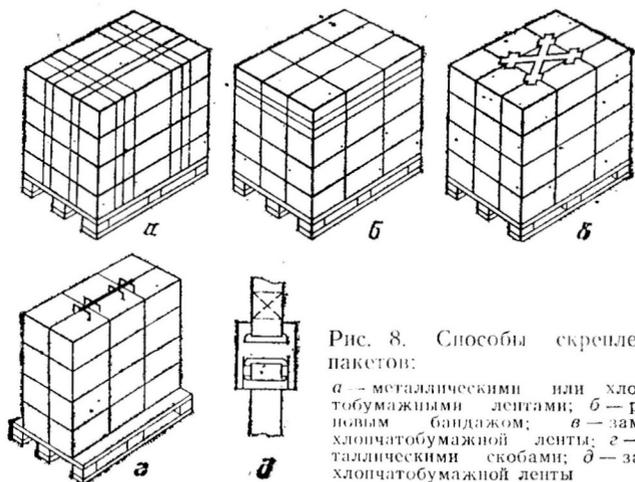


Рис. 8. Способы скрепления пакетов:

*а* — металлическими или хлопчатобумажными лентами; *б* — резиновым бандляжом; *в* — замком хлопчатобумажной ленты; *г* — металлическими скобами; *д* — замок хлопчатобумажной ленты

**Характеристика грузопотоков на участках стеклозаводы — предприятия, предприятия — торговая сеть, торговая сеть — предприятия**

Анализ ПРТС-работ и обобщение технических решений возможны на основе классификации предприятий по характеру внешних связей и характеристикам внешних и межцеховых грузопотоков. Из числа рассматриваемых могут быть выделены предприятия по розливу минеральных вод, которые расположены непосредственно в зонах сырьевых баз. Доставка сырья в этом случае осуществляется в самом технологическом процессе предприятия, а отправка готовой продукции производится по всей территории страны.

Предприятия пиво-безалкогольной, винодельческой (вторично-го виноделия), ликеро-водочной промышленности расположены в местах сосредоточения потребителя.

Характеристика внешних грузопотоков пиво-безалкогольных предприятий и заводов минеральных вод представлена в табл. 10<sup>1</sup>.

Таблица 10

Производительность, млн. дал		Внешние грузопотоки одного завода (условные), тыс. т/год	Среднесуточные внешние грузопотоки тары одного завода, т		Запас на складах, сут	Использование транспорта (в %) при				Коэффициент неравномерности	
пиво-безалкогольные предприятия	заводы минеральных вод		поступление	отправление		поступлении тары		отправлении тары		поступление тары	отправление тары
						железнодорожный	автомобильный	железнодорожный	автомобильный		
25	—	1250	2500	2500	2—2,5 (2—2,5)	10	90	10	90	1,5—2	1,5—2
7,5	—	5900	700	700	3(2—3)	10	90	34	66	1,5—2	1,5—2
1,0	—	82000	110	110	—	10	90	34	66	1,5—2	1,5—2
0,5	—	88000	45	45	—	10	90	34	66	1,5—2	1,5—2
	0,5—1	2880	230	230	5(8)	80	20	80	20	1,5—2	2—2,5

Примечание. В скобках показан запас готовой продукции, без скобок—запас тары.

Склады тары и готовой продукции являются буферными емкостями, служащими для обеспечения ритмичной работы предприятия в условиях, когда один из грузопотоков (со стороны внешнего транспорта) носит случайный характер, а другой (со стороны предприятия) — достаточно определенный. В связи с неравномерным поступлением тары и необходимостью своевременно отправлять готовую продукцию предприятия должны иметь склады, вмещающие 2—3-суточный объем готовой продукции пиво-безалко-

<sup>1</sup> Левачев Н. А. Комплексная механизация ПРТС-работ в пищевой промышленности. — М.: Пищевая промышленность, 1975. — 294 с.

гольных предприятий и 5-суточный объем продукции заводов минеральных вод. Вопросы, связанные с определением вместимости складов и подбором оборудования, необходимого для систем обслуживания ПРТС-работ на складах, подробно рассмотрены в работе Н. А. Левачева [13].

Из табл. 10 видно, что заводы минеральных вод свои потребности во внешних перевозках удовлетворяют в основном за счет железнодорожного транспорта, тогда как пиво-безалкогольные предприятия — за счет автотранспорта. Этим объясняется целесообразность контейнерных перевозок для заводов минеральных вод и пакетных перевозок — для завода пиво-безалкогольной промышленности.

Некоторые предприятия (Квасиловский пивоваренный завод Ровенской области) используют малогабаритные контейнеры марки АК-2,5 грузоподъемностью 25 кН для доставки стеклотары в ящиках и отправки готовой продукции на межрайонные базы облпотребсоюза. Такие пивоваренные заводы, как Останкинский, Донецкий, Днепропетровский, Кременчугский и др., применяют пакетный способ для внутривозвездских перемещений тары и готовой продукции. Однако разгрузка ящиков с транспортных средств, формирование и расформирование пакетов и погрузка ящиков на транспорт осуществляются вручную с позиционной выдачей продукции.

Особого внимания при организации ПРТС-работ на внешних грузопотоках заслуживает создание центральных распределительных баз (складов), необходимость в которых подтверждена технико-экономическими расчетами, выполненными ВНИИЭТсистем, и зарубежным опытом. Такая организация доставки продукции концентрирует запасы продукции на базах, где легче механизировать ПРТС-работы и маневрировать запасами продукции, а не на предприятиях и в магазинах, где хранение ее обходится значительно дороже.

### **Пакетный и контейнерный способы перевозки стеклотары и продукции, фасованной в стеклотару**

Основными потребителями новой стеклотары являются заводы розлива минеральных вод (90 %) и пиво-безалкогольные предприятия (8,4 %).

Новые бутылки доставляются на заводы минеральных вод автомобильным, речным и железнодорожным транспортом, а на пиво-безалкогольные — железнодорожным и автомобильным.

Заводы минеральных вод, за исключением наиболее крупных, не имеют своих железнодорожных веток, поэтому на железнодорожных станциях они содержат пристанционные склады. Из вагонов стеклотару выгружают в пристанционные склады, а затем автотранспортом перевозят на предприятие.

Значительная часть продукции стеклотарных заводов перевозится в железнодорожных вагонах в штабелях с перекладкой ее

стружкой. Разгрузка вагонов в этом случае требует значительных затрат ручного труда. Например, на Березовском заводе минеральных вод на этой операции были заняты 8—10 человек в течение 8-часового рабочего дня. Уменьшение трудозатрат на этом участке достигается внедрением контейнерных перевозок. Например, на Рокитнянском заводе стеклотары бутылки укладываются горизонтально в контейнеры РЗ-ВТС-140, загружаемые затем в вагоны в четыре яруса с помощью электропогрузчиков. После доставки на Березовский завод минеральных вод разгрузка контейнеров с бутылками осуществляется также электропогрузчиком грузоподъемностью 10 кН. На этой операции заняты 2 человека (оператор электропогрузчика и вспомогательный рабочий) в течение 1,5—2 ч, т. е. использование контейнеров позволило сократить в 3—4 раза численность рабочих, в 3—4 раза — простои вагонов, в несколько раз — бой бутылок, получить значительный социальный и экономический эффект и обеспечить ритмичность производства.

Оборотная тара от торговых предприятий поступает преимущественно следующими способами:

ящики поштучно загружают и разгружают вручную, а перемещают транспортерами;

ящики объединяют в пакеты на поддонах, или доставка осуществляется в таре-оборудовании и все подъемно-транспортные операции производят с помощью электропогрузчиков или кранов-штабелеров;

из ящиков с посудой формируют стопки и перевозят их ручными тележками.

Остановимся на наиболее прогрессивных методах организации и механизации процессов перемещения штучных грузов на пиво-безалкогольных предприятиях.

Для перемещения ящиков с бутылками целесообразно использовать поддоны размерами 1000×1200 мм с укладкой дощатых ящиков в 4 и 5 рядов по высоте, а полимерных — в 4 ряда и поддоны размерами 800×1000 мм с высотой укладки дощатых и полимерных ящиков в 5 рядов. Высота пакета (без поддона) будет в этом случае равна от 1331 до 1660 мм, а масса — от 500 до 830 кг (брутто без поддона).

Значительный эффект дает применение на предприятиях розлива сквозного пакетирования, включающего пакетную доставку грузов потребителю и такой же способ возвращения тары на предприятие. Схема пакетных перевозок стеклотары и готовой продукции приведена на рис. 9.

Погрузка пакетов на автотранспорт осуществляется электропогрузчиками разными способами, в зависимости от конкретных условий на предприятии. Рассмотрим основные из них.

**Вариант первый.** Экспедиция готовой продукции пиво-безалкогольного завода имеет рампу, высота которой равна или выше уровня платформы автомобиля, а перевозка готовой продукции осуществляется автомобилем-фургоном с подвижным полом. В этом случае сформированный пакет электропогрузчиком транспортируется к автомобилю, установленному задней стенкой фургона с

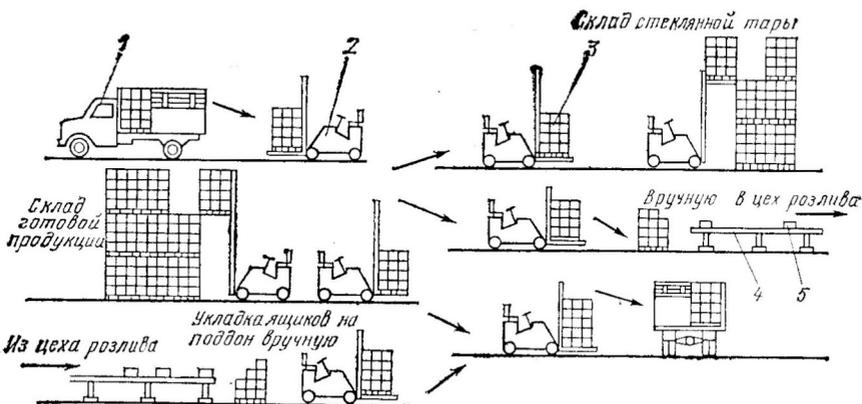


Рис. 9. Схема пакетных перевозок стеклотары и готовой продукции:

1 — бортовой автомобиль; 2 — электропогрузчик; 3 — пакет из ящиков на поддоне; 4 — транспортер; 5 — ящик

предварительно раскрытой дверцей влгнугию к рампе, и ставится на подвижной пол грузовой платформы. Электропогрузчик отъезжает. Затем цикл повторяется до полной загрузки автомобиля (первый пакет перемещается по кузову вторым и т. д.).

**Вариант второй.** Высота рампы соответствует уровню платформы автомобиля. В рампе имеются проемы, ширина которых позволяет въехать в них автомобилю. Перевозят готовую продукцию бортовым автомобилем или автомобилем-фургоном с боковой загрузкой. Сформированный в помещении экспедиции пакет транспортируется к автомобилю электропогрузчиком. Погрузка ведется поочередно с обеих сторон.

**Вариант третий.** Экспедиция готовой продукции завода имеет рампу любой высоты, в проемах которой установлены приводные рольганги шириной 1200 мм. Рольганги выступают за рампу на 1,2 м и связывают помещение экспедиции с грузовым двором. Перевозка готовой продукции осуществляется бортовым автомобилем или автомобилем-фургоном с боковой загрузкой.

Пакет, сформированный в помещении экспедиции, подается на рольганг с транспортера пакетоформирующей машины или устанавливается электропогрузчиком. Рольгангом пакет транспортируется к месту погрузки на автотранспорт. Погрузка на платформу автомобиля осуществляется электропогрузчиком. В связи с тем что пакеты располагаются на платформе несимметрично, электропогрузчик может снимать пакеты с боковых сторон рольганга или с его торца.

**Вариант четвертый.** Этот вариант отличается от предыдущего тем, что перевозка готовой продукции производится в автомобилях-фургонах с подвижным полом.

Разгрузка пакетов со стеклотарой на предприятии производится по тем же вариантам, но в обратной последовательности.

На рис. 10 приведена схема комплексной механизации погрузочных работ с контейнерами на заводе розлива минеральных вод. Эта схема может быть применена для стеклотарных и пиво-безалкогольных заводов. Разгрузочные работы осуществляются в обратном порядке. Схема размещения контейнеров РЗ-ВТС-140 в вагоне и кузовах автомобилей показана на рис. 11.

Механизация разгрузочных работ с готовой продукцией и погрузочных работ со стеклянной тарой в торговле в зависимости от типа применяемого автотранспорта показана на рис. 12.

**Оборудование системы пакетных перевозок.** Для работ с ящиками, собранными в пакеты на поддонах, применяется специальное подъемно-транспортное оборудование преимущественно периоди-

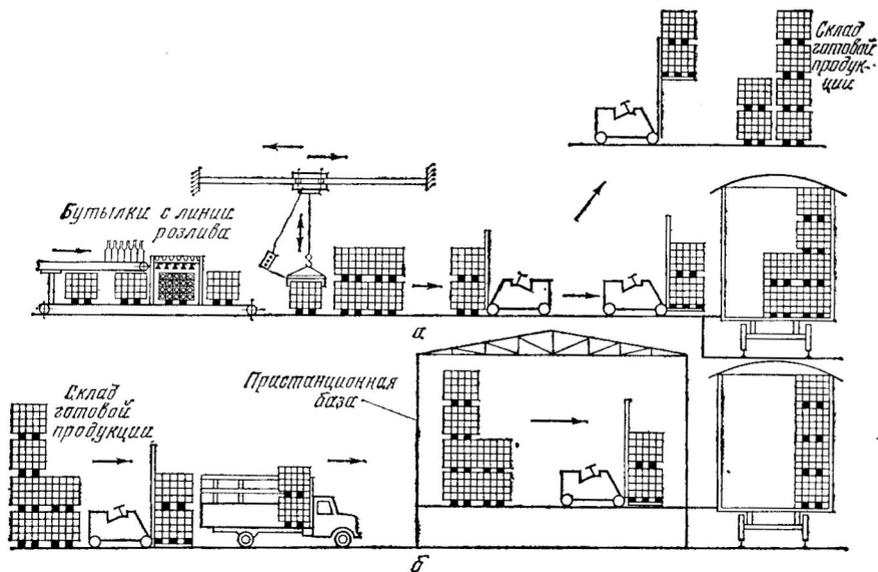


Рис. 10. Схема механизации ПРТС-работ с контейнерами на заводе розлива минеральных вод:

а — при наличии железнодорожной ветки; б — при ее отсутствии

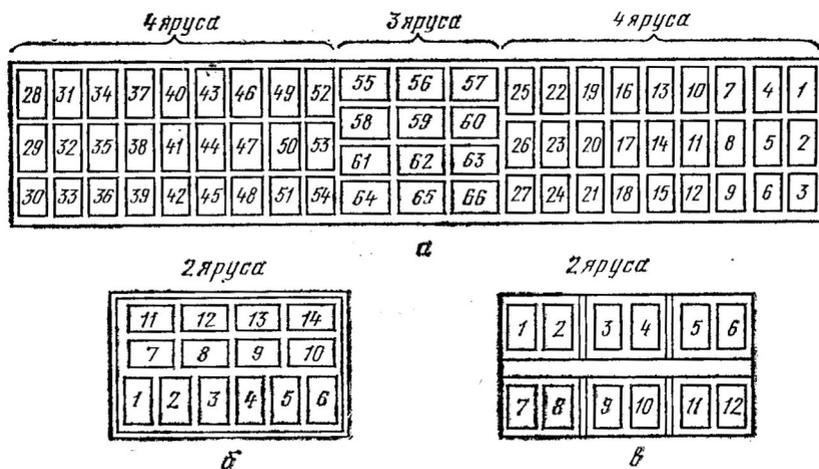


Рис. 11. Схема загрузки контейнерами РЗ-ВТС-140 транспортных средств: а — крытого четырехосного железнодорожного вагона; б — бортового автомобиля ГАЗ-53А; в — специализированного автомобиля для перевозки контейнеров

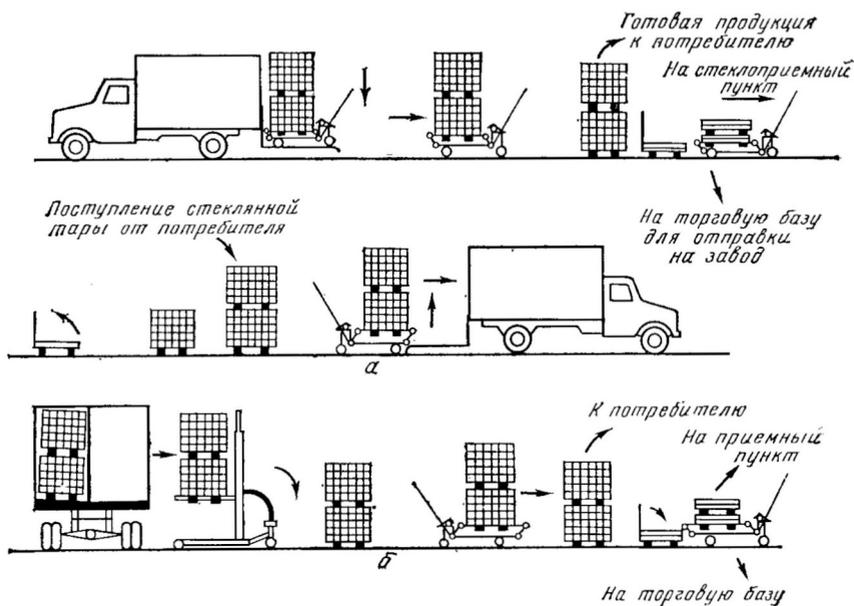


Рис. 12. Механизация ПРТС-работ с контейнерами в торговой сети:  
*а* — с использованием автомобиля, оборудованного грузоподъемным бортом; *б* — с использованием специализированного автомобиля для перевозки контейнеров и пакетов на поддоне

ческого действия, хотя в отдельных случаях используются и конвейерные системы. Комплексная механизация ПРТС-работ на предприятиях, осуществляющих розлив пищевой продукции в стеклотару, достигается при наличии оборудования для погрузки и разгрузки транспортных средств при пакетных перевозках, пакеторасформирующих машин, поддонов и стеклотары, устройств для извлечения стеклотары из ящиков, укладчиков готовой продукции в ящики и пакетоформирующих машин.

**Устройства для транспортирования, погрузки и разгрузки пакетов на транспортные средства.** Механизация погрузочно-разгрузочных работ на пиво-безалкогольных предприятиях зависит от наличия специально оборудованных транспортных средств и различных видов подъемно-транспортного оборудования.

**Ручные тележки и тележки-штабелеры.** Ручные тележки относятся к средствам малой механизации, и применяют их в основном для перемещения грузов на несколько десятков метров.

Для успешного применения ручных тележек необходимо иметь твердое горизонтальное покрытие на участках перемещения. При этом усилии, необходимое на перемещение, составляет 1—2 % массы пакета.

Ручные тележки с подъемными вилами и тележки-штабелеры (рис. 13) обеспечивают подъем пакета массой до 630 кг на высоту до 1,8 м, т. е. установку пакетов с ящиками в два яруса.

В последнее время находят применение вилочные тележки «Рокла» (Финляндия) трех разновидностей: «Рокла R-230» (грузоподъемность 23 кН); «Рокла R-320» (грузоподъемность 32 кН); «Рокла-штабелер RVK-81» с ручным

приводом (грузоподъемность 8,0 кН).

Конец рычага управления тележек «Рокла» имеет петлеобразную форму, что обеспечивает легкое и безопасное управление ими. Несколькими качательными движениями рукоятки груз легко поднимается с пола. Рукояткой в средней опоре петли рычага управления производится бесступенчатое опускание груза.

Для подъема и перемещения стоечной тары-оборудования (ТПС) и оборудования торговых предприятий (ОТП) применяется тележка грузовая подъемная ТГП-400. Тележка подводится под тару, затем наклоном ручки вниз подъемная рамка перемещается вверх с грузом. Ручка тележки имеет два фиксируемых положения: верхнее для манипуляции с грузом на ограниченных площадях и нижнее для перемещения груза на свободных площадях и вдоль проездов.

Тележка-штабелер грузоподъемностью 6 кН (рис. 14, а) предназначена для многоярусного складирования, укладки в стеллажи и транспортирования грузов на стандартных поддонах. Малая высота тележки-штабелера позволяет перемещать ее с грузом в лифтах и подъемниках. Она состоит из П-образной охватывающей рамы 11, сваренной из трубы и лонжеронов (гнутых профилей), на свободных концах которых установлены неповоротные колеса диаметром 200 мм; съемного грузоподъемника с наружной 7 и внутренней 6 телескопиче-

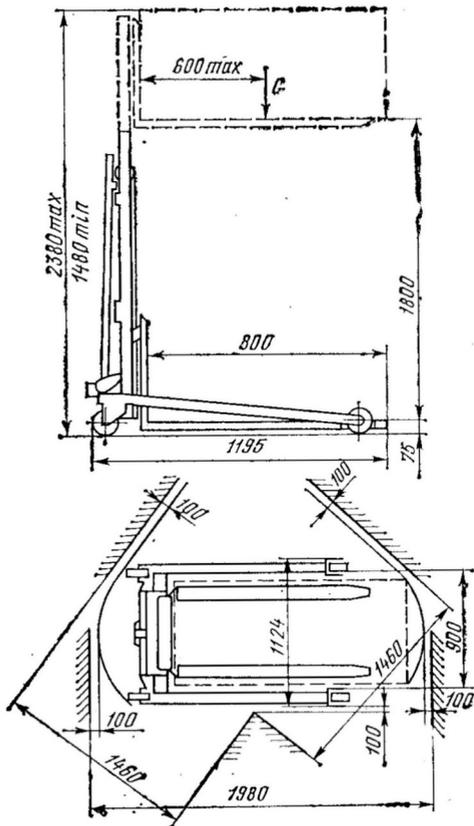


Рис. 13. Ручная тележка-штабелер ТШ-63

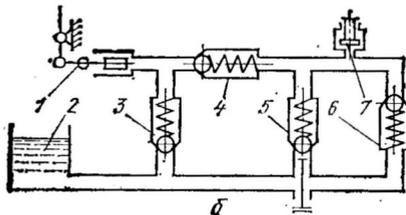
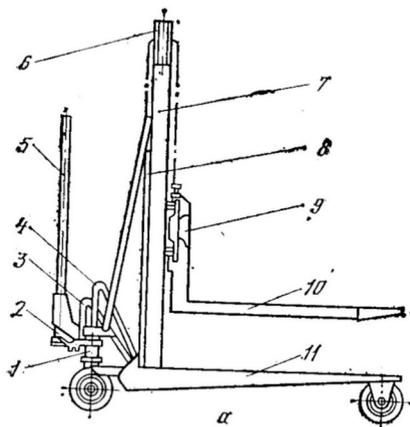


Рис. 14. Тележка-штабелер с гидравлическим подъемом вил

скими рамами (по ним перемещается каретка с двумя раздвижными вилами 9 и 10); плунжерного гидроцилиндра 8, объединенного с масляным баком; поворотной опоры 1 с двумя спаренными колесами диаметром 200 мм, шлангов низкого 4 и высокого 3 давления; ручного плунжерного унифицированного гидронасоса 2, который крепится на поворотной опоре фланцем с помощью шпилек и болтов. Ручка 5 является рулем тележки. Благодаря П-образной форме рамы груз при захвате находится в пространстве между лонжеронами, за счет чего обеспечивается хорошая устойчивость тележки с грузом. Перемещение и маневрирование тележки-штабелера осуществляется вручную за ручку насоса или за специальные ручки, приваренные к раме.

*Техническая характеристика тележки-штабелера*

Грузоподъемность, кН	6,0
Высота подъема вил, мм	1800
Максимальная высота подъема крюка стрелы крана от пола, мм	2800
Усилие перемещения тележки с полной нагрузкой, Н	340
Наименьший радиус поворота тележки, мм	1100
Объем гидросистемы, л	5
Масса тележки, кг	192

Подъем груза в тележке-штабелере осуществляется гидравлическим подъемным устройством. При нагнетании рабочей жидкости в полость гидронасоса 2 шток с роликом поднимается вверх и увлекает за собой внутреннюю раму и каретку с вилами 9, которая по направляющим проходит путь, в 2 раза превышающий путь штока с роликом.

Плавное опускание груза осуществляется за счет дросселирования рабочей жидкости через перепускной клапан, действующий от нажима на соединенную с ним педаль (рабочая жидкость под действием массы груза и подвижных частей гидронасоса поступает в масляный бак).

В состав гидравлической схемы тележки-штабелера (рис. 14, б) входят бак с фильтром 2, насос 1, клапаны (всасывающий 3, обратный 4, перепускной 5 и предохранительный 6) и гидроцилиндр 7.

На тележку-штабелер может быть установлен электрогидропривод, работающий от аккумулятора или электросети. Конструкция ручного гидронасоса легко комплектуется с электрогидроприводом.

Основные параметры ручных тележек приведены в табл. 11.

Т а б л и ц а 11

Основные параметры	ТГП-400	R-230	R-320	RVК-81	ТШГ-800 (гидравлическая)
Номинальная грузоподъемность, кН	0,4	23	32	8,0	8,0
Высота подъема груза, мм	65	200	200	1500	1450—1500
Габаритные размеры, мм					
длина	1232	1150	1150	1150	1640
ширина	526	540	540	540	840
высота	1212	(вилы) 200	(вилы) 200	(вилы) 1500	1940
Габаритные размеры платформы, мм					
длина	810	—	—	—	—
ширина	420	85	85	85	540—560
	(вилы)	(вилы)	(вилы)	(вилы)	(вилы)
Высота подъема платформы, мм	100	200	200	1500	1400—1500
Масса, кг	35	87	95	115	350

Электропогрузчики и электроштабелеры. Для выполнения подъемно-транспортных операций и складирования пакетированных грузов применяются электропогрузчики и электроштабелеры, работающие преимущественно внутри помещений, и автопогрузчики для обслуживания ПРТС-работ на открытом воздухе. Их грузоподъемность составляет не более 10 кН, так как масса пакетов с грузом не превышает этой величины. Они используются как средства межцоховых и внутрицоховых перемещений грузов, на складах, на погрузке и разгрузке вагонов и автомашин.

Для использования на предприятиях следует отметить универсальные электропогрузчики ЭП-103 (на грузовых шинах) и ЭП-106 (на пневматических шинах) грузоподъемностью 10 кН. Близки по параметрам к ним электропогрузчики ЕВ-641 и ЕВ-631-45, выпускаемые объединением «Балканкар» (НРБ). Последняя модель имеет высоту подъема около 4,5 м и может укладывать пакеты в три и четыре яруса по высоте, что особенно важно для заводских складов тары. Основные показатели этих и других погрузчиков и штабелеров приведены в табл. 12 [13].

Таблица 12

Показатели	Электропогрузчики				Электроштабелеры			
	ВВ-1205	ЭП-103, ЭП-106	ЕВ-641	ЕВ-631-45	ЕВ-210 с управлением с пола	ЭШ-181	ЭВ-416	ЭП-108
Грузоподъемность, кН	6,0	10,0	10,0	10,0	6,3	10,0	10,0	10,0
Наибольшая высота подъема, м	5,5	1,8; 2,8; 4,5	2,8	4,46	3,3	1,8; 3,8; 4,5	3,2	2,8
Скорость подъема груза, м/с	0,13	0,15	0,15	0,14	0,17	0,13	0,15	—
Скорость передвижения (наибольшая), м/с								
с грузом	2,2	2,3	2,3	2,0	1,1	1,8	2,2	—
без груза	2,5	2,8	2,7	2,2	1,5	2,2	2,7	—
Подъем преодолеваемый машиной, град	—	7	—	12	—	5	2,5	0
Габаритные размеры, мм								
длина (с виллами)	2500	2500	2250	2280	1470	1760	2460	—
ширина	990	920	920	1040	700	1000	1000	—
Масса, кг	2600	2080	2100	2400	700	1860	1700	4550
Изготовитель или поставщик	Польское внешнеторговое общество по электротехнике	Машинно-строительный завод им. Калинина, г. Свердловск	Объединение «Балканкар»				Канашикий завод электропогрузчиков	

Электропогрузчики для разворота с грузом на 360° требуют проездов шириной 3—3,5 м. Более маневрен электроштабелер ЕВ-210 (управление с пола). Передние колеса его вводятся внутрь поддона, и поэтому электроштабелер

может работать только с однонастильными поддонами или с поддонами, имеющими отверстие в нижнем настиле.

На складах, где важно обеспечить работы в проходах минимальной ширины рекомендуется применять специальные машины, например ЭП-108 с поворотными и выдвигаемыми вилами. Они позволяют ставить пакеты с грузом в стеллажи и забирать их оттуда без разворота машины, поэтому ширина прохода может быть уменьшена до 1,3—1,5 м.

Уравнительные площадки и другое оборудование. Для загрузки или разгрузки автомобилей пакетами с помощью ручных тележек используются установки, укомплектованные уравнительной площадкой ССП-1,25М и вилочной гидротележкой ТВ-630 или ЕН-136-1. Этот способ применяется на Московском межреспубликанском винодельческом заводе на установке УППА и широко используется за рубежом [2].

Уравнительная площадка ССП-1,25М устанавливается у оконного проема в стене. Ее подъем и опускание осуществляются с помощью гидропривода от гидравлического насоса Г-12-22. Площадка снабжена тремя шарнирно закрепленными откидными трапами, так как кузов автомобиля может иметь разные по ширине двери.

Загрузка автомобиля осуществляется следующим образом. Оператор устанавливает уравнительную площадку на уровне пола кузова и откидывает на него трапы. Поставив электропогрузчиком пакет на площадку, оператор вводит в окна поддона вилы ручной тележки и поднимает пакет от пола на высоту 40—50 мм.

При использовании тележки ЕН-136-1 оператор включает привод ходовой части и перемещает пакет в кузов автомобиля, где устанавливает его на пол, а тележку откатывает на уравнительную площадку (тележку ТВ-630 перемещают вручную).

*Техническая характеристика гидравлической  
уравнительной площадки ССП-1,25М*

Грузоподъемность, кН	12,5
Максимальная высота подъема стола, мм	1600
Скорость подъема стола, м/мин	4,7
Время подъема стола на высоту 1600 мм, с	34
Мощность электродвигателя АО2-41-6, кВт	3
Давление в гидросистеме, МПа	6,4
Габаритные размеры, мм	
длина	5000
ширина	1800

Среднее время загрузки одного пакета с помощью установки УППА составляет 1 мин.

На небольших предприятиях и при ограниченных площадях складских помещений, в которых нет условий для работы напольного транспорта, формирование пакетов на поддонах выполняют в кузове автомобиля с использованием погрузчика ящиков ВПЯ-1, выпускаемого Кишиневским механическим заводом.

Разгрузочное устройство РУ-400 предназначено для механизации ПРТС-работ на предприятиях розничной торговли и может быть использовано на предприятиях, производящих погрузку стеклотарной продукции. Оно представляет собой смонтированную на

раме грузовую платформу размерами 1900×1900 мм, грузоподъемностью 4 кН и высотой подъема груза 1400 мм. Масса устройства составляет 700 кг. Привод грузовой платформы электромеханический. Конструкция устройства обеспечивает автоматическую остановку платформы в верхнем и нижнем положениях или ручным управлением на требуемой высоте.

Для выполнения ПРТС-работ на предприятиях используют кра-ны-штабелеры мостового типа опорные и подвесные, работающие в неотапливаемых помещениях при температуре воздуха от —30 до +35°С, а также опорные краны. Последние применяют при наличии на складах подкрановых путей или при недостаточной проч-ности перекрытий склада. Используются краны электрические од-нобалочные опорные и подвесные, стреловые, лифты, лебедки, подъемники, автокары, электрокары и др.

Объединением «Мелитопольиродмаш» выпускаются штабеле-разборщики АРЖ и штабелесборщики АСЦ, а также освоены ма-шины такого же назначения марок Б-2-АРВ-12 и Б2-АСВ-12 в комплексе с транспортно-загрузочными и разгрузочными устрой-ствами.

Опыт передовых предприятий отрасли в нашей стране и за ру-бежом показывает целесообразность широкого внедрения указан-ных средств механизации и создания нового оборудования для осуществления ПРТС-работ. Так, на киевском пивоваренном за-воде «Оболонь» для накопления, транспортировки и загрузки ав-тотранспорта, снабженного роликодорожками, используются при-водные наклонные рольганги (рис. 15).

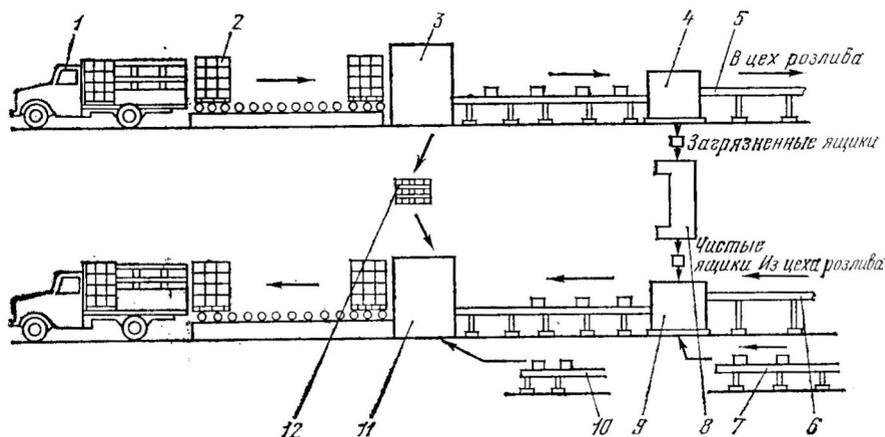


Рис. 15. Схема механизации ПРТС-работ с пакетами на киевском пивоваренном заводе «Оболонь»:

1 — автомобиль; 2 — пакет с порожней посудой; 3 — пакеторазборщик; 4 — устройство для извлечения бутылок из ящиков; 5 — транспортер для подачи порожних бутылок в цех розлива; 6 — транспортер для подачи наполненных бутылок; 7 — транспортер для подачи порожних ящиков; 8 — устройство для мойки ящиков; 9 — устройство для укладки бутылок в ящики; 10 — транспортер для подачи ящиков с бутылками от второй линии розлива; 11 — пакетосборщик; 12 — поддоны

На передовых предприятиях (объединение «Ленмолпром», Днепропетровский молочный завод № 2, Уманский ликеро-водочный завод) накоплен опыт безподдонного пакетирования и транспортирования составляемых из штабелей («стопок») ящиков пакетов.

**Оборудование для формирования и расформирования пакетов.** Широкое внедрение в производство пакетирования ящиков на поддонах потребовало создания оборудования для выполнения этих операций. На предприятиях отрасли применяется оборудование как малой, так и высокой производительности: пакеторазборщики и пакетосборщики конструкции СК «ХРАНмаш» (НРБ), типа «Monarch» HE 161(162) фирмы «Enzinger» (ФРГ), пакеторазборщик типа «Holstein und Kappert» (ФРГ), пакетосборщик и пакеторазборщик УР11 фирмы «Kettner» (ФРГ), пакеторазборщик типа С2000 и пакетосборщик С4000 фирмы «Meral» (Франция).

В настоящее время применяется несколько типов машин для сборки ящиков в пакеты, работающих по следующим схемам:

сборка ящиков в горизонтальные ряды и укладка их на поддон сверху в несколько рядов;

сборка ящиков в стопки и последующая их установка на поддон;

сборка ящиков в горизонтальные ряды и укладка их один на другой в несколько рядов и последующая установка пакета на поддон.

В зависимости от степени механизации пакетосборщики и пакеторазборщики различают полумеханизированные, механизированные и автоматизированные. В полумеханизированных машинах обычно сборка или разборка пакетов осуществляется вручную, а подача пакета, его подъем на нужную высоту, подача и отвод пустых поддонов, а так же сборка их в стопку — механизированы.

Полумеханизированные машины применяют на линиях розлива небольшой производительности, а автоматизированные — на высокопроизводительных линиях. Эти машины работают по принципу укладки (разборки) ящиков на поддон чаще всего горизонтальными слоями сверху, реже — снизу.

Рассмотрим конструкции и принцип работы машин, наиболее часто встречающихся на предприятиях пиво-безалкогольной промышленности.

Пакеторазборщик и пакетосборщик конструкции СК «ХРАНмаш» (Болгария). Машины предназначены в основном для предприятий розлива минеральных вод и безалкогольных напитков.

#### *Техническая характеристика*

	Пакеторазборщик	Пакетосборщик
Производительность, ящиков в час		
номинальная	1900	1900
эффективная	1500	1500

Габаритные размеры машины, мм		
длина	1870	1870
ширина	3460	3460
высота	3025	3025
Масса, кг	3500	3800
Установленная мощность, кВт, не более	8	8
Размеры		
поддона, мм	1300×1100	1300×1100
ящиков, мм	500×460×370	500×460×370
Число слоев ящиков на поддоне	4	4
Обслуживающий персонал, человек	1	1

Пакеторазборщик (рис. 16) производит послыйную разборку пластмассовых ящиков, заполненных пустыми бутылками. Привод машины комбинированный электропневматический.

Пакеторазборщик состоит из рамы 10, на которой установлены основные узлы и механизмы машины. П-образная колонна 12 предназначена для перемещения по ней балки 12 вместе с захватной головкой 14 в вертикальном направлении вверх и вниз. Горизонтальное перемещение захватной головка совершает по балке

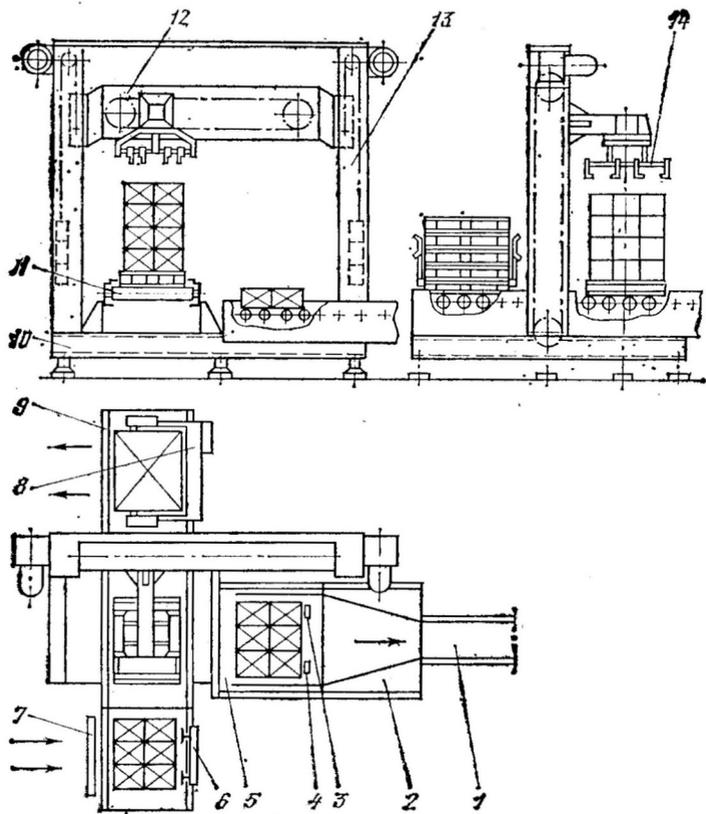


Рис. 16. Пакеторазборщик конструкции СК «ХРАНмаш» (НРБ)

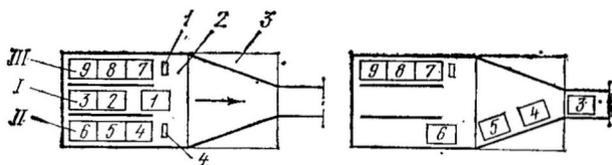


Рис. 17. Схема выдачи ящиков из пакеторазборщика СК «ХРАНмаш» (НРБ)

12. В нижней части рамы расположены рольганг подвода пакетов 11, рольганг отвода пустых поддонов 9, магазин поддонов 8, рольганг отвода ящиков с бутылками 1, рольганг порядного расформирования слоя ящиков 2, упоры 3 и 4 и рольганг приема слоя ящиков 5.

Посредством электропогрузчика пакеты с пластмассовыми ящиками, наполненными пустыми бутылками, подаются к рольгангу 11. Правильная укладка поддонов на рольганге достигается ограничителем 6. Для предохранения рольганга от механического смещения электропогрузчиком предусмотрен упор 7. Рольганги 9 и 11 подводят пакет в рабочую зону, где фотоэлемент центрирует его под захватывающую головку. При помощи крюков и штанг захватная головка снимает слой ящиков и укладывает его на рольганг приемного стола. Приемный стол производит выдачу ящиков поштучно.

На рис. 17 показана схема выдачи ящиков: II и III ряды ящиков удерживаются упорами 1 и 4, а I ряд отводится с рольганга 2. При этом за счет разности скорости вращения роликов рольгангов 2 и 3 между ящиками образуется интервал. После того как ящик № 3 выведен из рольганга 2, отводится упор 4 и с этого рольганга выводится II ряд ящиков. Затем отводится упор 1 и происходит выдача ящиков из III ряда.

Далее ящики посредством рольгангов подаются в машину для выемки пустых бутылок из них. Цикл повторяется до полного расформирования пакета. Пустой поддон отводится и штабелируется в магазине для поддонов.

Из магазина пустые поддоны отводятся электрокаром.

Для послышной укладки на поддон пластмассовых ящиков, заполненных бутылками, служат пакетосборщики. Машина имеет комбинированный электропневматический привод. Подсчет ящиков и рядов осуществляется посредством электронного блока.

Пакетосборщик конструкции СК «ХРАНмаш» (рис. 18) состоит из рамы 8, на которой установлены основные узлы и механизмы машины; П-образной колонны 12; балки 10; захватывающей головки 11; рольганга отвода пакетов 9; рольганга подвода пустых поддонов 7; магазина поддонов 6; рольганга подачи ящиков с бутылками 2; входящего ленточного транспортера 3; рольганга формирования рядов 4; шибера 5 и формирующего слой стола 1.

Наполненные бутылками ящики подаются рольгангом 2 на входящий ленточный транспортер 3, где происходит отсчитывание

рольганг формирования ряда 2, затем рычагом 4 сдвигаются на неподвижной накопительный лист 6. Сформированный слой из шести ящиков перемещается посредством рычага 5 на подвижной лист-накопитель 7. Поддон находится на каретке в верхнем положении под листом-накопителем 7, который уведется из-под слоя ящиков, и последние опускаются на поддон (или на ранее уложенный на поддон слой ящиков). Каретка 13 с поддоном автоматически опускается вниз на шаг, равный высоте ящика, а лист-накопитель 7 возвращается в первоначальное положение, и цикл повторяется.

После укладки на поддон четырех слоев ящиков каретка 13 опускается в крайнее нижнее положение, включается рольганг 12 и пакет выдается на приемный рольганг 8, с которого его забирает электропогрузчик. На каретку 13 подается новый поддон, и процесс формирования пакета ящиков повторяется.

Пакетирующий манипулятор (конструкция Государственного проектного института «Роспищепромавтоматика»). Принцип пакетирования основан на послышной укладке ящиков на поддон сверху.

Манипулятор состоит из входного двухцепного транспортера 1, рольганга формирования ряда 3, стола формирования слоя ящиков 2, тележки на 4 колесах 4, рычажной системы с захватами 5, сталкивающего механизма 7 и каркаса 6 (рис. 21).

Входной транспортер 1 подает ящики с бутылками на рольганг формирования ряда 3. Фотореле, отсчитав два ящика, подает команду электромагниту, удерживающему остальные ящики до момента сдвига ряда на стол формирования слоя ящиков.

После трехкратного повторения цикла образуется слой из шести ящиков. Далее в разведенном состоянии опускаются захваты и попарно зажимают ящики. Положение захватов регулируется перекидной звездочкой. После подъема захватов на определенную высоту тележка 4 перемещается вправо (влево) и останавливается над поддонами. При помощи рычажной системы 5 захваты с ящиками опускаются и происходит укладка слоя на поддон (или на ранее уложенный на поддон слой ящиков). Устройство перекидной звездочки дает возможность укладывать слой ящиков на один из расположенных в пакетах поддонов слева или справа от стола формирования слоя ящиков.

*Техническая характеристика пакетирующего манипулятора*

Производительность, ящиков в час	700—1000
Масса, кг	1500
Габаритные размеры, мм	
длина	4250
ширина	2850
высота	3200
Установленная мощность, кВт	4

**Оборудование системы контейнерных перевозок.** Оборудование системы контейнерных перевозок включает в себя средства для

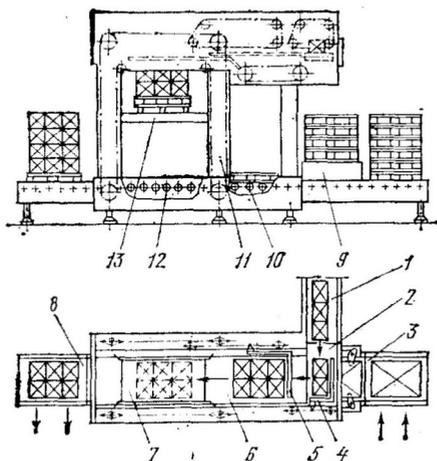


Рис. 20. Пакетосборщик типа «Mopach» УВ200-206 фирмы «Enzinger» (ФРГ)

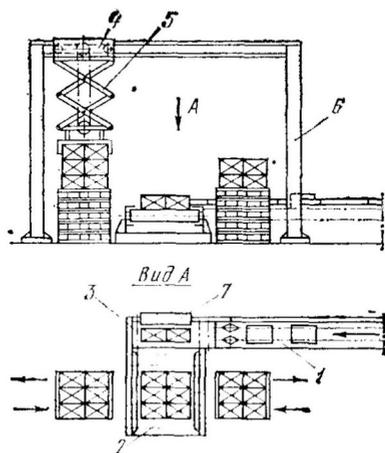


Рис. 21. Пакетирующий манипулятор (конструкция государственного проектного института «Роснщепромавтоматика»)

подъемник 2. В зоне разборки ящиков он перемещается вверх вилами таким образом, что верхний горизонтальный слой ящиков устанавливается на уровне отводящего ящики транспортера 6. В этом положении рабочий вручную перекидывает ящики из пакета на транспортер, после чего пакет вновь поднимается на высоту одного ящика.

После разборки ящиков вильчатый рольганг-подъемник опускается и порожний поддон отводится в магазин поддонов 4.

Производительность установки типа НЕ-161 составляет 750—1300 ящиков в час и обслуживает ее один рабочий. Установку НЕ-162 обслуживают двое рабочих; производительность ее 1300—2200 ящиков в час. Установка типа НЕ-162 имеет небольшие габаритные размеры и массу.

Пакетосборщик типа «Mopach» УВ200-206 («Enzinger», ФРГ) (рис. 20). Установка производит послойную укладку ящиков с бутылками на поддон сверху. Она состоит из каркаса 11, каретки пакетов 13, рольганга подачи ящиков 1, рольганга формирования ряда ящиков 2, неподвижного листа-накопителя 6, подвижного листа-накопителя 7, рычага формирования слоя ящиков 4, рычага перемещения сформированного слоя ящиков на подвижной лист-накопитель 5.

Пакетосборщик также комплектуется рольгангом подачи пакетов-поддонов 3, магазином поддонов 9, рольгангом подачи поддона на каретку 10 и рольгангами выдачи пакетов 12 и 8. Привод всех движущихся частей осуществляется посредством мотор-редукторов и системы цепных передач.

Два ящика с готовой продукцией рольгангом 1 подаются на

рольганг формирования ряда 2, затем рычагом 4 сдвигаются на неподвижной накопительный лист 6. Сформированный слой из шести ящиков перемещается посредством рычага 5 на подвижной лист-накопитель 7. Поддон находится на каретке в верхнем положении под листом-накопителем 7, который уводится из-под слоя ящиков, и последние опускаются на поддон (или на ранее уложенный на поддон слой ящиков). Каретка 13 с поддоном автоматически опускается вниз на шаг, равный высоте ящика, а лист-накопитель 7 возвращается в первоначальное положение, и цикл повторяется.

После укладки на поддон четырех слоев ящиков каретка 13 опускается в крайнее нижнее положение, включается рольганг 12 и пакет выдается на приемный рольганг 8, с которого его забирает электропогрузчик. На каретку 13 подается новый поддон, и процесс формирования пакета ящиков повторяется.

Пакетирующий манипулятор (конструкция Государственного проектного института «Роспищепромавтоматика»). Принцип пакетирования основан на послышной укладке ящиков на поддон сверху.

Манипулятор состоит из входного двухцепного транспортера 1, рольганга формирования ряда 3, стола формирования слоя ящиков 2, тележки на 4 колесах 4, рычажной системы с захватами 5, сталкивающего механизма 7 и каркаса 6 (рис. 21).

Входной транспортер 1 подает ящики с бутылками на рольганг формирования ряда 3. Фотореле, отсчитав два ящика, подает команду электромагниту, удерживающему остальные ящики до момента сдвига ряда на стол формирования слоя ящиков.

После трехкратного повторения цикла образуется слой из шести ящиков. Далее в разведенном состоянии опускаются захваты и попарно зажимают ящики. Положение захватов регулируется перекидной звездочкой. После подъема захватов на определенную высоту тележка 4 перемещается вправо (влево) и останавливается над поддонами. При помощи рычажной системы 5 захваты с ящиками опускаются и происходит укладка слоя на поддон (или на ранее уложенный на поддон слой ящиков). Устройство перекидной звездочки дает возможность укладывать слой ящиков на один из расположенных в пакетах поддонов слева или справа от стола формирования слоя ящиков.

*Техническая характеристика пакетирующего манипулятора*

Производительность, ящиков в час	700—1000
Масса, кг	1500
Габаритные размеры, мм	
длина	4250
ширина	2850
высота	3200
Установленная мощность, кВт	4

**Оборудование системы контейнерных перевозок.** Оборудование системы контейнерных перевозок включает в себя средства для

погрузки и разгрузки транспортных устройств, устройства для внутривозвратной транспортировки, разгрузки и загрузки контейнеров. Перечисленные ручные тележки, тележки-штабелеры, электропогрузчики, электроштабелеры и другое оборудование, используемое в системе пакетных перевозок, с успехом применяется для выполнения соответствующих операций при контейнерных перевозках.

Для транспортирования стеклянной тары на участках стеклозавод — завод розлива минеральных вод и приемный пункт стеклозавода — пиво-безалкогольный завод применяют бортовые автомобили, прицепы и полуприцепы с увеличенной высотой бортов. При перевозках готовой продукции на участке торговая база — торговое предприятие лучше применять автомобили (автомобиль-фургон с грузоподъемным бортом, специализированный автомобиль-фургон с тележкой-штабелером, автомобиль, оборудованный гидравлическим краном или другими подъемными механизмами).

**Эффективность пакетной и контейнерной систем перевозок.** Рассмотрим на примере применение тары-оборудования и пакетной системы организации и механизации ПРТС-работ в консервной промышленности, где от технологической линии до торгового зала магазина (с учетом возврата стеклянной тары на завод) выполняется более 50 видов ПРТС-работ. В этой отрасли используются вилочные погрузчики, которые транспортируют пакеты ящиков на поддонах из цеха на склад и со склада к транспортному средству. Трудозатраты на 1 т продукции по всему циклу составляют 22,9 чел.-ч, из которых 70 % — ручные работы. При этом возможны два варианта решения комплексной механизации ПРТС-работ: сквозные пакетные перевозки и сквозные перевозки в таре оборудовании. Перечень необходимого оборудования для линии производительностью 18 тыс. банок в час приведен в табл. 13.

Таблица 13

Оборудование	Ориентировочная стоимость, тыс. руб.	Число снятых рабочих в две смены
<i>Системы пакетных перевозок</i>		
Машина для расформирования пакетов с порожними банками	100,0	4
Машина для извлечения банок из ящиков	25	2
Машина для укладывания продукции в ящики	25	2
Машина для формирования пакетов из ящиков	100	4
Машина для скрепления пакетов из ящиков	5	2
Электропогрузчики грузоподъемностью до 10 кН (4 шт.)	14	8
Итого	269	22
<i>Системы перевозок в таре-оборудовании</i>		
Машина для извлечения банок из тары-оборудования	40	2
Машина для укладывания продукции в тару-оборудование	40	2
Электропогрузчики грузоподъемностью до 10 кН (4 шт.)	14	8
Итого	94	12

По первому варианту на заводе требуется шесть видов машин, по второму — всего три вида; численность рабочих по второму варианту меньше на 10 человек. Считая стоимость транспортной тары в обоих вариантах примерно одинаковой, видно, что более эффективным является способ с применением тары-оборудования. На одной только линии производительностью 18 тыс. банок в час капиталовложения будут на 175 тыс. руб. меньше, чем при пакетировании на поддонах. При этом трудозатраты по всему циклу уменьшаются почти в 3 раза по сравнению с ручными работами.

Внедрение системы контейнерных перевозок даже при неполной комплексной механизации дает ощутимый экономический эффект. Обобщая опыт прогрессивной технологии товародвижения, Ворошиловградское областное управление торговли приводит данные, в соответствии с которыми удельный вес предприятий г. Ворошиловграда, переведенных на систему перевозок в таре-оборудовании, составляет 52,3 %, а по торговой площади — 48,3 %. Рост товарооборота на предприятиях, не применяющих тару-оборудование, за 1977—1981 гг. составил 17,3 %, а на предприятиях, внедривших прогрессивную систему, — 26,6 %. Эффективность труда в расчете на одного работника розничной торговли увеличилась за этот период на 17,8 % и составила 56,9 тыс. руб., а на предприятиях, использующих тару-оборудование, — на 21,5 % и составила 64,5 тыс. руб.<sup>1</sup>

## ГЛАВА 2

### КОНВЕЙЕРНЫЕ СИСТЕМЫ

#### Общие сведения и расчет конвейерных систем

Конвейерные системы для стеклотары и продукции в ней предприятий пищевой и молочной промышленности включают в себя устройства для транспортирования пакетов, штабелей, контейнеров, ящиков и бутылок.

Пакеты из ящиков, уложенные на поддоны, контейнеры и ящики могут транспортироваться с помощью цепных и роликовых неприводных или приводных транспортеров. Для перемещения бутылок чаще используют цепные транспортеры, а также элеваторы при необходимости подачи их на различные уровни.

Выбор схемы размещения оборудования ПРТС-работ и основного технологического оборудования определяет длину составных частей конвейерной системы предприятия. При этом длина составных частей должна быть минимальной, так как они играют роль своеобразных буферных емкостей, сглаживающих кратковременные простои по участкам линии розлива. Особенно это важно для высокопроизводительных линий. Формирование слоя бутылок, ящиков или тары-оборудования должно быть взаимосогласованным.

Примеры схем конвейерных систем предприятий пивоваренно-безалкогольной промышленности для пакетных и контейнерных упаковок продукции показаны соответственно на рис. 22 и 23.

**Роликовые транспортеры.** У неприводных роликовых транспортеров для перемещения грузов используют силу тяжести. Ряд ро-

<sup>1</sup> Прогрессивная технология товародвижения. — Ворошиловград: Областное управление торговли, 1982, с. 1—4.

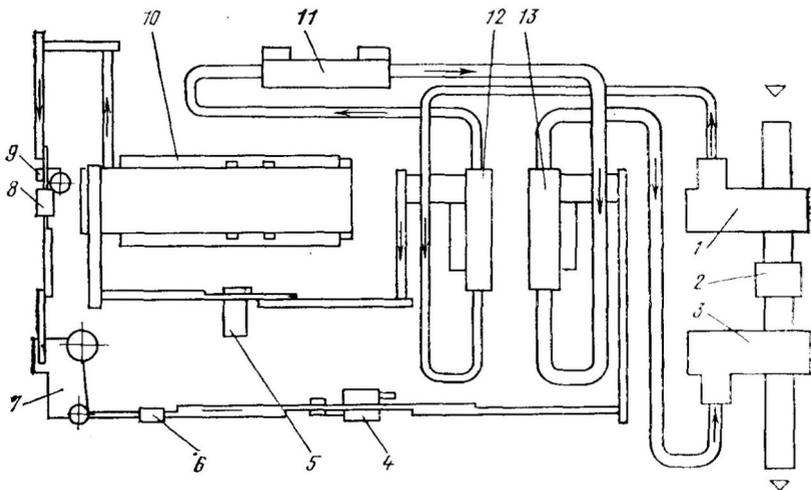


Рис. 22. Схема конвейерной системы предприятия при пакетной упаковке продукции:

1 — машина для расформирования пакетов; 2 — машина поддонной; 3 — машина для формирования пакетов; 4 — бракеражный автомат; 5 — устройство для визуального осмотра бутылок; 6 — счетчик бутылок; 7 — этикетировочный автомат; 8 — укрупнительный автомат; 9 — разливочный автомат; 10 — бутыломоечная машина; 11 — устройство санитарной обработки ящиков; 12 — устройство для извлечения бутылки из ящиков; 13 — устройство для укладки бутылок в ящики

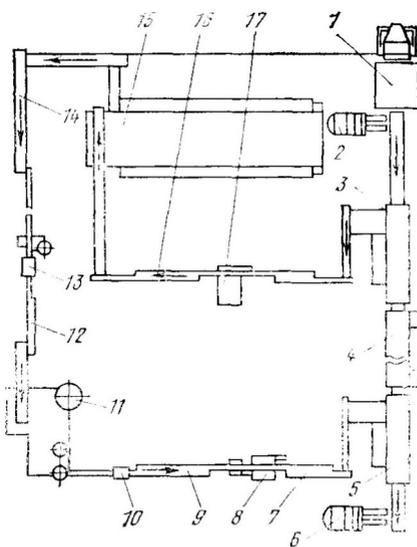
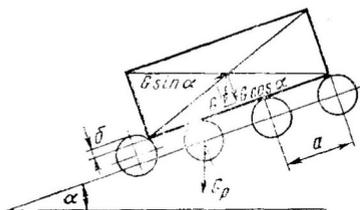


Рис. 23. Схема конвейерной системы предприятия при контейнерной упаковке продукции:

1 — автомобиль; 2, 6 — электро- или автопогрузчик; 3 — машина для извлечения бутылок из контейнеров; 4 — устройство для обработки контейнеров; 5 — устройство для укладки бутылок в контейнеры; 7, 9, 12, 14, 16 — столы-накопители; 8 — бракеражный автомат; 10 — счетчик бутылок; 11 — этикетировочный автомат; 13 — разливочно-укрупнительный автомат; 15 — бутыломоечная машина; 17 — устройство для визуального контроля бутылок

ликов, установленных на раме, образует рольганг. Обычно рольганги собираются из отдельных секций длиной по 2—3 м. Для устойчивого движения груза по рольгангу шаг  $a$  их установки выбирают не более половины длины груза. При этом последний должен устойчиво лежать на двух или трех роликах. Перемещение груза происходит под действием силы  $G \sin \alpha$  (рис. 24). Она преодолевает сопротивление от трения в подшипниках роликов, трение качения груза по роликам и трение скольжения груза о ролик при наличии разности окружной скорости его вращения и скорости перемещения груза, а также силу инерции груза и силы инерции вращающихся масс роликов при их ускорении.

Рис. 24. Схема к перемещению груза по наклонному роликовому приводному транспортеру



Соппротивление от трения в подшипниках ролика. На каждый из роликов, поддерживающих груз, передается часть составляющей его веса, направленная перпендикулярно плоскости перемещения груза и приближенно принимаемая  $G/n \cos \alpha$ , где  $n$  — число опорных роликов, находящихся в контакте с грузом. Кроме того, на ролик передается касательное усилие, под действием которого он вращается. Величина касательного усилия зависит от величины трения в подшипниках ролика, от инерции его вращающихся масс, а также от сопротивления скольжению груза по ролику, возникающего в случае разницы линейной скорости его рабочей поверхности и скорости движения груза.

Наибольшая величина касательного усилия  $F_k$  равна силе трения скольжения груза о ролик:

$$F_k = fG \cos \alpha/n, \quad (2.1)$$

где  $f$  — коэффициент трения груза о ролик.

Суммарная нагрузка  $P$  на подшипники ролика от груза равна геометрической сумме составляющей его веса и касательного усилия:

$$P = \sqrt{(G/n \cos \alpha)^2 + (Gf/n \cos \alpha)^2} = G \cos \alpha \sqrt{1 + f^2} /n. \quad (2.2)$$

Соппротивление от трения в подшипниках  $W_1$  под действием суммарной нагрузки  $P$  с учетом собственного веса ролика  $G_p$  будет

$$W_1 = \sqrt{P^2 + G_p^2 + 2PG_p \cos(\alpha - \arctg f)} \frac{\mu d}{D}, \quad (2.3)$$

где  $d$  — диаметр оси ролика в зоне подшипника;  $D$  — диаметр рабочей поверхности ролика;  $\mu$  — коэффициент трения в подшипниках.

Соппротивление трения качения груза по роликам  $W_2$ :

$$W_2 = 2kG \cos \alpha/(Dn), \quad (2.4)$$

где  $k$  — коэффициент трения качения груза по ролику.

Соппротивление скольжению груза о ролик  $W_3$  численно равно касательному усилию и определяется по формуле

$$W_3 = fG \cos \alpha/n. \quad (2.5)$$

Кроме указанных сопротивлений действующая сила  $G \sin \alpha$  должна преодолеть инерцию груза  $P_1$  при сообщении ему ускорения:

$$P_1 = G/g (dv/dt), \quad (2.6)$$

где  $dv/dt$  — ускорение груза;  $g$  — ускорение свободного падения.

Сила инерции вращающихся масс ролика  $P_2$ , приведенная к радиусу  $D/2$ , будет

$$P_2 = 4I/D^2 (dv/dt), \quad (2.7)$$

где  $I$  — момент инерции ролика относительно оси его вращения.

В движении груза по наклонному ролюгангу могут быть выделены два этапа. На первом этапе движение груза, свободно положенного на ролики, характеризуется нулевой начальной скоростью. Линейная скорость рабочей поверхности роликов в момент контакта с грузом также равна нулю. Под действием силы  $G \sin \alpha$  груз начинает ускоренное движение, заставляя при этом вращаться контактирующие с ним ролики. Ускоренное движение груза на первом этапе описывается следующим уравнением:

$$(G/gn) + 4I/D^2 \frac{dv}{dt} = G \sin \alpha/n - W_1 - W_2. \quad (2.8)$$

С учетом выражений (2.2) — (2.4) уравнение (2.8) может быть представлено так:

$$\begin{aligned} (G/g + 4In/D^2) \frac{dv}{dt} = G \sin \alpha - \sqrt{G^2 \cos^2 \alpha (1 + f^2) + G_p^2 n^2 +} \\ + 2GnG_p \sqrt{1 + f^2} \cos \alpha \cos(\alpha - \text{arc tg } f) \mu d/D - 2kG \cos \alpha/D. \end{aligned} \quad (2.9)$$

Решая это уравнение при начальных условиях  $t=0$ ,  $v=0$ , находим скорость перемещения груза

$$\begin{aligned} v = \frac{\left( G \sin \alpha - \sqrt{G^2 \cos^2 \alpha (1 + f^2) + G_p^2 n^2 + 2GG_p n \sqrt{1 + f^2} \cos \alpha \times} \right. \\ \left. \times \cos(\alpha - \text{arc tg } f) \mu d/D \right) t}{\frac{G/g + 4nI/D^2}{\frac{2kG \cos \alpha t/D}{G/g + 4nI/D^2}}}. \end{aligned} \quad (2.10)$$

Вводя замену  $v = dx/dt$ , где  $x$  — координата центра масс груза, и считая, что при  $t=0$   $x=0$ , получим

$$\begin{aligned} x = \frac{\left( G \sin \alpha - \sqrt{G^2 \cos^2 \alpha (1 + f^2) + G_p^2 n^2 + 2GG_p n \sqrt{1 + f^2} \cos \alpha \times} \right. \\ \left. \times \cos(\alpha - \text{arc tg } f) \mu d/D \right) t^2}{\frac{2(G/g + 4nI/D^2)}{\frac{2kG \cos \alpha t^2/D}{2(G/g + 4nI/D^2)}}}. \end{aligned} \quad (2.11)$$

Первый этап движения завершается в момент входа груза в контакт с последующим роликом, который неподвижен или имеет линейную скорость поверхности, отличающуюся от скорости движения груза. Если расстояние от передней кромки груза в начальный момент движения до линии контакта его с последующим роликом обозначить через  $x_1$ , то время окончания первого этапа может быть найдено по формуле

$$t_1 = \sqrt{2 \left( \frac{G}{g} + \frac{4nl}{D^2} \right) x_1 / \left[ G \sin \alpha - \sqrt{G^2 \cos^2 \alpha (1 + f^2) + G_p^2 n^2 + 2GG_p n \sqrt{1 + f^2} \cos \alpha \cos(\alpha - \arctg f)} \frac{\mu d}{D} - \frac{2kG \cos \alpha}{D} \right]}, \quad (2.12)$$

а скорость груза в конце рассматриваемого этапа движения

$$v_1 = \sqrt{2 \left[ G \sin \alpha - \sqrt{G^2 \cos^2 \alpha (1 + f^2) + G_p^2 n^2 + 2GG_p n \times \sqrt{1 + f^2} \cos \alpha \cos(\alpha - \arctg f)} \frac{\mu d}{D} - \frac{2kG \cos \alpha}{D} \right] x_1 / \left( \frac{G}{g} + \frac{4nl}{D^2} \right)}. \quad (2.13)$$

На втором этапе движения груз будет набегать на ролик, находящийся в состоянии покоя или имеющий линейную скорость рабочей поверхности, меньшую, чем скорость движения груза. При подаче груза на роликовый конвейер с определенными интервалами первая партия груза выводит из состояния покоя каждый встречающийся на его пути ролик. При сходе груза с ролика последний еще некоторое время вращается. Если расстояние между грузами не велико, то следующий груз должен будет сообщить ролику какое-то добавочное ускорение. Суммарное сопротивление ролика разбегу не может превышать силы трения скольжения груза о ролик.

Уравнение движения груза на втором этапе имеет вид

$$(G/g + (n - 1) 4l/D^2) dv/dt = G \sin \alpha - \sqrt{G^2 \cos^2 \alpha (1 + f^2) + G_p^2 (n - 1)^2 + 2GG_p (n - 1) \sqrt{1 + f^2} \cos \alpha \cos(\alpha - \arctg f)} \mu d/D - (n - 1) 2kG \cos \alpha / (nD) - Gf \cos \alpha / n. \quad (2.14)$$

Решая это уравнение при начальных условиях  $t=0$ ,  $x=0$ ,  $x=v_1$ , получаем

$$v = v_1 + \left[ \frac{G \sin \alpha - \sqrt{G^2 \cos^2 \alpha (1 + f^2) + G_p^2 (n-1)^2} + 2GG_p(n-1) \sqrt{1+f^2} \cos \alpha \cos(\alpha - \arctan f)}{\frac{G}{g} + (n-1) \frac{4I}{D^2}} \frac{\mu d}{D} - \frac{(n-1) 2kG \cos \alpha / (nD) + Gf \cos \alpha / n}{\frac{G}{g} + (n-1) \frac{4I}{D^2}} \right] t. \quad (2.15)$$

Окончание второго этапа наступает при равенстве окружной скорости ролика  $v_p$  и скорости груза  $v$ .

Для его определения может быть использовано уравнение движения ролика

$$4I/D^2 (dv_p/dt) = Gf \cos \alpha / n - W_1 - W_2,$$

решение которого при начальных условиях  $t=0$ ,  $v_p=0$  приводится к следующему виду:

$$v_p = \frac{D^2 (Gf \cos \alpha / n - W_1 - W_2)}{4I} t. \quad (2.16)$$

Значение  $t$ , при котором  $v_p=v$ , определяемое по уравнению (2.15), соответствует окончанию второго этапа.

Последующее движение груза описывается уравнением (2.8). При этом в начальные условия следует ввести значение скорости груза  $v_2$ , соответствующее окончанию второго этапа,

$$v = v_2 + \frac{G \sin \alpha - (W_1 + W_2) n}{G/g + 4nI/D^2} t. \quad (2.17)$$

Выражением (2.17) определяется скорость груза до входа в контакт со следующим роликом и т. д.

Из приведенных формул видно, что для улучшения условий движения груза необходимо уменьшить массу роликов, диаметр оси в зоне подшипников, трение в подшипниках и наряду с этим увеличить диаметр рабочей поверхности ролика.

Общее усилие сопротивления перемещению груза  $F$  по горизонтальному рольгангу достигает наибольшего значения при входе в контакт с очередным роликом.

$$F = (n-1)(W_1 + W_2) + 4I/D^2 (dv_p/dt) = W_1(n-2) + W_2(n-2) + Gf/n. \quad (2.18)$$

У неприводных роликовых транспортеров угол  $\alpha$  имеет значение от 2 до 7°. При спуске груза с большой высоты с целью экономии места применяют спиральные рольганги, у которых плотно располагают по винтовой линии. Чтобы груз под действием

центробежной силы не соскакивал с роликов, на поворотах последние ставят наклонно или делают их коническими.

Для транспортирования ящиков с продукцией в стеклотаре, пакетов и контейнеров на горизонтальных и наклонных участках используются приводные роликотые транспортеры.

Максимальный угол подъема  $\alpha_m$  роликотого приводного транспортера ограничивается условием устойчивости транспортируемого груза (пакета) или условием его самоторможения и находится из условия равновесия (рис. 25).

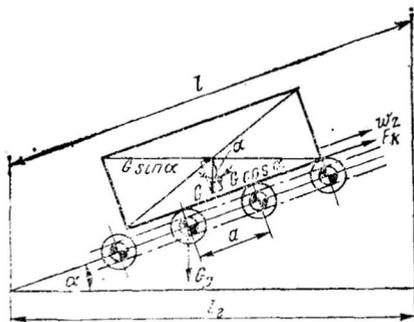


Рис. 25. Схема к перемещению груза по наклонному приводному транспортеру

$$G \sin \alpha_m = (F_k + W_2) n = \cos \alpha_m (Gf + 2Gk/D).$$

Из него находим

$$\alpha_m = \arctg (f + 2k/D). \quad (2.19)$$

При условии  $\alpha \leq \alpha_m$  для установившегося движения груза усиление, воспринимаемое роликом, равно геометрической сумме составляющей его веса и касательного усилия:

$$P = \sqrt{(G \cos \alpha/n)^2 + (F_k + W_2)^2} = \sqrt{(G \cos \alpha/n)^2 + (G \sin \alpha/n)^2} = G/n. \quad (2.20)$$

Соппротивление от трения в подшипниках  $W_1$  под действием суммарной нагрузки  $P$  с учетом веса ролика  $G_p$  будет

$$W_1 = (G/n + G_p) \mu d/D.$$

Общее усилие сопротивления перемещению груза  $F$  в этом случае определяется по формуле

$$F = nW_1 = (G + G_p n) \mu d/D. \quad (2.21)$$

Суммарное значение момента  $M$ , приложенного к роликам, находящимся в контакте с грузом, будет

$$M = FD/2 = \mu d (G + G_p n)/2. \quad (2.22)$$

При скорости перемещения груза  $v$  угловая скорость ролика

$$\omega = 2v/D.$$

Мощность  $H_0$  (в кВт), затрачиваемая на перемещение единичного груза,

$$N_0 = M\omega/(1020\eta) = \mu v/(1020\eta) [d(G + G_p n)/D], \quad (2.23)$$

где  $\eta$  — КПД привода роликов.

При длине участка транспортирования грузов  $l$  и шаге их перемещения  $a$  на роликовом приводном транспортере общая мощность  $N$  (в кВт) привода

$$N = \mu v l / (1020 a \eta) [d(G + G_p n) / D] = \mu v l_2 d (G + G_p n) / (1020 a \eta \cos \alpha D), \quad (2.24)$$

где  $l_2$  — горизонтальная проекция длины  $l$  участка транспортирования грузов.

**Цепные транспортеры.** Цепные транспортеры используются для перемещения пакетов, штабелей контейнеров, поддонов, ящиков, стеклотары и других грузов. Их трасса расположена в вертикальной плоскости или (при специальном исполнении) в пространстве.

Транспортеры состоят из грузонесущего, или рабочего, элемента, который непосредственно несет на себе перемещаемый груз; тягового элемента, передающего движение грузонесущему элементу; ходовых опорных устройств в виде направляющих катков, роликов и т. д., на которых (или по которым) движутся грузонесущий и тяговый элементы; натяжного устройства, создающего необходимое первоначальное натяжение тягового элемента; привода, сообщаемого движение тяговому элементу; поддерживающей металлоконструкции (станины), включающей направляющие пути.

Тяговым элементом являются цепи, которые часто выполняют и роль грузонесущих элементов. Действие динамических нагрузок ограничивает скорость их движения обычно до 1,25 м/с.

Преимуществами тяговых цепей являются возможность огибания звездочек и блоков малого диаметра (особенно у цепей малого шага), гибкость в вертикальной и горизонтальной плоскостях, высокая прочность при малом удлинении, надежность передачи тягового усилия зацепления на звездочке при малом первоначальном натяжении (5—20 % тягового усилия).

Тяговые цепи. К основным параметрам тяговой цепи относятся шаг звена, разрушающая нагрузка и масса 1 м цепи. Определяющим признаком является конструкция цепи.

На предприятиях пиво-безалкогольной промышленности в качестве тяговых элементов используются круглозвенные сварные, литые из ковкого чугуна, комбинированные, пластинчатые, втулочно-роликовые цепи и др.

Круглозвенные сварные цепи разделяют на короткозвенные, у которых ширина звена приблизительно равна шагу, и длиннозвенные с шириной звена меньше шага. По точности изготовления звеньев различают калиброванные (с отклонением шага от  $\pm 1$  до  $\pm 2,5$  %) и некалиброванные (с отклонением шага до  $\pm 4$  %). Первые могут иметь привод с зацеплением на звездочке (кулачковом блоке), вторые — только фрикционный на гладком блоке.

К преимуществам круглозвенных цепей относятся простота конструкции, малая стоимость, пространственная гибкость, наличие открытого самоочищающегося шарнира. Недостатками цепей являются малая площадь контакта звеньев и, как следствие этого, возможность быстрого изнашивания, если звенья имеют малую поверхностную твердость (при отсутствии термообработки).

Круглозвенные цепи рассчитывают на растяжение с допускаемым напряжением не выше 40—60 МПа. Дополнительные изгибающие напряжения в зоне закругления звеньев учитывают, понижая допускаемое напряжение на разрыв и принимая для средних условий десятикратный запас прочности.

Литые цепи из ковкого чугуна по конструкции весьма разнообразны. Их преимуществами являются сравнительно малая стоимость при массовом производстве и возможность изготовления звеньев сложной конфигурации. К недо-

статкам относятся большая масса и невысокая надежность из-за возможности образования внутренних усадочных раковин при отливке.

Комбинированные цепи изготовляют из звеньев, отлитых из ковкого чугуна или стали вместе со втулками, и точеных стальных валиков. Иногда внутренние звенья делают литыми, а наружные — штампованными из полосовой стали.

Пластинчатые цепи по конструкции узла шарнира разделяют на безвтулочные (безроликовые или роликовые), втулочные (безроликовые и роликовые) и катковые (с гладкими катками и с ребрами на катках). Ролики устанавливают на валик или втулку цепи для уменьшения износа валика или втулки и зуба звездочки, так как у роликовой (так же, как и у катковой) цепи при набегаании шарнира на звездочку ролик (или каток) обкатывается по рабочей поверхности зуба. Благодаря этому уменьшаются потери на трение и износ соприкасающихся поверхностей. Наружный диаметр роликов (в отличие от катков) меньше ширины пластины, а диаметр катков больше ширины пластины. Катки, выполняя функцию роликов на звездочках, служат также ходовыми опорами, так как цепь с грузонесущими элементами движется на них по направляющим путям.

В качестве тяговых элементов на предприятиях пиво-безалкогольной промышленности иногда используют стандартные роликовые и втулочные цепи.

Привод цепного транспортера состоит из приводных звездочек, передаточного механизма и электродвигателя. В транспортерах с наклонной или комбинированной трассой, у которых возможно самопроизвольное движение ходовой части при случайном отключении электродвигателя или нарушении кинематической связи в передаточном механизме, устанавливают стопорное устройство храпового или роликового типа или электромагнитный тормоз. Для обеспечения единства передачи тягового усилия и ликвидации возможности перекоса цепей приводные звездочки устанавливают на приводном валу так, чтобы взаимное расположение зубьев у обеих звездочек было строго одинаковым.

Натяжное устройство транспортеров (винтовое или пружинно-винтовое) устанавливается на концевых звездочках. Ход натяжного устройства принимается в зависимости от шага цепи (обычно не менее 1,6—2 шага). Одну из звездочек натяжного устройства закрепляют на валу на шпонке, а другую устанавливают свободно для возможности самоустановки по положению шарниров цепи. Возможно применение натяжных устройств с грузowymi барабанами.

Станина транспортера обычно изготавливается в виде отдельных рам для привода и натяжного устройства, а средняя часть — в виде отдельных секций. В качестве опорных (направляющих) путей для ходовых катков цепей служат уголки, швеллеры или гнутый профиль.

*Расчет транспортеров.* Пропускная способность транспортеров непрерывного действия, перемещающих штучные грузы, измеряется количеством штук в единицу времени.

Интервал времени  $t$  (в с) между единичными грузами при шаге их размещения  $a$  и скорости транспортирования  $v$  будет

$$t = a/v,$$

следовательно, часовая пропускная способность  $z$  (в шт./ч):

$$z = 3600/t = 3600v/a. \quad (2.25)$$

Для вычисления полной тяговой силы транспортера с тяговым элементом и мощности двигателя целесообразно использовать метод последовательного обхода по контуру или обхода по точкам сопряжений прямолинейных и криволинейных (включая поворотные пункты) участков контура транспортера. Пронумеровав точки сопряжений от точки сбегаания тягового элемента с привода к точке набегаания, находят последовательно натяжение во всех точках и по разности натяжений на набегающей и сбегающей ветвях оп-





Рис. 27. Схема линии розлива со столами-накопителями

мента при огибании звездочки (в приближенных расчетах при  $\alpha = 90^\circ$   $k_\alpha = 1,02 \div 1,03$ , при  $\alpha = 180^\circ$   $k_\alpha = 1,03 \div 1,07$ ;

$$S_4 = S_3 + q_0 (-\sin \beta + \omega \cos \beta) L',$$

где  $\beta$  — угол наклона ветви транспортера;  $L'$  — длина его наклонного участка;

$$S_5 = k_\alpha S_4;$$

$$S_6 = S_5 + (q_2 + q_0) (\sin \beta + \omega \cos \beta) L'',$$

где  $q_2$  — погонный вес транспортируемого груза;

$$S_7 = k_\alpha S_6;$$

$$S_8 = S_7 + (q_2 + q_0) L'' \omega.$$

Разность  $S_8 - S_1 = S_{н6} - S_{с6}$  равна тяговой силе  $W_0$  транспортера.

**Столы-накопители.** Столы-накопители включаются для повышения производительности линий розлива. Они выполняют роль своеобразных сборников бутылок, позволяющих предыдущему автомату продолжить работу некоторое время при остановке последующего.

Рассмотрим линию, содержащую машину для извлечения бутылок из контейнеров 1, бутылкомоечную машину 2, разливно-укупорочный блок 3, инспекционный автомат 4, этикетировочный автомат 5, устройство для укладки бутылок в контейнеры 6 и столы-накопители  $H_{i(i+1)}$  между указанными автоматами (рис. 27).

Теоретическая  $\Pi_1'$  и техническая  $\Pi_1$  производительность устройства для извлечения бутылок из контейнеров связаны между собой зависимостью

$$\Pi_1' = k_1 \Pi_1, \quad (2.29)$$

где  $k_1$  — коэффициент запаса производительности.

Последний учитывает возможные потери в связи с остановками выемщика во время работы. Эти потери могут быть связаны с собственными остановками автомата и с остановками, вызванными неритмичностью подачи контейнеров с посудой. Чем совершеннее машина или устройство, чем лучше налажено производство на предшествующих участках, тем меньше разрыв между величинами  $\Pi_1'$  и  $\Pi_1$ .

Вместимость транспортирующей системы и стола-накопителя  $H_{12}$  между первым и вторым автоматами обозначим  $O_{12}$ ; частоту остановок (число остановок за единицу времени) для первого агрегата —  $m_1$ , для второго —  $m_2$  и т. д.; среднее время одной остановки первого агрегата —  $t_1$ , второго —  $t_2$  и т. д.

Остановка  $i$ -го агрегата линии не вызывает немедленной остановки первого, если транспортная система и столы-накопители между ними не заполнены и он работает на такое заполнение. Минимальную вместимость система имеет при  $i=2$ , так как заполнению подлежит лишь накопитель  $H_{12}$ .

При известном  $t_2$  можно определить значение вместимости накопителя  $H_{12}$  в предположении, что первый автомат за этот промежуток времени остановок иметь не будет. Тогда

$$O_{12} = \Pi'_1 t_2. \quad (2.30)$$

Время чистой работы второго автомата  $t_{p_2}$  за 1 ч определяется выражением

$$t_{p_2} = 3600 - t_2 m_2, \quad (2.31)$$

а продолжительность работы  $t_{p_2}$  до очередной остановки

$$t'_{p_2} = 3600/m_2 - t_2. \quad (2.32)$$

За этот промежуток времени второй агрегат должен пропустить количество бутылок, равное сумме произведенных за время  $t'_{p_2}$  первым автоматом и накопленного объема бутылок на  $H_{12}$ . Теоретическая производительность его  $\Pi'_2$  составит

$$\Pi'_2 = (\Pi'_1 t'_{p_2} + O_{12})/t'_{p_2} = \Pi'_1 + O_{12}/t'_{p_2}. \quad (2.33)$$

Для исключения простоев второго автомата (кроме простоев по собственным причинам) вместимость  $H_{23}$  должна составить

$$O_{23} = \Pi'_2 t_3 = (\Pi'_1 + O_{12}/t'_{p_2}) t_3. \quad (2.34)$$

Аналогично

$$O_{(i-1)i} = (\Pi'_1 + O_{12}/t'_{p_2} + O_{23}/t'_{p_3} + \dots + O_{(i-2)(i-1)}/t'_{p_{i-2}}) t_i \quad (2.35)$$

и

$$\Pi'_i = \Pi'_1 + O_{12}/t'_{p_2} + O_{23}/t'_{p_3} + \dots + O_{(i-1)i}/t'_{p_{i-1}}. \quad (2.36)$$

Средняя частота остановки агрегатов и их продолжительность могут быть определены с помощью статистических наблюдений аналогичных устройств.

Машины в линии снабжаются блокировками, и теоретическая производительность от срединной зоны (чаще всего от фасовочно-укупорочной машины к концам линии) увеличивается, что вносит коррективы в расчеты столов-накопителей, уточняемые путем эксперимента.

### Транспортеры для перемещения бутылок

Оборудование линии розлива соединено между собой транспортерами для перемещения порожних и наполненных бутылок. В них тяговыми органами являются в основном петлевые пластинчатые цепи, а также круглозвенные сварные калиброванные цепи с приваренными пластинами, втулочно-роликовые с приваренными несущими

щими пластинами и без них, многорядные втулочно-роликовые и другие цепи.

Элементы тяговых цепей в линиях розлива пива и безалкогольных напитков находятся в контакте с жидкостями, содержащими слабые кислоты, щелочи, газы, соли, сахар и другие вещества. Действие последних вызывает коррозию металлов, интенсивный износ и понижение усталостной прочности цепей. Этому способствует также циклический характер нагрузки тяговой цепи вследствие неравномерности движения ее при постоянной угловой скорости ведущей звездочки.

Наряду с циклическими нагрузками на звенья цепи действуют дополнительные динамические нагрузки при пуске и резком торможении установки (например, при наличии кинематического препятствия), нагрузки, вызванные неточностью монтажа, вытяжкой цепи и т. п. Особенно опасны динамические нагрузки для цепей, ослабленных износом и усталостью. Ухудшают условия эксплуатации цепи ее чрезмерное натяжение при сборке, неудачные конструкции натяжных устройств и неправильный выбор места их расположения на трассе транспортера.

Привод транспортера, как правило, состоит из электродвигателя, соединенного упругой муфтой с быстроходным валом, червячного редуктора, цепной передачи и приводного вала с ведущей звездочкой. Для снижения влияния динамических нагрузок в приводах устанавливают предохранительные устройства.

Применяемые тяговые цепи различаются по типам материала и размерам. Имеются попытки применения тяговых цепей, изготовленных из различных полимерных и пластических материалов.

На ряде предприятий используются круглозвенные цепи с приваренными пластинами из нержавеющей стали. Круглозвенная цепь до сварки с пластинами цементируется и подвергается закалке. Пластины после сварки правятся и шлифуются. Такие цепи используют в линиях розлива малой и средней производительности (3000—6000 бутылок в час). Преимуществом круглозвенной цепи является возможность ее использования при криволинейной траектории движения бутылок в горизонтальной плоскости.

Характерными разрушениями круглозвенных цепей являются разрыв соединительного звена (для закаленной цепи) и соединительного звена, к которому крепится пластина (для незакаленной или нецементированной цепи). Кроме указанных недостатков наблюдаются перекося пластин и неравномерное движение цепи из-за ее вытяжки.

Применяемые в качестве тяговых органов стандартные втулочно-роликовые приводные цепи более долговечны, чем круглозвенные. Однако здесь бутылка опирается на торцы звеньев цепи и имеет плохую устойчивость. Недостатками втулочно-роликовой цепи являются вытяжка звеньев и разрыв ушка внутренней пластины.

Имеется опыт использования втулочно-роликовых цепей с приваренными или вставными пластинами, со вставными пластинами

из неметаллических материалов. Однако широкое внедрение их целесообразно из-за обрыва пластин, сложности изготовления и большой погонной массы.

На линиях розлива высокой производительности как в нашей стране, так и за рубежом широко используются петлевые пластинчатые цепи из нержавеющей стали. Такая цепь (рис. 28) состоит из пластин с петлями, соединенных цилиндрическими пальцами. В последнее время подобные цепи применяют и на поворотных секциях.

Пластины изготовляют штамповкой с последующей гибкой петель в несколько переходов. По периметру пластины выполняется фаска.

Основными достоинствами пластинчатой петлевой цепи, обеспечивающими все более широкое ее применение, являются простота конструкции, возможность смазки мыльной эмульсией, бесшумность в работе, надежное обеспечение устойчивости бутылок.

**Определение механических характеристик тяговых цепей.** Основными механическими характеристиками тяговых цепей являются их разрывное усилие и жесткость. Величина разрывного усилия необходима для выбора тягового органа и определения допускаемой длины установки, а жесткость элементов привода и цепи используется при составлении аналитических моделей для описания переходных процессов. В связи с тем что отечественная промышленность и зарубежные фирмы ориентируются на использование петлевых цепей, в КТИППе были проведены исследования по определению их характеристик.

Разрывное усилие определялось на разрывной машине, снабженной самописцем для фиксирования удлинения цепи и растягивающего усилия. Для сравнительных испытаний были отобраны образцы новых петлевых цепей объединения «Мелитопольпродмаш» и цепей, применяемых в линиях розлива фирмы «Holstein und Kappert» (ФРГ), с шагом 0,038 м. Рассматриваемые образцы цепей состояли из четырех звеньев. Результаты исследований представлены на рис. 29. Разрывное усилие  $P$  петлевой цепи объединения «Мелитопольпродмаш» составляет 6300 Н, а цепей фирмы

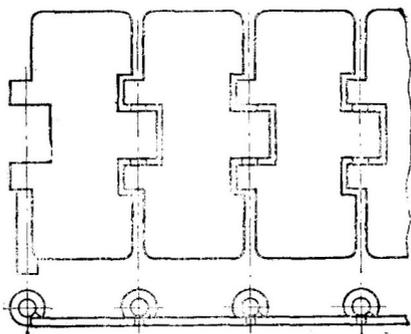


Рис. 28. Петлевая пластинчатая цепь

«Holstein und Kappert» — 9200 Н. Учитывая необходимый минимальный запас прочности петлевой цепи, можно рекомендовать значение допускаемых усилий для этих цепей соответственно до 3000 Н и до 4000 Н.

Результаты показали, что разрушение цепи сопровождается разгибом петель. При этом деформируется как широкая центральная часть, так и боковые петли. Необходимо

отметить, что состав материала звеньев сказывается на структуре сечения разрыва цепи. В цепи фирмы «Holstein und Kappert» происходит своеобразное отслоение материала под небольшим углом к плоскости звена, тогда как в цепях объединения «Мелитопольпродмаш» разрушение напоминает хрупкий излом.

Для сравнения материалов пластин цепей и соединительных осей был произведен спектральный анализ химического состава, результаты которого приведены в табл. 14. Несмотря на наличие никеля и хрома в пластине цепи отечественного производства, она по своим прочностным характеристикам и твердости уступает цепям фирмы ФРГ. Исследования микроструктуры деталей обеих цепей показали, что большая прочность цепи фирмы «Holstein und Kappert» объясняется в основном мелкозернистой структурой легирующих элементов.

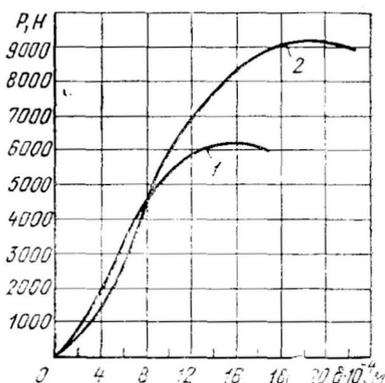


Рис. 29. Обобщенные результаты определения разрывного усилия: 1 — для петлевой пластинчатой цепи объединения «Мелитопольпродмаш»; 2 — для петлевой пластинчатой цепи поставки фирмы «Holstein und Kappert» (ФРГ)

Таблица 14

Детали цепи	Содержание элементов, %					Твердость материала петлевой цепи, НВ
	C	Si	Mn	Cr	Ni	
Пластина объединения «Мелитопольпродмаш»	0,12	0,34	0,46	18,0	0,39	51,43
фирмы «Holstein und Kappert»	0,20	0,35	0,43	12,6	—	68,17
Ось объединения «Мелитопольпродмаш»	0,34	0,14	0,31	13,0	0,18	57,20
фирмы «Holstein und Kappert»	0,21	0,09	0,59	13,1	0,68	78,34

Опыты проводились на шлифах пластин и осей, которые подвергали электролитическому травлению с использованием электролита Морриса (уксусная кислота + хромистый ангидрид + вода). Микроструктура пластины цепи производства ФРГ (рис. 30, а) представляет собой феррит и мелкозернистые включения карбида хрома, причем текстура материала (направление прокатки) не просматривается, а микроструктура пластины цепи объединения «Мелитопольпродмаш» (рис. 30, б) — феррит и включения крупнозернистого карбида хрома с четко выраженной текстурой.

На рис. 31 (а, б) показана микроструктура осей соответственно

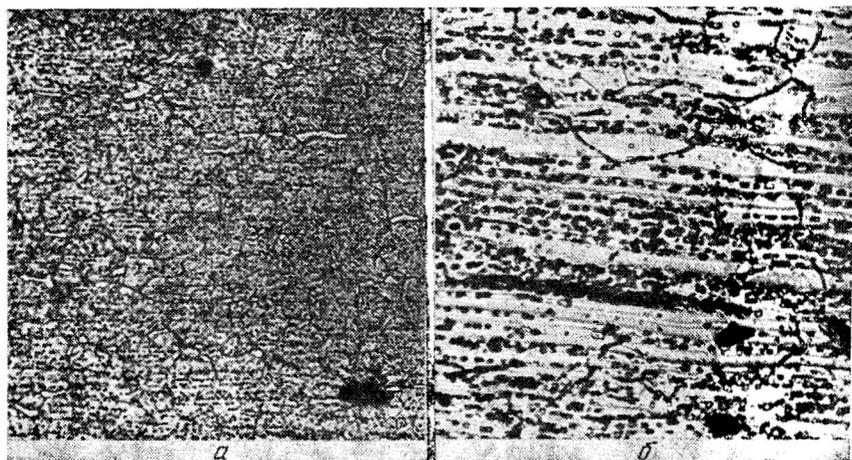


Рис. 30. Микроструктура пластин петлевой цепи:

*a* — фирмы «Holstein und Kappert» (ФРГ) ( $\times 500$ ); *б* — объединения «Мелитополь-продмаш» ( $\times 500$ )

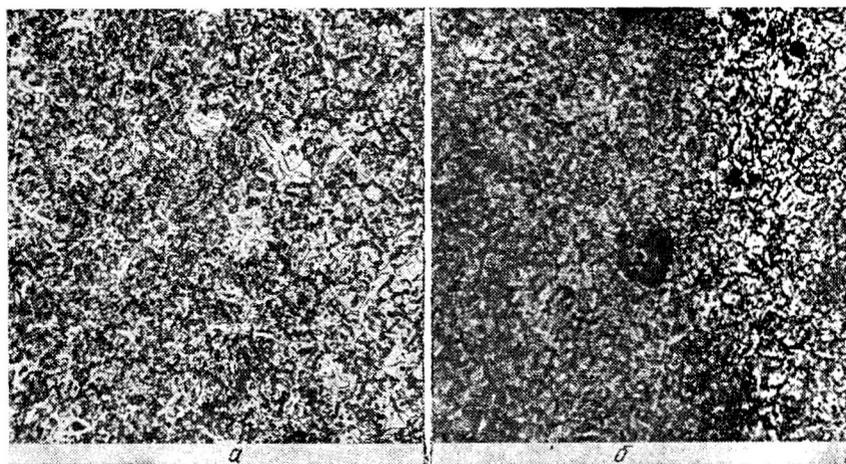


Рис. 31. Микроструктура петлевых осей:

*a* — фирмы «Holstein und Kappert» (ФРГ) ( $\times 500$ ); *б* — объединения «Мелитополь-продмаш» ( $\times 500$ )

для цепи фирмы ФРГ и цепи объединения «Мелитопольпродмаш». Микроструктура первого более насыщена (вероятно, за счет большего содержания никеля), и твердость оси гораздо выше.

Определение жесткости цепи проводилось на специально созданном лабораторном стенде (рис. 32), который включает в себя шарниры *A* и *B* для крепления испытуемой цепи *4* и динамометр *3*.

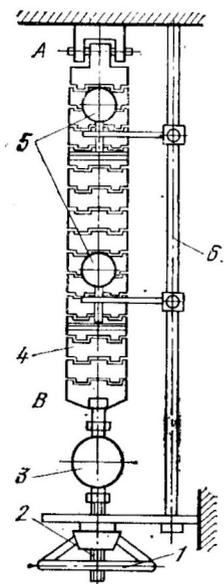
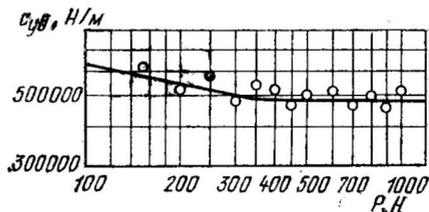


Рис. 32. Схема лабораторного стенда для определения жесткости петлевой цепи

Рис. 33. График изменения удельной жесткости цепи



фиксирующий величину растягивающего усилия. Динамометр соединен с натяжным устройством, состоящим из самотормозящего винта 2 и маховика 1. Удлинение цепи  $\Delta l$  фиксировалось индикатором 5, установленным неподвижно на кронштейнах стойки 6. Полученное среднее арифметическое значение удлинения цепи  $\Delta l$  позволило определить жесткость цепи  $c$ :

$$c = P/(\Delta l), \quad (2.37)$$

где  $P$  — растягивающее усилие.

Опыты показали, что при увеличении нагрузки от 100 до 300 Н удельная жесткость цепи  $c_{уд}$  длиной 1 м снижается от 650 000 до 490 000 Н/м и с дальнейшим возрастанием нагрузки до 2500 Н остается величиной постоянной (рис. 33).

Уменьшение жесткости на интервале изменения нагрузки от 100 до 300 Н можно объяснить выборкой зазоров в цепи. В связи с тем что реальные усилия в тяговых цепях промышленных транспортеров колеблются от 500 до 2500 Н, можно принимать значение  $c_{уд}$  равным 490 000 Н/м.

**Определение приведенной жесткости тяговых цепей.** В расчетных схемах аналитических моделей, описывающих переходные процессы машин и агрегатов, используется такое понятие, как приведенная жесткость. Различают линейную  $c$  и угловую жесткость  $c_{\varphi}$ . Угловая жесткость звена определяется по формуле

$$c_{\varphi} = M/\varphi_{\varphi}, \quad (2.38)$$

где  $M$  — момент силы, приложенной к звену;  $\varphi_{\varphi}$  — угловая деформация звена, вызванная действием момента.

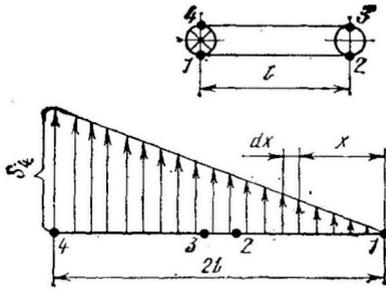


Рис. 34. Схема распределения нагрузки на элементы тяговой цепи ненагруженного транспортера

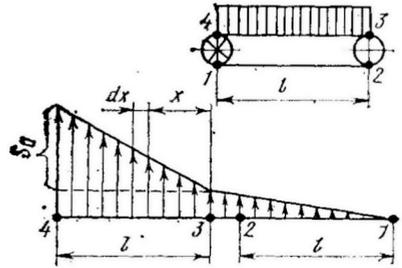


Рис. 35. Схема распределения нагрузки на элементы тяговой цепи нагруженного транспортера

Угловая, приведенная к ведущей звездочке жесткость тяговой цепи может быть определена из условия равенства потенциальной энергии деформации звена приведения  $u_{пр.ц}$  и потенциальной энергии деформации тяговой цепи  $u_{л}$ . Известно, что

$$u_{пр.ц} = M_{пр}\varphi_{пр}/2 = c_{пр.у}\varphi_{пр}^2/2; \quad (2.39)$$

$$u_{л} = P\Delta l/2 = c(\Delta l)^2/2. \quad (2.40)$$

где  $M_{пр}$  — приведенный к ведущей звездочке транспортера момент;  $\varphi_{пр}$  — угловая деформация звена приведения;  $c_{пр.у}$  — угловая, приведенная к ведущей звездочке жесткость тяговой цепи;  $u_{л}$  — энергия деформации тягового органа.

Приравняем правые части выражений (2.39) и (2.40)

$$c_{пр.у}\varphi_{пр}^2/2 = c(\Delta l)^2/2 \quad (2.41)$$

и, подставив  $\Delta l = \varphi_{пр}R$ , получим

$$c_{пр.у} = cR^2,$$

где  $R$  — радиус делительной окружности ведущей звездочки (звена приведения).

Линейная, приведенная к ведущей звездочке жесткость тяговой цепи находится из выражения

$$c_{пр.л} = c_{уд}/l_3,$$

где  $l_3$  — эквивалентная длина цепи в расчетной схеме.

Величина  $l_3$  определяется из условия равенства потенциальной энергии деформации в реальной и расчетной схемах. При этом важное значение приобретает характер распределения нагрузки по длине цепи. Для ненагруженного транспортера усилия, действующие на тяговую цепь в точках 1—4, изменяются по определенному закону (рис. 34). Величина натяжения  $S_1$  цепи в точке 1 сближения с ведущей звездочки незначительна (30—50 Н) по сравнению с натяжением цепи в точке 4 ( $S_4$ ). Поэтому значению  $S_1$  можно пренебречь, так же как пренебрегаем и ростом натяжения при огибании ведомой звездочки транспортера. Таким образом, считаем, что для ненагруженного транспортера усилия, действующие

шие на тяговую цепь, изменяются от 0 до максимального значения ( $S_4 = S_{\max}$ ) по линейному закону.

На расстоянии  $x$  от точки 1 выделим элементарный участок  $dx$ . Он будет растягиваться усилием  $S_{\max}x/(2l)$ . Потенциальная энергия деформации растяжения элементарного участка составит

$$du = S_{\max}^2 \frac{x^2}{4l^2} \frac{dx}{2EF}, \quad (2.42)$$

где  $E$  — модуль упругости первого рода материала цепи;  $F$  — приведенная площадь поперечного сечения цепи.

Потенциальная энергия деформации цепи длиной  $2l$  находится интегрированием выражения (2.42):

$$u = S_{\max}^2 / (8EF l^2) \int_0^{2l} x^2 dx = S_{\max}^2 l / (3EF). \quad (2.43)$$

Эквивалентную нагрузку в расчетной схеме  $P_3$  считаем равной  $P_3 = S_3 = S_{\max}$ .

Тогда значение эквивалентной потенциальной энергии деформации в расчетной схеме можно найти из выражения

$$u_3 = P_3^2 l_3 / (2EF) = S_{\max}^2 l_3 / (2EF). \quad (2.44)$$

Полагая, что  $u_3 = u$ , а следовательно, и

$$S_{\max}^2 l_3 / (2EF) = S_{\max}^2 l / (3EF), \quad (2.45)$$

получим

$$l_3 = 2l/3.$$

Выведем расчетные формулы для определения эквивалентной длины цепи нагруженного транспортера (рис. 35).

Как и в предыдущем случае, пренебрежем  $S_1$  и перепадом натяжения на ведомой звездочке пренебрегаем. На участке 3—4 выберем элемент  $dx$ ; его растягивающее усилие  $P_x$  определяется по формуле

$$P_x = S'_{\max} x / l + S_3, \quad (2.46)$$

где  $S'_{\max} = (S_4 - S_3)$ ,  $S_3$ ,  $S_4$  — натяжение цепи соответственно в точках 3 и 4.

Потенциальная энергия растянутого элементарного участка цепи находится из выражения

$$du = P_x^2 dx / (2EF) = (S'_{\max} x / l + S_3)^2 dx / (2EF) = (S'_{\max})^2 x^2 dx / (2l^2 EF) + S'_{\max} x dx S_3 / (lEF) + S_3^2 dx / (2EF). \quad (2.47)$$

Потенциальная энергия деформации на участке 3—4 определяется интегрированием выражения (2.47)

$$\begin{aligned} u_{3-4} &= \int_0^l (S'_{\max})^2 x^2 dx / (2l^2 EF) + \int_0^l S'_{\max} x S_3 dx / (lEF) + \int_0^l S_3^2 dx / (2EF) = \\ &= (S'_{\max})^2 l / (6EF) + S'_{\max} S_3 l / (2EF) + S_3^2 l / (2EF). \end{aligned} \quad (2.48)$$

Потенциальная энергия деформации цепи на участке 1—2 будет

$$u_{1-2} = S_2^2 l / (3EF).$$

Тогда

$$u = u_{3-4} + u_{1-2} = (S'_{\max})^2 l / (6EF) + S'_{\max} S_3 l / (2EF) + S_2^2 l / (2EF) + S_3^2 l / (3EF). \quad (2.49)$$

В связи с тем что  $P_3 = S_4$ ,  $u_3 = u_4$ , получим

$$P_3 l_3 / (2EF) = S_4^2 l_3 / (2EF) = (S'_{\max})^2 l / (6EF) + S'_{\max} S_3 l / (2EF) + S_2^2 l / (2EF) + S_3^2 l / (3EF). \quad (2.50)$$

Тогда

$$l_3 = (S'_{\max})^2 l / (3S_4^2) + S'_{\max} S_3 l / (S_4^2) + S_3^2 l / S_4^2 + 2S_2^2 l / (3S_4^2). \quad (2.51)$$

Значение  $l_3$  для случая, когда нерабочая ветвь не натянута, определяется с учетом того, что потенциальная энергия деформации цепи на участке 1—2 (см. рис. 34) равна нулю и выражение (2.51) примет вид

$$u = u_{3-4} = (S'_{\max})^2 l / (6EF) + S'_{\max} S_3 l / (2EF) + S_3^2 l / (2EF). \quad (2.52)$$

После преобразований уравнения (2.52) получим

$$l_3 = (S'_{\max})^2 l / (3S_4^2) + S'_{\max} S_3 l / S_4^2 + S_3^2 l / S_4^2. \quad (2.53)$$

## Расчет транспортеров для перемещения бутылок

Расчет транспортеров для перемещения бутылок осуществляется методом последовательного обхода по контуру и заключается в определении натяжений тягового органа, общей тяговой силы

$W_0$  и потребной мощности электродвигателя привода. Так как в литературе отсутствуют рекомендации по выбору коэффициентов сопротивления перемещению тягового органа в транспортерах для перемещения бутылок, в КТИППе были проведены специальные исследования для их определения.

Исследования проводились на лабораторном стенде (рис. 36), представляющем собой пластинчатый транспортер длиной 5,1 м. В его состав входили асинхронный электродвигатель 1

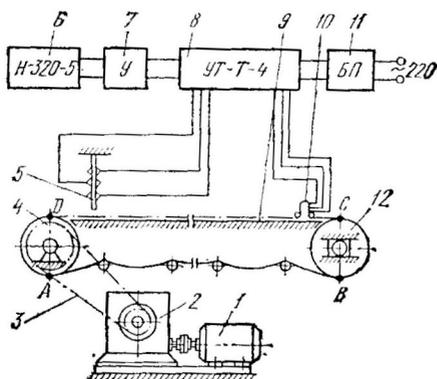


Рис. 36. Схема лабораторного стенда для определения нагрузок на тяговый орган транспортера

(АО2-21-4,  $N=1,1$  кВт,  $n=1490$  об/мин), червячный редуктор 2 (РЧУ-63,  $u=12,5$ ), открытая цепная передача 3, пластинчатая петлевая цепь 9 ( $t=0,038$  м) с ведущей звездочкой 4 и ведомой звездочкой 12.

Стенд оборудован измерительной и регистрирующей аппаратурой для определения усилий в тяговом органе, вызванных его трением о каркас машины и трением в паре, образованной тяговым органом и бутылками. В качестве чувствительных элементов применялись тензорезисторные преобразователи механических величин 5 и 10, сигналы с которых поступали на тензометрический усилитель 8 и после усиления промежуточным усилителем тока 7 фиксировались на диаграммной ленте быстродействующего пятиканального самопишущего прибора Н320-5 (6). Питание измерительной и регистрирующей аппаратуры осуществлялось блоком питания 11.

Скорость перемещения тягового органа в исследованиях изменялась за счет передаточного числа цепной передачи и устанавливалась равной 0,1; 0,16; 0,35; 0,5; 0,7; 1,0; 1,2 м/с. При этом практически охватывался скоростной диапазон промышленных транспортеров. Были произведены замеры натяжений тягового органа в точках А, В, С и D. Результаты замеров при отсутствии бутылок приведены на рис. 37.

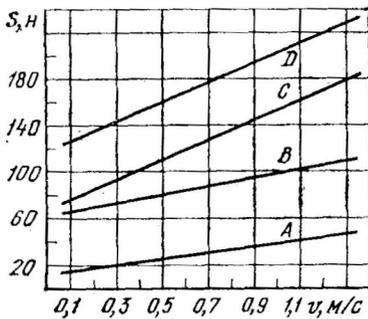


Рис. 37. График изменения натяжений тягового органа транспортера в точках А, В, С, и D в зависимости от скорости перемещения

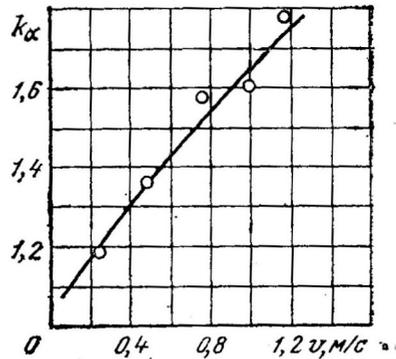


Рис. 38. График изменения коэффициента сопротивления перемещению по ведомой звездочке

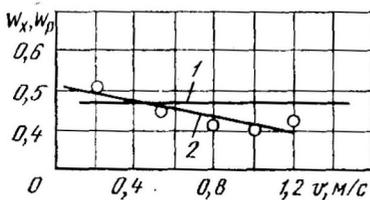


Рис. 39. График изменения коэффициентов сопротивления перемещению в зависимости от скорости

1 — холостой ветви; 2 — рабочей ветви

Разность натяжений в точках  $A$ ,  $B$ ,  $C$ , и  $D$  определяет величину сопротивления перемещению тягового органа на выбранном участке и позволяет вычислить значение коэффициентов сопротивления.

По величинам  $S_A$ ,  $S_B$ ,  $S_C$  и  $S_D$  подсчитаны значения и построены графики следующих величин:

коэффициента сопротивления перемещению на ведомой звездочке (рис. 38)

$$k_\alpha = S_C/S_B. \quad (2.54)$$

коэффициента сопротивления перемещению холостой ветви (рис. 39)

$$W_x = (S_B - S_A)/(lq_0), \quad (2.55)$$

где  $l$  — длина транспортера;

коэффициента сопротивления перемещению рабочей ветви (см. рис. 39)

$$W_p = (S_A - S_C)/(lq_0). \quad (2.56)$$

Найденные значения  $W_x$  и  $W_p$  (см. рис. 39) характеризуют сопротивление перемещению тягового органа в паре металл — металл, образованной тяговым органом и каркасом транспортера, и могут быть использованы при выполнении тягового расчета установки методом обхода по контуру.

Производительность транспортеров в линиях розлива должна несколько превышать производительность основного технологического оборудования, поэтому возможны условия, когда бутылки движутся с меньшей скоростью, чем тяговый орган, или они неподвижны. При этом возникает дополнительно пара трения стекло — металл, образованная бутылками и тяговым органом.

Сопротивление перемещению в паре стекло — металл измерялось с помощью тензодатчиков  $\delta$ , закрепленных на затворе (см. рис. 36), который задерживал бутылки при движущейся тяговой цепи. Результаты замеров обобщены уравнением

$$P_1 = 13 + 1,74n_6, \quad (2.57)$$

где  $P_1$  — сопротивление перемещению тягового органа в паре стекло — металл, Н;  $n_6$  — число неподвижных бутылок на транспортере.

Сопротивление перемещению может быть снижено применением подкладных полимерных полос.

**Натяжные устройства и определение минимального натяжения цепи.** В современных транспортерах натяжное устройство является автоматическим регулятором натяжения тягового элемента в заданных пределах. Первоначальное натяжение должно обеспечивать определенное минимальное натяжение тягового элемента, необходимое для нормальной работы машины.

В транспортерах для перемещения бутылок используют грузовые натяжные устройства, приводящиеся в действие свободно висящим грузом и автоматически обеспечивающие постоянное усилие натяжения, а также компенсирующие вытяжку цепи.

Находят применение механические натяжные устройства, у которых натяжение тягового элемента производится вручную при помощи **натяжных или**

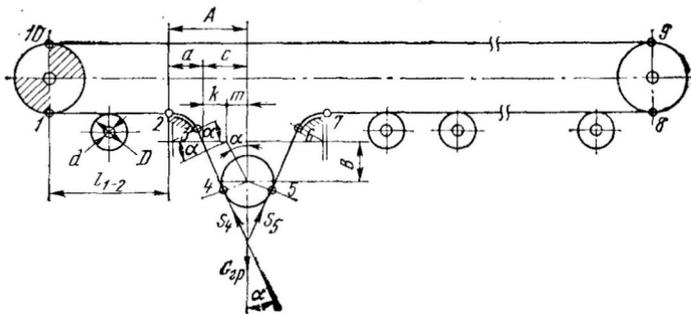


Рис. 40. Расчетная схема грузового устройства

нажимных винтов. С повышением прочности и качества изготовления петлевых цепей наблюдается тенденция замены ими грузовых натяжных устройств.

Тяговый элемент подвергается динамическим нагрузкам в периоды пуска и в периоды нарушения нормальной работы, когда происходит его заклинивание в какой-либо точке трассы. Для снижения пусковых нагрузок в состав привода вводится предохранительная муфта, установку которой целесообразнее производить на ведущем валу транспортера. В этом случае она снижает также инерционные нагрузки от вращающихся элементов привода при заклинивании тяговой цепи.

Инерционные нагрузки от самого тягового элемента и транспортируемых бутылок в случае заклинивания частично могут восприниматься натяжными устройствами.

При заклинивании привода или ведущей звездочки кинетическая энергия рабочей и холостой ветвей превращается в потенциальную энергию деформации тягового органа. Максимальное усилие в тяговом органе при этом будет в точке сбегания цепи с ведущей звездочки. Для его снижения целесообразна установка грузового натяжного устройства в зоне, прилегающей к ведущей звездочке. Такое расположение обеспечивает также минимальное первоначальное натяжение тягового элемента.

При заклинивании тягового элемента в зоне ведомой звездочки кинетическая энергия рабочей ветви цепи и частично транспортируемых бутылок преобразуется в потенциальную энергию ее деформации. Максимальное усилие в этом случае будет в точке сбегания цепи с ведомой звездочки. Для его снижения на ведомой звездочке следует устанавливать второе (например, пружинное) натяжное устройство.

Определим минимальное натяжение цепи в точке сбегания ее с ведущей звездочки, при котором исключается петлеобразование на участке 1—2 (рис. 40).

На участке 1—2 расположен один поддерживающий ролик, который создает сопротивление движению цепи. В соответствии с рис. 40 сопротивление движению  $W_{1-2}$  определяется из уравнения моментов сил, приложенных к ролику относительно его центра,

$$W_{1-2} = q_0 l_{1-2} \mu d / D, \quad (2.58)$$

где  $l_{1-2}$  — длина цепи на участке 1—2.

Сопротивление движению цепи на участке 2—3 при скольжении цепи по неподвижной шине определяется по известной зависимости

$$S_3 / S_2 = e^{\mu_0 \alpha_0},$$

где  $\mu_0$  — коэффициент трения цепи о направляющую шину;  $\alpha_0$  — угол обхвата цепью направляющей шины.

Так как

$$S_2 = S_1 + W_{1-2},$$

находим

$$S_3 = S_2 e^{\mu_0 \alpha_0} = (S_1 + W_{I-2}) e^{\mu_0 \alpha_0}. \quad (2.59)$$

Считая, что  $S_3 = S_4$ ,  $S_4 = S_5$ , определяем минимальный вес груза  $G_{гр}$ . Для этого проектируем силы  $S_4$ ,  $S_5$  и  $G_{гр}$  на вертикальную ось

$$G_{гр} = 2S_4 \cos \alpha. \quad (2.60)$$

Угол  $\alpha$  определяется по схеме (см. рис. 40). В соответствии с принятыми обозначениями размеров запишем

$$\begin{aligned} m &= B \operatorname{tg} \alpha; & C &= A - a; \\ a &= R/\cos \alpha; & k &= C - m; \\ k &= d/(2 \cos \alpha). \end{aligned}$$

Кроме того, размер  $C$  определяется как

$$C = A - a = k + m. \quad (2.61)$$

Подставляя значения величин в равенство (2.61), имеем

$$A - R/\cos \alpha = d/(2 \cos \alpha) + B \operatorname{tg} \alpha.$$

Заменяя

$$\operatorname{tg} \alpha = \sin \alpha / \cos \alpha$$

и

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} = (1 - \sin^2 \alpha)^{1/2} \approx 1 - \sin^2 \alpha/2,$$

после преобразования получим

$$\sin \alpha = [-B \pm \sqrt{B^2 + 2A(A - R - d/2)}]/A. \quad (2.62)$$

Тогда вес груза

$$G_{гр} = 2(S_1 + q_0 l_{I-2} \mu d/D) e^{\mu_0 \alpha_0} \cos \arcsin \left( [-B \pm \sqrt{B^2 + 2A(A - R - d/2)}]/A \right).$$

Значение  $S_1$  может считаться равным нулю, но для избежания петлеобразования цепи при заклинивании ролика его следует принять равным 10–20 Н.

**Определение динамической составляющей нагрузки тягового органа.** Основными динамическими нагрузками цепи являются продольные, вызванные переменной скоростью ее движения. М. С. Комаровым [11] определена динамическая составляющая нагрузки тягового органа при следующих допущениях:

угловая скорость  $\omega_3$  ведущей звездочки транспортера является величиной постоянной;

масса цепи и бутылок  $m_2$  сосредоточена в одной точке;

натяжение цепи в точке сбегающей ее с ведущей звездочки не учитывается.

Уравнение для определения динамической составляющей нагрузки тягового органа  $P_g$  имеет вид

$$P_g = [R\omega_3^2 m_2 c / (c - m_2 \omega_3^2)] [\omega_3 \sqrt{m_2/c} \sin \sqrt{c/m_2} t - \sin \omega_3 t]. \quad (2.63)$$

где  $R$  — радиус делительной окружности ведущей звездочки.

Результаты расчетов, выполненные применительно к лабораторному стенду при  $v = 0,4$  м/с, показали, что наибольшая вели-

чина динамической составляющей нагрузки не превышает  $\pm 62$  Н, что сопоставимо с расчетным значением усилия в точке набегания цепи на ведущую звездочку ( $S_D = 150$  Н). Экспериментальные замеры максимальных усилий отличаются от расчетных на 18 %, что позволяет использовать выражение (2.63).

Полученные экспериментальные и расчетные данные позволяют обоснованно определять усилия в тяговом органе транспортера в период установившегося движения и производить выбор электродвигателя. Приведем последовательность этих расчетов.

**Порядок тягового расчета транспортера.** В качестве исходных данных задается пропускная способность машины  $Q$  (бутылок в час). Расчет осуществляется в следующей последовательности.

1. Вычисляется скорость движения тягового органа при заданной пропускной способности по формуле

$$v = 1,1Qd_6/3600, \quad (2.64)$$

где 1,1 — коэффициент запаса производительности;  $d_6$  — диаметр бутылки, м.

2. Определяется величина сопротивления перемещению холостой ветви  $P_x$  по уравнению

$$P_x = W_x q_6 l. \quad (2.65)$$

3. Находится величина натяжения тягового органа в точке  $C$  сбегаания его с ведомой звездочки:

$$S_C = K_\alpha S_B. \quad (2.66)$$

При этом следует иметь в виду, что натяжение  $S_B$  в точке набегания тягового органа на ведомую звездочку определяется выражением

$$S_B = S_A + P_x. \quad (2.67)$$

Значением  $S_A$  следует задаться в пределах 10—20 Н.

4. Вычисляется сопротивление перемещению рабочей ветви тягового органа  $P_1'$  в паре металл — металл или металл — пластмасса:

$$P_1' = W_p l (q_0 + q_6), \quad (2.68)$$

где  $q_6$  — погонная нагрузка бутылок.

5. Определяется сопротивление перемещению рабочей ветви  $P_1$  в паре стекло — металл:

$$P_1 = 13 + 1,74n_6. \quad (2.69)$$

Полное сопротивление перемещению рабочей ветви тягового органа будет

$$P_p = P_1' + P_1 = W_p l (q_0 + q_6) + 1,74n_6 + 13. \quad (2.70)$$

Значения коэффициентов  $W_x$ ,  $W_p$  и  $k_\alpha$  находим по рис. 38, 39.

6. Натяжение в точке  $D$  определяем по формуле

$$S_D = S_C + P_p. \quad (2.71)$$

7. Вычисляется максимальное усилие в тяговом органе транспортера и сравниваем его с допусковым  $[S]$ :

$$S_{\max} = S_A + P_g \leq [S]. \quad (2.72)$$

Допускаемое усилие  $[S]$  для петлевых цепей объединения «Мелитополь-продмаш» следует принимать равным 3000 Н, а для цепей фирмы ФРГ — 4000 Н.

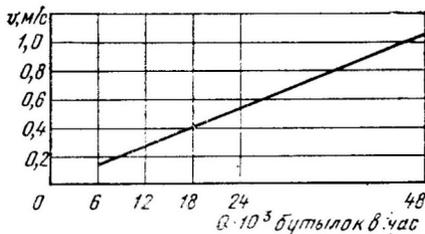


Рис. 41. График для определения скорости движения тягового органа конвейера в зависимости от производительности (для бутылок 0,5 л)

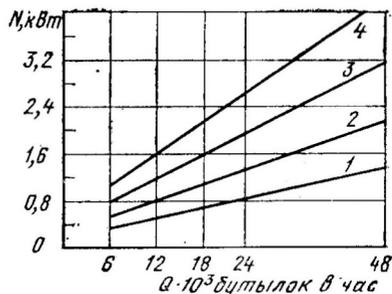


Рис. 42. График для выбора необходимой мощности электродвигателя привода при различной длине транспортера (в м):  
1 — 6; 2 — 10; 3 — 15; 4 — 20

8. Тяговое усилие  $W_T$  на ведущей звездочке будет

$$W_T = S_D - S_A. \quad (2.73)$$

9. Определяется мощность  $N$  (в кВт) электродвигателя привода транспортера:

$$N = W_{T0} / (1020\eta), \quad (2.74)$$

где  $\eta$  — КПД привода транспортера.

Для удобства использования в инженерной практике результаты расчета по предложенной методике представлены в виде графиков на рис. 41 и 42.

**Предохранительные муфты приводов транспортеров.** Приводы транспортеров для перемещения бутылок работают с переменными нагрузками, возникающими вследствие остановки бутылок на тяговой цепи, которая движется без остановок. Нагрузки тягового органа в пусковые периоды, как показывает опыт, могут значительно превышать номинальные, поэтому их ограничение является актуальной задачей.

Выбор типа предохранительной муфты и места установки ее в приводе машины должен осуществляться с учетом максимально достигаемого эффекта.

Чаще всего используются фрикционные предохранительные муфты, устанавливаемые на валу ведущей звездочки транспортера. Такой выбор оправдан, так как в реальных условиях динамические нагрузки возникают не в звеньях привода, а в тяговой цепи, которая предохраняется от инерционных нагрузок, возникающих при остановке вращающихся элементов привода. Принятый вариант приемлем еще и потому, что детали муфты можно расположить на одном валу вместе с ведущей звездочкой машины, что обеспечивает точную соосность их и отсутствие перекосов, которые неизбежны в варианте при соединении двух валов предохранительной муфты.

Рассматривая конструкцию муфты, следует заметить, что применяемая в настоящее время в линиях розлива дисковая муфта с

двумя плоскостями трения имеет низкую точность ограничения нагрузки, которая тесно связана с изменяющимся в широких пределах коэффициентом трения. Для повышения точности срабатывания муфты предлагается вводить дополнительный отжимной механизм. Он передает момент, действующий на вал, и уменьшает усилие пружин, сжимающих диски трения, а величина результирующего усилия определяет предельный момент, при котором срабатывает муфта. Введение такого механизма несколько усложняет конструкцию и требует увеличения усилия первоначальной затяжки пружин, так как часть их усилия в результате действия отжимного механизма частично нейтрализуется. Однако этот недостаток компенсируется достигаемым эффектом по повышению точности ограничения нагрузок на тяговом органе.

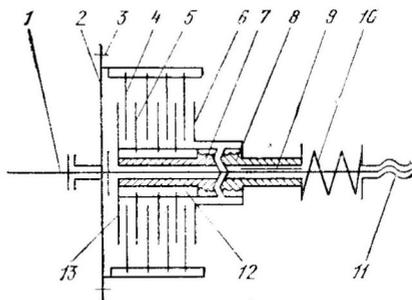


Рис. 43. Схема многодисковой фрикционной муфты

На рис. 43 показана схема многодисковой фрикционной муфты, разработанной в КТИППе. На валу 1 ведущей звездочки транспортера на подвижной посадке установлены барабан 2 с ведомой звездочкой 3 цепной передачи привода и шлицевая втулка 12 с упорным диском трения 13 и кулачковой полумуфтой 7. Диски трения 4 соединены с барабаном 2, а диски 5 — со втулкой 12 шпоночными пазами и могут перемещаться в осевом направлении. Нажимной диск 6, соединенный неподвижно с кулачковой полумуфтой 8, установлен на валу 1 и соединен с ним шпонкой 9.

Пружина прижимает диски трения 4 к дискам 5 между упорным диском 13 и нажимным 6, замыкая при этом кулачковую муфту 7—8 с некоторым зазором между рабочими поверхностями кулачков. Усилие сжатия пружины 10 регулируется гайкой 11. Крутящий момент, передаваемый валу 1, при достижении определенной величины поворачивает нажимной диск 6 с кулачковой полумуфтой 8 относительно второй кулачковой полумуфты 7 и барабана 2, соединенного с дисками 4 и 5. При этом выбирается зазор между кулачками. Создаваемое осевое усилие кулачковой муфты компенсирует часть усилия пружины 10, которая затянута с несколько большей силой чем та, которая необходима для передачи предельного момента. Установим зависимость, определяющую усилие сжатия пружины.

На рис. 44, а показан вал 1 с прикрепленным к нему нажимным диском 7 и кулачковой полумуфтой 6. Рассматривая равновесие вала под действием сил, приложенных к деталям узла, получаем

$$M_{\text{пр}} = F_1 R_c + P_k r_c, \quad (2.75)$$

где  $M_{\text{пр}}$  — предельный момент, передаваемый муфтой;  $F_1$  — сила трения, приложенная к нажимному диску;  $R_c$  — средний радиус трения кольцевой поверх-

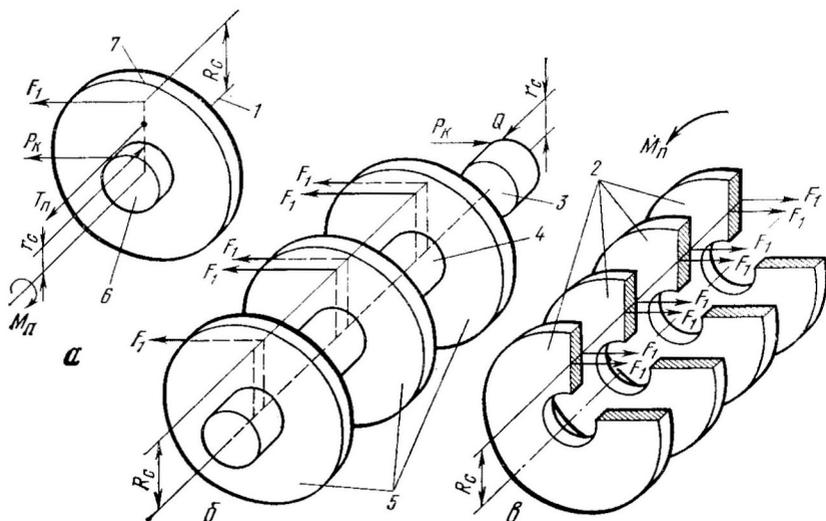


Рис. 44. Расчетная схема муфты

ности;  $P_K$  — окружное усилие кулачковой муфты;  $r_c$  — средний радиус кулачковой муфты.

Сила трения  $F_1$  определяется из равенства

$$F_1 = (T_{\text{пр}} - T_K) f, \quad (2.76)$$

где  $T_{\text{пр}}$  — усилие сжатой пружины;  $T_K$  — осевое усилие, создаваемое кулачковой муфтой;  $f$  — коэффициент трения скольжения между дисками трения.

Рабочие профили кулачков построены по винтовой линии с углом подъема витка по среднему радиусу  $r_c$ , равным  $\alpha$ . Поэтому

$$T_K = P_K / \text{tg}(\alpha + \rho), \quad (2.77)$$

где  $\rho$  — угол трения винтовой пары кулачков кулачковой муфты.

Условие равновесия втулки 4 с кулачковой полу муфтой 3 и дисками 5 (рис. 44, б) определяется равенством

$$P_K r_c = F_1 R_c (i_0 - 1), \quad (2.78)$$

где  $i_0$  — число всех трущихся поверхностей муфты.

В соответствии с равенством (2.78) напишем

$$P_K = F_1 R_c (i_0 - 1) / r_c. \quad (2.79)$$

Равновесие нажимного диска 7 с дисками трения 2 (рис. 44, в) соответствует условию

$$M_{\text{пр}} = F_1 R_c i_0. \quad (2.80)$$

Осуществляя подстановки, получаем

$$F_1 = T_{\text{пр}} f - P_K f / \text{tg}(\alpha + \rho), \quad (2.81)$$

и, заменяя  $P_k$  его значением из (2.79), имеем

$$F_1 = T_{\text{пр}} f - F_1 \frac{R_c}{r_c} (i_0 - 1) \frac{f}{\text{tg}(\alpha + \rho)}. \quad (2.82)$$

После преобразований, получаем

$$T_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{пр}}}{i_0} \left[ \frac{1}{R_c f} + \frac{(i_0 - 1)}{r_c \text{tg}(\alpha + \rho)} \right]. \quad (2.83)$$

Для транспортеров на линиях розлива можно рекомендовать предохранительную кулачковую муфту (ГОСТ 15620—77), предохранительную шариковую муфту (ГОСТ 15621—77), предохранительную фрикционную муфту (ГОСТ 15622—77). Основные характеристики указанных муфт приведены в табл. 15.

## ГЛАВА 3

### ДИНАМИКА ТРАНСПОРТЕРОВ

Создание надежных и прочных машин с минимальной массой связано с использованием современной теории расчетов. Это важно и при проектировании высокопроизводительных транспортеров для перемещения бутылок. В работе транспортера выделяются период пуска, период установившегося движения и период выбега.

#### Определение усилий в тяговых цепях транспортеров в режиме перемещения бутылок

Как уже отмечалось, при постоянной угловой скорости приводной звездочки (или блока с прямолинейными гранями) скорость движения цепи непостоянна. Она периодически изменяется по определенному кинематическому закону. Длительность периодов неравномерности движения цепей равна времени поворота приводной звездочки на центральный угол, соответствующий одному звену цепи.

Неравномерность движения тягового органа обуславливает возникновение в нем динамических усилий, тем больших по величине, чем больше ускорение при пульсирующем движении, масса движущихся груза и самого конвейера.

Динамические силы не только увеличивают общую, действующую на тяговый элемент продольную силу, но и вызывают в тяговых цепях усталостные явления.

Кроме прерывно действующих на цепь динамических сил, вызванных неравномерностью ее движения, в точке набегания на цепь действуют динамические силы, направленные под углом к оси машины и обусловленные тем, что каждый новый зуб входит в зацепление с шарниром цепи с ударом. При большой скорости цепи эти удары могут служить причиной разрушения шарниров, а также возникновения в цепи поперечных колебаний. Однако они

Номинальный крутящий момент, Н·м	Диаметр отверстия под вал (предельное отклонение по Н7) в различном исполнении, мм			Кулачковая муфта				Шариковая муфта				Фрикционная муфта			
				габаритные размеры, мм		допустимая частота вращения, об/мин	масса, кг	габаритные размеры, мм		масса, кг	габаритные размеры, мм		допустимая частота вращения, об/мин	масса, кг	
	диаметр	длина	диаметр	длина	диаметр			длина							
						1	2		3						
25	14	14	13	71	85	800	1,6	71	100	800	2,0	60	90	1500	1,1
	16	16	15												
	18	—	17												
40	18	—	17	71	85	800	1,8	71	100	800	2,26	60	90	1500	1,2
	20	20	20												
	22	22	22												
63	20	20	20	85	110	630	2,5	80	120	630	2,6	85	120	1000	2,0
	22	22	22												
	25	25	25												
100	25	25	25	100	140	500	5,0	100	150	500	5,16	105	125	1000	3,6
	28	28	28												
	—	—	30												
160	28	28	28	125	160	500	7,5	125	190	500	7,0	115	150	800	3,8
	—	—	30												
	32	32	32												
250	32	32	32	140	180	400	10	90	140	400	12,3	135	160	600	5,0
	36	—	35												
	—	38	38												
	40	—	40												

распространяются на небольшой участок цепи и в них участвует незначительная масса конвейера и груза. Поэтому при определении действующих на тяговый элемент динамических сил поперечные колебания не принимают во внимание, а учитывают только продольные.

На рис. 45 показана схема набегания цепи на звездочку или блок с гранями.

При постоянной угловой скорости звездочки  $\omega_3$  постоянна и окружная скорость зуба  $\omega_3 R$ . Скорость цепи  $V$ , если считать приближенно ее движение поступательным не только на рабочих участках, но и в месте набегания на звездочку и не учитывать влияние упругости цепи, будет

$$V = R\omega_3 \cos \alpha, \quad (3.1)$$

где  $\alpha$  — переменный угол, образуемый радиусом  $O1$  с осью  $OY$ .

Таким образом, скорость цепи изменяется за период поворота звездочки на центральный угол, соответствующий одному шагу цепи, по закону косинусоиды при изменении угла  $\alpha$  от  $-180^\circ/z$  до  $+180^\circ/z$ , где  $z$  — число зубьев звездочки.

Ускорение цепи за тот же период изменяется по закону синусоиды

$$\omega = dv/dt = -R\omega_3^2 \sin \alpha. \quad (3.2)$$

Максимальное значение ускорения цепи  $\omega_{\max}$  при  $\alpha = -180^\circ/z$  будет

$$\omega_{\max} = R\omega_3^2 \sin(180^\circ/z). \quad (3.3)$$

В литературе [16] определение максимальной продольной динамической составляющей нагрузки  $P_{g_{\max}}$  предлагается осуществлять с учетом  $\omega_{\max}$ , т. е.

$$P_{g_{\max}} = C_1(m_{\text{ц}} + C_2 m_{\text{б}}) \omega_{\max}, \quad (3.4)$$

где  $C_1$  и  $C_2$  — коэффициенты участия масс соответственно движущихся частей и бутылок;  $m_{\text{ц}}$  и  $m_{\text{б}}$  — массы соответственно цепи транспортера и расположенных на ней бутылок, движущихся с ускорением.

В связи с упругостью цепи, ее провисанием между точками опоры и наличием люфтов в шарнирах в движении участвует не вся масса движущихся частей транспортера, а только некоторая ее часть, характеризующаяся в уравнении (3.4) коэффициентом  $C_1 < 1$ . Бутылки на транспортере могут перемещаться вместе с цепью или относительно нее, что в уравнении (3.4) учитывается коэффициентом  $C_2 \leq 1$ . Численные значения коэффициентов  $C_1$  и  $C_2$  применительно к транспортерам для перемещения бутылок не приводятся, а поэтому использование такой методики возможно лишь после их экспериментального определения.

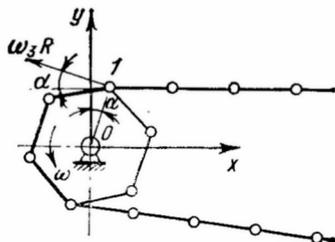


Рис. 45. Схема набегания цепи на звездочку

Изложенная в работе М. С. Комарова [11] методика определения динамической составляющей нагрузки для периода установившегося движения получила экспериментальное подтверждение и может считаться приемлемой.

### **Определение усилий в тяговых цепях транспортеров в периоды переходных процессов**

Анализ динамических процессов в приводах связан с определением динамических нагрузок упругих систем, нахождением частот собственных и вынужденных колебаний. Современный уровень исследований предусматривает рассмотрение приводных систем в целом, включая электродвигатель, передачи и исполнительный механизм (машинный агрегат).

Транспортеры для перемещения бутылок снабжаются асинхронными электродвигателями, свойства которых в установившемся режиме принято характеризовать зависимостью скорости вращения ротора от развиваемого вращающего момента. Такая зависимость называется механической характеристикой  $\omega = f(M_g)$ .

Отметим, что механическая характеристика при таком ее определении не учитывает влияния электромагнитных переходных процессов в электродвигателе, связанных с пускотормозными операциями, т. е. является статической характеристикой.

Как показали последние исследования асинхронных короткозамкнутых электродвигателей, электромагнитные переходные процессы электродвигателей могут оказывать существенное влияние на динамические явления в машинном агрегате [5, 14].

Рассмотрение переходных электромагнитных процессов в электродвигателях приводит, как правило, к сложным комплексным системам дифференциальных уравнений, качественное исследование и приближенное решение которых связано со значительными трудностями. Указанное существенно ограничивает использование полученных результатов в практике инженерных расчетов. В связи с этим существует ряд предложений по учету характеристики электродвигателя.

Первое из них состоит в том, что влияние динамических процессов в электродвигателе совсем не учитывается. При исследовании крутильных колебаний в машинном агрегате со значительной редукией электродвигатель имитируется массой, вращающейся с постоянной угловой скоростью (т. е. бесконечно большой массой).

Следует отметить, что представление вращающего момента или скорости ротора в виде известных функций времени является, по существу, заданием интегральных характеристик, которые невозможно получить, не решая системы уравнений машинного агрегата. Поэтому использование рассмотренного предложения в практике может привести к совершенно неправильным результатам.

В практике инженерных расчетов значительное распространение

ние получило использование статических характеристик электродвигателей. На рис. 46 показаны статическая и динамическая характеристики асинхронного электродвигателя А-51-6. Из рис. 46 видно, что зависимость  $n=f(M_g)$ , где  $n$  — частота вращения ротора, об/мин, представленная динамической характеристикой, значительно отличается от зависимости, описываемой статической характеристикой на неустойчивой ее части и хорошо совпадает с ней на устойчивой части.

В связи с возможным образованием зазоров в приводе при выбеге и разгрузке упругих элементов при последующем пуске на неустойчивой части характеристики электродвигателя перемещаются ведущие массы при неподвижных ведомых, поэтому изменения  $M_g$  мало сказываются на нагрузке упругого элемента. Это обстоятельство объясняет удовлетворительные результаты описания переходных процессов электромеханических систем с использованием статических характеристик.

В практике для режима пуска характерны три случая:

в приводе имеются зазоры, в результате чего происходит ударное нагружение его элементов;

зазоры выбраны, но упругие звенья не нагружены;

зазоры выбраны, и на упругие звенья действует нагрузка, соответствующая сопротивлению перемещения элементов привода в установившемся режиме движения.

Указанные случаи могут быть рассмотрены на основе двухмассовых аналитических моделей, составленных с учетом жесткости элементов привода [1, 6, 7, 18, 20]. При этом полагаем, что силы сопротивления постоянны, а движущие силы определяются по статическим механическим характеристикам электродвигателей.

В работах Н. И. Левитского и В. Ф. Столярчука [12, 17] предложено статическую характеристику электродвигателя аппроксимировать прямыми, что позволяет решать уравнения движения в явном виде. Оценка погрешности такой аппроксимации возможна на основе аналитического и графоаналитического решений одномассовой модели.

**Аналитическое и графоаналитическое исследования переходных процессов в приводах транспортеров.** При оценке погрешности аппроксимации статической механической характеристики асинхронного электродвигателя исходим из ее уточненного уравнения

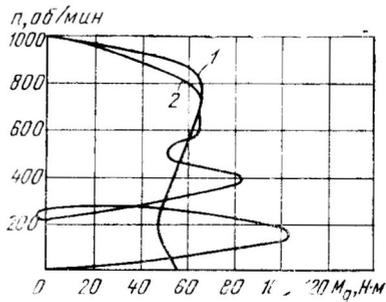


Рис. 46. Механическая характеристика асинхронного двигателя А-51-6:

1 — статическая; 2 — динамическая

$$M_g = 2M_m (1 + \epsilon') / \left( \frac{\sigma}{\sigma_m} + \frac{\sigma_m}{\sigma} + 2\epsilon' \right), \quad (3.5)$$

где  $M_m$ ,  $\sigma_m$  — соответственно максимальный (опрокидывающий) момент и соответствующее ему скольжение;  $\epsilon'$  — безразмерный параметр, зависящий от типа электродвигателя;  $\sigma$  — текущее скольжение.

Известно, что

$$\sigma = 1 - \omega/\omega_0 = 1 - 1/\omega_0 (d\varphi/dt), \quad (3.6)$$

где  $\omega_0$  — синхронная угловая скорость ротора;  $\varphi$  — угол поворота ротора.

Для электродвигателей больших и средних мощностей, рассчитанных на длительные режимы работы,  $\epsilon' = 0,05 \div 0,1$  [17]. Поэтому величиной  $\epsilon'$  можно пренебречь. Тогда выражение (3.5) примет вид

$$M_g^* = 2M_m / \left( \frac{\sigma}{\sigma_m} + \frac{\sigma_m}{\sigma} \right) = 2M_m \sigma_m \left( 1 + \frac{\omega}{\omega_0} \right) / \left[ \left( 1 - \frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 - \sigma_m^2 \right]. \quad (3.7)$$

Значение  $\sigma_m$  вычисляется по формуле

$$\sigma_m = \sigma_n (\lambda + \sqrt{\lambda^2 + 2\sigma_n (\lambda - 1) - 1}) / [1 - 2\sigma_n (\lambda - 1)], \quad (3.8)$$

где  $\sigma_n$  — скольжение при номинальном моменте  $M_n$ ;  $\lambda$  — безразмерный коэффициент;

$$\lambda = M_m / M_n,$$

где  $M_n$  — пусковой момент электродвигателя.

Значение  $\sigma_n$  определяется по выражению (3.6) при известном значении  $\omega_n$ . При этом

$$\omega_n = \pi n / 30,$$

где  $n$  — номинальная частота вращения ротора для данного электродвигателя.

Полученная из выражения (3.7) статическая механическая характеристика аппроксимировалась на неустойчивой части уравнением прямой вида

$$M_g = (M_m - M_n) \omega / \omega_m + M_n, \quad (3.9)$$

а на устойчивой

$$M_g = -M_m \omega / (\omega_0 - \omega_m) + M_m \omega_0 / (\omega_0 - \omega_m), \quad (3.10)$$

где  $\omega_m$  — угловая скорость вращения ротора, соответствующая  $M_n$ .

В соответствии с указанной аппроксимацией на неустойчивой части характеристики электродвигателя уравнение движения приведенной массы транспорта имеет вид

$$I_{пр} d^2\varphi/dt^2 = M_g - M_c = (M_m - M_n) d\varphi/(\omega_m dt) + M_n - M_c, \quad (3.11)$$

где  $I_{пр}$  — приведенный к ведущей звездочке момент инерции всех движущихся масс транспорта;  $M_c$  — момент сопротивления перемещению тягового органа, приведенный к ведущей звездочке транспорта.

Преобразуем выражение (3.11) к виду, удобному для интегрирования,

$$d\omega/dt - (M_m - M_n) \omega / (I_{пр} \omega_m) = (M_n - M_c) / I_{пр}. \quad (3.12)$$

Обозначим

$$(M_m - M_n) / (I_{пр} \omega_m) = a;$$

$$(M_n - M_c) / I_{пр} = b.$$

После подстановки значений  $a$  и  $b$  уравнение (3.12) примет вид

$$d\omega/dt - a\omega = b. \quad (3.13)$$

Решение линейного уравнения (3.13) представляется в виде

$$d\omega/dt - a\omega = 0; \quad d\omega/\omega = adt; \quad \omega = Ce^{at}. \quad (3.14)$$

В последнем выражении постоянную интегрирования  $C$  заменяем неизвестной функцией  $u$ :

Тогда

$$\omega = ue^{at}. \quad (3.15)$$

Из уравнения (3.15) находим

$$d\omega/dt = due^{at}/dt + uae^{at}. \quad (3.16)$$

Подставим выражения (3.15) и (3.16) в (3.13). Тогда

$$due^{at}/dt + uae^{at} - aue^{at} = b; \quad (3.17)$$

$$due^{at}/dt = b; \quad du = be^{-at} dt. \quad (3.18)$$

После интегрирования уравнения (3.18) имеем

$$u = b \int e^{-at} dt = be^{-at}/a + C_1'. \quad (3.19)$$

и, подставив формулу (3.15), получим

$$\omega = (C_1' - be^{-at}/a) e^{at} = C_1' e^{at} - b/a. \quad (3.20)$$

Константу интегрирования  $C_1'$  найдем при начальных условиях  $t=0$ ,  $\omega=0$ . Тогда

$$C_1' = b/a \quad (3.21)$$

и выражение (3.20) примет вид

$$\begin{aligned} \omega &= be^{at}/a - b/a = b(e^{at} - 1)/a = (M_{\Pi} - M_C) \omega_m \times \\ &\times (e^{(M_m - M_{\Pi})t/(I_{\text{пр}} \omega_m)} - 1)/(M_m - M_{\Pi}). \end{aligned} \quad (3.22)$$

После его дифференцирования найдем угловое ускорение  $\varepsilon$  звена приведення

$$\begin{aligned} \varepsilon = d\omega/dt &= (M_{\Pi} - M_C) \omega_m (M_m - M_{\Pi}) e^{\frac{M_m - M_{\Pi}}{I_{\text{пр}} \omega_m} t} / [I_{\text{пр}} \omega_m (M_m - M_{\Pi})] = \\ &= (M_{\Pi} - M_C) e^{(M_m - M_{\Pi})t/(I_{\text{пр}} \omega_m)} / I_{\text{пр}}. \end{aligned} \quad (3.23)$$

Полученные выражения справедливы в интервале  $0 \leq t \leq t_m$ , т. е. до достижения величиной  $\omega$  значения  $\omega_m$ , после чего уравнение движения приведенной массы транспортера будет иметь вид

$$I_{\text{пр}} d\omega/dt = -M_m \omega / (\omega_0 - \omega_m) + M_m \omega_0 / (\omega_0 - \omega_m) - M_C. \quad (3.24)$$

Преобразуем последнее выражение

$$d\omega/dt + M_m \omega / [I_{\text{пр}} (\omega_0 - \omega_m)] = M_m \omega_0 / [I_{\text{пр}} (\omega_0 - \omega_m)] - M_C / I_{\text{пр}}.$$

Обозначим

$$M_m / [I_{\text{пр}} (\omega_0 - \omega_m)] = k; \quad M_m \omega_0 / [I_{\text{пр}} (\omega_0 - \omega_m)] - M_C / I_{\text{пр}} = n'.$$

С учетом принятых обозначений уравнение движения на втором участке примет вид

$$d\omega/dt + k\omega = n'. \quad (3.25)$$

Решим уравнение (3.25)

$$d\omega/dt + k\omega = 0; \quad d\omega/\omega = -kdt; \quad \omega = Ce^{-kt}.$$

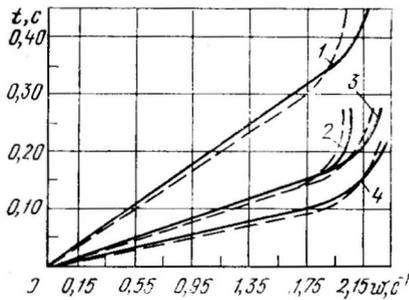


Рис. 47. Зависимости исследования погрешности аппроксимации статических характеристик электродвигателей различной мощности (в кВт):

1 — 1.0; 2 — 1.7; 3 — 2.8; 4 — 3.2  
 ————— аналитическое решение;  
 - - - - - графоаналитическое решение

Заменяя постоянную интегрирования  $C$  неизвестной функцией  $u$ , получим:

$$\omega = ue^{-kt}; \quad d\omega/dt = due^{-kt}/dt - uke^{-kt}.$$

Подставим последние значения уравнения (3.25). Тогда

$$due^{-kt}/dt - uke^{-kt} + kue^{-kt} = n'; \quad du = ne^{kt}dt; \quad u = n'e^{kt}/k + C'_2; \quad \omega = (n'e^{kt}/k + C'_1)e^{-kt} = n'/k + C'_1e^{-kt}.$$

Подставив значения  $n'$  и  $k$  в последнее выражение, получим

$$\omega = [M_m\omega_0 - M_c(\omega_0 - \omega_H)]/M_m + e^{M_m t/[I_{пр}(\omega_0 - \omega_m)]} \times (\omega_m - [M_m\omega_0 - M_c(\omega_0 - \omega_m)]/M_m). \quad (3.26)$$

Значение константы интегрирования  $C'_1$  найдено при начальных условиях  $t=0$ ,  $\omega=\omega_m$ , т. е.

$$C'_1 = \omega_m - n'/k.$$

Угловое ускорение звена приведения найдем дифференцированием уравнения (3.26):

$$\epsilon = d\omega/dt = ([M_m\omega_0 - M_c(\omega_0 - \omega_m)]/I_{пр}(\omega_0 - \omega_m)) - M_m \times \times \omega_m/[I_{пр}(\omega_0 - \omega_m)] e^{-M_m t/[I_{пр}(\omega_0 - \omega_m)]}. \quad (3.27)$$

Выражения (3.26) и (3.27) определяют закон движения звена приведения до достижения им номинальной угловой скорости  $\omega_H$ .

Для определения погрешности аппроксимации статической механической характеристики асинхронного электродвигателя результаты аналитического решения сравнивались с результатами графоаналитического исследования (рис. 47). Расхождение двух способов решения не превышает 8%, что позволяет считать указанную аппроксимацию приемлемой.

**Аналитическое исследование процесса пуска транспортера при наличии зазоров в приводе.** Образование зазоров в тяговой цепи и элементах привода транспортера возможно в процессе выбега. Проведем исследование переходных процессов пуска транспортера на основе расчетной схемы, представленной на рис. 48, где  $I_1$  — приведенный к ведущей звездочке машины момент инерции вращающихся масс привода, а  $I_2$  — момент инерции массы тяговой цепи и бутылок.

При наличии зазора в приводе в процессе пуска ведущая масса разгоняется до скорости установившегося движения, а затем при неподвижной ведомой массе происходит ударное нагружение

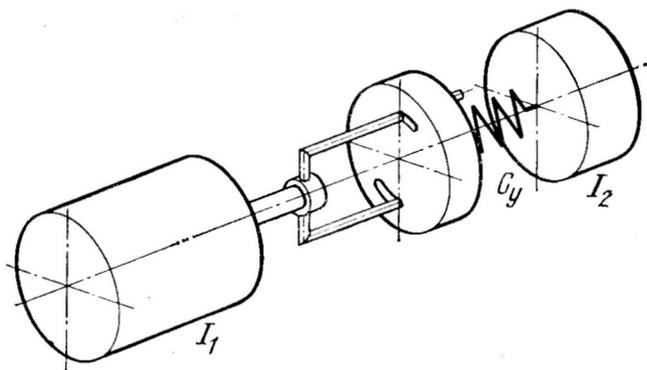


Рис. 48. Расчетная схема двухмассовой модели транспортера

упругого звена (тяговой цепи). Ударным нагружением условимся называть такое силовое воздействие одной механической системы на другую, при котором наблюдаются следующие условия:

в момент начала соприкосновения систем разность скоростей их движения не равна нулю;

полупериод собственных колебаний обеих систем (как общей системы) больше времени нарастания силы (от нуля до первого максимума) в месте соприкосновения систем.

Квазиударным нагружением будем называть случай, когда выполняется только первое условие. В дальнейшем будет применяться общий термин «ударное нагружение», так как методы исследования будут общими для названных видов нагружения.

Процесс соударения разбивается на несколько этапов: сближение соударяющихся масс, деформация упругого элемента и т. д. Асинхронные электродвигатели после разгона обладают жесткой характеристикой, поэтому наихудшие условия ударного нагружения будут при сохранении в процессе нагружения наибольшей скорости движения ведущего элемента. В последующем будем предполагать наихудшие условия.

При установившемся движении ведущей массы  $I_1$ , принимая, что скорость ее движения постоянна, угловая координата ведущей массы  $\varphi_1$  определяется уравнением

$$\varphi_1 = \omega_3 t, \quad (3.28)$$

где  $\omega_3$  — угловая скорость установившегося движения ведущей звездочки транспортера (звеном приведения считается ведущая звездочка транспортера).

Уравнение движения ведомой массы имеет вид

$$I_2 d^2 \varphi_2 / dt^2 - (\varphi_1 - \varphi_2) C_y = -M_c, \quad (3.29)$$

где  $I_2$  — приведенный к ведущей звездочке транспортера момент инерции, учитывающий массу тяговой цепи, бутылок и ведомой звездочки;  $\varphi_2$  — угловая координата ведомой массы;  $C_y$  — приведенная угловая жесткость упругих элементов системы;  $M_c$  — приведенный момент сил сопротивления.

Подставив в выражение (3.29) значение  $\varphi_1$ , получим

$$I_2 d^2 \varphi_2 / dt^2 - C_y \omega_3 t + \varphi_2 C_y = -M_c$$

или

$$d^2 \varphi_2 / dt^2 + C_y \varphi_2 / I_2 = \omega_3 C_y t / I_2 - M_c / I_2. \quad (3.30)$$

Общее решение уравнения (3.30) имеет вид

$$\varphi_2 = A \sin \sqrt{C_y / I_2} t + B \cos \sqrt{C_y / I_2} t + \omega_3 t - M_c / C_y. \quad (3.31)$$

Константы интегрирования  $A$  и  $B$  найдем при начальных условиях  $t_0 = 0$ :

$$\varphi_1 - \varphi_2 = M_c / C_y, \quad d\varphi_1 / dt - d\varphi_2 / dt = \omega_3.$$

Решим уравнение (3.31) относительно разности величин

$$\begin{aligned} \varphi_1 - \varphi_2 &= \omega_3 t - A \sin \sqrt{C_y / I_2} t - B \cos \sqrt{C_y / I_2} t - \omega_3 t + M_c / C_y = \\ &= -A \sin \sqrt{C_y / I_2} t - B \cos \sqrt{C_y / I_2} t + M_c / C_y. \end{aligned} \quad (3.32)$$

Подставив начальные условия в формулу (3.32), получим

$$M_c / C_y = -B + M_c / C_y,$$

отсюда  $B = 0$ ;

$$\begin{aligned} \omega_3 &= -M_c \sqrt{C_y / I_2}; \quad A = -\omega_3 \sqrt{I_2 / C_y}; \\ \varphi_1 - \varphi_2 &= \omega_3 \sqrt{I_2 / C_y} \sin \sqrt{C_y / I_2} t + M_c / C_y. \end{aligned} \quad (3.33)$$

Нагрузка упругого звена приведения (в виде момента сил) определится из уравнения

$$M = (\varphi_1 - \varphi_2) C_y = \omega_3 \sqrt{I_2 C_y} \sin \sqrt{C_y / I_2} t + M_c. \quad (3.34)$$

Максимального значения нагрузка в упругом звене достигнет при условии

$$\sin \sqrt{C_y / I_2} t = 1 \quad (3.35)$$

и определится выражением

$$M_{\max} = \omega_3 \sqrt{I_2 C_y} + M_c. \quad (3.36)$$

Переходя к усилиям в тяговом органе транспортера, выражение (3.36) преобразуем к виду

$$P_{\max} = V \sqrt{m_2 c} + P_c, \quad (3.37)$$

где  $m_2$  — масса тяговой цепи и бутылок;  $P_c$  — сопротивление перемещению тягового органа.

В качестве примера на рис. 49 для транспортера длиной 12 м приведена зависимость  $P_{\max}$  от скорости движения тягового органа. Здесь же для сравнения показана величина сопротивления  $P_c$  перемещению тягового органа в период установившегося движения. Из рис. 49 видно, что величина динамической нагрузки зна-

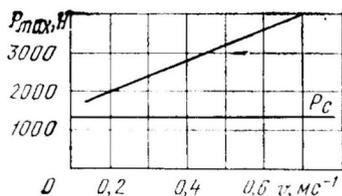


Рис. 49. Зависимость максимальных усилий в тяговом органе транспортера от его скорости

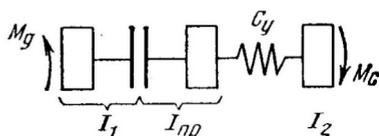


Рис. 50. Приведенная схема транспортера, снабженного предохранительной муфтой

чительно (в 2—3 раза) превышает значения  $P_c$ . Это указывает на необходимость поиска конструктивных решений, исключающих возможность образования зазоров в процессе выбега.

### Ударное нагружение пуска тягового органа транспортера при наличии в приводе предохранительной фрикционной муфты

Рассмотрим схему транспортера, привод которого снабжен фрикционной предохранительной муфтой (рис. 50). Максимальный момент, передаваемый муфтой, обозначим  $M_m$ , приведенный момент инерции движущихся элементов привода и ведущей полу-муфты —  $I_1$ , приведенный момент инерции ведомой полу-муфты и ведущей звездочки транспортера —  $I_{пр}$  и приведенный момент инерции массы тяговой цепи и бутылок —  $I_2$ .

При наличии зазоров в тяговой цепи массы, представленные величинами  $I_1$  и  $I_{пр}$ , разгоняются до скорости установившегося движения, а затем происходит ударное нагружение упругого элемента (цепи).

Учитывая жесткую характеристику асинхронного электродвигателя, скорость движения масс, представленных величиной  $I_1$ , будем считать постоянной во время всего периода разгона, т. е.  $\varphi_1 = \text{const}$ . При условии  $M_m > M$ , где  $M$  — момент сопротивления перемещению ведомых масс, учитывающий статическую и динамическую составляющие, скорость движения промежуточных масс также будет постоянной ( $\varphi_{пр} = \text{const}$ ). Тогда после выбора зазоров и нагружения упругого элемента до величины  $M_c = \varphi_{пр} C_y$  (I этап) начинается II этап, на котором уравнения движения имеют вид

$$\begin{cases} \varphi_{пр} = \text{const}; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 = C_y (\varphi_{пр} - \varphi_2) - M_c. \end{cases} \quad (3.38)$$

Имея в виду, что  $\varphi_{пр} = \omega_3 t$  и преобразовывая систему уравнений (3.38), получим

$$\ddot{\varphi}_2 + C_y \varphi_2 / I_2 = C_y \omega_3 t / I_2 - M_c / I_2. \quad (3.39)$$

При начальных условиях

$$t_0 = 0; \quad (\varphi_{\text{пр}})_0 - (\varphi_2)_0 = M_c/C_y;$$

$$(d\varphi_{\text{пр}}/dt)_0 - (d\varphi_2/dt)_0 = \omega_3$$

решим уравнение (3.39) относительно разности величины

$$\varphi_{\text{пр}} - \varphi_2 = \omega_3 \sqrt{I_2/C_y} \sin \sqrt{C_y/I_2} t + M_c/C_y. \quad (3.40)$$

Нагрузка звена приведения определится из условия

$$M = C_y(\varphi_{\text{пр}} - \varphi_2) = \omega_3 \sqrt{I_2 C_y} \sin \sqrt{C_y/I_2} t + M_c. \quad (3.41)$$

Для определения начальных условий III этапа необходимо решить уравнение (3.39) относительно  $\varphi_2$ .

Характеристическое уравнение дифференциального уравнения (3.39) без правой части имеет вид

$$r^2 + C_y/I_2 = 0.$$

Находим его корни:

$$r_{1,2} = i \sqrt{C_y/I_2}.$$

Общее решение исходного уравнения (3.39) представим в форме

$$\varphi_2 = A \sin \sqrt{C_y/I_2} t + B \cos \sqrt{C_y/I_2} t + \omega_3 t - M_c/C_y.$$

Значение констант интегрирования  $A$  и  $B$  найдем при начальных условиях  $t_0 = 0$ ;  $(\dot{\varphi}_2)_0 = 0$ ;  $(\varphi_2)_0 = 0$ :

$$B = M_c/C_y; \quad A = -\omega_3/\sqrt{C_y/I_2}.$$

Подставив константы интегрирования, получим

$$\varphi_2 = M_c/C_y \cos \sqrt{C_y/I_2} t -$$

$$-\omega_3/\sqrt{C_y/I_2} \sin \sqrt{C_y/I_2} t + \omega_3 t - M_c/C_y$$

и

$$\dot{\varphi}_2 = \omega_3 - \omega_3 \cos \sqrt{C_y/I_2} t - M_c/\sqrt{C_y I_2} \sin \sqrt{C_y/I_2} t.$$

При выполнении условия  $M_M = M$  заканчивается II этап нагружения. На III этапе уравнения движения промежуточной и ведомой масс имеют вид

$$I_{\text{пр}} \ddot{\varphi}_{\text{пр}} = M_M - C_y(\varphi_{\text{пр}} - \varphi_2); \quad (3.42)$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 = C_y(\varphi_{\text{пр}} - \varphi_2) - M_c. \quad (3.43)$$

Преобразуя уравнения (3.42) и (3.43) к виду, удобному для дифференцирования, получим

$$\ddot{\varphi}_{\text{пр}} + C_y(\varphi_{\text{пр}} - \varphi_2)/I_{\text{пр}} = M_M/I_{\text{пр}}; \quad (3.44)$$

$$\ddot{\varphi}_2 - C_y(\varphi_{\text{пр}} - \varphi_2)/I_2 = -M_c/I_2. \quad (3.45)$$

Вычтем уравнение (3.45) из уравнения (3.44). Тогда

$$\ddot{\varphi}_{\text{пр}} - \ddot{\varphi}_2 + (C_{\text{y}}/I_{\text{пр}} + C_{\text{y}}/I_2)(\varphi_{\text{пр}} - \varphi_2) = M_{\text{м}}/I_{\text{пр}} + M_{\text{с}}/I_2. \quad (3.46)$$

Умножив уравнение (3.46) на  $C_{\text{y}}$ , получим

$$C_{\text{y}}(\ddot{\varphi}_{\text{пр}} - \ddot{\varphi}_2) + C_{\text{y}}(C_{\text{y}}/I_{\text{пр}} + C_{\text{y}}/I_2)(\varphi_{\text{пр}} - \varphi_2) = M_{\text{м}}C_{\text{y}}/I_{\text{пр}} + M_{\text{с}}C_{\text{y}}/I_2.$$

Но  $C_{\text{y}}(\varphi_{\text{пр}} - \varphi_2)$  является упругим моментом  $M$ , представляющим собой внутреннюю динамическую нагрузку.

Тогда

$$\ddot{M} + (C_{\text{y}}/I_{\text{пр}} + C_{\text{y}}/I_2)M = C_{\text{y}}(M_{\text{м}}/I_{\text{пр}} + M_{\text{с}}/I_2). \quad (3.47)$$

Характеристическое уравнение дифференциального уравнения (3.47) имеет вид

$$r^2 + (C_{\text{y}}/I_{\text{пр}} + C_{\text{y}}/I_2) = 0;$$

$$r_{1,2} = \sqrt{-(C_{\text{y}}/I_{\text{пр}} + C_{\text{y}}/I_2)} = i\sqrt{C_{\text{y}}/I_{\text{пр}} + C_{\text{y}}/I_2}.$$

Тогда общее решение однородного уравнения запишется в форме

$$\bar{M} = A \sin \sqrt{C_{\text{y}}/I_{\text{пр}} + C_{\text{y}}/I_2} t + B \cos \sqrt{C_{\text{y}}/I_{\text{пр}} + C_{\text{y}}/I_2} t.$$

Так как правая часть уравнения (3.47) имеет вид

$$M(t) = M'(t) e^{kt} \quad \text{и} \quad k = 0,$$

то общее решение неоднородного дифференциального уравнения (3.47) будет иметь вид

$$M = A \sin \sqrt{C_{\text{y}}/I_{\text{пр}} + C_{\text{y}}/I_2} t + B \cos \sqrt{C_{\text{y}}/I_{\text{пр}} + C_{\text{y}}/I_2} t + (M_{\text{м}}I_2 + M_{\text{с}}I_{\text{пр}})/(I_{\text{пр}} + I_2). \quad (3.48)$$

При начальных условиях

$$t_0 = 0; \quad (M)_0 = M_{\text{м}}; \quad (\dot{M})_0 = C_{\text{y}}(\omega_3 - (\dot{\varphi}_2)_{\text{Истр}})$$

найдем константы интегрирования  $A$  и  $B$ , подставив в уравнение (3.48) начальные условия

$$M_{\text{м}} = B + (M_{\text{м}}I_2 + M_{\text{с}}I_{\text{пр}})/(I_{\text{пр}} + I_2), \quad (3.49)$$

откуда

$$B = M_{\text{м}} - (M_{\text{м}}I_2 + M_{\text{с}}I_{\text{пр}})/(I_{\text{пр}} + I_2). \quad (3.50)$$

Продифференцируем уравнение (3.48)

$$\dot{M} = A \sqrt{C_{\text{y}}/I_{\text{пр}} + C_{\text{y}}/I_2} \cos \sqrt{C_{\text{y}}/I_{\text{пр}} + C_{\text{y}}/I_2} t - B \sqrt{C_{\text{y}}/I_{\text{пр}} + C_{\text{y}}/I_2} \sin \sqrt{C_{\text{y}}/I_{\text{пр}} + C_{\text{y}}/I_2} t.$$

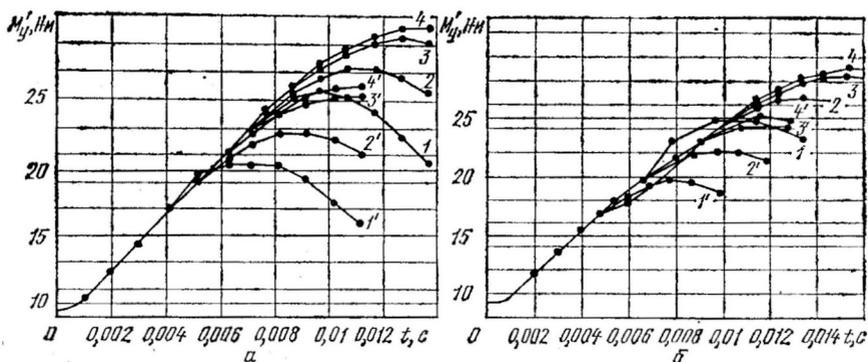


Рис. 51. Изменение момента упругих сил  $M_y'$  при пуске транспортера: а —  $C_y = 320$  Н/м, б —  $C_y = 270$  Н/м

Подставляя начальные условия, получим

$$C_y (\omega_3 - (\dot{\varphi}_2)_{II \text{эт}}) = A \sqrt{C_y / I_{\text{пр}} + C_y / I_2}$$

и

$$A = C_y (\omega_3 - (\dot{\varphi}_2)_{II \text{эт}}) / \sqrt{C_y / I_{\text{пр}} + C_y / I_2}.$$

Подстановка полученных значений  $A$  и  $B$  в уравнение (3.48) приводит к виду

$$\begin{aligned} M = & C_y (\omega_3 - (\dot{\varphi}_2)_{II \text{эт}}) / \sqrt{C_y / I_{\text{пр}} + C_y / I_2} \sin \sqrt{C_y / I_{\text{пр}} + C_y / I_2} t + \\ & + (M_m - (M_m I_2 + M_c I_{\text{пр}}) / (I_{\text{пр}} + I_2)) \cos \sqrt{C_y / I_{\text{пр}} + C_y / I_2} t + \\ & + (M_m I_2 + M_c I_{\text{пр}}) / (I_{\text{пр}} + I_2). \end{aligned} \quad (3.51)$$

С учетом значений параметров, принятых для лабораторного стенда, по уравнениям (3.41) и (3.51) найдены значения моментов, определяющих нагрузку тяговой цепи на II и III этапах. На рис. 51, а показано, как изменяется во времени момент упругих сил при настройке муфты на значения  $M_m = 20$  Н·м (1, 2, 3, 4) и  $M_m = 15$  Н·м (1', 2', 3', 4'). Расчеты выполнены при значениях приведенных моментов инерции полумуфты и ведущей звездочки конвейера  $I_{\text{пр}} = 0,0025$  (1, 1'); 0,005 (2, 2'); 0,01 (3, 3') и 0,0125 (4, 4') кг·м<sup>2</sup>.

Для сравнения на рис. 51, б показаны результаты аналогичных расчетов при значении приведенной жесткости цепи  $C_y = 270$  Н·м.

Из рис. 51, а, б видно, что динамическая составляющая нагрузки в значительной мере определяется величиной  $I_{\text{пр}}$  при прочих равных условиях. Это еще раз подчеркивает целесообразность приближения предохранительной муфты в приводе к защищаемому органу. Значение  $M_m$ , подтверждающее окончание II этапа, также в значительной мере определяет величину нагрузки тягового органа.

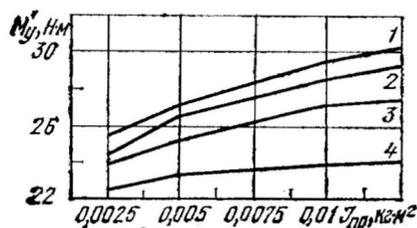


Рис. 52. Зависимость момента упругих сил  $M_y'$  от приведенного момента  $I_{пр}$  ( $M_m=20$  Н·м) при значениях  $C_y$  (в Н/м):  
1 — 320; 2 — 270; 3 — 200; 4 — 100

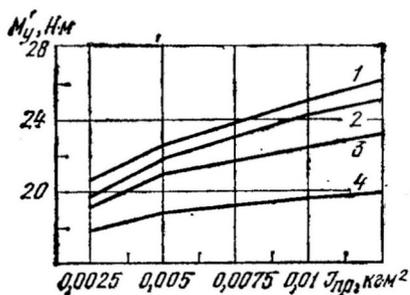


Рис. 53. Зависимость момента упругих сил  $M_y'$  от приведенного момента  $I_{пр}$  ( $M_m=15$  Н·м) при значениях  $C_y$  (в Н/м):  
1 — 320; 2 — 270; 3 — 200; 4 — 100

Для рассматриваемого случая снижение  $M_m$  от 20 до 15 Н·м обеспечивает уменьшение максимального момента упругих сил от 31 до 26 Н·м.

Назначение и настройка муфты на предельный передаваемый момент, очевидно, должны производиться с учетом динамической составляющей нагрузки от  $I_{пр}$ . Определенное значение в снижении ударных нагрузок тягового элемента играет приведенная жесткость системы (рис. 52, 53). С уменьшением жесткости  $C_y$  значительно снижается динамическая составляющая нагрузки.

Реализация предложения по снижению нагрузки тягового органа транспортера за счет изменения приведенной жесткости системы может быть осуществлена введением в состав привода тяговой цепи дополнительного упругого элемента. Частичного эффекта можно достичь установкой ведомой звездочки транспортера на подпружиненных салазках.

### Определение динамических нагрузок тягового органа при его стопорении

Рабочие органы и элементы привода транспортера линии розлива должны рассчитываться с учетом максимально возможных нагрузок. Их динамические составляющие возникают в период неустановившегося движения. Наибольшее значение они получают при стопорении движущихся масс, вызванном, например, нарушением нормальной работы транспортера, заклиниванием стеклом от битой бутылки тяговой цепи и т. д. Если машинный агрегат рассматривается как двухмассовая модель, то в режиме стопорения, когда ведомая масса стопорится, она трансформируется в одномассовую.

Рассмотрим случаи ударного нагружения тяговой цепи при отсутствии в составе привода предохранительной муфты. Стопорение тяговой цепи возможно в любой точке трассы. В этом случае к ведущей должны быть отнесены массы движущихся элементов при-

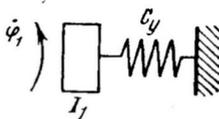


Рис. 54. Физическая модель транспортера, иллюстрирующая ударное нагружение тягового органа

вода и массы тяговой цепи и бутылок, отсчитываемые от точки стопорения до точки набегания ее на ведущую звездочку.

Физическая модель этого случая представлена на рис. 54.

Пользуясь аппроксимированной статической характеристикой асинхронного электродвигателя, ударное нагружение тяговой цепи можно представить двумя этапами. Первый этап соответствует устойчивой части характеристики электродвигателя. При этом уравнение движения ведущей массы имеет вид

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + M_m \dot{\varphi}_1 / (\omega_0 - \omega_m) + C_y \varphi_1 = M_m \omega_0 / (\omega_0 - \omega_m) - M_c', \quad (3.52)$$

где  $I_1'$  — приведенный момент инерции движущихся элементов привода, масс бутылок и тяговой цепи;  $M_c'$  — момент сопротивления перемещению деформируемого участка тяговой цепи.

Значение момента  $M_c'$  определяется с учетом трения в паре, образованной тяговой цепью и каркасом транспортера при условии, что бутылки с тяговым органом движутся как одно целое. Если линейное ускорение  $a_k$  тяговой цепи превышает значение  $g/\mu'$  (где  $\mu'$  — коэффициент трения в паре, образованной бутылками и тяговой цепью), то  $M_c'$  должен определяться с учетом трения в этой паре, а  $I_1'$  находится без учета массы бутылок.

Преобразуем уравнение (3.52) в вид, удобный для интегрирования,

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_1 + M_m \dot{\varphi}_1 / [(\omega_0 - \omega_m) I_1'] + C_y \varphi_1 / I_1' &= \\ &= M_m \omega_0 / [(\omega_0 - \omega_m) I_1'] - M_c' / I_1'. \end{aligned} \quad (3.53)$$

Для решения уравнения (3.53) составим его характеристическое уравнение

$$r^2 + M_m r / (\omega_0 - \omega_m) I_1' + C_y / I_1' = 0. \quad (3.54)$$

В случае, если характеристическое уравнение имеет два неравных действительных корня  $r_1$  и  $r_2$ ,

$$r_{1,2} = -M_m / [2(\omega_0 - \omega_m) I_1'] \pm \sqrt{(M_m / [2(\omega_0 - \omega_m) I_1'])^2 - C_y / I_1'},$$

решение однородного уравнения (3.54) записывается в следующем виде:

$$\varphi_1 = C_1 e^{r_1 t} + C_2 e^{r_2 t}. \quad (3.55)$$

Найдем общее решение уравнения (3.53), имея в виду, что

$$\varphi_1 = \bar{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_1; \quad \dot{\varphi}_1 = A; \quad \ddot{\varphi}_1 = 0; \quad \ddot{\bar{\varphi}}_1 = 0. \quad (3.56)$$

Подставляя значение выражения (3.56) в уравнение (3.53), получим

$$AC_{\mathcal{Y}}/I_1' = M_m \omega_0 / [(\omega_0 - \omega_m) I_1'] - M_c' / I_1'.$$

Отсюда

$$A = M_m \omega_0 / [(\omega_0 - \omega_m) C_{\mathcal{Y}}] - M_c' / C_{\mathcal{Y}}. \quad (3.57)$$

Тогда общее решение неоднородного дифференциального уравнения (3.53) имеет вид

$$\varphi_1 = C_1 e^{r_1 t} + C_2 e^{r_2 t} + M_m \omega_0 / [(\omega_0 - \omega_m) C_{\mathcal{Y}}] - M_c' / C_{\mathcal{Y}}. \quad (3.58)$$

Для нахождения частного решения найдем константы интегрирования  $C_1$  и  $C_2$  при начальных условиях:

$$t_0 = 0; \quad (\varphi_1)_0 = M_c' / C_{\mathcal{Y}}; \quad (\dot{\varphi}_1)_0 = \omega_3,$$

где  $\omega_3$  — угловая скорость установившегося движения звена приведения.

Подставим начальные условия в уравнение (3.58), тогда

$$C_1 + C_2 = 2M_c' / C_{\mathcal{Y}} - M_m \omega_0 / [(\omega_0 - \omega_m) C_{\mathcal{Y}}]. \quad (3.59)$$

Дифференцирование уравнения (3.58) приводит его к виду

$$\dot{\varphi}_1 = C_1 r_1 e^{r_1 t} + C_2 r_2 e^{r_2 t}.$$

Подстановкой начальных условий в последнее уравнение получим

$$\omega_3 = r_1 C_1 + r_2 C_2. \quad (3.60)$$

Совместное решение уравнений (3.59) и (3.60) позволяет найти значения  $C_1$  и  $C_2$ :

$$C_1 = M_m \omega_0 r_2 / [(\omega_0 - \omega_m) (r_1 - r_2) C_{\mathcal{Y}}] - \\ - 2M_c' r_2 / [(r_1 - r_2) C_{\mathcal{Y}}] + \omega_3 / (r_1 - r_2) \quad (3.61)$$

и

$$C_2 = \omega_3 / (r_2 - r_1) - 2M_c' r_1 / [(r_2 - r_1) C_{\mathcal{Y}}] + \\ + M_m \omega_0 r_1 / [(\omega_0 - \omega_m) (r_2 - r_1) C_{\mathcal{Y}}]. \quad (3.62)$$

Окончание этапа наступает при условии  $\dot{\varphi} = \omega_m$ .

Подстановка констант интегрирования дает следующую формулу:

$$\varphi_1 = (M_m \omega_0 r_2 / [(\omega_0 - \omega_m) (r_1 - r_2) C_{\mathcal{Y}}] - 2M_c' r_2 / [(r_1 - r_2) C_{\mathcal{Y}}] + \\ + \omega_3 / (r_1 - r_2)) e^{r_1 t} + (\omega_3 / (r_2 - r_1) - 2r_1 M_c' / [(r_2 - r_1) C_{\mathcal{Y}}] + \\ + M_m \omega_0 r_1 / [(\omega_0 - \omega_m) (r_2 - r_1) C_{\mathcal{Y}}]) e^{r_2 t} + \\ + M_m \omega_0 / [(\omega_0 - \omega_m) C_{\mathcal{Y}}] - M_c' / C_{\mathcal{Y}}. \quad (3.63)$$

Рассмотрим случай, когда корни характеристического уравнения будут действительными и равными, т. е.  $r=r_1=r_2$ . Этот случай достигается при условии

$$C_y/I_1' = (M_m/[2(\omega_0 - \omega_m)I_1'])^2. \quad (3.64)$$

Общее решение исходного однородного уравнения в этом случае имеет вид

$$\bar{\varphi}_1 = (C_1 + C_2 t) e^{\gamma t}. \quad (3.65)$$

Найдем для этого случая общее решение неоднородного уравнения (3.53), имея в виду, что

$$\varphi_1^* = A; \quad \dot{\varphi}_1^* = 0; \quad \ddot{\varphi}_1^* = 0.$$

Тогда

$$\varphi_1 = (C_1 + C_2 t) e^{M_m t/[2(\omega_0 - \omega_m)I_1']} + M_m \omega_0 / [(\omega_0 - \omega_m) C_y] - M_c' / C_y. \quad (3.66)$$

Константы интегрирования  $C_1$  и  $C_2$  находим по указанным ранее начальным условиям:

$$C_1 = 2M_c' / C_y - M_m \omega_0 / [(\omega_0 - \omega_m) C_y];$$

$$C_2 = \omega_3 + \{2M_c' / C_y - M_m \omega_0 / [(\omega_0 - \omega_m) C_y]\} M_m / [2(\omega_0 - \omega_m) I_1'].$$

Подставив значения  $C_1$  и  $C_2$  в уравнение (3.66), получим

$$\begin{aligned} \varphi_1 = & \{2M_c' / C_y - M_m \omega_0 / [(\omega_0 - \omega_m) C_y] + \omega_3 t + \{2M_c' / C_y - M_m \omega_0 / [(\omega_0 - \\ & - \omega_m) C_y]\} M_m t / [2(\omega_0 - \omega_m) I_1']\} e^{M_m t/[2(\omega_0 - \omega_m) I_1']} + \\ & + M_m \omega_0 / [(\omega_0 - \omega_m) C_y] - M_c' / C_y. \end{aligned} \quad (3.67)$$

Если корни характеристического уравнения получаются комплексными, то в результате решения уравнения (3.53) имеем:

$$\varphi_1 = e^{\alpha t} (C_1 \cos \beta t + C_2 \sin \beta t) + M_m \omega_0 / [(\omega_0 - \omega_m) C_y] - M_c' / C_y; \quad (3.68)$$

где

$$\alpha = -M_m / [2(\omega_0 - \omega_m) I_1']; \quad \beta = \sqrt{C_y / I_1' - (M_m / [2(\omega_0 - \omega_m) I_1'])^2}; \quad (3.69)$$

$$C_1 = 2M_c' / C_y - M_m \omega_0 / [(\omega_0 - \omega_m) C_y];$$

$$C_2 = (\omega_3 - \alpha C_1) / \beta.$$

На II этапе движение ведущей массы описывается уравнением

$$I_1'' \varphi_1 - (M_m - M_{II}) / \omega_m \dot{\varphi}_1 + C_y \varphi_1 = M_{II} - M_c'. \quad (3.70)$$

Преобразуем его к виду, удобному для интегрирования,

$$\ddot{\varphi}_1 - (M_m - M_{II}) / (\omega_m I_1') \dot{\varphi}_1 + C_y \varphi_1 / I_1' = (M_{II} - M_c') / I_1'. \quad (3.71)$$

Характеристическое уравнение последнего выражения имеет вид

$$r^2 - (M_m - M_n)r / (2\omega_m I_1) + C_y / I_1' = 0. \quad (3.72)$$

Найдем корни характеристического уравнения

$$r_{1,2} = (M_m - M_n) / (2\omega_m I_1) \pm \sqrt{[(M_m - M_n) / (2\omega_m I_1)]^2 - C_y / I_1'}. \quad (3.73)$$

Если корни уравнения (3.73) получаются неравными и действительными, то решение уравнения (3.71) приводит к виду

$$\varphi_1 = C_1 e^{r_1 t} + C_2 e^{r_2 t} + (M_n - M_c') / C_y. \quad (3.74)$$

Константы интегрирования  $C_1$  и  $C_2$  находим при начальных условиях:

$$t_0 = 0; \quad (\varphi_1)_0 = (\varphi_1)_{\text{ИЭТ}}; \quad (\dot{\varphi}_1)_0 = (\dot{\varphi}_1)_{\text{ИЭТ}};$$

$$C_1 = (\varphi_1)_{\text{ИЭТ}} - \left[ (\dot{\varphi}_1)_{\text{ИЭТ}} - (\varphi_1)_{\text{ИЭТ}} r_1 + \frac{M_n - M_c'}{C_y} r_1 \right] / (r_2 - r_1) - (M_n - M_c') / C_y; \quad (3.75)$$

$$C_2 = \left[ (\dot{\varphi}_1)_{\text{ИЭТ}} - (\varphi_1)_{\text{ИЭТ}} r_1 + \frac{M_n - M_c'}{C_y} r_1 \right] / (r_2 - r_1). \quad (3.76)$$

Выполнив подстановки в уравнение (3.74), получим

$$\begin{aligned} \varphi_1 = & \left[ (\varphi_1)_{\text{ИЭТ}} - \frac{(\dot{\varphi}_1)_{\text{ИЭТ}} - (\varphi_1)_{\text{ИЭТ}} r_1 + \frac{M_n - M_c'}{C_y} r_1}{r_2 - r_1} - \frac{M_n - M_c'}{C_y} \right] e^{r_1 t} + \\ & + \frac{(\dot{\varphi}_1)_{\text{ИЭТ}} - (\varphi_1)_{\text{ИЭТ}} r_1 + \frac{M_n - M_c'}{C_y} r_1}{r_2 - r_1} e^{r_2 t} + \frac{M_n - M_c'}{C_y}. \end{aligned} \quad (3.77)$$

Окончание II этапа наступает при  $\dot{\varphi}_1 = 0$ . При этом

$$\dot{\varphi}_1 = C_1 r_1 e^{r_1 t} + C_2 r_2 e^{r_2 t}. \quad (3.78)$$

Если корни характеристического уравнения (3.73) являются равными и действительными, то решение дифференциального уравнения (2.75) имеет вид

$$\varphi_1 = (C_1 + C_2 t) e^{(M_m - M_n)t / (2\omega_m I_1)} + (M_n - M_c') / C_y. \quad (3.79)$$

Исходя из указанных ранее начальных условий, определим константы интегрирования  $C_1$  и  $C_2$ :

$$C_1 = (\varphi_1)_{I_{ЭГ}} - (M_{\Pi} - M'_c)/C_y; \quad (3.80)$$

$$C_2 = (\dot{\varphi}_1)_{I_{ЭГ}} - \frac{[(\varphi_1)_{I_{ЭГ}} - (M_{\Pi} - M'_c)/C_y] (M_m - M_{\Pi})}{2\omega_m I'_1}. \quad (3.81)$$

Подстановка констант интегрирования в уравнение (3.79) приводит к виду

$$\varphi_1 = \left\{ (\varphi_1)_{I_{ЭГ}} - \frac{M_{\Pi} - M'_c}{C_y} + (\dot{\varphi}_1)_{I_{ЭГ}} t - \frac{[(\varphi_1)_{I_{ЭГ}} - (M_{\Pi} - M'_c)/C_y] (M_m - M_{\Pi}) t}{2\omega_m I'_1} \right\} e^{(M_m - M_{\Pi})t/(2\omega_m I'_1)} + (M_{\Pi} - M'_c)/C_y. \quad (3.82)$$

Скорость движения ведущей массы определяется по уравнению

$$\dot{\varphi}_1 = [(M_m - M_{\Pi})/(2\omega_m I'_1)] (C_1 + C_2 t) + C_2 e^{(M_m - M_{\Pi})t/(2\omega_m I'_1)}. \quad (3.83)$$

В случае, если корни характеристического уравнения (3.73) получаются комплексными, то решение исходного дифференциального уравнения выглядит так:

$$\varphi_1 = e^{\alpha t} (C_1 \cos \beta t + C_2 \sin \beta t) + (M_{\Pi} - M'_c)/C_y, \quad (3.84)$$

где

$$\alpha = (M_m - M_{\Pi})/(2\omega_m I'_1);$$

$$\beta = \sqrt{C_y/I'_1 - [(M_m - M_{\Pi})/(2\omega_m I'_1)]^2}.$$

Константы интегрирования  $C_1$  и  $C_2$  находим по начальным условиям, соответствующим окончанию I этапа. При этом

$$C_1 = (\varphi_1)_{I_{ЭГ}} - (M_{\Pi} - M'_c)/C_y;$$

$$C_2 = [(\dot{\varphi}_1)_{I_{ЭГ}} - \alpha C_1]/\beta.$$

Подстановка констант интегрирования, значений  $\alpha$  и  $\beta$  уравнение (3.84) приводит к виду

$$\varphi_1 = e^{(M_m - M_{\Pi})t/(2\omega_m I'_1)} \left\{ [(\varphi_1)_{I_{ЭГ}} - (M_{\Pi} - M'_c)/C_y] \times \right.$$

$$\times \cos \sqrt{C_y/I'_1 - [(M_m - M_{\Pi})/(2\omega_m I'_1)]^2} t + [(\dot{\varphi}_1)_{I_{ЭГ}} - (M_m - M_{\Pi})/(2\omega_m I'_1)] [(\varphi_1)_{I_{ЭГ}} - (M_{\Pi} - M'_c)/C_y] /$$

$$\left. / \sqrt{C_y/I'_1 - [(M_m - M_{\Pi})/(2\omega_m I'_1)]^2} \times \right.$$

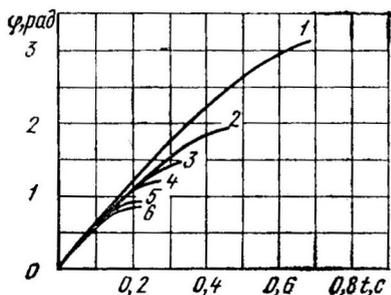


Рис. 55. Зависимость изменения угла поворота ведущей массы в процессе выбега при различных значениях приведенной жесткости  $C_y$  (в Н/м): 1 — 50; 2 — 100; 3 — 150; 4 — 200; 5 — 270; 6 — 320

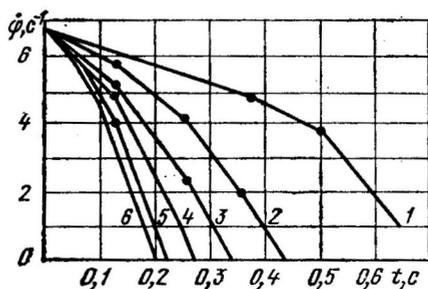


Рис. 56. Зависимость времени окончания I этапа и завершения времени выбега при различных значениях жесткости  $C_y$  (в Н/м): 1 — 50; 2 — 100; 3 — 150; 4 — 200; 5 — 270; 6 — 320

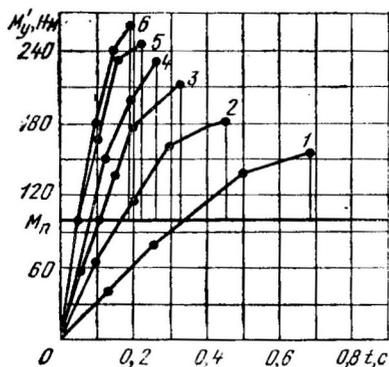


Рис. 57. Зависимость по определению  $M_y'$  при различных значениях приведенной жесткости  $C_y$  (в Н/м): 1 — 50; 2 — 100; 3 — 150; 4 — 200; 5 — 270; 6 — 320

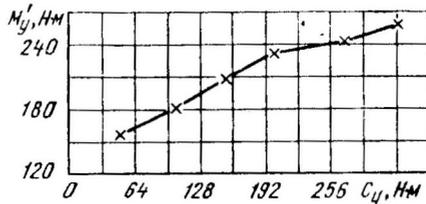


Рис. 58. Зависимость максимальных моментов упругих сил от жесткости

$$\times \sin \sqrt{C_y/I_1 - [(M_m - M_{II})/(\dot{2}\omega_m I_1)]^2} t) + (M_{II} - M_c)/C_y. \quad (3.85)$$

Окончание II этапа наступает при  $\varphi=0$ . При этом

$$\varphi_1 = \alpha e^{\alpha t} (C_1 \cos \beta t + C_2 \sin \beta t) + e^{\alpha t} (C_2 \beta \cos \beta t - C_1 \beta \sin \beta t). \quad (3.86)$$

По полученным аналитическим моделям произведены расчеты, результаты которых представлены на рис. 55—58. Расчеты производились при значениях параметров величин, принятых ранее для лабораторного стенда и входящих в полученные уравнения. На рис. 55 представлены изменения угла поворота звена приведения в процессе выбега при различных значениях жесткости. Из рис. 55 видно, что с увеличением приведенной жесткости системы время выбега сокращается и максимальный угол поворота  $\varphi_1$  уменьша-

ется. Время окончания I этапа и завершения выбега определялось с помощью графика  $\varphi = \dot{\varphi}(t)$ , представленного на рис. 56.

Изменение момента нагружения упругого органа во времени представлено на рис. 57. Максимальное значение нагрузки соответствует окончанию II этапа и зависит от приведенной жесткости системы. Для сравнения на этом же рисунке показано значение приведенного пускового момента электродвигателя  $M_p$ . Разница между максимальным моментом упругих сил и приведенным пусковым моментом представляет собой динамическую нагрузку, а она в значительной мере определяется приведенной жесткостью. Для указанных значений жесткости определены максимальные моменты  $M_y'$ , прикладываемые к упругому органу. Зависимость максимальных моментов упругих сил от жесткости приведена на рис. 58.

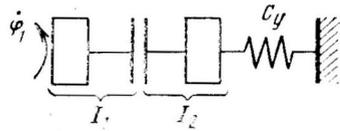
Анализ полученных решений показывает целесообразность принятия мер по снижению жесткости элементов привода. Например, при значении  $C_y = 50$  Н/м максимальная нагрузка тяговой цепи составит 2066 Н, а при  $C_y = 320$  Н/м — 3368 Н.

Уменьшение приведенной жесткости, однако, не решает проблемы в целом, так как составляющая нагрузки только от приведенного пускового момента электродвигателя равна 1290 Н, что значительно превышает нагрузку ударного нагружения тяговой цепи в процессе пуска (она составила около 480 Н). В связи с тем что нагрузки тяговых органов транспортеров получают сопоставимыми с допускаемыми и разрушающими, их нормальная эксплуатация возможна лишь при наличии надежных предохранительных устройств, ограничивающих передаваемый крутящий момент и снижающих инерционную нагрузку быстровращающихся элементов привода. Последнее приводит к необходимости установки предохранительных устройств на ведущем валу транспортера. В качестве предохранительного устройства может быть рекомендована фрикционная предохранительная муфта. Однако установка предохранительной муфты на ведущем валу машины не защищает тяговый орган от инерционных нагрузок его собственной массы. Оценка таких нагрузок может быть произведена на основе расчетов.

### **Ударное нагружение тягового органа транспортера при его стопорении, когда привод снабжен предохранительной фрикционной муфтой**

При наличии в составе привода предохранительной фрикционной муфты процесс нагружения упругого органа может быть представлен двумя этапами. На I этапе нагрузка увеличивается от номинального момента на валу  $M_n$  до максимального, передаваемого муфтой момента  $M_m$ . При этом угловая скорость масс, представленных в модели моментом инерции  $I_2$  (рис. 59), падает до значения, соответствующего  $M_d = M_m$ . На I этапе массы  $I_1$  и  $I_2$  движутся как одно целое. Пользуясь аппроксимированной статиче-

Рис. 59. Физическая модель привода транспортера, снабженного предохранительной муфтой



ской характеристикой асинхронного электродвигателя, уравнение движения при этом может быть выражено следующим образом:

$$(I_1 + I_2) \ddot{\varphi}_2 = -M_m/(\omega_0 - \omega_m) \dot{\varphi} + M_m\omega_0/(\omega_0 - \omega_m) - C_y\varphi_2 - M'_c. \quad (3.87)$$

Преобразуем уравнение (3.87) к виду, удобному для интегрирования,

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_2 + M_m\dot{\varphi}_2/[2(I_1 + I_2)(\omega_0 - \omega_m)] + C_y\varphi_2/(I_1 + I_2) = \\ = M_m\omega_0/[2(I_1 + I_2)(\omega_0 - \omega_m)] - M'_c/(I_2 + I_1). \end{aligned} \quad (3.88)$$

Характеристическое выражение дифференциального уравнения (3.88) имеет вид

$$r^2 + M_mr/[2(I_1 + I_2)(\omega_0 - \omega_m)] + C_y/(I_1 + I_2) = 0. \quad (3.89)$$

Найдем корни характеристического уравнения

$$\begin{aligned} r_{1,2} = -M_m/[2(I_1 + I_2)(\omega_0 - \omega_m)] \pm \\ \pm \sqrt{[M_m/[2(I_1 + I_2)(\omega_0 - \omega_m)]]^2 - C_y/(I_1 + I_2)}. \end{aligned} \quad (3.90)$$

Если корни характеристического уравнения получаются мнимыми, то общее решение однородного дифференциального уравнения (3.88) приводится к виду

$$\bar{\varphi}_2 = e^{\alpha t} (A \cos \beta t + B \sin \beta t),$$

где

$$\alpha = -M_m/[2(I_1 + I_2)(\omega_0 - \omega_m)]$$

и

$$\beta = \sqrt{C_y/(I_1 + I_2) - [M_m/[2(I_1 + I_2)(\omega_0 - \omega_m)]]^2}.$$

Общее решение неоднородного дифференциального уравнения (3.88) записывается так:

$$\varphi_2 = \bar{\varphi}_2 + \varphi_2^* = e^{\alpha t} (A \cos \beta t + B \sin \beta t) + M_m\omega_0/[C_y(\omega_0 - \omega_m)] - M'_c/C_y. \quad (3.91)$$

Найдем константы интегрирования  $A$  и  $B$  при начальных условиях

$$t_0 = 0; \quad (\varphi_2)_0 = M'_c/C_y; \quad (\dot{\varphi}_2)_0 = \omega_0,$$

где  $M_c'$  — момент сопротивления перемещению  $I_2$ .

$$A = 2M_c'/C_y - M_m\omega_0/[C_y(\omega_0 - \omega_m)];$$

$$B = [\omega_0 - \alpha(2M_c'/C_y - M_m\omega_0/\{C_y(\omega_0 - \omega_m)\})]/\beta.$$

При выполнении условия  $M_d = M_m$  начинается II этап, описываемый уравнением

$$I_2\ddot{\varphi}_2 = M_m - C_y\varphi_2 - M_c'. \quad (3.92)$$

Преобразуем его. Тогда

$$\ddot{\varphi}_2 + C_y/I_2\varphi_2 = M_m/I_2 - M_c'/I_2. \quad (3.93)$$

Характеристическое уравнение последнего выражения приводится к виду

$$r^2 = C_y/I_2 = 0; \quad r_{1,2} = \pm i\sqrt{C_y/I_2}.$$

С учетом полученных корней  $r_1$  и  $r_2$  характеристического уравнения общее решение уравнения (3.93) выглядит так:

$$\varphi_2 = A \cos \sqrt{C_y/I_2} t + B \sin \sqrt{C_y/I_2} t + (M_m - M_c')/C_y. \quad (3.94)$$

Определим константы интегрирования  $A$  и  $B$  при начальных условиях

$$t_0 = 0; \quad (\varphi_2)_0 = (\varphi_2)_{I_{ЭТ}}; \quad (\dot{\varphi}_2)_0 = (\dot{\varphi}_2)_{I_{ЭТ}};$$

$$(\varphi_2)_{I_{ЭТ}} = A + (M_m - M_c')/C_y;$$

$$A = (\varphi_2)_{I_{ЭТ}} - (M_m - M_c')/C_y.$$

Продифференцируем уравнение (3.94). Тогда

$$\dot{\varphi}_2 = -A\sqrt{C_y/I_2} \sin \sqrt{C_y/I_2} t + B\sqrt{C_y/I_2} \cos \sqrt{C_y/I_2} t. \quad (3.95)$$

Подставив начальные условия, получим

$$(\varphi_2)_{I_{ЭТ}} = B\sqrt{C_y/I_2}; \quad B = (\varphi_2)_{I_{ЭТ}} \sqrt{I_2/C_y}. \quad (3.96)$$

С учетом констант интегрирования уравнение (3.94) примет вид

$$\varphi_2 = [(\varphi_2)_{I_{ЭТ}} - (M_m - M_c')/C_y] \cos \sqrt{C_y/I_2} t +$$

$$+ (\varphi_2)_{I_{ЭТ}} \sqrt{I_2/C_y} \sin \sqrt{C_y/I_2} t + (M_m - M_c')/C_y. \quad (3.97)$$

Если стопорение тягового органа транспортера происходит на достаточном удалении от ведущей звездочки, то в состав  $I_2$  должна входить масса цепи и бутылок на участке между ведущей звездочкой и точкой стопорения. При этом в уравнение движения следует включить момент сопротивления  $M_c'$ , определяемый через величину сопротивления перемещению указанного участка.

Величину нагрузки тягового элемента найдем по выражению

$$M = [(\varphi_2)_{I_{\text{ЭТ}}} C_y - (M_m - M'_c)] \cos \sqrt{C_y/I_2} t + (\varphi_2)_{I_{\text{ЭТ}}} \sqrt{I_2 C_y} \sin \sqrt{C_y/I_2} t + M_m - M'_c. \quad (3.98)$$

### Динамика пуска транспортера, когда зазоры в приводе и тяговой цепи выбраны, а тяговый орган не нагружен

В рассматриваемом случае пуска конвейера ведущая масса начнет движение в момент приложения движущих сил, а ведомая — лишь после определенной деформации упругих звеньев, характеризуемой выражением  $\varphi_1 = M_c/C_y$ . Уравнение движения ведущей массы на I этапе (до начала движения ведомой массы) имеет вид

$$I_1 d^2 \varphi_1 / dt^2 + \varphi_1 C_y = M_d. \quad (3.99)$$

Подставив в выражение (3.99) значение  $M_d$  для участка неустойчивой части характеристики электродвигателя — уравнение (3.9) — и выполнив соответствующие преобразования, получим

$$d^2 \varphi_1 / dt^2 - (M_m - M_{\text{П}}) d\varphi_1 / (\omega_m I_1 dt) + C_y / I_1 \varphi_1 = M_{\text{П}} / I_1. \quad (3.100)$$

Последнее уравнение описывает процесс разгона ведущей массы при условии

$$\varphi_1 = M_c / C_y \leq \varphi_m, \quad (3.101)$$

где  $\varphi_m$  — значение угла поворота ведущей массы, соответствующее  $M_m$ .

Решим уравнение (3.101), представляющее собой линейное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами, с правой частью. Общее решение получается с помощью квадратур из общего уравнения без правой части

$$d^2 \varphi_1 / dt^2 - (M_m - M_{\text{П}}) d\varphi_1 / (\omega_m I_1 dt) + C_y / I_1 \varphi_1 = 0.$$

Его характеристическое уравнение имеет вид

$$r^2 - (M_m - M_{\text{П}}) r / (\omega_m I_1) + C_y / I_1 = 0.$$

Корни характеристического уравнения находятся по формуле

$$r_{1,2} = (M_m - M_{\text{П}}) / (2\omega_m I_1) \pm \sqrt{[(M_m - M_{\text{П}}) / (2\omega_m I_1)]^2 - C_y / I_1}.$$

Имея в виду, что выражение под корнем получается отрицательным и введя обозначения

$$\alpha = (M_m - M_{\text{П}}) / (2\omega_m I_1)$$

и

$$\beta = \sqrt{-(M_m - M_{\text{П}}) / (2\omega_m I_1)]^2 + C_y / I_1},$$

получим общее решение уравнения (3.100)

$$\bar{\varphi}_1 = e^{\alpha t} (C_1 \cos \beta t + C_2 \sin \beta t).$$

Найдем частное решение уравнения (3.100)

$$\varphi_1^* = A_0 t + A_1; \quad d\varphi_1^*/dt = A_0; \quad d^2\varphi_1^*/dt^2 = 0. \quad (3.102)$$

Подставив эти значения в выражение (3.100), получим

$$C_y/I_1(A_0 t - A_1) = M_{\Pi}/I_1.$$

Приравняем коэффициенты при одинаковых степенях. Тогда

$$C_y/I_1 A = M_{\Pi}/I_1; \quad A_1 = M_{\Pi}/C_y; \quad A_0 = 0$$

и общее решение выражения (3.100) имеет вид

$$\varphi_1 = \bar{\varphi}_1 + A_1 = e^{\alpha t} (C_1 \cos \beta t + C_2 \sin \beta t) + M_{\Pi}/C_y. \quad (3.103)$$

Константы интегрирования  $C_1$  и  $C_2$  найдем при начальных условиях

$$t_0 = 0; \quad (\varphi_1)_0 = 0; \quad (d\varphi_1/dt)_0 = 0$$

и, подставив в последнее уравнение начальные условия, находим

$$C_1 = -M_{\Pi}/C_y.$$

Продифференцируем уравнение (3.103):

$$d\varphi_1/dt = \alpha e^{\alpha t} (C_1 \cos \beta t + C_2 \sin \beta t) + e^{\alpha t} (-C_1 \beta \sin \beta t + C_2 \beta \cos \beta t). \quad (3.104)$$

Отсюда

$$C_2 = \alpha M_{\Pi}/(C_y \beta).$$

Дифференцируя уравнение (3.104), найдем угловое ускорение ведущей массы

$$d^2\varphi_1/dt^2 = \alpha^2 e^{\alpha t} (C_1 \cos \beta t + C_2 \sin \beta t) + \alpha e^{\alpha t} (-C_1 \beta \sin \beta t + C_2 \beta \cos \beta t) + \alpha e^{\alpha t} (-C_1 \beta \sin \beta t + C_2 \beta \cos \beta t) + e^{\alpha t} (-C_1 \beta^2 \cos \beta t - C_2 \beta^2 \sin \beta t). \quad (3.105)$$

Подставляя  $\alpha$ ,  $\beta$  и константы интегрирования в уравнение (3.103), получим

$$\varphi_1 = M_{\Pi}/C_y \left\{ 1 - e^{(M_m - M_{\Pi})t/(2I_1 \omega_m)} \left[ \cos \sqrt{C_y/I_1 - \left(\frac{M_m - M_{\Pi}}{2I_1 \omega_m}\right)^2} t - \frac{M_m - M_{\Pi}}{2I_1 \omega_m M_{\Pi}} \sqrt{C_y/I_1 - \left(\frac{M_m - M_{\Pi}}{2I_1 \omega_m}\right)^2} \times \sin \sqrt{C_y/I_1 - \left(\frac{M_m - M_{\Pi}}{2I_1 \omega_m}\right)^2} t \right] \right\}. \quad (3.106)$$

Дифференцируя дважды уравнение (3.106), соответственно найдем угловую скорость и угловое ускорение ведущей массы

$$d^2\varphi_1/dt^2 = \frac{M_{\Pi}}{I_1 \sqrt{C_y/I_1 - [(M_m - M_{\Pi})/(2I_1\omega_m)]^2}} e^{(M_m - M_{\Pi})/(2I_1\omega_m)} \times \\ \times \sin \sqrt{C_y/I_1 - [(M_m - M_{\Pi})/(2I_1\omega_m)]^2} t. \quad (3.107)$$

$$d^2\varphi_1/dt^2 = \frac{M_{\Pi}}{I_1 \sqrt{C_y/I_1 - [(M_m - M_{\Pi})/(2I_1\omega_m)]^2}} e^{(M_m - M_{\Pi})/(2I_1\omega_m)} \times \\ \times \{ (M_m - M_{\Pi})/(2I_1\omega_m) \sin \sqrt{C_y/I_1 - [(M_m - M_{\Pi})/(2I_1\omega_m)]^2} t + \\ + \sqrt{C_y/I_1 - [(M_m - M_{\Pi})/(2I_1\omega_m)]^2} \times \\ \times \cos \sqrt{C_y/I_1 - [(M_m - M_{\Pi})/(2I_1\omega_m)]^2} t \}. \quad (3.108)$$

Значения кинематических параметров, найденные для момента окончания I этапа, являются начальными условиями II этапа, когда начнет движение ведомая масса  $I_2$ . Об окончании II этапа свидетельствует достижение угловой скорости ведущей массы значения  $\omega_m$ .

Уравнения движения ведущей и ведомой масс на II этапе имеют вид

$$I_1 d^2\varphi_1/dt^2 + (\varphi_1 - \varphi_2) C_y = (M_m - M_{\Pi}) d\varphi_1/(\omega_m dt) + M_{\Pi}; \quad (3.109)$$

$$I_2 d^2\varphi_2/dt^2 - (\varphi_1 - \varphi_2) C_y = -M_c. \quad (3.110)$$

После достижения  $d\varphi_1/dt = \omega_m$  наступает III этап движения ведущей и ведомой масс, описываемый уравнениями:

$$I_1 d^2\varphi_1/dt^2 + (\varphi_1 - \varphi_2) C_y = -\frac{M_m}{\omega_0 - \omega_m} \frac{d\varphi_1}{dt} + \frac{M_0\omega_0}{\omega_0 - \omega_m}; \quad (3.111)$$

$$I_2 \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} - \frac{C_y}{I_2} (\varphi_1 - \varphi_2) = -M_c. \quad (3.112)$$

### Динамика пуска транспортера, когда зазоры в приводе цепи выбраны, а тяговый орган нагружен до величины сопротивления перемещению при установившемся движении

Если зазоры в приводе и тяговой цепи выбраны и упругий орган нагружен до величины сопротивления при установившемся движении, то на I этапе ведущая и ведомая массы одновременно начнут движение, описываемое системой уравнений (3.109) и (3.110). Эта система справедлива для случая, когда угловая скорость ведущей массы меньше или равна  $\omega_m$  при начальных условиях

$$t_0 = 0; \quad (\varphi_1)_0 = 0; \quad (\varphi_2)_0 = 0;$$

$$(d\varphi_1/dt)_0 = 0; \quad (d\varphi_2/dt)_0 = 0.$$

Этап II процесса разгона наступает при  $d\varphi_1/dt = 0$  и описывается системой уравнений (3.111) и (3.112). Начальные условия

этого этапа определяются значениями параметров, соответствующими окончанию I этапа. Окончание II этапа соответствует достижению ведущей массой номинальной угловой скорости  $\omega_n$ .

С целью опытной проверки разработанных моделей при значениях величин  $I_1=2,69 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ,  $\omega_n=4,6 \text{ с}^{-1}$ ,  $M_n=98 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ,  $M_m=115,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $C_y=320 \text{ Н/м}$ ;  $I_2=0,049 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$  и  $M_c'=8,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$  проведены расчеты на ЭВМ ЕС-4030. Результаты расчетов представлены на рис. 60—62 для случая пуска транспортера с выбранными зазорами, когда упругие звенья не нагружены, а на рис. 63—65 —

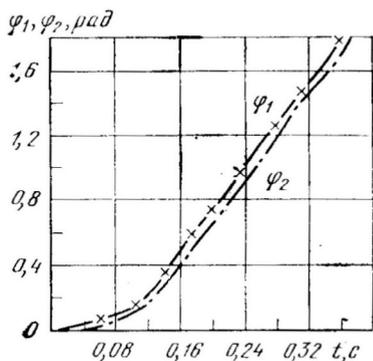


Рис. 60. Графики угловых перемещений ведущей и ведомой масс при пуске транспортера с выбранными зазорами, когда упругие звенья не нагружены

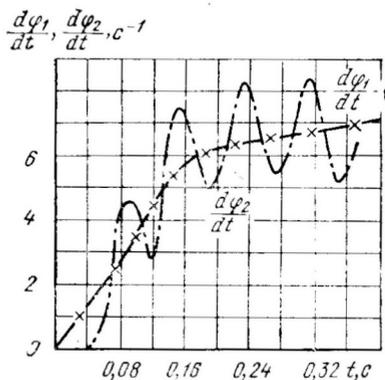


Рис. 61. Графики угловых скоростей ведущей и ведомой масс при пуске транспортера с выбранными зазорами, когда упругие звенья не нагружены

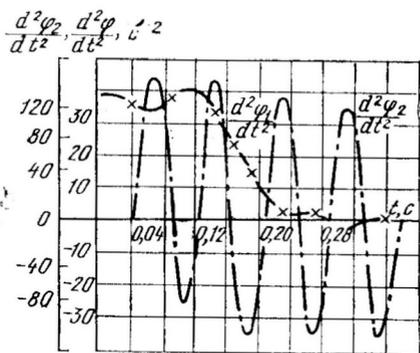


Рис. 62. Графики угловых ускорений ведущей и ведомой масс при пуске транспортера с выбранными зазорами, когда упругие звенья не нагружены

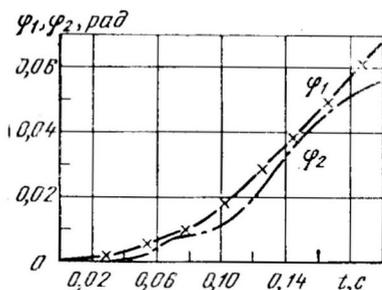


Рис. 63. Графики угловых перемещений ведущей и ведомой масс при пуске транспортера с выбранными зазорами, когда упругие звенья нагружены

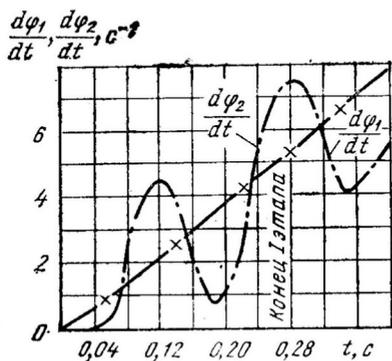


Рис. 64. Графики угловых скоростей ведущей и ведомой масс при пуске транспортера с выбранными зазорами, когда упругие звенья нагружены

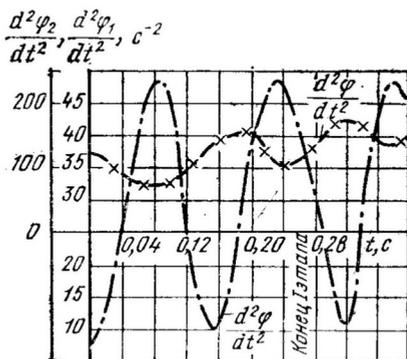


Рис. 65. Графики угловых ускорений ведущей и ведомой масс при пуске транспортера с выбранными зазорами, когда упругие звенья нагружены

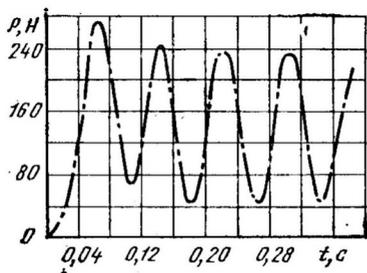


Рис. 66. Графики изменения усилия в тяговом органе при пуске транспортера с выбранными зазорами, когда упругие звенья не нагружены

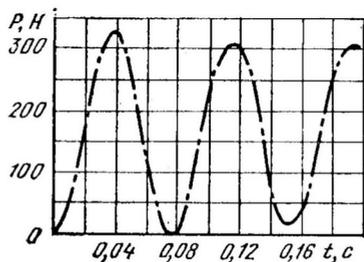


Рис. 67. График изменения усилия в тяговом органе при пуске транспортера с выбранными зазорами, когда упругие звенья нагружены

для случая, когда упругие элементы нагружены. Величина нагрузки цепи  $P$  (рис. 66—67) определялась по формуле

$$P = M/R_3 = C_{\gamma}(\varphi_1 - \varphi_2)/R_3, \quad (3.113)$$

где  $R_3$  — радиус делительной окружности ведущей звездочки транспортера лабораторного стенда, равный 0,068 м.

Расчетная максимальная нагрузка для первого случая составила 280 Н, а для второго — 340 Н. При ударном нагружении значение  $P$  достигает 480 Н, что подтверждает целесообразность установки в составе привода устройств, ликвидирующих зазоры, образующиеся в процессе выбега. Экспериментальные исследования показали, что указанные нагрузки соответственно составили 235, 305 и 400 Н. Расхождение аналитического и экспериментального определений составило 12—20 %, что позволяет считать выведенные аналитическим путем формулы приемлемыми.

## ГЛАВА 4

### **ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ИЗВЛЕЧЕНИЯ И УКЛАДЫВАНИЯ ПРОДУКЦИИ В СТЕКЛОТАРЕ В ЯЩИКИ И МЕТОДЫ ЕГО РАСЧЕТА**

Все имеющиеся машины-автоматы подразделяются на выполняющие только укладывание бутылок в ящики, только извлекающие бутылки из ящиков и выполняющие первую или вторую операцию после несложной переналадки.

При всем многообразии конструкций автоматов в их составе выделяются узлы и механизмы, предназначенные для выполнения одних и тех же операций. К ним относятся механизмы подачи или отвода бутылок, накопительное устройство, узел формирования или расформирования слоя бутылок, механизмы перемещения пакета бутылок, подачи, фиксации и отвода транспортной тары.

Подачу и отвод транспортной тары чаще всего осуществляют с помощью пластинчатых или других транспортеров. В этой операции участвуют также накопительные устройства (столы-накопители). На последних должен накапливаться запас бутылок для 5—10-минутной бесперебойной работы автомата, а также для создания подпора бутылок. Иногда в качестве накопительных устройств используются подвижные или неподвижные листы.

Для точной установки ящиков относительно укладчиков используют штанговые транспортеры и различные зажимные устройства, отсекатели и др.

В некоторых случаях автоматы снабжаются механизмами для подъема и опускания ящиков.

Узел формирования или расформирования вертикального слоя бутылок чаще выполняется совмещенным со столом-накопителем. В узел входят различные распределительные устройства (звездочки, направляющие), ворошители, необходимые для исключения заклинивания бутылок, и др., а в случае формирования горизонтального слоя еще и переориентирующие механизмы и устройства (лотки, роторы, криволинейные направляющие и др.).

Механизмы перемещения предназначены для захвата и переноса бутылок в вертикальной и горизонтальной плоскостях к транспортной таре. Такое перемещение может осуществляться одним или несколькими исполнительными механизмами, приводящимися в действие электромеханическими, гидравлическими или пневматическими приводами. В некоторых случаях при организации этих операций используются гравитационные силы. В состав механизмов входят захватные элементы, подтормаживающие устройства, направляющие рамки и т. п.

#### **Автоматы для извлечения и укладывания продукции в стеклотаре в ящики**

**Автоматы для укладывания бутылок циклического действия.** В СССР выпускались и до сих пор находятся в эксплуатации автоматы с гравитационным принципом укладки. К ним относятся

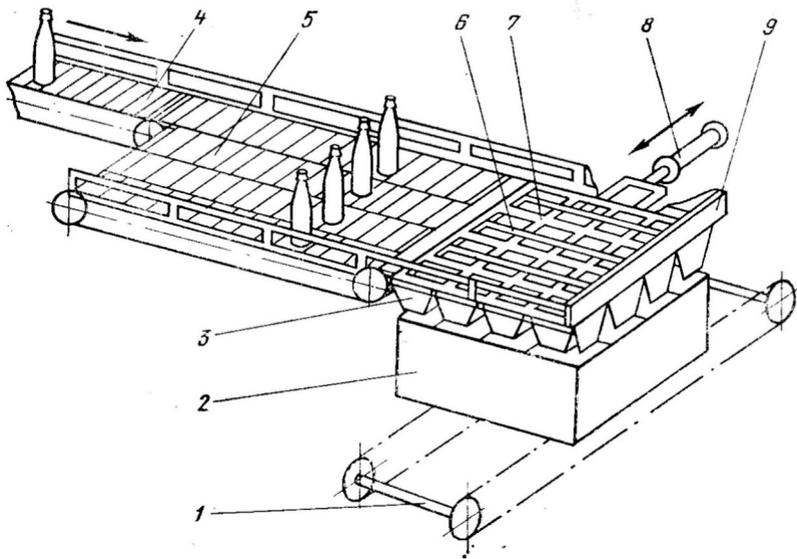


Рис. 68. Схема автомата с гравитационным принципом укладки ящиков

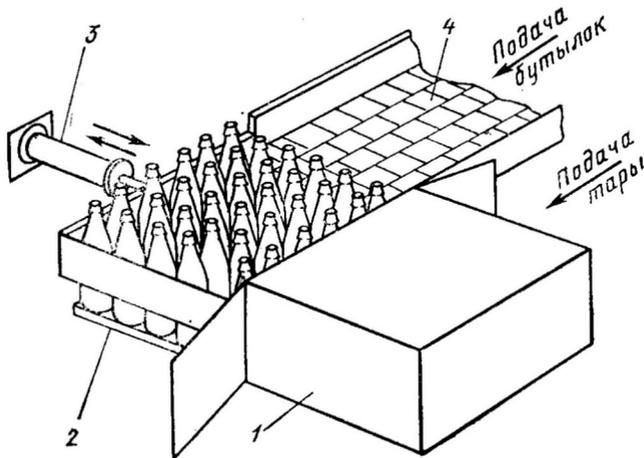


Рис. 69. Устройство для укладки бутылок в транспортную тару через раскрытую боковую стенку

устройство типа ВУЛ объединения «Мелитопольпродмаш», схема которого представлена на рис. 68. Принцип работы устройства следующий. Бутылки от линии розлива подаются конвейером 4 к столу-накопителю 5, где общий поток распределяется на ряды. Количество рядов определяется числом гнезд по длине или ширине ящика 2. Под напором подающихся бутылок часть из них пе-

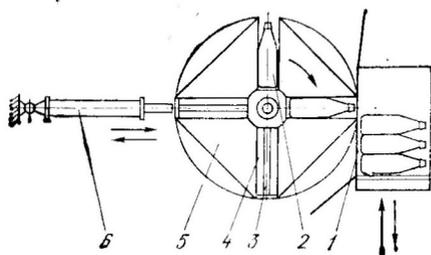


Рис. 70. Устройство для горизонтально-го укладывания бутылок в тару

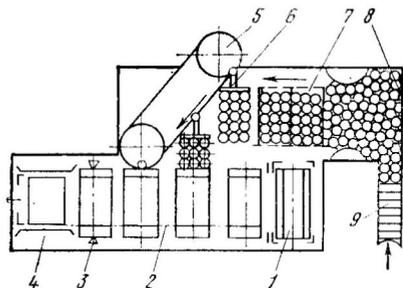


Рис. 71. Схема автомата для укладывания бутылок в короба фирмы «Holstein und Kappert» (ФРГ)

реходит на планки 6 решетчатой кассеты 7, заполняя всю решетку до упора 9. Одновременно с формированием слоя под решетку 7 конвейером 1 подается и фиксируется специальным механизмом ящик. Подвижные планки 6 при помощи пневмоцилиндра 8 или другого исполнительного механизма смещаются, открывая окна в решетке, через которые бутылки проваливаются в ящик, а планки перемещаются обратно.

Для уменьшения скорости падения бутылок применяются подтормаживающие устройства 3 лепесткового типа или заслонки с противовесами. Недостатками рассматриваемых автоматов являются повышенный бой укладываемой стеклотары (до 0,5 %), невозможность использования для укладывания бутылок с этикетками, а также невозможность унификации узлов и деталей для устройств, выполняющих операции укладывания и извлечения.

Обобщенная схема автоматов циклического действия приведена на рис. 69. Согласно схеме пакет бутылок формируется на столе-накопителе 4 или металлическом листе 2. Сюда же подается транспортная тара 1 (обычно картонные короба). После подачи и фиксации тары с раскрытой боковой стенкой толкателем 3 пакет бутылок направляется в короб. Тара подается к загрузке, затем отводится на участок, где выполняется операция закрывания боковой стенки.

На рис. 70 показано устройство для горизонтального укладывания бутылок в тару. При его работе ряд бутылок 2 транспортером заталкивается в прямоугольный паз 4 ротора 5. После заполнения всего паза ротор поворачивается на угол 90° и происходит загрузка следующего паза, а переориентированный ряд бутылок толкателем 3 посредством исполнительного механизма 6 заталкивается в раскрытый короб 1. После этого происходит опускание короба на установленный шаг и цикл повторяется.

**Автоматы для укладывания бутылок непрерывного действия.** Фирмой «Holstein und Kappert» (ФРГ) разработан автомат для укладывания бутылок в короба (рис. 71). Бутылки поступают от этикетировочной машины с помощью транспортера 9 на многоряд-

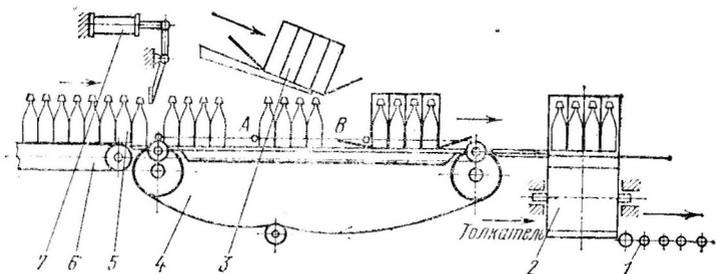


Рис. 72. Схема устройства для упаковки бутылок в короба (Япония)

ный транспортер 8. Из общего количества бутылок здесь отбираются передние 2—4 ряда. Эта группа транспортером-носителем 7 подается на транспортер 5 с групповыми носителями бутылок 6, которые затапливают бутылки в короб, перемещаемый транспортером. Короба стопками в виде плоских заготовок уложены в магазин 1, из которого они поштучно передаются на транспортер 2. При движении на транспортере происходит их раскрытие и коробка получают объемную форму. После ввода в них бутылок при прохождении через механизм 3 производится заклеивание коробов. На участке 4 створки обжимаются направляющими. Производительность автомата составляет до 2000 коробов в час.

К автоматам-укладчикам непрерывного действия относится также устройство, разработанное в Японии<sup>1</sup> (рис. 72). Загрузка при таком способе упаковки происходит следующим образом. Бутылки 5 подаются непрерывным потоком в 4 ряда на стол-формирователь 4 транспортером 6. На столе-формирователе общий поток разделяется на группы отсекателем 7. На участке А—В происходит совмещение синхронно перемещающихся бутылок и коробка 3, которые затем передаются на ориентатор 2, где происходят переворот коробка с бутылками на 90° и передача толкателем на рольганг 1. Створки в дальнейшем по ходу заклеиваются.

Автоматы-укладчики непрерывного действия имеют высокую производительность, малые инерционные нагрузки рабочих органов, что открывает определенные перспективы для их использования, синхронизация движения рабочих органов в указанных случаях достигается за счет кинематических связей.

**Автоматы для извлечения стеклотары из ящиков.** Автоматы, созданные только для извлечения стеклотары, являются, как правило, устройствами непрерывного действия. Принцип их действия основан на использовании сил тяжести или захватных элементов. Контакт захватных элементов с бутылками происходит при их непрерывном синхронном движении. К первому типу относится барабанное устройство<sup>2</sup> (рис. 73). Контейнером 10 ящики 1 с бутылка-

<sup>1</sup> Япон. пат. № 53—7875.

<sup>2</sup> А. с. 174546 (СССР). — Б. И., 1965, № 17.

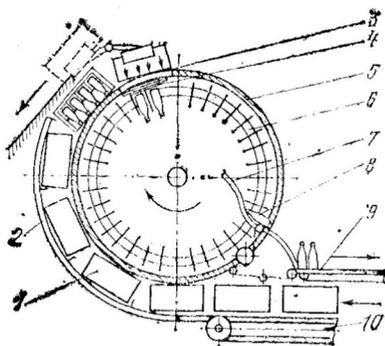
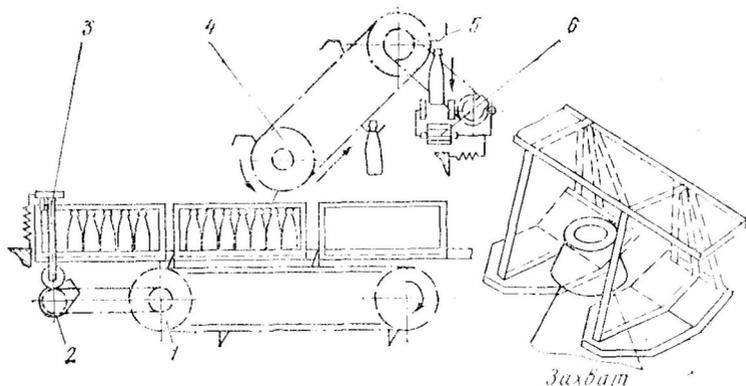


Рис. 73. Барабанное устройство для извлечения бутылок из ящиков

Рис. 74. Устройство для извлечения бутылок из тары конструкции КБ Краснодарского краевого объединения молочной промышленности:

1 — транспортер для подачи ящиков; 2 — кулачковый механизм привода отсекатели; 3 — отсекатель потока ящиков; 4 — транспортер-носитель; 5 — механический захват; 6 — транспортер для отвода бутылок



ми поступают к барабану 5 и вместе с ним совершают восходящее движение по направляющим 2 до тех пор, пока не разместятся против окна 3. Бутылки под действием сил тяжести через кассету 4 попадают в ячейки 6 барабана 5, который их доставляет к приспособлению 7, где они находят на толкатель 8 и выгружаются из барабана на отводящий транспортер 9. Кассеты на барабане съемные. Их размер определен для ящиков различной вместимости. Аналогичный принцип действия имеет устройство, предложенное специалистами УкрНИИСПа<sup>1</sup>.

К автоматам, имеющим захватные элементы, относится устройство конструкции КБ Краснодарского краевого производственного объединения молочной промышленности<sup>2</sup> (рис. 74). В конструкции использованы механические вилочные захваты. При непрерывном движении разгрузочного транспортера с захватами и транспортера, подающего с определенным шагом тару, осуществляется ее разгрузка.

Для извлечения бутылок из лотков, поддонов и ящиков с низкими бортами применяются механизмирующие устройства упрощен-

<sup>1</sup> А. с. 200480 (СССР). — Б. И., 1967, № 16.

<sup>2</sup> А. с. 662427 (СССР). — Б. И., 1979, № 18.

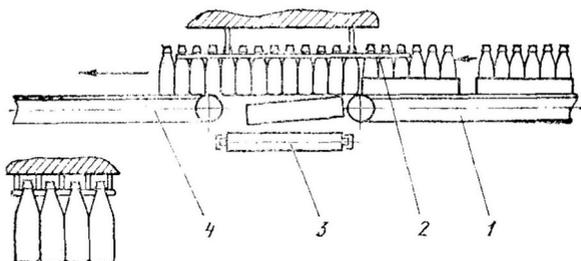


Рис. 75. Устройство для извлечения бутылок из лотков (Франция)

ной конструкции<sup>1</sup> (рис. 75). В этом случае извлечение бутылок происходит следующим образом. Лотки с бутылками подаются транспортером 1 к вилочным направляющим 2, где горлышки бутылок попадают между прорезями направляющих и прокатываются по ним на отводящий транспортер 4. Лотки после выгрузки подаются на рольганг 3. Для нормальной работы устройства необходима ревизия лотков и удаление тех, у которых нарушена рядность бутылок при перевозке.

**Универсальные устройства.** Универсальные устройства, используемые как для укладки, так и для извлечения стеклотары, чаще являются машинами циклического действия. Захват бутылок и перенос их осуществляются посредством специальных элементов. По количеству одновременно переносимых бутылок выделяются индивидуальные и групповые захватные элементы. В зависимости от способа захвата эти элементы бывают пневматическими, механическими, вакуумными, магнитными и комбинированными. Наибольшее применение получили индивидуальные пневмозахватные патроны, у которых захват горлышка бутылки происходит за счет расширения специального резинового элемента (рис. 76). Набор таких патронов устанавливается на плите таким образом, чтобы схема крепления повторяла расположение бутылок в транспортной таре. Патроны крепятся на захватной головке, устанавливающейся на исполнительном механизме укладчика или выемщика. В составе одной захватной головки может быть 16, 20, 25 и 30 патронов, а число захватных головок составляет от 1 до 12.

Исполнительный механизм универсального устройства обеспечивает движение захватной головки к сформированному слою бутылок и перенос последнего в транспортную тару. По форме перемещения захватной головки выделяются устройства с П-образной и совмещенной траекториями. К первой группе относятся укладчики типа И2-АУА объединения «Мелитопольпродмаш» и некоторые машины зарубежных фирм, обобщенная схема которых приведена на рис. 77. Захватная головка установлена на каретке 7. Для вертикального перемещения пакета бутылок она снабжена

<sup>1</sup> Фр. пат. № 586661.

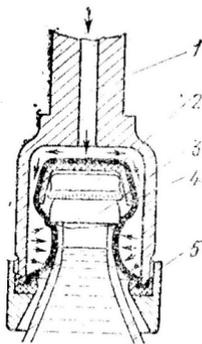


Рис. 76. Пневмозахватный патрон:  
1 — канал подачи воздуха; 2 — резиновый элемент; 3 — бутылка; 4 — пластмассовая предохранительная чашечка; 5 — втулка

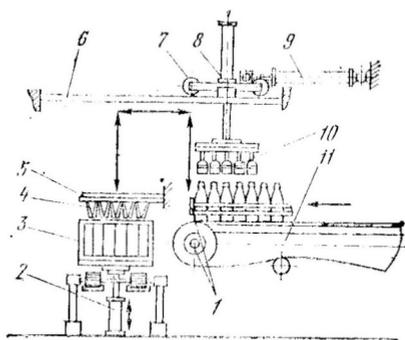


Рис. 77. Обобщенная схема устройства для укладывания (извлечения) бутылок с П-образной траекторной

пневмоцилиндром 8. Привод горизонтального перемещения каретки по направляющим 6 осуществляется посредством пневмоцилиндра 9. Рабочий цикл такой машины состоит из следующих действий: опускание головки в вертикальной плоскости на бутылки, захват бутылок, подъем по вертикали, перенос в направлении стола-накопителя 11 или ящика 3, опускание по вертикали, разжатие захватов 10, подъем захватной головки и перемещение каретки в горизонтальной плоскости. При этом величины перемещений в вертикальной плоскости над ящиком и над столом-накопителем разные. В последнем случае бутылки достаточно поднимать на высоту ограничительной планки 1. Для уменьшения этого хода иногда устанавливают механизм 2 подъема ящиков. В случае использования деревянных ящиков для точного попадания бутылок в гнезда монтируются специальные направляющие рамки 5 с лепестками 4.

При таком конструктивном исполнении техническая производительность на одну укладочную головку (при 20 захватных патронах) составляет от 6500 до 7000 бутылок в час из-за ограничения скорости перемещения в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Динамические составляющие нагрузок рабочих органов и стеклолотары в данном случае значительны. К указанной группе относятся извлекатели типа ВИА с групповыми захватами, а также извлекатели и укладчики с индивидуальными захватами И2-АИА-6, Б2-ВИУ-6, И2-ОИА6/200, И2-АИА-12, И2-ОИА-12, И2-АИА-24, Б2-ОИА-24, И2-АУА-6, И2-ОУА-6, И2-ОУА6/200, И2-АУА-12, И2-ОУА-12, И2-АУА-24, Б2-ОУА-24 объединения «Мелитополь-продмаш».

Для сокращения времени укладки (выемки) бутылок при использовании полимерных ящиков применяется совмещенная траектория движения рабочих органов. Схема их представлена на рис.

78. Система управления устройства при этом несколько усложняется, а производительность повышается до 30 %.

Применение стереотипных полимерных ящиков позволило использовать криволинейную траекторию перемещения захватных головок. Например, фирма «Enzinger» (ФРГ) поставляла автоматы типа «Regent» различных модификаций с криволинейной траекторией перемещения (рис. 79), кинематическая производительность которых составляет от 750 до 5000 ящиков в час.

Привод у захватных головок осуществляется посредством кривошипно-шатунного механизма 6, что обеспечивает плавное движение пакета бутылок и всех узлов машины. Автомат состоит из механического привода 7, захватной головки 5 с патронами 4, ящичного транспортера 1, механизма подъема ящиков 2, стола-накопителя 3 для извлеченных бутылок.

Закуплена лицензия на производство автоматов типов VAM и VEM фирмы «Holstein und Kappert» (ФРГ) для линий производительностью 48 тыс. бутылок в час, где используется рычажно-коромысловый механизм привода головок. Число захватных головок в них может доходить до 12 шт. (4×3).

В моделях устройств «Унивекс II», VKV и VKU (ЧССР) реализована оптимальная траектория движения захватной головки по криволинейным направляющим при помощи гидродвигателя с вращательно-поступальным движением (рис. 80). Оригинальное

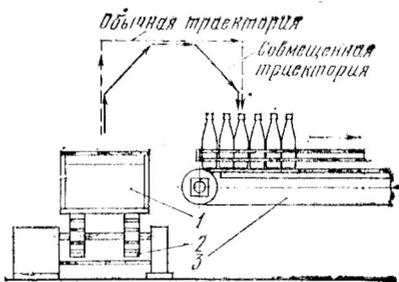


Рис. 78. Схема совмещенной траектории движения рабочих органов устройства:

1 — ящик; 2 — транспортер подачи и отвода ящиков; 3 — пластинчатый стол-накопитель

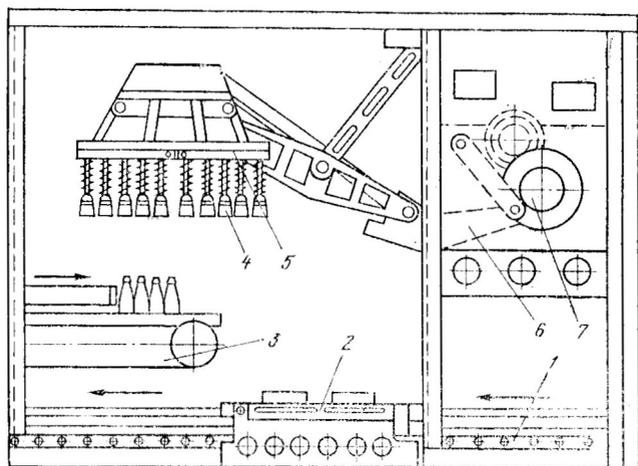


Рис. 79. Схема автомата «Regent» («Enzinger», ФРГ)

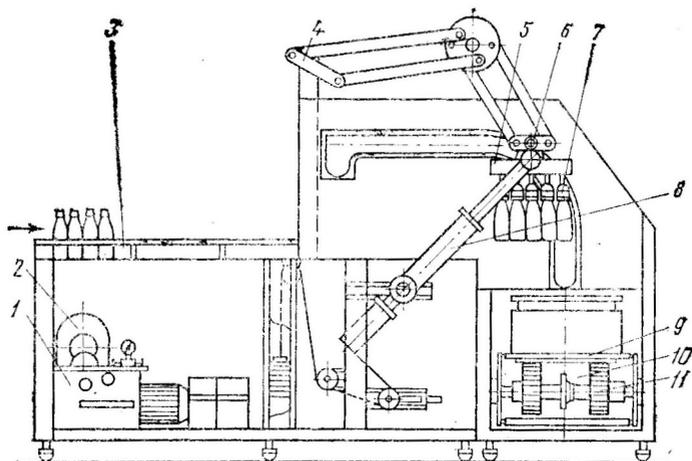


Рис. 80. Устройство «Унивекс II» (ЧССР)

конструктивное исполнение позволило реализовать наиболее короткую из возможных траекторий перемещения захватной головки.

Устройство состоит из станины с приводом, транспортеров 10, рамы 5, параллелограмма 4, системы регулирования и подачи воздуха. На станине помещаются манипуляционный стол 3, электродвигатель 8, редуктор 2, гидравлический агрегат 1, гидродвигатель 8, элементы распределения для регулирования давления масла. Транспортеры предназначены для подачи ящиков (пластинчатый транспортер 11) и фиксации их под захватными головками при помощи штангового транспортера 9. Внутри рамы 5 на двух телескопических рычагах 6 крепятся захватные элементы 7.

Объединение «Stopk Верак» (Голландия) выпускает укладочные машины, у которых возвратно-поступательное движение гидравлического цилиндра преобразуется во вращательное движение главного вала (рис. 81). Главный вал вращается попеременно по направлению движения часовой стрелки и против, перемещая захватную головку по плавной полукруглой траектории. Во время подхвата и установки стеклотары захваты перемещаются с небольшой скоростью.

Отдельной группой представляются устройства карусельного типа, у которых отсутствует холостой ход захватных головок в горизонтальной плоскости. На Ленинградском ликеро-водочном заводе эксплуатировался автомат ЛАИ (рис. 82) с механическим приводом рабочих органов. Автомат имеет две захватные головки, которые совершают вращательное движение вокруг оси колонны и возвратно-поступательное — по вертикали. Каждая захватная головка представляет собой два смещающихся один относительно другого листа с отверстиями для горлышка бутылок.

Работа автомата заключается в следующем: ящики с бутылками цепным транспортером 7 подаются до упора автоблокировки

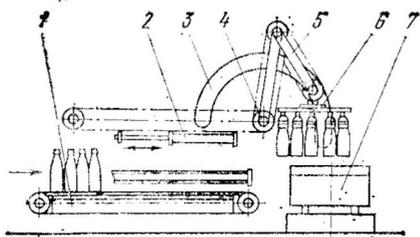


Рис. 81. Схема устройства «Stopk Верак» (Голландия):

1 — стол-накопитель; 2 — гидроцилиндр; 3 — полукруглые направляющие; 4 — главный вал; 5 — механизм, обеспечивающий ориентацию головки при перемещении; 6 — захватная головка; 7 — транспортная тара

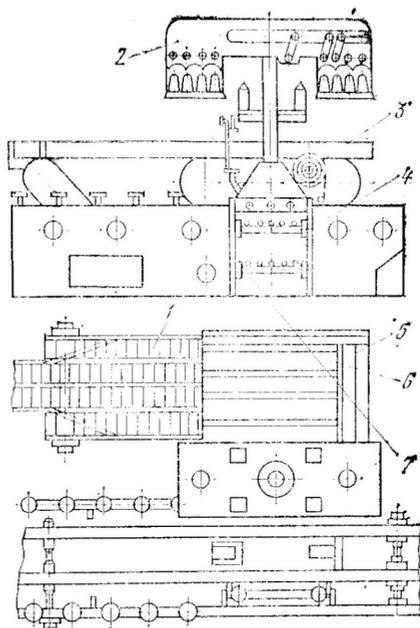


Рис. 82. Автомат конструкции КБ Ленинградского ликеро-водочного завода

и включают исполнительный механизм 4. На площадке подъема они поднимаются вверх на 160 мм. В это время блок 2 с захватными головками опускается вниз и одна из головок входит в ящик, зажимая бутылки за горлышко. После этого ящик опускается на движущуюся ленту транспортера и выходит из автомата, а головка с бутылками поднимается на 150 мм и поворачивается на 180° в горизонтальной плоскости. При входе следующего ящика в автомат блок с зажимными головками 2 опускается вниз. Одна головка входит в ящик и захватывает очередную партию бутылок, а другая опускает бутылки из предыдущего ящика на неподвижный стол-накопитель 6 отводящего транспортера 1. С неподвижного стола-накопителя бутылки сдвигаются толкателем 5 на два непрерывно работающих транспортера.

В процессе работы автомата возникают неполадки, связанные с механизмом поворота и подъема головок 3.

Устройства карусельного типа выпускались также фирмами «Enzinger» (ФРГ) и «Graham Enok» (Англия). Общими их недостатками являются значительные инерционные нагрузки периодов неустановившегося движения и трудность фиксации головок над ящиками.

Повышение производительности указанного оборудования возможно за счет сокращения времени холостого хода, а также увеличения числа захватных элементов и количества одновременно загружаемых (высвобождаемых) ящиков. Последнее направление встречается с рядом конструктивных сложностей и требует высокого качества тары (ящиков). При этом усложняются условия

эксплуатации и обслуживания, более высоким является уровень требований к машиностроительной промышленности.

Основное направление предусматривает сокращение затрат времени на всех операциях цикла. Оно достигается за счет изменения кинематических параметров либо за счет рационального выбора траектории движения рабочего органа.

### Синтез циклограмм укладываемых и извлекающих машин

Производительность укладчиков (выемщиков) должна согласовываться с производительностью соответствующих линий розлива. При этом автомат может обеспечивать укладку продукции, поступающей с одной или нескольких линий.

В первом случае часовая производительность устройства  $Q_y$  должна в  $k$  раз (где  $k$  — коэффициент запаса производительности) превышать производительность линий  $Q_n$ , а во втором случае эти величины связаны между собой соотношением

$$Q_y = kn_n Q_n, \quad (4.1)$$

где  $n_n$  — число линий розлива, обслуживаемых одним устройством.

Если число укладчиков (выемщиков) равно  $Z_y$ , то выражение (4.1) преобразуется в вид

$$Q_y = kn_n Q_n / Z_y. \quad (4.2)$$

Время рабочего цикла укладчика  $T_p$  (в с), определяемое как время выдачи одного или нескольких одновременно укладываемых ящиков, находится по выражению

$$T_p = 3600 k_n n_6 / Q_y, \quad (4.3)$$

где  $k_n$  — количество одновременно укладываемых ящиков;  $n_6$  — количество бутылок в одном ящике,

или

$$T_p = k_c (t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6), \quad (4.4)$$

где  $k_c \leq 1$  — коэффициент, учитывающий совмещение во времени операций внутри цикла;  $t_1$  — время формирования слоя бутылок;  $t_2$  — время захвата бутылок;  $t_3$  — время рабочего хода захватной головки;  $t_4$  — время отпускания бутылок захватными элементами;  $t_5$  — время холостого хода захватной головки;  $t_6$  — время замены ящика или группы ящиков.

Операция формирования (расформирования) слоя бутылок обычно совмещается с другими операциями цикла, также как и операция по замене ящика или группы ящиков. Стол-накопитель и стол-расформирователь останавливаются лишь на время, необходимое для захвата (отпуска) и отвода пакета бутылок.

Совмещенная циклограмма автомата для укладывания бутылок представлена на рис. 83.

На предварительном этапе проектирования автоматов временные затраты определяются лишь с некоторым приближением. Длительность каждой операции может быть найдена только на основе

экспериментальных данных или на основе решения математических моделей, описывающих рабочие процессы.

При анализе циклограммы обнаруживаются определенные лимитирующие процессы. Применение метода совмещения позволяет увеличить время лимитирующих операций.

С учетом данных циклограммирования и полученных решений уравнений движения выбирают законы движения рабочих органов. При выборе законов движения следует определить максимально допустимые значения кинематических и нагрузочных параметров, ограничивающих уменьшение длительности лимитирующих процессов.

Данные, полученные при составлении и анализе циклограмм, создают предпосылки для выбора конструктивных параметров устройств методом ограничений или по конструктивным соображениям.

## Динамика приводов рабочих органов автоматов

Реализация перемещений рабочих органов машин для извлечения и укладки стеклотарной продукции в ящики часто осуществляется с использованием гидро- и пневмоприводов.

**Динамика объемного гидропривода.** Рассмотрим динамику объемного гидропривода (рис. 84), гидродвигатель 4 которого выполнен в виде гидроцилиндра. Насос 1 может быть использован любого вида. Для изменения направления движения поршня гидроцилиндра служит распределитель 2. Перемещение подвижной части распределителя достигается попеременным включением двух электромагнитов 3. Тормозное устройство 5 при рабочем ходе включено в сливную линию. Оно может быть выполнено в виде регулируемого дросселя. Переливной клапан 6 служит для слива в бак части жидкости, подаваемой насосом при уменьшении скорости поршня. Пружина клапана подбирается так, что он открывается при достижении определенного давления.

Гидродвигатель 4 в рассматриваемой схеме называется объемным, так как преобразование энергии жидкости в механическую энергию поршня происходит при периодическом изменении объема его рабочих полостей. На основании этого и рассматриваемый гидропривод называется объемным.

Как и в механизме, состоящем только из твердых тел, уравнение движения приведенной массы рабочего органа представляется дифференциальным уравнением второго порядка, из которого находится зависимость обобщенной координаты от времени. Отличие состоит в том, что в него входят параметры, зависящие от давления жидкости в различных частях механизма. За обобщенную координату примем перемещение поршня  $x$  и введем следующие обозначения:  $m$  — приведенная масса движущихся частей насоса, гидроцилиндра и исполнительного органа;  $F_d$  — приведенная движущая сила;  $F_c$  —

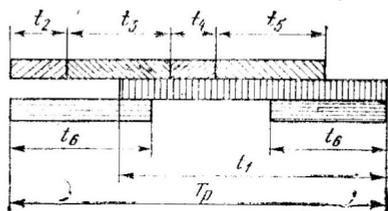


Рис. 83. Совмещенная циклограмма автомата для укладки бутылок

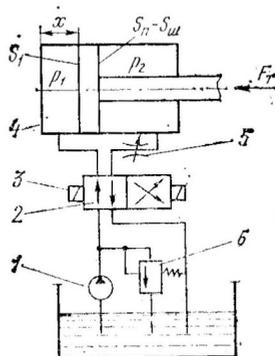


Рис. 84. Схема типового гидропривода

приведенная сила полезного сопротивления. При постоянной приведенной массе уравнение движения имеет вид

$$m\ddot{x} = F_d - F_c. \quad (4.5)$$

Для рабочего хода (движение поршня направо) приведенные силы определяются выражениями:

$$\begin{aligned} F_d &= p_1 S_n; \\ F_c &= F_T + p_2 (S_n - S_m), \end{aligned} \quad (4.6)$$

где  $p_1$  и  $p_2$  — давления соответственно в напорной и сливной полостях гидроцилиндра;  $S_n$  — площадь поперечного сечения поршня;  $F_T$  — приведенная сила трения и технологического сопротивления;  $S_m$  — площадь поперечного сечения штока.

Давление  $p_1$  определяется разностью давления на выходе из насоса  $p_n$  и потерь давления в напорной линии  $\Delta p_1$

$$p_1 = p_n - \Delta p_1. \quad (4.7)$$

Давление  $p_2$  зависит от потерь давления в сливной линии  $\Delta p_2$  и потерь давления в тормозном устройстве  $\Delta p_T$ , т. е.

$$p_2 = \Delta p_2 + \Delta p_T. \quad (4.8)$$

Значения  $\Delta p_1$  и  $\Delta p_2$  зависят от скорости течения жидкости, которая при постоянном ее расходе пропорциональна величине скорости поршня  $v$ .

Экспериментальные данные привели к следующим зависимостям:

$$\left. \begin{aligned} \Delta p_1 &= A_1 v + B_1 v^2; \\ \Delta p_2 &= A_2 v + B_2 v^2, \end{aligned} \right\} \quad (4.9)$$

где  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $B_1$  и  $B_2$  — постоянные коэффициенты, определяемые для данного гидропривода экспериментально или же по табличным значениям для типовых элементов гидропривода.

Потери давления в тормозном устройстве

$$\Delta p_T = B_T v^2 / f_T^2, \quad (4.10)$$

где  $B_T$  — экспериментальный коэффициент;  $f_T$  — переменная площадь проходного сечения в тормозном устройстве, которая при золотнике с прямоугольными канавками зависит от числа канавок  $n$ , их ширины  $b$ , длины  $s$ , угла наклона  $\beta$  и перемещения золотника  $z$ , т. е.

$$f_T = nb(s - z) \sin \beta.$$

Подставляя полученные значения величин в уравнение (4.5) получим

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= (p_n - A_1 v - B_1 v^2) - s_n - \\ &- F_T - (A_2 v + B_2 v^2 + B_T v^2 / f_T^2) (S_n - S_m). \end{aligned} \quad (4.11)$$

Характеристика насоса обычно представляется в виде зависимости между давлением на выходе из него и количеством подаваемой жидкости  $Q$  (рис. 85). При закрытом переливном клапане с увеличением давления  $p_n$  жидкости ее расход  $Q$  несколько уменьшается вследствие увеличения утечек, характеризующих величиной объемного КПД  $\eta_o$ . Поэтому связь  $p_n$  и  $Q$  на участке  $a$  характеристики ( $Q_c < Q < Q_{max}$ ) выражается формулой

$$p_n = p_{ном} / (1 - \eta_o) - p_{ном} Q / [(1 - \eta_o) Q_{max}], \quad (4.12)$$

где  $p_{ном}$  — номинальное давление;  $\eta_o$  — объемный КПД (при  $p = p_{ном}$   $\eta_o = Q / Q_{max}$ );  $Q_{max}$  — максимальный расход жидкости.

Указанные значения принимаются по данным каталогов насосов.

При открытом переливном клапане давление  $p_H$  равно давлению настройки клапана  $p_K$  за вычетом пропорциональных расходу  $Q$  потерь давления в клапане, т. е. на участке  $b$  характеристики ( $0 < Q < Q_c$ ) связь между  $p_H$  и  $Q$  выражается формулой

$$p_H = p_K - A_K Q, \quad (4.13)$$

где  $A_K$  — экспериментальный коэффициент для переливного клапана.

Величина расхода  $Q_c$ , соответствующая точке пересечения прямолинейных отрезков характеристики насоса, находится по формуле

$$Q_c = \frac{p_{ном}/(1 - \eta_0) - p_K}{p_{ном}/[(1 - \eta_0) Q_{max}] - A_K}. \quad (4.14)$$

Для рабочего хода расход жидкости  $Q$  на выходе из насоса и скорость поршня  $v$  связаны соотношением

$$Q = S_{пv}. \quad (4.15)$$

Так как формулы (4.12)—(4.14) с учетом соотношения (4.15) дают также зависимость между давлением насоса  $p_H$  и скоростью поршня  $v$ , то формулы (4.12) и (4.13) объединим в одну

$$p_H = p_0 - A_v v. \quad (4.16)$$

Коэффициенты  $p_0$  и  $A_v$  имеют различные значения в зависимости от того, открыт или закрыт переливной клапан.

При открытом переливном клапане коэффициенты  $p_0$  и  $A_v$  определяются по формулам:

$$p_0 = p_{ном}/(1 - \eta_0); \quad (4.17)$$

$$A_v = p_{ном} S_{п}/[(1 - \eta_0) Q_{max}]. \quad (4.18)$$

Давление  $p_c$ , при котором открывается переливной клапан, и скорость поршня  $v_c$  в этот момент связаны соотношением

$$p_c = p_K - A_K S_{пv_c}, \quad (4.19)$$

где

$$v_c = \frac{p_{ном} - p_K (1 - \eta_0)}{p_{ном} - A_K Q_{max} (1 - \eta_0)} \frac{Q_{max}}{S_{п}}. \quad (4.20)$$

Уравнение движения приведенной массы гидропривода с учетом найденных значений может быть представлено в виде

$$\ddot{x} = s_H [p_0 - F_T/S_{п} - Av - Bv^2]/m, \quad (4.21)$$

где

$$A = A_v + A_1 + (S_{п} - S_{ш}) A_2/S_{п}; \quad (4.22)$$

$$B = B_1 + (S_{п} - S_{ш}) (B_2 + B_T/t_T^2)/S_{п}. \quad (4.23)$$

Коэффициент  $A$  всегда имеет постоянное значение. Коэффициент  $B$  в режиме разгона и при установившемся движении также является величиной постоянной, а в режиме торможения зависит от времени  $t$  (при независимом приводе тормозного золотника) или от перемещения  $x$  (при торможении по пути). Приведенная сила  $F_T$  может быть функцией времени  $t$ , перемещения  $x$  и ско-

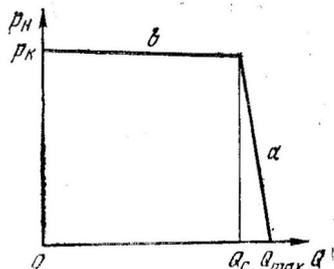


Рис. 85. Характеристика гидронасоса

рости  $v$ . В общем случае уравнение (4.21) решается численными или графическими методами. В некоторых случаях возможно получение решений в чистом виде. В работе Левитского Н. И. [12] рассматривается движение приведенной массы привода при полностью открытом сечении в тормозном устройстве ( $B_T = 0$ ). Тогда коэффициент  $B$  является постоянной величиной. Считая, что все потери давления зависят от второй степени скорости  $v$  (турбулентное движение), получаем  $A = 0$ . Сила сопротивления  $F_T$  имеет постоянную величину или же составляющую, которая зависит от второй степени скорости  $v$  (коэффициент этой составляющей войдет в суммарный коэффициент  $B$ ). Тогда уравнение движения (4.21) принимает вид

$$\ddot{x} = S_{II}(p_0 - F_T/S_{II} - Bv^2)/m. \quad (4.24)$$

После введения новой переменной  $y = v^2$  и дифференцирования получаем

$$\dot{y} = 2v\dot{v}.$$

Отсюда

$$\dot{v} \equiv \ddot{x} = \dot{y}/2v$$

или

$$\ddot{x} = \frac{1}{2} \frac{dy}{dx}. \quad (4.25)$$

Подставляя в уравнение (4.24) переменную  $y$  и учитывая соотношение (4.25), получаем линейное дифференциальное уравнение первого порядка относительно функции  $y(x)$

$$dy/dx = 2S_{II}(p_0 - F_T/S_{II} - By)/m. \quad (4.26)$$

Таким образом, можно найти решение уравнения (4.24) на фазовой плоскости в координатах  $x$  и  $v^2$ , т. е. найти зависимость

$$v^2 = y(x),$$

а затем получить искомый закон движения  $x(t)$  интегрированием уравнения  $y = v^2$ :

$$t = \int dx/\sqrt{y(x)} + c. \quad (4.27)$$

При полностью открытом проходном сечении тормозного устройства ( $B = 0$ ) и силе сопротивления, зависящей только от скорости, уравнение (4.21) преобразуется в нелинейное уравнение первого порядка относительно скорости поршня  $v$  с разделяющимися переменными. После их разделения получим

$$dt = \frac{m}{S_{II}} \frac{dv}{p_0 - F_T/S_{II} - Av - Bv^2}$$

или

$$t = \frac{m}{S_{II}} \int \frac{dv}{p_0 - F_T/S_{II} - Av - Bv^2} + c. \quad (4.28)$$

Постоянная интегрирования  $c$  определяется с учетом выбранных начальных условий.

**Динамика механизмов с пневмоприводом.** Основной задачей динамического расчета пневмоприводов механизмов является определение их быстродействия — времени обработки, скорости, ускорения подвижных частей, законов изменения давления в плоскостях пневмоцилиндров и др. Решение основной задачи динамики пневматических устройств представляет значительные трудности из-за сложностей протекающих в них процессов. Чтобы определить, например, время движения поршня пневматического цилиндра двустороннего действия, не-

обходимо исходить из уравнения движения его как твердого тела, на которое действуют движущие силы, силы сопротивления и инерции. Каждая из названных сил прямо или косвенно зависит от давления воздуха в полостях цилиндра. При движении поршня объемы полостей непрерывно изменяются, причем характер изменений определяется законом движения поршня. Одновременно изменяется количество воздуха в полостях, так как одна из них (рабочая) связана с источником питания, а вторая (полость выхлопа) — с выходом в атмосферу. На интенсивность наполнения рабочей полости и опорожнения полости выхлопа влияют расходы воздуха через соответствующие воздухопроводы, которые в свою очередь зависят от размеров воздухопроводов, их гидравлических сопротивлений, вида термодинамических процессов при движении воздуха, уровня давления в соответствующих полостях. Следует также учитывать, что процессы наполнения и опорожнения полостей цилиндра являются термодинамическими и их характер зависит от теплообмена с окружающей средой и от времени.

Для решения задач динамики механизмов с пневмоприводами необходимо знать уравнения, позволяющие определять величину массового расхода газа в отличие от задач динамики гидропривода, где принято определять объемный расход жидкости. Это различие связано с тем, что объем газа существенно зависит от давления и температуры по уравнению состояния газа

$$pv = RT, \quad (4.29)$$

где  $p$  — абсолютное давление газа, Н/м<sup>2</sup>;  $v$  — удельный объем газа м<sup>3</sup>/кг;  $T$  — абсолютная температура газа, К;  $R$  — газовая постоянная, Н·м/(кг·К).

Массовый расход газа  $G$  (в кг/с) при истечении через отверстие  $f$  (в м<sup>2</sup>) определяется по формуле

$$G = \mu f p_0 \sqrt{\frac{2k}{(k-1)} \frac{1}{RT_0} (Y^{2/k} - Y^{(k+1)/k})}, \quad (4.30)$$

где  $\mu$  — коэффициент расхода газа ( $\mu < 1$ );  $p_0$  — давление газа в емкости, из которой происходит истечение;  $k$  — показатель адиабаты, равный 1,4;  $T_0$  — абсолютная температура поступающего газа, К;  $Y$  — отношение давлений  $p/p_0$  ( $p$  — давление среды).

При показателе адиабаты  $k=1,4$  имеются таблицы функции, которая называется функцией расхода:

$$\varphi(Y) = \sqrt{Y^{2/k} - Y^{(k+1)/k}}. \quad (4.31)$$

Выражение (4.30) для определения расхода газа справедливо в интервале значений  $Y$  от 1 до того значения  $Y^*$ , при котором расход газа становится максимальным. Это значение называется критическим. При  $k=1,4$   $Y^*=0,528$  и  $\varphi(Y^*)=0,2588$ . Критический расход газа  $G^*$  при указанных параметрах будет

$$G^* = \mu f p_0 \sqrt{0,469/(RT_0)}. \quad (4.32)$$

Если  $Y < Y^*$ , то расход  $G$  не зависит от  $Y$ , величина его остается постоянной и определяется по формуле (4.32). Режим истечения, при котором расход имеет постоянную величину  $G^*$ , не зависящую от отношения давлений, называют надкритическим. Режим истечения, при котором  $G$  убывает с увеличением отношения давлений, называется подкритическим, и ему соответствует изменение  $Y$  от  $Y^*$  до 1.

Расход газа при его движении по трубопроводу определяется соотношением

$$G = p_1 f_T \sqrt{(1 - Y^2)/[2RT (\xi - \ln Y)]}, \quad (4.33)$$

где  $p_1$  — давление газа во входном сечении трубопровода;  $f_T$  — площадь проходного сечения трубопровода;  $\xi$  — коэффициент сопротивления.

Коэффициент сопротивления определяется опытным путем или по формуле

$$\xi = \frac{1}{2} \lambda_T l_T / d_T, \quad (4.34)$$

где  $\lambda_T$  — коэффициент трения воздуха, равный 0,02—0,03;  $l_T$ ,  $d_T$  — длина и диаметр трубопровода.

Наличие в формуле (4.30) коэффициента расхода  $\mu$ , который определяется из экспериментальных данных, позволяет применять более простые соотношения. Например, можно использовать формулу, которая дает погрешность не более 3 %,

$$G = \mu f p_0 \sqrt{2Y(1-Y)/(RT_0)}. \quad (4.35)$$

По этой формуле  $Y^* = 0,5$ , а критический расход  $G^*$ , который остается постоянным в интервале от  $Y=0$  до  $Y^*=0,5$ , будет

$$G^* = \mu f p_0 \sqrt{0,5/(RT_0)}. \quad (4.36)$$

Можно пренебречь величиной  $\ln Y$ , так как она мала по сравнению с коэффициентом сопротивления  $\xi$ . Тогда формула (4.33) упрощается и принимает вид

$$G = p_M f_T \sqrt{(1-Y^2)/(2RT_M^2)}. \quad (4.37)$$

Из условия неразрывности потока воздуха его расход при движении по трубопроводу равен расходу при истечении в рабочую полость пневмоцилиндра. Это условие выражается равенствами (4.35) и (4.37). Для подкритического режима имеем

$$G = \mu f p_0 \sqrt{\frac{2}{RT} \frac{p}{p_0} \left(1 - \frac{p}{p_0}\right)} = p_M f_T \sqrt{\frac{1 - (p_0/p_M)^2}{2RT_M^2}}, \quad (4.38)$$

где  $p_M$  — давление воздуха в магистрали.

Из уравнения (4.38) при заданных величинах  $p_M$  и  $p$  можно найти давление  $p_0$ , решая квадратное уравнение

$$p_0^2 + \frac{4\mu^2 \xi f_T^2}{f_T^2} p p_0 - \frac{4\mu^2 \xi f_T^2}{f_T^2} p^3 - p_M^2 = 0, \quad (4.39)$$

а затем найти расход воздуха, соответствующий давлениям  $p_M$  и  $p$ .

Для вычисления расхода  $G$  разработан упрощенный метод приведенных коэффициентов расхода.

Приведенным коэффициентом расхода  $\mu_{II}$  называется отношение полного расхода  $G$ , определяемого, например, по уравнению (4.38), к условному расходу, вычисляемому по формуле (4.30) при  $p_0 = p_M$ ,  $T_0 = T_M$  и  $\mu = 1$ .

Для подкритического режима при  $k=1,4$ , имеем

$$\mu_{II} = G / [f p_M \sqrt{7/(RT_M)} \varphi(p/p_M)], \quad (4.40)$$

где  $\varphi(p/p_M)$  — функция расхода, определяемая из таблиц.

При использовании приближенной формулы (4.35) получаем

$$\mu_{II} = G / \left[ f p_M \sqrt{\frac{2}{RT_M} \frac{p}{p_M} \left(1 - \frac{p}{p_M}\right)} \right]. \quad (4.41)$$

В двустороннем пневматическом поршневом двигателе 2 (рис. 86) движение поршня в прямом и обратном направлениях совершается с помощью распределителя 1 под действием сжатого воздуха, который попеременно поступает

то в одну, то в другую полости пневмоцилиндра. Уравнение движения приведенной массы привода при прямом ходе следующее:

$$m\ddot{x} = pS_{\Pi} - p_{\text{в}}(S_{\Pi} - S_{\text{ш}}) - F_{\text{тр}}, \quad (4.42)$$

где  $p$  — давление в рабочей полости пневмоцилиндра (в полости, соединенной с магистралью сжатого воздуха);  $p_{\text{в}}$  — противодавление (давление в полости, соединенной с атмосферой).

К уравнению движения (4.42) добавляются два уравнения теплового баланса (уравнения энергии):

для полости, соединенной с магистралью сжатого воздуха,

$$\dot{p} = \frac{k}{x} \left( \frac{G_{\text{м}}RT_{\text{м}}}{S_{\Pi}} - p\dot{x} \right); \quad (4.43)$$

для полости, соединенной с атмосферой,

$$\dot{p}_{\text{в}} = \frac{k}{s + 2x_0 - x} \left( - \frac{G_{\text{в}}RT_{\text{в}}}{(S_{\Pi} - S_{\text{ш}})} + p_{\text{в}}\dot{x} \right). \quad (4.44)$$

В этом уравнении координата  $x_{\text{в}}$ , от которой зависит объем полости противодавления, выражена через обобщенную координату  $x$ , полный ход поршня  $s$  и начальные значения координат  $x$  и  $x_{\text{в}}$ , равные  $x_0$ .

Абсолютная температура  $T_{\text{в}}$  воздуха, выходящего из полости противодавления, связана с абсолютной температурой  $T_{\text{м}}$  воздуха, поступающего из магистрали, соотношением

$$T_{\text{в}} = T_{\text{м}} (p_{\text{в}}/p_{\text{м}})^{(k-1)/k}. \quad (4.45)$$

Соотношение получено при предположении, что процесс изменения состояния является адиабатным.

Расход воздуха  $G_{\text{м}}$ , поступающего из магистрали, для надкритического режима определяется по формуле

$$G_{\text{м}} = \mu_{\Pi} f p_{\text{м}} \sqrt{0,469/(RT_{\text{м}})}, \quad (4.46)$$

для подкритического режима

$$G_{\text{м}} = \mu_{\Pi} f p_{\text{м}} \sqrt{7/(RT_{\text{м}})} \varphi(p/p_{\text{м}})$$

или

$$G_{\text{м}} = \mu_{\Pi} f p_{\text{м}} \sqrt{2p(1 - p/p_{\text{м}})/(RT_{\text{м}} p_{\text{м}})}. \quad (4.47)$$

Расход  $G_{\text{в}}$  воздуха, выходящего из полости противодавления, определяется для надкритического режима по выражению

$$G_{\text{в}} = \mu_{\text{в}} f_{\text{в}} p_{\text{в}} \sqrt{0,469/(RT_{\text{в}})}, \quad (4.48)$$

где  $\mu_{\text{в}}$  — приведенный коэффициент расхода для опорожняющейся полости пневмоцилиндра.

Для подкритического режима выражение по определению  $G_{\text{в}}$  следующее:

$$G_{\text{в}} = \mu_{\text{в}} f_{\text{в}} p_{\text{в}} \sqrt{7/(RT_{\text{в}})} \varphi(p_0/p_{\text{в}}) \quad (4.49)$$

или в приближенном виде

$$G_{\text{в}} = \mu_{\text{в}} f_{\text{в}} p_{\text{в}} \sqrt{2p_0(1 - p_0/p_{\text{в}})/(RT_{\text{в}} p_{\text{в}})}. \quad (4.50)$$

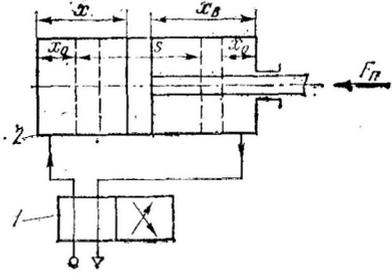


Рис. 86. Схема двустороннего пневмопривода

После подстановки значений расходов  $G_m$ ,  $G_v$  и абсолютной температуры  $T_v$  в уравнения (4.43) и (4.44) получается система трех нелинейных дифференциальных уравнений, из которой можно найти неизвестные  $x=x(t)$ ,  $p=p(t)$  и  $p_v=p_v(t)$ . Решение этой системы находится численными методами.

## ГЛАВА 5

### АВТОМАТЫ ДЛЯ ИЗВЛЕЧЕНИЯ И УКЛАДЫВАНИЯ ПРОДУКЦИИ В СТЕКЛОТАРЕ В КОНТЕЙНЕРЫ

При использовании для транспортирования контейнеров или тары-оборудования стеклотарную продукцию укладывают ярусами. Это достигается с помощью рабочих органов в укладочных машинах, осуществляющих перенос сформированного слоя на различные уровни, либо устройств, обеспечивающих шаговое перемещение самого контейнера. В первом случае возникает необходимость поиска новых конструктивных решений, тогда как во втором возможно использование опыта, накопленного при создании устройств для укладывания бутылок в ящики.

Оба эти направления нашли отражение в машинах, созданных в нашей стране и за рубежом.

#### Автоматы для вертикального укладывания (извлечения) бутылок в контейнеры (из контейнеров)

Устройство для укладывания бутылок с пивом Клайпедского отдела ВНИИторгмаша. На клайпедском пивоваренном заводе «Швитурис» смонтирован опытный образец для вертикального укладывания бутылок в контейнеры КУП-1-500-000. Наполненные бутылки подаются к укладчику транспортером, с которого толкателем по 10 шт. передаются на лист-накопитель. После формирования слоя из 80 бутылок лист-накопитель механизмом горизонтального перемещения подается в контейнер, боковая панель которого снята. Отсекатель удерживает бутылки в контейнере при выходе из него листа-накопителя, занимающего исходную позицию. Затем бутылки перегружаются на дно контейнера или полку. При помощи механизма вертикального перемещения контейнер опускается под загрузку следующей полки, и цикл повторяется.

Машина имеет гидравлическую и пневматическую системы приводов исполнительных механизмов. Ее производительность составляет 12 000 бутылок в час. Подачу и отвод контейнеров от машины осуществляет цепной транспортер.

Устройство для укладывания бутылок завода «Аникшчо винас» (Литовская ССР). Конструкторами завода на базе автомата, изготовленного объединением «Мелитопольпродмаш», разработана машина с последовательным ручным управлением для укладывания бутылок в контейнеры. Она состоит из стола-накопителя, на котором осуществляется формирование слоя из 63 бутылок (9×7) вместимостью 0,7 л, рамы, представляющей собой сварную конструкцию, и каретки с головками захвата бутылок.

После формирования слоя бутылок на столе-накопителе происходят опускание траверсы и захват бутылок при помощи индивидуальных захватных патронов. Затем траверса поднимается и слой бутылок переносится в контейнер, установленный на направляющих под рамой устройства. Бутылки в контейнер подаются кареткой и опускаются на дно или межслойную прокладку и укладываются в три слоя. Прокладки из гофрокартона или фанеры укладываются вручную.

Автоматический укладчик бутылок ОН-103. Автомат разработан минским ПКТБ совместно с ОПМТ БССР и внедрен на Могилевском пивоваренном за-

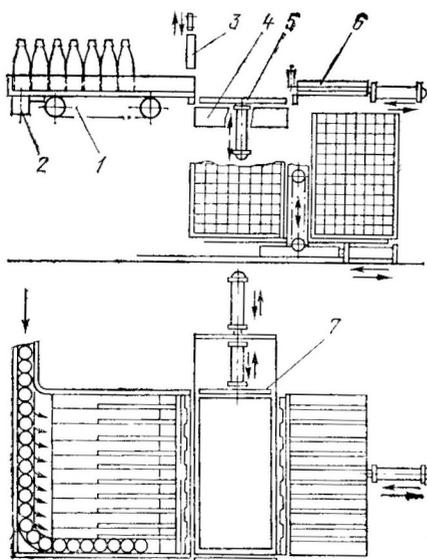


Рис. 87. Схема укладчика  
бутылок ОН-103

воде. Согласно схеме укладчика (рис. 87) бутылки укладываются в контейнер, который при помощи механизма подъема может перемещаться в вертикальной плоскости и фиксироваться с определенным шагом.

Во время работы контейнер поднимается на уровень загрузки. Бутылки подаются транспортером 2 на приемный стол 1, состоящий из 11 ручьев непрерывных пластинчатых цепей. По направляющим они заполняют подвижный поддон 6, который размещен над опускным столом 5. При заполнении подвижного поддона срабатывает отсекатель 3, который ограничивает слой бутылок (77 шт.).

Подвижной поддон 6 перемещается в горизонтальной плоскости, и слой бутылок передается на опускной стол 5, который после заполнения попадает в контурную рамку 4. В последней слой бутылок с помощью толкателя 7 формируется в пакет. Одновременно подвижной поддон возвращается в исходное положение для приема следующего слоя бутылок.

Сформированный пакет вместе с контурной рамкой укладывается на полку контейнера, после чего контейнер опускается на шаг, равный высоте бутылки. Контурная рамка возвращается в исходное положение, а на пакет бутылок в контейнере ложится деревянная полка для приема следующего пакета. Затем цикл повторяется.

Укладывание бутылок осуществляется в универсальный бутылочно-баночный контейнер КУ-2, 06-ПС в четыре слоя. Бутылки в сформированном слое располагаются в шахматном порядке, что позволяет наиболее полно использовать рабочий объем контейнера, а также уменьшать потери продукции при транспортировании в торговую сеть.

Производительность укладчика составляет 16 000 бутылок в час. Габаритные размеры 4107×1400×2288 мм, масса 2700 кг. Обслуживается агрегат одним оператором.

Контейнер с 308 бутылками подается на автомобиль с грузоподъемным бортом. В кузов автомобиля вмещается 10 контейнеров. В нем же на завод поступает возвратная тара.

**Укладчик бутылок Ш-10-ВВУ-05 (0,7).** Экспериментальный автомат разработан Тбилиским СКБ по пакетным и контейнерным перевозкам (рис. 88). Он включает в себя устройство для формирования слоя бутылок, выполненное в виде многоручьевого стола-накопителя с ограничивающе-фиксирующим уст-

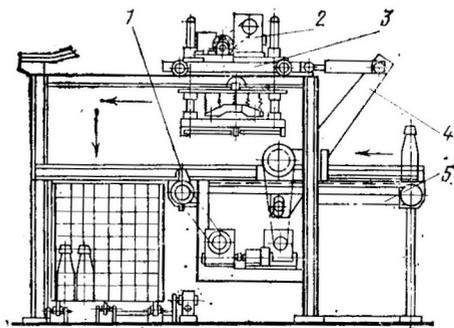


Рис. 88. Схема укладчика Ш-10-  
ВВУ-0,5(0,7):

1 — ограничивающе-фиксирующее устройство; 2 — привод перемещения укладочной головки; 3 — каретка; 4 — механизм перемещения каретки; 5 — стол-накопитель

ройством; кривошипно-кулисный механизм горизонтального перемещения каретки 4; механизм горизонтального перемещения каретки, механизм вертикального перемещения укладочной головки.

Многоярусное укладывание бутылок в контейнер осуществляется односторонней подвеской укладочной головки на цепи, охватывающей приводную звездочку.

Во время подъема головки свободный конец цепи складывается в специальном кармане, а при опускании выбирается из него. При контакте головки с нижележащим слоем бутылок или дном контейнера срабатывают датчики останковки привода. Через реле времени включается обратный ход и укладочная головка выводится из контейнера.

Формирование вертикального слоя бутылок начинается с момента съема со стола-накопителя предыдущего слоя и может осуществляться во время выполнения остальных операций. Бутылки во время формирования раскладываются в шахматном порядке. Такое их расположение и наличие специальных полужеек на боковых стенках контейнера обеспечивают фиксацию бутылок относительно контейнера, а также значительно уменьшают бой стеклотары при транспортировании.

**Устройство Б-2-ОПБ-Э.** Экспериментальное устройство Б-2-ОПБ-Э создавалось для механизированной вертикальной укладки бутылок вместимостью 0,5 л с молоком и другими молочными продуктами в тару-оборудование УКМ-4-78, но может быть использовано и для узкогорлых бутылок вместимостью 0,5 л.

Укладчик состоит из корпуса, представляющего собой шахту с подвижной платформой для установки тары-оборудования, и бутылочного стола-накопителя в виде 10 ручьев непрерывных пластинчатых цепей. Между шахтой и столом-накопителем находится переходная площадка, которая устанавливается в рабочее и нерабочее положение упором, служащим одновременно и упором для бутылок, заполняющих стол-накопитель. Поверхность стола-накопителя разделена подвижными и неподвижными направляющими, которые разделяют бутылки на 9 рядов. Перед направляющими установлен ворошитель.

Над неподвижными направляющими перемещается упорная планка загрузчика, подающая пакеты бутылок на полку тары-оборудования. Подача бутылок на стол-накопитель осуществляется четырёхручьевым транспортером.

Укладчик работает следующим образом. Бутылки по конвейеру подаются на стол-накопитель, распределяются ворошителем равномерно по рядам между направляющими и доходят до упора, который обеспечивает в каждом ряду в неподвижных направляющих по 7 бутылок. Подвижными направляющими отсекается пакет бутылок в количестве 63 шт. Одновременно упор смещается к шахте, переводя переходную площадку в рабочее положение. Бутылки в неподвижных направляющих, освободившись от упора, перемещаются к шахте, образуя разрыв между отсеченным пакетом бутылок и остальным потоком. В разрыв входит толкающая планка загрузчика и, захватив отсеченный пакет бутылок, проталкивает его на полку тары-оборудования. Затем планка загрузчика, двигаясь по замкнутой траектории, возвращается за следующим пакетом бутылок. Одновременно подвижные направляющие, упор и переходная площадка возвращаются в исходное положение, позволяя бутылкам заполнить ряды между подвижными направляющими. Затем тара-оборудование опускается на один шаг до совмещения второй полки с плоскостью стола-накопителя и цикл повторяется.

Созданием устройств для загрузки контейнеров бутылками и другими штучными грузами занимаются также фирмы «Элопак» (Финляндия), «Горк» (Голландия).

**Устройство КТИППа для вертикального укладывания бутылок в тару-оборудование (рис. 89).** Устройство имеет узел формирования вертикального слоя бутылок, представляющих собой многоручьевой стол-накопитель 1, захватную механическую головку 2, соединенную посредством тяги 4 с двумя бесконечными цепными контурами 7. Захватная головка имеет подвеску 3 и выполнена с возможностью перемещения по направляющим 5 в вертикальной плоскости, смонтированным на каретке 6, которая перемещается горизонтально.

Работает устройство следующим образом. Контейнер транспортером подается под загрузку и фиксируется. На столе-накопителе формируется вертикаль-

ный слой бутылок, на который опускается захватная головка, выполненная из двух плит. При относительном перемещении последних после контакта нижней плиты с бутылками происходит срабатывание захватов. Относительное положение плит фиксируется защелкой. Движение головки вниз происходит при нисходящем движении тяги на вертикальном участке в зоне формирования слоя. После контакта с горлышками бутылок нижняя плита остается неподвижной, а тяга продолжает движение, огибая звездочку цепного контура. При движении тяги вверх происходит ее контактирование с захватом головки. В момент захвата и отвода бутылок со стола-накопителя последний останавливается. При дальнейшем движении тяги вверх происходит подъем бутылок, а при переходе ее от вертикального перемещения к горизонтальному начинают горизонтальное перемещение каретка и головка. При выходе тяги на вертикальный участок в зоне контейнера каретка останавливается, а захватная головка вместе с бутылками продолжает вертикально перемещаться до контакта с дном контейнера или межслойной прокладкой. При этом захваты разжимаются и бутылки высвобождаются. При подъеме тяги происходит ее контакт с захватом и выход головки из конвейера. С выходом тяги на горизонтальный участок начинается перемещение головки и каретки к зоне, где формируется новый слой. Затем цикл повторяется.

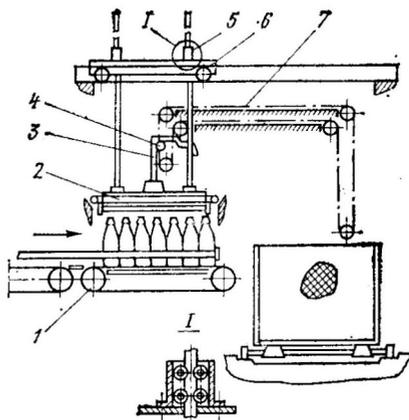


Рис. 89. Устройство конструкции КТИППа для вертикального укладывания бутылок в тару-оборудование

Преимущества рассмотренной конструкции заключаются в возможности вертикального и горизонтального перемещений головки с помощью одного привода, работающего в установившемся режиме; в отсутствии значительных ускорений перемещающихся масс; в простоте схемы электрического управления укладчиком; низкой металлоемкости; возможности использования устройства для выемки бутылок.

Рассмотренные конструкции для вертикального укладывания стеклотарной продукции в тару-оборудование условно могут быть разделены на две основные группы.

К первой группе относятся устройства, у которых многоярусное укладывание осуществляется за счет шагового перемещения контейнера. Рабочий орган, передающий сформированный пакет бутылок, при этом совершает перемещение из одной фиксированной позиции в другую.

В устройствах второй группы пакеты бутылок на различные уровни переносят с помощью специального рабочего органа.

Наиболее продолжительной операцией в обоих случаях является формирование вертикального слоя (пакета) бутылок, что ограничивает увеличение производительности машины. Вторым фактором является ограничение динамических нагрузок, воздействующих на бутылки и элементы конструкции при ускоренном (замедленном) перемещении рабочих органов. Указанные ограничения делают целесообразным при синтезе циклограммы укладчика по возможности совмещать операции формирования слоя и перемещения пакета бутылок. Однако это осуществимо только при работе автоматов второй группы.

Кроме того, преимуществами устройств второй группы являются возможность использования укладчиков в качестве выемщиков и наоборот, а также возможность ввода пакета бутылок в контейнер как сбоку при снятой боковой стенке, так и сверху, тогда как в устройствах первой группы загрузка осуществляется только сбоку при снятой панели боковой стенки. Указанные преимущества позволяют считать механизмы для вертикального укладывания бутылок в тару-оборудование второй группы более перспективными.

В укладчиках первой группы перемещение сформированных пакетов бутылок чаще осуществляется с помощью пневмо- и гидроприводов, а шаговое перемещение контейнеров, обеспечивающее многослойную укладку, — посредством электроприводов. В устройствах второй группы для перемещения укладочной головки предпочтение отдается электроприводам.

### Определение кинематических и динамических параметров рабочих органов машин для укладывания бутылок

Кинематические параметры рабочих органов укладчиков в периоды установившегося движения определяются с учетом затрат времени на проведение всех операций.

Исчисляя время рабочего цикла  $T_p$  укладчика (в с) как время укладывания и отвода контейнера, найдем

$$T_p = 3600n'_6/Q_y, \quad (5.1)$$

где  $n'_6$  — количество бутылок в контейнере;  $Q_y$  — производительность устройства, бутылок в час.

Время рабочего цикла состоит из затрат на укладку  $n_c$  слоев бутылок в контейнер и на замену контейнера. Иногда время на замену контейнера совмещается с периодом холостого хода или холостого и части рабочего хода органа, осуществляющего перемещение пакета бутылок. Тогда время  $t_p$  формирования одного слоя определяется по выражению

$$t_p = (T_p - k'_c t_{3,н})/n_c = (3600n'_6 - k'_c t_{3,н} Q_y)/(Q_y n_c), \quad (5.2)$$

где  $k'_c$  — коэффициент совмещения времени замены контейнера с периодом холостого и части рабочего хода укладочной головки;  $t_{3,н}$  — время замены контейнера.

Если замена контейнера осуществляется без остановки укладочной головки, то  $k'_c = 0$  и тогда

$$t_p = 3600n'_6/(Q_y n_c). \quad (5.3)$$

Время укладывания одного слоя в соответствии с выражением (4.4) запишем в следующем виде:

$$t_p = k'_c (t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5). \quad (5.4)$$

При известной принципиальной схеме конструктору необходимо задаться временем формирования слоя  $t_1$ , временем захвата бутылок  $t_2$ , временем рабочего хода захватной головки  $t_3$ , временем отпускания бутылок  $t_4$  и временем холостого хода захватной головки  $t_5$ . Возможности совмещения во времени различных операций (они определяют значение  $k'_c$ ) находятся с учетом конструктивного решения устройства.

При известных значениях  $t_3$  и  $t_5$  органа, осуществляющего перемещение бутылок, находятся средние скорости рабочего  $v_p$  и холостого  $v_x$  ходов:

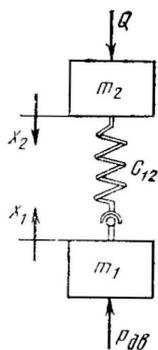
Рис. 90. Физическая модель привода укладочной головки

$$v_p = l_p/t_3 \text{ и } v_x = l_x/t_5, \quad (5.5)$$

где  $l_p$  и  $l_x$  — величины перемещения рабочего органа соответственно в периоды рабочего и холостого ходов.

Определение кинематических и динамических параметров периодов неустановившегося движения необходимо осуществлять с учетом особенностей конструкции.

**Ударное нагружение рабочих органов укладчиков.** В машинах для укладывания бутылок Тбилисского СКБ по пакетным и контейнерным перевозкам, КТИППа и др. предусматривается ударное взаимодействие ведущей массы и массы захватной головки. При этом в момент начала взаимодействия масса  $m_2$  головки имеет скорость  $\dot{x}_2$ , направленную против скорости движения ведущей массы  $\dot{x}_1$ . Рассмотрим подробнее этот случай. Физически модель привода укладочной головки представлена на рис. 90. Сопrotивление перемещению ведомой массы  $Q = m_2g$ .



Будем считать, что координата перемещения ведущей массы

$$x_1 = \dot{x}_1 t,$$

где  $\dot{x}_1 = \text{const}$  (с учетом жесткой характеристики асинхронного электродвигателя привода);  $t$  — время перемещения.

Процесс соударения имеет два этапа:

сближение масс до момента, когда  $\dot{x}_2 = 0$ ;

дальнейшее нагружение упругого органа.

Для I этапа уравнение движения ведомой массы выглядит так:

$$m_2 \ddot{x}_2 = m_2 g - [x_1 - (-x_2)] c_{12}, \quad (5.6)$$

где  $c_{12}$  — приведенная жесткость привода.

Начальные условия при  $t_0 = 0$  следующие:  $(x_2)_0 = 0$ ;  $(\dot{x}_2)_0 = v_2$ ;  $(x_1)_0 = 0$ ;  $(\dot{x}_1)_0 = v_1$ . Преобразуя уравнение (5.6) к виду, удобному для интегрирования, получим

$$\ddot{x}_2 + c_{12} x_2 / m_2 = g - v_1 c_{12} t / m_2. \quad (5.7)$$

Общее решение уравнения (5.7)

$$x_2 = A \sin \sqrt{c_{12}/m_2} t + B \cos \sqrt{c_{12}/m_2} t - v_1 t + m_2 g / c_{12}. \quad (5.8)$$

Подставляя начальные условия, найдем константы интегрирования

$$A = (v_1 + v_2) \sqrt{m_2/c_{12}} \text{ и } B = -m_2 g/c_{12}. \quad (5.9)$$

С учетом констант интегрирования уравнение (5.8) преобразуется к виду

$$x_2 = (v_1 + v_2) \sqrt{m_2/c_{12}} \sin \sqrt{c_{12}/m_2} t - m_2 g/c_{12} \cos \sqrt{c_{12}/m_2} t - v_1 t + m_2 g/c_{12}. \quad (5.10)$$

Найдем время окончания I этапа. Для этого необходимо определить значение  $\dot{x}_2$  и приравнять его к нулю.

$$\dot{x}_2 = (v_1 + v_2) \cos \sqrt{c_{12}/m_2} t + g \sqrt{m_2/c_{12}} \sin \sqrt{c_{12}/m_2} t - v_1. \quad (5.11)$$

Введем замены

$$K_1 = (v_1 + v_2) \text{ и } K_2 = g \sqrt{m_2/c_{12}}.$$

Для решения уравнения (5.11) относительно  $t$  возведем его в квадрат. Тогда

$$K_1^2 \cos^2 \sqrt{c_{12}/m_2} t + 2K_1 K_2 \cos \sqrt{c_{12}/m_2} t \sin \sqrt{c_{12}/m_2} t + K_2^2 \sin^2 \sqrt{c_{12}/m_2} t = v_1^2. \quad (5.12)$$

Имея в виду, что

$$\begin{aligned} \sin \sqrt{c_{12}/m_2} t &= \frac{\operatorname{tg} \sqrt{c_{12}/m_2} t}{\pm \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \sqrt{c_{12}/m_2} t}} \\ \text{и } \cos \sqrt{c_{12}/m_2} t &= \frac{1}{\pm \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \sqrt{c_{12}/m_2} t}}, \end{aligned}$$

найдем время окончания I этапа

$$t_{1 \text{ эт}} = \sqrt{m_2/c_{12}} \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left[ \left( -K_1 K_2 \pm v_1 \sqrt{K_1^2 + K_2^2 - v_1^2} \right) / (K_2^2 - v_1^2) \right]. \quad (5.13)$$

На II этапе уравнение движения ведомой массы запишется так:

$$m_2 \ddot{x}_2 = (x_1 - x_2) c_{12} - m_2 g. \quad (5.14)$$

Примем новые условия:

$$t_0 = 0; \quad (x_1)_0 = v_1 t_{1 \text{ эт}}; \quad (x_2)_0 = (-x_2)_{1 \text{ эт}}; \quad (\dot{x}_1)_0 = v_1; \quad (\dot{x}_2)_0 = 0.$$

После преобразования уравнения (5.14) получим

$$\ddot{x}_2 + c_{12} x_2/m_2 = v_1 c_{12} t/m_2 - g. \quad (5.15)$$

Общее решение уравнения (5.15)

$$x_2 = A \sin \sqrt{c_{12}/m_2} t + B \cos \sqrt{c_{12}/m_2} t + v_1 t - m_2 g / c_{12}. \quad (5.16)$$

При  $t_0 = 0$  получим

$$A = -v_1 \sqrt{m_2/c_{12}} \text{ и } B = m_2 g / c_{12} - (x_2)_{I \text{ эт.}} \quad (5.17)$$

Тогда

$$x_2 = -v_1 \sqrt{m_2/c_{12}} \sin \sqrt{c_{12}/m_2} t + [m_2 g / c_{12} - (x_2)_{I \text{ эт.}}] \cos \sqrt{c_{12}/m_2} t + v_1 t - m_2 g / c_{12}. \quad (5.18)$$

Нагрузка  $P$  упругого звена на I этапе

$$P = c_{12}(x_1 + x_2) = (v_1 + v_2) \sqrt{m_2 c_{12}} \sin \sqrt{c_{12}/m_2} t - m_2 g \cos \sqrt{c_{12}/m_2} t + m_2 g \quad (5.19)$$

и на II этапе

$$P = c_{12}(x_1 - x_2) = v_1 \sqrt{m_2 c_{12}} \sin \sqrt{c_{12}/m_2} t - [m_2 g - (x_2)_{I \text{ эт.}} / c_{12}] \cos \sqrt{c_{12}/m_2} t + m_2 g. \quad (5.20)$$

Максимальная нагрузка на I этапе достигается при условии

$$\sin \sqrt{c_{12}/m_2} t = 1. \quad (5.21)$$

В соответствии с этим

$$P_{\max} = (v_1 + v_2) \sqrt{m_2 c_{12}} + m_2 g. \quad (5.22)$$

Найденное значение  $P_{\max}$  на I этапе достигается, если время достижения  $P_{\max}$  будет

$$t_m = \pi/2 \sqrt{m_2/c_{12}} \leq t_{I \text{ эт.}} \quad (5.23)$$

Значение  $P_{\max}$  и время его достижения на II этапе движения определяются в зависимости от величины  $(x_2)_{I \text{ эт.}}$

Из выражений (5.12) и (5.19) видно, что ограничение усилий ударного взаимодействия может достигаться при установленных значениях кинематических параметров за счет уменьшения приведенной жесткости системы и статической составляющей нагрузки  $m_2 g$ . Последнего можно добиться установкой противовеса.

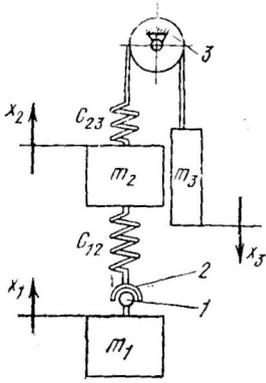
**Особенности динамики ударного взаимодействия при установке противовеса.** Физическая модель привода укладочной головки, снабженной противовесом, показана на рис. 91. При составлении аналитической модели приняты следующие допущения:

приведенная масса движущихся частей привода  $m_1$  движется с постоянной скоростью  $v_1$ ;

жесткость подвески противовеса значительно больше приведенной жесткости привода ( $c_{23} \gg c_{12}$ );

сопротивлением перемещению массы укладочной головки  $m_2$  и массы противовеса  $m_3$  при вращении блока  $Z$  пренебрегаем.

Рис. 91. Физическая модель привода укладочной головки, снабженной противовесом



Рассмотрим ударное нагружение системы, когда в момент начала взаимодействия массы  $m_2$  и  $m_3$  неподвижны.

На I этапе тяга 1 входит в контакт с захватом 2 и при перемещении массы  $m_1$  происходит ударное нагружение упругого элемента с жесткостью  $c_{12}$  до величины, равной  $(m_2 - m_3)g$ . В соответствии с принятыми допущениями координата перемещения ведущей массы  $x_1 = v_1 t$  и окончанию I этапа соответствует

$$x_1 = (m_2 - m_3) g / c_{12}. \quad (5.24)$$

На II этапе начинают движение ведомые массы  $m_2$  и  $m_3$ . Подбор масс  $m_2$ ,  $m_3$ , приведенной жесткости  $c_{12}$  и скорости  $v_1$  должен производиться так, чтобы ускорение второй массы  $\ddot{x}_2 \leq g$ . В противном случае на каком-то интервале времени скорость второй массы  $\dot{x}_2$  станет больше скорости третьей массы  $\dot{x}_3$ , затем они выравниваются и наконец  $\dot{x}_3 > \dot{x}_2$ . После этого произойдет ударное нагружение элемента  $c_{23}$ , которое передается массе  $m_2$ .

При выполнении условия  $\ddot{x}_2 \leq g$  уравнения движения второй и третьей масс приводятся к виду

$$\ddot{x}_2 m_2 = c_{12} (x_1 - x_2) + m_3 (g - \ddot{x}_3) - m_2 g; \quad (5.25)$$

$$x_3 = x_2. \quad (5.26)$$

После преобразования уравнения (5.25) получим

$$\ddot{x}_2 + c_{12} / (m_2 + m_3) x_2 = c_{12} v_1 / (m_1 + m_3) t - (m_2 - m_3) / (m_2 + m_3) g. \quad (5.27)$$

Начальные условия при  $t = 0$  следующие:

$$\left. \begin{aligned} (x_1)_0 &= (m_2 - m_3) / c_{12} g; \\ (x_2)_0 &= 0; \\ (\dot{x}_1)_0 &= v_1; \\ (\dot{x}_2)_0 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (5.28)$$

Решением уравнения (5.27) будет

$$(x_1 - x_2) = v_1 \sqrt{(m_2 + m_3) / c_{12}} \sin \sqrt{c_{12} / (m_2 + m_3)} t + (m_2 - m_3) / c_{12} g. \quad (5.29)$$

Нагрузка  $P$  упругого органа с жесткостью  $c_{12}$  определяется по формуле

$$P = c_{12}(x_1 - x_2) = v_1 \sqrt{(m_2 + m_3)c_{12}} \sin \sqrt{c_{12}/(m_2 + m_3)} t + (m_2 - m_3)g \quad (5.30)$$

Найдем соотношения  $m_2$ ,  $m_3$ ,  $c_{12}$  и  $v_1$ , при которых будет выполняться условие  $\ddot{x}_2 \leq g$ . Для этого уравнение (5.27) приведем к следующему виду:

$$x_2 = \frac{(m_2 - m_3)g}{c_{12}} \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2 + m_3}} t - \frac{v_1}{\sqrt{c_{12}/(m_1 + m_2)}} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2 + m_3}} t + v_1 t - \frac{(m_2 - m_3)g}{c_{12}}; \quad (5.31)$$

$$\dot{x}_2 = v_1 - v_1 \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2 + m_3}} t - \frac{(m_2 - m_3)g}{c_{12}} \times \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2 + m_3}} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2 + m_3}} t; \quad (5.32)$$

$$\ddot{x}_2 = v_1 \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2 + m_3}} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2 + m_3}} t - \frac{m_2 - m_3}{m_2 + m_3} g \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2 + m_3}} t. \quad (5.33)$$

Максимальное значение  $\ddot{x}_2$  будет достигаться при

$$\sin \sqrt{c_{12}/(m_2 + m_3)} t = 1. \quad (5.34)$$

Тогда

$$\cos \sqrt{c_{12}/(m_2 + m_3)} t = 0 \text{ и } g \geq \ddot{x}_2 = v_1 \sqrt{c_{12}/(m_2 + m_3)}. \quad (5.35)$$

Из последнего выражения получим

$$c_{12}/(m_2 + m_3) \leq g^2/v_1^2. \quad (5.36)$$

На рис. 92 в качестве примера приведена зависимость искомого соотношения параметров от скорости движения тяги при  $m_2 = 50$  кг и  $m_3 = 40$  кг.

На основании формулы (5.36) можно утверждать, что область допустимых значений соотношения  $c_{12}/(m_2 + m_3)$  лежит ниже кривой. При известных значениях масс  $m_2$  и  $m_3$  величина приведенной жесткости находится из выражения

$$c_{12} \leq g^2(m_2 + m_3)/v_1^2. \quad (5.37)$$

Из уравнения (5.29) видно, что установка противовеса уменьшает статическую составляющую нагрузки  $(m_2 - m_3)g$  и увеличивает

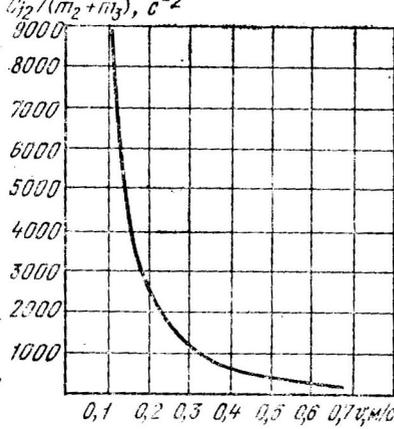


Рис. 92. Зависимость отношения  $c_{12}/(m_2+m_3)$  от скорости  $v_1$

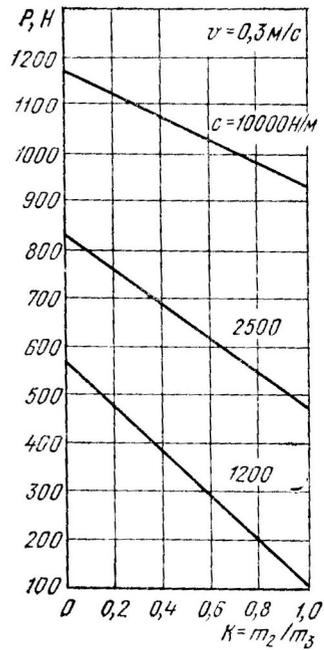


Рис. 93. Зависимость нагрузки упругого органа от соотношения масс  $K=m_3/m_2$

вает динамическую составляющую, максимальное значение которой равно  $v_1 \sqrt{c_{12}(m_2+m_3)}$ .

Найдем соотношение параметров, при которых установка противовеса будет целесообразной. На рис. 93 приведена зависимость нагрузки  $P$  упругого органа от соотношения масс  $K=m_3/m_2$  (при  $m_2=50$  кг и  $v_1=0,3$  м/с). При  $K=1$  (или  $m_2=m_3$ ) максимальная нагрузка  $P_{\max}$  равна динамической составляющей  $P_{\text{дин}}$ , т. е.

$$P_{\max} = P'_{\text{дин}} = v_1 \sqrt{c_{12}(m_2+m_3)} = v_1 \sqrt{2c_{12}m_2},$$

а при  $K=0$  (или  $m_3=0$ )

$$P_{\max} = P_{\text{дин}} + P_{\text{ст}} = v_1 \sqrt{m_2 c_{12}} + m_2 g.$$

Приравняв значения  $P'_{\text{дин}}$  и  $(P_{\text{дин}} + P_{\text{ст}})$ , получим

$$v_1 \sqrt{2c_{12}m_2} = v_1 \sqrt{m_2 c_{12}} + m_2 g, \quad (5.38)$$

или

$$v_1 \sqrt{c_{12}/m_2} \leq g/(\sqrt{2} - 1). \quad (5.39)$$

При указанных параметрах  $m_2$  и  $v_1$  находится допустимое значение приведенной жесткости

$$c_{12} \leq 306\,010 \text{ Н/м.}$$

Выражение (5.39) позволяет установить соотношение параметров  $v_1$ ,  $c_{12}$  и  $m_2$ , при котором целесообразна установка противовеса

са. Для указанного случая при  $c_{12}=306\ 010$  Н/м противовес не уменьшит нагрузку ударного взаимодействия. При сравнении этого значения с полученным ранее из условия  $x_2 \leq g$  видно, что приведенная жесткость системы не должна превышать

$$c_{12} \leq 9,81^2/0,3^2(50 + 40) \leq 96\ 236 \text{ Н/м.}$$

Рассмотрим ударное нагружение системы с противовесом, когда в момент начала взаимодействия массы  $m_2$  и  $m_3$  подвижны и скорость  $\dot{x}_2$  направлена против  $x_1$ . Первый этап продолжается до момента, когда  $x_2=0$ . Уравнения движения масс  $m_2$  и  $m_3$  на I этапе приводится к виду

$$m_2 \ddot{x}_2 = m_2 g - c_{12} [x_1 - (-x_2)] - m_3 (g + \ddot{x}_3); \quad (5.40)$$

$$\ddot{x}_2 = \ddot{x}_3.$$

После преобразования получим

$$\ddot{x}_2 + c_{12} x_2 / (m_2 + m_3) = (m_2 - m_3) g / (m_2 + m_3) - c_{12} v_1 t / (m_2 + m_3). \quad (5.41)$$

Начальные условия при  $t_0=0$  следующие:

$$(x_2)_0 = 0; \quad (\dot{x}_2)_0 = v_2. \quad (5.42)$$

Решим уравнение (5.41). Тогда

$$x_2 = (v_1 + v_2) \sqrt{\frac{m_2 + m_3}{c_{12}}} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2 + m_3}} t - \frac{(m_2 - m_3) g}{c_{12}} \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2 + m_3}} t - v_1 t + \frac{m_2 - m_3}{c_{12}} g; \quad (5.43)$$

$$\dot{x}_2 = (v_1 + v_2) \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2 + m_3}} t + \frac{g(m_2 - m_3)}{c_{12}} \times \times \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2 + m_3}} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2 + m_3}} t - v_1; \quad (5.44)$$

$$\ddot{x}_2 = \frac{(m_2 - m_3) g}{m_2 + m_3} \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2 + m_3}} t - - (v_1 + v_2) \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2 + m_3}} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2 + m_3}} t. \quad (5.45)$$

Нагрузка  $P$  упругого органа определяется по формуле

$$P = c_{12} (x_1 + x_2) = (v_1 + v_2) \sqrt{(m_2 + m_3) c_{12}} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2 + m_3}} t - - (m_2 - m_3) g \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2 + m_3}} t + (m_2 - m_3) g. \quad (5.46)$$

Для определения времени окончания I этапа  $t_{I \text{ \textcircled{ЭТ}}}$  приравняем  $\dot{x}_2=0$  и, введя замены

$$K_1 = (v_1 + v_2) \text{ и } K_3 = g(m_2 - m_3)/c_{12} \sqrt{c_{12}/(m_2 + m_3)}, \quad (5.47)$$

аналогично уравнению (5.13), запишем

$$K_1 \cos \sqrt{c_{12}/(m_2 + m_3)} t + K_3 \sin \sqrt{c_{12}/(m_2 + m_3)} t - v_1 = 0.$$

Откуда

$$t_{I \text{ \textcircled{ЭТ}}} = \sqrt{(m_2 + m_3)/c_{12}} \arctg \left[ \left( -K_1 K_3 \pm v_1 \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \sqrt{K_1^2 + K_3^2 - v_1^2} \right) / (K_3^2 - v_1^2) \right]. \quad (5.48)$$

На II этапе уравнения движения имеют вид

$$\begin{aligned} x_1 &= v_1 t; \\ m_2 \ddot{x}_2 &= c_{12}(x_1 - x_2) - m_2 g + m_3(g - \ddot{x}_3); \\ x_2 &= x_3. \end{aligned} \quad (5.49)$$

При  $\ddot{x}_2 < g$  выполняется условие  $x_2 = x_3$ . После преобразований системы уравнений (5.49) получим

$$\ddot{x}_2 + c_{12} x_2 (m_2 + m_3) = c_{12} v_1 t / (m_2 + m_3) - (m_2 - m_3) g / (m_2 + m_3). \quad (5.50)$$

Начальные условия II этапа определяются с учетом величин, соответствующих окончанию I этапа: при  $t_0=0$   $(x_1)_0 = v_1 t_{I \text{ \textcircled{ЭТ}}}$ ;  $(x_2)_0 = -(x_2)_{I \text{ \textcircled{ЭТ}}}$ ;  $(\dot{x}_1)_0 = v_1$ ;  $(\dot{x}_2)_0 = 0$ .

Решая уравнение (5.50), находим

$$x_2 = A \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2 + m_3}} t + B \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2 + m_3}} t + v_1 t - \frac{m_2 - m_3}{c_{12}} g, \quad (5.51)$$

где

$$\begin{aligned} A &= -v_1 \sqrt{\frac{m_2 + m_3}{c_{12}}}; \\ B &= \frac{(m_2 - m_3)}{c_{12}} g - (x_2)_{I \text{ \textcircled{ЭТ}}}. \end{aligned}$$

После подстановки констант интегрирования получим

$$\begin{aligned} x_2 &= -v_1 \sqrt{\frac{m_2 + m_3}{c_{12}}} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2 + m_3}} t + \\ &+ \left[ \frac{m_2 - m_3}{c_{12}} g - (x_2)_{I \text{ \textcircled{ЭТ}}} \right] \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2 + m_3}} t + v_1 t - \frac{(m_2 - m_3)}{c_{12}} g. \end{aligned} \quad (5.52)$$

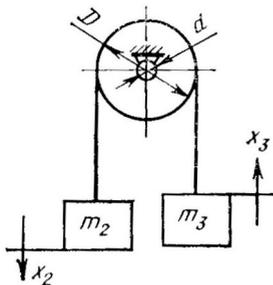


Рис. 94. Расчетная схема по определению скорости  $v_2$  входа в контакт массы  $m_2$  с тягой

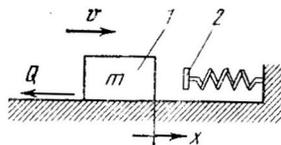


Рис. 95. Схема к описанию процесса выбега каретки

Нагрузка упругого органа определяется по выражению

$$P = c_{12}(x_1 - x_2) = v_1 \sqrt{(m_2 + m_3) c_{12}} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2 + m_3}} t - \left[ (m_2 - m_3) g - \frac{(x_2)_{I \text{ эт}}}{c_{12}} \right] \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2 + m_3}} t + (m_2 - m_3) g. \quad (5.53)$$

Сравнение выражений (5.46) и (5.53) показывает, что  $P_{\max}$  на I этапе определяется выражением

$$P_{\max} = (v_1 + v_2) \sqrt{(m_2 + m_3) c_{12}} + (m_2 - m_3) g \quad (5.54)$$

и достигается при

$$t = \pi/2 \sqrt{(m_2 + m_3)/c_{12}} \leq t_{I \text{ эт.}}$$

Максимальная нагрузка на I этапе превышает максимальную нагрузку II этапа

$$P_{\max} = v_1 \sqrt{(m_2 + m_3) c_{12}} + (m_2 + m_3) g. \quad (5.55)$$

Аналогично уравнению (5.39) можно показать, что установка противовеса в системе целесообразна при выполнении условия

$$(v_1 + v_2) \sqrt{c_{12}/m_2} \leq g/(\sqrt{2} - 1). \quad (5.56)$$

В связи с тем что в силу конструктивных соображений масса укладочной головки часто превосходит массу противовеса, после укладки очередного слоя наблюдается ускоренное движение масс  $m_2$  и  $m_3$ . Найдем скорость  $v_2$  второй массы, определяющей наряду с другими параметрами величину силового взаимодействия. Уравнение движения системы масс  $m_2$  и  $m_3$  (рис. 94) приводится к виду

$$m_2 \ddot{x}_2 = m_2 g - m_3 (g + \ddot{x}_3) - F_c, \quad (5.57)$$

где  $F_c$  — сопротивление перемещению гибкой связи масс на блоке.

При известных значениях коэффициента трения  $f$  в паре, образованной осью и блоком, диаметров оси  $d$  и блока  $D$  величина  $F_c$  определяется по формуле

$$F_c = g(m_2 + m_3)fd/D. \quad (5.58)$$

Имея в виду, что  $\left| \ddot{x} \right| = \left| \ddot{x}_3 \right|$ , после преобразований получим

$$\ddot{x}_2 = \frac{m_2 - m_3}{m_2 + m_3} g - \frac{F_c}{m_2 + m_3}. \quad (5.59)$$

Вводя замену  $\frac{d^2x_2}{dt^2} = \frac{dx_2}{dt}$ , преобразуем уравнение (5.59) к виду

$$dx_2 = \frac{m_2 - m_3}{m_2 + m_3} g dt - \frac{F_c}{m_2 + m_3} dt. \quad (5.60)$$

При начальных условиях  $t_0 = 0$ ;  $(x_2)_0 = 0$

$$\dot{x}_2 = \frac{m_2 - m_3}{m_2 + m_3} g t - \frac{F_c}{m_2 + m_3} t = \frac{(m_2 - m_3)}{m_2 + m_3} g t - \frac{gfd}{D} t. \quad (5.61)$$

**Аналитическое описание процессов выбега в укладчиках.** Задачей аналитических исследований переходных процессов укладчиков является определение динамических усилий в элементах привода и усилий, действующих на стеклотару. Процессы пуска укладчика могут быть описаны с использованием аналитического аппарата, представленного в главе 3. Здесь остановимся подробнее на рассмотрении процессов выбега рабочих органов.

Горизонтальное перемещение сформированного пакета бутылок в укладчиках осуществляется с помощью кареток, на которых крепятся укладочные головки. В описании процесса торможения каретки выделим два этапа (рис. 95). На I этапе происходит движение каретки 1 до входа ее в контакт с упором 2. Уравнение движения массы  $m$  каретки имеет вид

$$m d^2x/dt^2 = -Q, \quad (5.62)$$

где  $Q$  — сопротивление перемещению каретки.

Введем замену

$$\ddot{x} = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{dx} \frac{dx}{dt} = v \frac{dv}{dx}. \quad (5.63)$$

Подставляя значение  $\ddot{x}$  в уравнение (5.62), получим

$$mv \frac{dv}{dx} = -Q \quad \text{или} \quad v dv = -\frac{Q}{m} dx. \quad (5.64)$$

Интегрирование последнего выражения приводит к виду

$$v^2/2 = -Qx/m + c. \quad (5.65)$$

Константу интегрирования  $c = v_0^2/2$  найдем, исходя из начальных условий:  $x_0 = 0$ ;  $v = v_0$ , где  $v_0$  — скорость движения каретки в момент отключения электродвигателя ее привода (скорость перемещения каретки в период установившегося движения).

Подставим значение  $c$  в уравнение (5.65), тогда

$$v = \sqrt{v_0^2 - 2Qx/m}. \quad (5.66)$$

Полученное выражение дает возможность определить расстояние установки датчика командного устройства, останавливающего электродвигатель, при котором каретка будет доходить до конечного положения при  $v = 0$  и

$$x = v_0^2 m / (2Q). \quad (5.67)$$

Задаваясь значением скорости входа  $v$  в контакт каретки с упором, найдем

$$x = (v_0^2 - v^2) m / (2Q). \quad (5.68)$$

Выразим скорость движения каретки в функции времени. Введем замену

$$dx/dt = v. \quad (5.69)$$

Тогда

$$d^2x/dt^2 = dv/dt \text{ и } dv/dt = -Q/m. \quad (5.70)$$

Интегрируя выражение (5.70), получим

$$v = v_0 - Qt/m \quad (5.71)$$

и

$$x = v_0 t - Qt^2/2m. \quad (5.72)$$

Из уравнения (5.72) найдем время протекания процесса выбега

$$t = \frac{v_0 \pm \sqrt{v_0^2 - 2Qx/m}}{Q/m}. \quad (5.73)$$

На II этапе уравнение движения каретки имеет вид

$$m\ddot{x} = -Q - F, \quad (5.74)$$

где  $F$  — усилие, возникающее при деформации упора.

Для подпружиненного упора

$$F = xc,$$

где  $x$  — перемещение каретки, отсчитываемое от начала перемещения упора;  $c$  — жесткость пружины упора.

Подставим значение  $F$  в уравнение (5.74), тогда

$$m\ddot{x} + cx = -Q. \quad (5.75)$$

Решение последнего выражения приводится к виду

$$x = v_0 \sqrt{m/c} \sin \sqrt{c/m} t + Q/c \cos \sqrt{c/m} t - Q/c.$$

Усилие  $P$ , воспринимаемое упором, определяется по формуле

$$P = v_0 \sqrt{cm} \sin \sqrt{c/m} t + Q \cos \sqrt{c/m} t - Q. \quad (5.76)$$

Выбор подпружиненного упора целесообразно выполнять таким образом, чтобы после остановки каретки не наблюдалось ее обратное перемещение под действием упругих сил. Тогда  $P \leq Q$ . Подставляя значения  $P$  в уравнение (5.76), получим

$$v_0 \sqrt{cm} \sin \sqrt{c/m} t + Q \cos \sqrt{c/m} t \leq 2Q. \quad (5.77)$$

При известных значениях  $v$ ,  $m$  и  $Q$  из выражения (5.77) находится величина жесткости пружины упора.

### Машины для горизонтального укладывания бутылок

Для горизонтального укладывания бутылок в контейнеры создано незначительное количество устройств. Объясняется это двумя причинами: во-первых, до последнего времени не ставилась задача по созданию комплекса оборудования для организации перевозок продукции, фасованной в стеклотару, в контейнерах, а во-вторых, при горизонтальном укладывании рабочие процессы должны

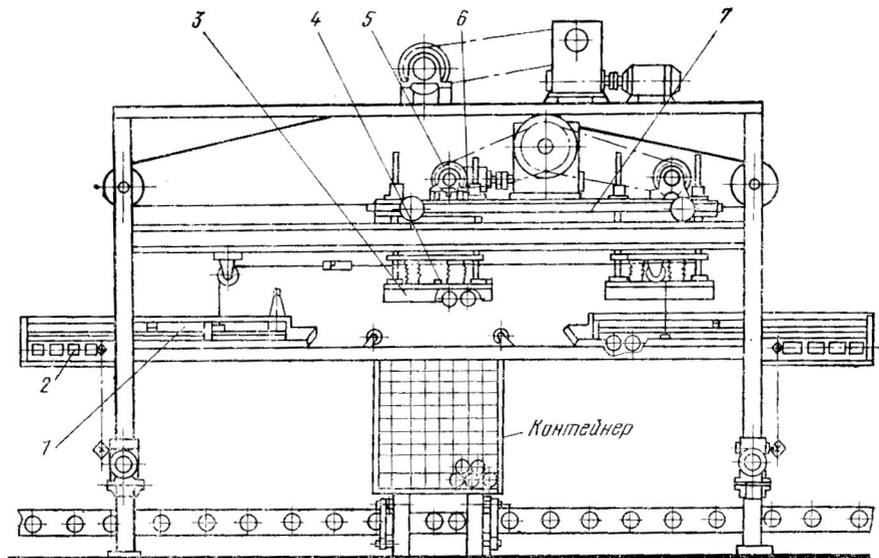


Рис. 96. Схема машины для горизонтального укладывания бутылок в контейнеры конструкции ОПКБ ГрузНИИППа:

1 — опрокидывающиеся лотки; 2 — подающие транспортеры; 3 — захватная головка; 4 — фиксатор; 5 — привод; 6 — направляющие; 7 — каретка

проходить при прочих равных условиях за более короткие промежутки времени. Это связано с тем, что сформированный для вертикального укладывания слой имеет примерно в 3,5 раза больше бутылок, чем горизонтальный. Для осуществления горизонтального укладывания число операций увеличивается в целом в 3,5 раза, уменьшаются временные интервалы на их осуществление.

Приведем конструктивные решения, которые нашли применение в промышленности.

**Машина для горизонтального укладывания бутылок в контейнеры конструкции ОПКБ ГрузНИИППа (рис. 96).** Она включает в себя устройство для формирования горизонтального слоя бутылок, выполненное в виде четырехручьевого транспортера, который передает бутылки на опрокидывающиеся лотки. Таких устройств в машине два, в связи с чем ликвидируется холостой ход каретки горизонтального перемещения. На последней каретке смонтированы две укладочные головки, опускающиеся и поднимающиеся синхронно. Одна из них опускается на сформированный слой бутылок и захватывает его, а другая — в контейнер, где оставляет очередной слой.

Многоуровневое укладывание слоев достигается односторонней подвеской головок на цепи, охватывающей приводную звездочку. Во время подъема головок свободный конец цепи складывается в специальном кармане, а при опускании выбирается из него. При контакте головки с бутылками уже уложенного слоя или дном контейнера срабатывает датчик остановки привода, и через реле времени включается обратный ход, а укладочная головка выходит из контейнера.

Синхронизация работы всех рабочих органов осуществляется с помощью средств автоматики.

**Машина Харьковского филиала КБ ВПО ПБП СССР (рис. 97).** Автомат предназначен для укладывания бутылок в контейнеры РЗ-ВТС-140. Принцип работы следующий. Контейнеры подаются транспортером для укладки, где фиксируются. Захваты, приводящиеся в действие четырьмя пневмоцилиндрами, поднимают и устанавливают поворотную кассету. Последняя охватывает боковые стенки контейнера снаружи и изнутри и имеет перегородку, необходимую для послышной подачи бутылок. После подъема контейнера весь узел, включающий кассету, захваты и пневмоцилиндры 7, при срабатывании пневмоцилиндра 2 разворачивается относительно точки А на 90° и ложится на направляющие, которые могут опускаться и подниматься на шаг, равный высоте бутылки. Одновременно с подъемом и разворотом контейнера на подвижном листе осуществляется формирование вертикального слоя из 70 бутылок, которые к укладчику подаются двумя пластинчатыми транспортерами. Дойдя до упоров, бутылки действуют на датчики, включающие отсекатели потоков, и боковые толкатели, сталкивающие на подвижный лист группу бутылок. После заполнения листа партия бутылок (70 шт.) подается в кассету; при этом одновременно перемещаются лист и толкатель. Затем при остановленных подающих транспортерах из кассеты извлекаются лист, а потом толкатель.

После заполнения первого слоя с помощью пневмоцилиндра 3 узел опускается на шаг, равный высоте бутылки, и начинается заполнение второго слоя. При этом бутылки в кассете после вывода листа остаются на перегородке. Заполненная кассета поднимается на шаг вверх и разворачивается на 90°. Пневмоцилиндры 7 опускают загруженный контейнер на транспортер. Рассматриваемая машина выполнена со сложным кинематическим оформлением и сложной системой управления. Использование двойной кассеты с жесткими размерами

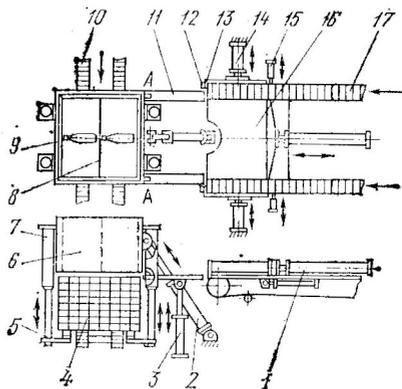


Рис. 97. Машина Харьковского КБ ВПО ПБП СССР:

1 — толкатель; 2, 3, 7 — пневмоцилиндры; 4 — контейнер; 5 — захват; 6 — кассета; 8 — перегородка; 9 — двойная стенка кассеты; 10 — транспортер; 11 — направляющие; 12 — датчик; 13 — узел; 14 — боковой толкатель; 15 — отсекатель потоков; 16 — подвижный лист; 17 — пластинчатый транспортер

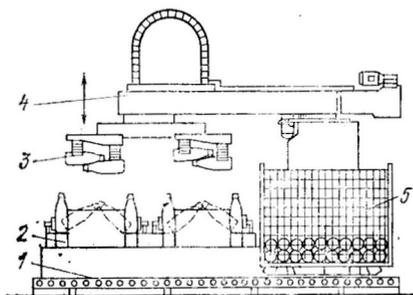


Рис. 98. Схема устройства фирмы «Thierion»:

1 — переориентирующий узел; 2 — переориентирующее устройство; 3 — вакуумный захват; 4 — рычаг; 5 — контейнер

тывает горизонтальный слой бутылок и укладывает его к контейнеру и укладывает на дно или на уже уложенный слой.

Устройство можно применять как для укладывания, так и для выемки тары. Преимуществами указанной машины являются точность при укладке, хорошая приспособляемость применяемых захватов к форме и размеру бутылок. В то же время следует отметить большую материалоемкость, сложность конструкции, наличие более десяти индивидуальных приводов, большую энергоемкость (общая мощность электродвигателей 18 кВт).

Анализ работы укладочной техники показал целесообразность создания устройства с электромеханическим приводом, синхронизация движения рабочих органов у которого достигается с помощью кинематических связей и системы управления на основе микропроцессорной техники.

Устройство ОЗП-18 (рис. 99). Конструкция разработана в КТИППе и из-

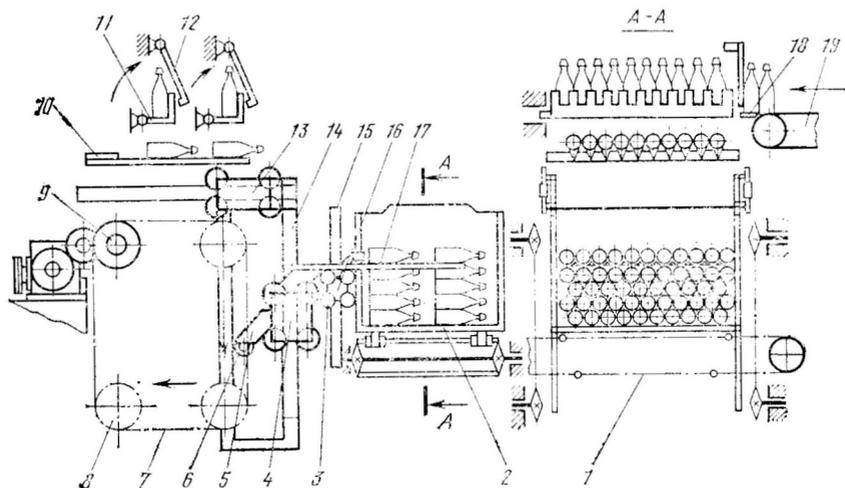


Рис. 99. Схема устройства ОЗП-18:

1 — цепной транспортер; 2 — контейнер; 3 — ходовое колесо; 4 — каретка; 5 — захват; 6 — тяга; 7 — цепь контура; 8 — ведомая звездочка; 9 — ведущая звездочка; 10 — поддерживающая решетка; 11 — лоток; 12 — отсекатели потоков бутылок; 13 — тележка; 14 — вертикальная направляющая; 15 — направляющая; 16 — тележка упоров; 17 — вилы; 18 — переходный мостик; 19 — пластинчатый транспортер

готовлена на опытном заводе этого же института. Опытный образец устройства включает транспортер для подачи и отвода контейнеров, загрузочный цепной контур, состоящий из ведущих и ведомых звездочек, двух бесконечных цепей и тяги, которая входит в контакт с захватом каретки вертикального перемещения, смонтированной на вертикальных направляющих. Перемещение рабочего органа (вил) вместе с кареткой в горизонтальной плоскости осуществляется посредством тележки. Горизонтальный слой бутылок для укладки формируется на поддерживающей решетке с помощью опрокидывающих лотков. Фиксация бутылок относительно контейнера при вводе вил из-под слоя бутылок осуществляется гребенкой, смонтированной вместе с кареткой на вертикальной направляющей посредством ходовых колес. Опрокидывающиеся лотки отделены от загрузочных транспортеров переходными мостиками. Отсекатели потоков удерживают бутылки на загрузочных транспортерах при повороте лотков.

Укладывание бутылок происходит следующим образом. Подготовленный контейнер со снятой боковой стенкой занимает исходную позицию. Загрузочные транспортеры подают на опрокидывающиеся лотки бутылки в вертикальном положении. Боковая поверхность опрокидывающихся лотков выполнена гребенчатой, что позволяет после поворота лотков передавать бутылки на поддерживающую решетку в горизонтальном положении. При подъеме каретки вертикального перемещения вилы проходят сквозь поддерживающую решетку, входят в контакт со сформированным слоем бутылок и принимают его на себя. Опрокидывающиеся лотки в это время занимают исходную позицию и вновь загружаются.

При горизонтальном перемещении тележки с кареткой и вилами осуществляется перенос бутылок к транспортеру, при этом тяга движется по верхнему горизонтальному участку цепного контура. При огибании тягой ведомой звездочки цепного контура происходит опускание вил с бутылками в контейнер. Вилы входят в контакт с гребенкой и увлекают ее за собой. Так как движение каретки с вилами и сформированным слоем бутылок вниз происходит под действием гравитационных сил, то оно продолжается до момента контакта вил с дном контейнера или слоем бутылок. После этого тяга продолжит движение до начала перемещения по криволинейной траектории при огибании нижней ведомой звездочки. Здесь она входит в контакт с захватом и увлекает за собой каретку с вилами через направляющую тележку. Далее вилы отводятся из-под слоя бутылок, при этом гребенка фиксирует их относительно контейнера, не давая перемещаться вместе с вилами.

После огибания тягой ведущей звездочки начинается подъемное движение каретки. За это время происходит формирование нового горизонтального слоя на решетке, и цикл повторяется. После укладки седьмого слоя контейнер механически заменяется.

В ручном режиме осуществляется отдельный пуск электродвигателей транспортеров, подающих бутылки, укладчика и транспортера для подачи и отвода контейнеров. Последовательность операций при этом определяется оператором.

Ручной режим управления используется при проверке работоспособности устройства, проведении наладочных работ и в случае отказа на режимах автоматического управления.

При работе в режиме автоматического управления система предусматривает:

- контроль наличия бутылок на опрокидывающихся лотках к моменту начала их движения;

- контроль наличия контейнера перед укладчиком после отвода заполненного;

- автоматическое включение транспортера для отвода заполненного и подвода пустого контейнера;

- автоматическое включение электродвигателей транспортера после доставки пустого контейнера на позицию укладки.

В случае невыполнения первых двух условий останавливается электродвигатель привода укладчика. При заклинивании лотков, например, упавшей бутылкой, увеличении нагрузки на приводе и при задержке съема заполненного контейнера с транспортера срабатывают микровыключатели, останавливающие устройство.

### Техническая характеристика устройства ОЗП-18

Кинематическая производительность, бутылок в час	120000
Мощность электродвигателя привода укладчика, кВт	1,5
Габаритные размеры, мм	1730 × 1430 × 800
Тип используемого контейнера	РЗ-ВТС-140
Число бутылок	
в контейнере	140
в слое	20
Привод рабочих органов	Электромеханический

С сентября 1983 г. опытный образец устройства эксплуатируется на Березовском заводе минеральных вод. В 1984 г. начат выпуск опытной партии укладчиков опытным заводом КТИППа и экспериментальным заводом Винницкого ПКТИ.

### Расчет узлов формирования слоя

Устройства для горизонтального укладывания бутылок в контейнеры включают в себя узел формирования слоя. Для выполнения этой операции обычно формируется нужное число вертикальных рядов бутылок, которые затем изменяют положение на горизонтальное. Подобные операции производят, используя лотковые переориентирующие устройства (рис. 100). Бутылки загрузочным контейнером 1 через переходный мостик 2 передаются на опорную поверхность лотка 3. После его загрузки и поворота на  $90^\circ$  образуется горизонтальный ряд бутылок. Рассмотрим подробно операцию загрузки лотка и переориентации ряда.

**Методика расчета перегрузочных устройств.** Расчетная схема для исследования процесса перехода бутылок от точки *A* на неподвижную плоскость до точки *D* представлена на рис. 101.

В основу модели процесса перегрузки положены следующие допущения:

один ряд бутылок, участвующих в процессе движения, рассматривается как единое целое;

бутылки при перемещении движутся поступательно;

трением бутылок о перила загрузочного транспортера пренебрегаем;

скорость перемещения тяговой цепи транспортера считаем величиной постоянной.

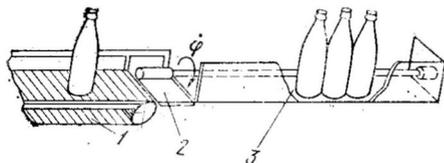


Рис. 100. Лотковое переориентирующее устройство

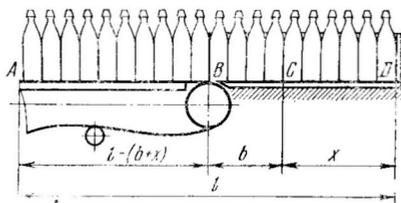


Рис. 101. Расчетная схема для исследования процесса перехода бутылок на неподвижную плоскость

Процесс перехода бутылок на неподвижную опорную поверхность лотка можно разбить на два этапа.

На I этапе (участок  $b$ ) бутылки движутся с постоянной скоростью  $v$ , равной скорости движения тягового органа транспортера  $v_T$ . Движущей силой процесса перегрузки является сила трения бутылок  $F_1$  о рабочий орган транспортера, а силой сопротивления  $F_2$  — трение бутылок о неподвижную плоскость.

Достижение первой бутылкой точки  $C$  соответствует моменту окончания I этапа движения, когда  $F_1 = F_2$ . Выразим значения величин  $F_1$  и  $F_2$ :

$$F_1 = f_1 G (l - b - x) / d; \quad (5.78)$$

$$F_2 = f_2 G (b - x) / d, \quad (5.79)$$

где  $f_1$  и  $f_2$  — коэффициенты трения бутылок соответственно о тяговую цепь транспортера и неподвижную плоскость;  $G$  — масса бутылки;  $d$  — диаметр ее цилиндрической части.

Приравняв правые части выражений (5.78) и (5.79) при  $x=0$ , получим

$$b = f_1 l / (f_1 + f_2).$$

С момента достижения первой бутылкой точки  $C$  на расстоянии  $b$  от точки  $B$  начинается II этап движения, характеризующийся уравнением

$$m \ddot{x} = F_1 - F_2, \quad (5.80)$$

где  $m$  — масса всех бутылок, участвующих в процессе перегрузки.

Подставив в уравнение (5.80) значения  $F_1$  и  $F_2$  и введя замену

$$\ddot{x} = \frac{dv}{dt} \frac{dx}{dx} = \frac{dv}{dx} \frac{dx}{dt} = \frac{dv}{dx} v,$$

при начальных условиях  $x=0$ ;  $v=v_T$ , имеем

$$v^2 = v_T^2 - x^2 g (f_2 + f_1) / l.$$

Окончание II этапа движения характеризуется значением  $v=0$ . Тогда

$$x = v_T \sqrt{l / [g (f_1 + f_2)]}.$$

Количество бутылок  $n$ , находящихся на неподвижной плоскости, найдем из уравнения

$$n \frac{x + b}{d} = \frac{v_T \sqrt{l / [g (f_1 + f_2)]} + f_1 l / (f_1 + f_2)}{d}. \quad (5.81)$$

На основании последнего выражения при значениях  $f_1=0,22$ ;  $f_2=0,23$ ;  $g=9,81$  мс<sup>-2</sup>;  $d=0,065$  м получена графическая зависимость между количеством бутылок  $n$  на неподвижной плоскости и их общим количеством  $n_0$ , участвующим в процессе перегрузки

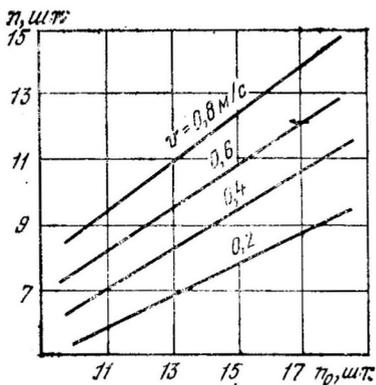


Рис. 102. Зависимость между количеством бутылок  $n$  на неподвижной плоскости и их общим количеством  $n_0$ .

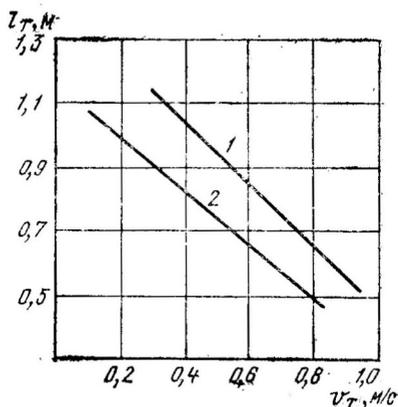


Рис. 103. Экспериментальная (1) и расчетная (2) кривые для определения длины загрузочного транспортера

(рис. 102). Значение  $n_0$  при известной скорости тягового органа определяет длину загрузочного транспортера

$$l_T = dn_0. \quad (5.82)$$

Полученная аналитическая модель и методика расчета прошли экспериментальную проверку. Лабораторный стенд представлял собой загрузочный транспортер с пластинчатой петлевой цепью и приводом в составе электродвигателя, червячного редуктора, цепной передачи, выполненной с возможностью ступенчатого изменения передаточного числа, и приемную неподвижную плоскость, снабженную перилами. Опыты проводились при скоростях движения тягового органа 0,154; 0,167; 0,285; 0,392; 0,468; 0,591; 0,642 и 0,81 м/с для случаев сухого и жидкостного трения, когда смачивание трущихся поверхностей осуществлялось водой и мыльной эмульсией. На загрузочный транспортер устанавливались бутылки, после чего он включался. При этом фиксировалось число бутылок, оставшихся на машине.

На основании полученных результатов экспериментальных исследований была определена длина загрузочного транспортера для случая, когда число бутылок на неподвижной плоскости должно быть равно 8. Результаты расчетов приведены на рис. 103. Для сравнения приведены также результаты определения, полученные на основе расчетов с использованием выражения (5.81).

Характер изменения зависимости между длиной загрузочного транспортера и скоростью движения его рабочего органа, полученной на основе аналитических и экспериментальных исследований, совпадает, хотя численные значения последней несколько выше. Объяснить это можно расхождением принятых значений коэффициентов трения с действительными и неучтенными силами трения бутылок о перила. Для приближения результатов расчет-

ных данных введем поправочный коэффициент  $k=1,2$ , тогда выражение (5.82) принимает вид

$$l_T = 1,2dn_0.$$

Значение  $n_0$  определяется из выражения

$$n_0 = l/d,$$

где  $l$  находится из формулы (5.81):

$$l = \frac{(2ndf_1 + v_T^2/g) - v_T \sqrt{4ndf_1g + v_T^2/g}}{2f_1^2/(f_1 + f_2)}. \quad (5.83)$$

**Расчет переориентирующих устройств.** Расчет и конструирование лотковых переориентирующих устройств, определение кинематических характеристик их привода, обеспечение сохранности стеклотарной продукции и надежное формирование горизонтального слоя бутылок требуют решения задач по устойчивости ряда бутылок при повороте лотка. Так как бутылки на лотке не закреплены, кинематические характеристики движения лотка должны быть такими, чтобы выполнялось условие неотрыва ряда от опорной и поддерживающих плоскостей лотка при его повороте.

Можно предположить, что при ускоренном пуске возможен отрыв опорной плоскости от бутылок и при больших угловых скоростях и значительном угле поворота возникающие центробежные силы инерции могут сдвинуть ряд относительно поддерживающей боковой плоскости.

Составим аналитическую модель операции переориентации с учетом следующих допущений:

пренебрегаем незначительным смещением центра масс бутылки при укладке готовой продукции, вызванным колебанием жидкости; считаем, что силовое взаимодействие между бутылками в ряду на лотке отсутствует.

Принятые допущения позволяют рассматривать операцию переориентации одной бутылки и полученные результаты распространить на весь ряд.

На бутылку при повороте лотка действуют следующие силы: вес бутылки  $G$ , сила инерции центра масс бутылки  $F_{и}$ , момент сил инерции  $M_{и}$ , реакция со стороны опорной плоскости  $N$ , реакция со стороны поддерживающей плоскости  $N_1$ , и сила трения  $F_{тр}$  (рис. 104). На рисунке также показаны плечо силы тяжести  $h$  относительно точки  $K$ , плечо силы инерции  $h_{F_{и}}$ .

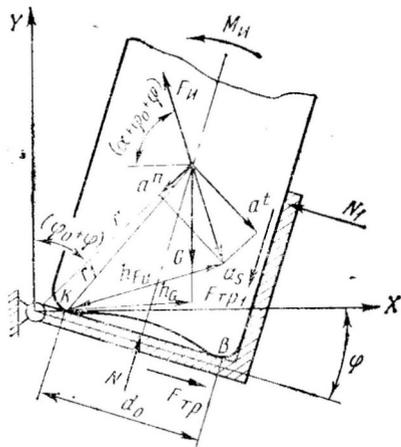


Рис. 104. Расчетная схема операции переориентации бутылок

Отставание бутылок от опорной поверхности лотка не будет происходить, если выполняется условие

$$F_{\text{н}} h_{F_{\text{н}}} + M_{\text{н}} \leq G h_G. \quad (5.84)$$

Сила инерции центра масс бутылки определяется по формуле

$$F_{\text{н}} = G/g a_S = G/gr \sqrt{\ddot{\varphi}^2 + \dot{\varphi}^4}, \quad (5.85)$$

где  $a_S$  — ускорение центра масс бутылки;  $r$  — расстояние от центра масс бутылки до оси вращения лотка;  $\dot{\varphi}$  и  $\ddot{\varphi}$  — угловая скорость и угловое ускорение лотка.

Момент сил инерции вычисляется с учетом момента инерции бутылки  $I_6$  относительно оси вращения лотка

$$M_{\text{н}} = -I_6 \ddot{\varphi} = -G/g (H^2/3 + D^2/16 + a) \ddot{\varphi}, \quad (5.86)$$

где  $H$  — высота цилиндрической части бутылки;  $D$  — наружный диаметр бутылки;  $a$  — кратчайшее расстояние от оси, проходящей через центр масс и дно бутылки, до оси вращения лотка.

Значение величин  $h_{F_{\text{н}}}$  и  $h_G$  находим через геометрические параметры  $r$ ,  $\alpha$ ,  $\varphi_0$ ,  $\beta$  и  $\varphi$ , представленные на рис. 104:

$$\begin{aligned} h_{F_{\text{н}}} &= r_1 [\cos \alpha \cos (\varphi_0 - \beta) - \sin \alpha \sin (\varphi_0 - \beta)]; \\ h_G &= r_1 \sin (\beta + \varphi). \end{aligned} \quad (5.87)$$

Выражая значения угла  $\alpha$  через кинематические параметры, получим

$$\operatorname{tg} \alpha = a^n / a^t;$$

$$\cos \alpha = 1 / \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} = \ddot{\varphi} / \sqrt{\dot{\varphi}^4 + \ddot{\varphi}^2}; \quad (5.88)$$

$$\sin \alpha = \operatorname{tg} \alpha / \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} = \dot{\varphi}^2 / \sqrt{\dot{\varphi}^4 - \ddot{\varphi}^2}. \quad (5.89)$$

С учетом выражений (5.85)–(5.89) неравенство (5.84) можно переписать в виде

$$\begin{aligned} \frac{Gr}{g} \sqrt{\dot{\varphi}^2 + \dot{\varphi}^4} r_1 \left[ \frac{\ddot{\varphi} \cos (\varphi_0 - \beta)}{\sqrt{\dot{\varphi}^4 + \ddot{\varphi}^2}} - \frac{\dot{\varphi}^2}{\sqrt{\dot{\varphi}^4 - \ddot{\varphi}^2}} \sin (\varphi_0 - \beta) \right] + \\ + I_6 \ddot{\varphi} \leq Gr_1 \sin (\beta + \varphi). \end{aligned}$$

Но  $\beta = \arcsin \frac{d_0}{2r_1}$ , тогда

$$\ddot{\varphi} \leq \frac{Gr_1 \left[ r \sin \left( \varphi_0 - \arcsin \frac{d_0}{2r_1} \right) \dot{\varphi}^2 + g \sin \left( \varphi + \arcsin \frac{d_0}{2r_1} \right) \right]}{Gr_1 r \cos \left( \varphi_0 - \arcsin \frac{d_0}{2r_1} \right) + I_6 g}. \quad (5.90)$$

Формула (5.90) позволяет определить значение допустимого углового ускорения лотка, при превышении которого произойдет отрыв бутылок от него.

Определим условия, при которых бутылка не будет сдвигаться вдоль боковой поддерживающей плоскости лотка. В момент начала сдвига нормальная реакция  $N$  со стороны опорной плоскости и сила трения  $F_{\text{тр}}$  равны нулю, а условия равновесия бутылки в проекциях на оси выбранной системы координат имеют вид

$$\Sigma X = F_{\text{н}} \cos(180 - \alpha - \varphi_0 - \varphi) - N_1 \cos \varphi - F_{\text{тр}1} \sin \varphi = 0; \quad (5.91)$$

$$\Sigma Y = F_{\text{н}} \sin(180 - \alpha - \varphi_0 - \varphi) - G + N_1 \sin \varphi - F_{\text{тр}1} \cos \varphi = 0. \quad (5.92)$$

При дальнейших преобразованиях учтем, что

$$\alpha = \arctg \frac{\dot{\varphi}^2}{\ddot{\varphi}} \quad \text{и} \quad F_{\text{тр}1} = t_{\text{тр}} N_1. \quad (5.93)$$

Тогда

$$-F_{\text{н}} \cos(\alpha + \varphi_0 + \varphi) - N_1 (\cos \varphi + f_{\text{тр}} \sin \varphi) = 0; \quad (5.94)$$

$$F_{\text{н}} \sin(\alpha + \varphi_0 + \varphi) - G + N_1 (\sin \varphi - f_{\text{тр}} \cos \varphi) = 0. \quad (5.95)$$

Из уравнения (5.94) найдем

$$N_1 = -F_{\text{н}} \cos(\alpha + \varphi_0 + \varphi) / (\cos \varphi + f_{\text{тр}} \sin \varphi).$$

Подставим в уравнение (5.95) значение  $N_1$  и, решив его, получим

$$F_{\text{н}} = \frac{G (\cos \varphi + f_{\text{тр}} \sin \varphi)}{\sin \alpha (\cos \varphi_0 - f_{\text{тр}} \sin \varphi_0) + \cos \alpha (\sin \varphi_0 + f_{\text{тр}} \cos \varphi_0)}. \quad (5.96)$$

Подстановка значений  $F_{\text{н}}$  [см. уравнение (5.85)],  $\sin \alpha$  и  $\cos \alpha$  [см. уравнения (5.88), (5.89)] в уравнение (5.96) и соответствующие преобразования приводят к виду

$$\ddot{\varphi} \quad |\ddot{\varphi}| \leq \frac{g (\cos \varphi + f_{\text{тр}} \sin \varphi) - \dot{\varphi}^2 r (\cos \varphi_0 - f_{\text{тр}} \sin \varphi_0)}{r (\sin \varphi_0 + f_{\text{тр}} \cos \varphi_0)}. \quad (5.97)$$

Значения допустимого углового ускорения, полученные из выражения (5.97), ограничивают его из условия отсутствия смещения бутылки по боковой стенке.

В формулах (5.90) и (5.97) значения  $\varphi$  могут быть заданы как  $\varphi = \varphi(t)$  в зависимости от принятого закона движения лотка.

**Определение нагрузок в приводах укладчиков.** После завершения операции формирования слоя происходят контакт рабочих элементов с бутылками, их нагружение и перемещение продукции в стеклотаре к таре-оборудованию. Для описания процесса нагружения элементов привода пригодна трехмассовая модель, изображенная на рис. 105.

Масса  $m_1$  в этой модели представляет собой приведенную массу элементов привода,  $m_2$  — приведенную массу каретки (захватной тары), а  $m_3$  — приведенную массу сформированного слоя бутылков.

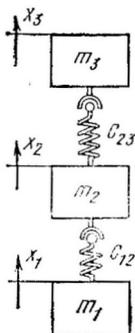


Рис. 105. Расчетная модель процесса нагружения элементов привода укладчика

Исследование проведем, считая, что скорость массы  $m_1$  в описываемом процессе остается величиной постоянной.

Величины  $c_{12}$  и  $c_{23}$  представляют собой приведенные жесткости упругих элементов, входящих в состав привода между указанными массами.

Предположим, что до начала нагружения упругого элемента с жесткостью  $c_{23}$  масса  $m_2$  перемещалась со скоростью  $\dot{x}_2$ , равной скорости  $\dot{x}_1$  ведущей массы  $m_1$ .

Описываемый процесс будет происходить в два этапа: I этап — нагружение упругого элемента с жесткостью  $c_{23}$  до величины, равной сопротивлению ее перемещения ( $m_3g$ ); II — дальнейшее нагружение.

Уравнения движения масс на I этапе имеют вид

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= v_1 t; \\ \ddot{x}_2 &= c_{12}(x_1 - x_2) - m_2 g - c_{23} x_2; \\ \ddot{x}_3 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (5.98)$$

Так как масса  $m_3$  на этом этапе неподвижна, а  $\dot{x}_1 = \text{const} = v_1$ , то систему уравнений (5.98) целесообразно решать относительно  $x_2$ . После подстановки во второе уравнение системы (5.98) получим

$$\ddot{x}_2 = (c_{12} + c_{23}) x_2 / m_2 = c_{12} v_1 t / m_2 - g. \quad (5.99)$$

Общее решение уравнения (5.99) без правой части выглядит так:

$$\bar{x}_2 = c_1 \cos \sqrt{(c_{12} + c_{23})/m_2} t + c_2 \sin \sqrt{(c_{12} + c_{23})/m_2} t, \quad (5.100)$$

а частное решение запишется в виде

$$x_2^* = c_{12} v_1 / (c_{12} + c_{23}) t - m_2 g / (c_{12} + c_{23}). \quad (5.101)$$

С учетом уравнений (5.100) и (5.101) получим

$$\begin{aligned} x_2 = \bar{x}_2 + x_2^* &= c_1 \cos \sqrt{\frac{c_{12} + c_{23}}{m_2}} t + c_2 \sin \sqrt{\frac{c_{12} + c_{23}}{m_2}} t + \\ &+ \frac{c_{12} v_1}{c_{12} + c_{23}} t - \frac{m_2 g}{c_{12} + c_{23}}. \end{aligned} \quad (5.102)$$

Начальные условия I этапа следующие:  $t_0 = 0$ ;  $(x_2)_0 = 0$ ;  $(\dot{x}_2)_0 = v_1$ .

Продифференцируем уравнение (5.102) и подставим начальные условия, тогда

$$\begin{aligned} \dot{x}_2 = & -c_1 \sqrt{\frac{c_{12} + c_{23}}{m_2}} \sin \sqrt{\frac{c_{12} + c_{23}}{m_2}} t + c_2 \sqrt{\frac{c_{12} + c_{23}}{m_2}} \times \\ & \times \cos \sqrt{\frac{c_{12} + c_{23}}{m_2}} t + \frac{c_{12}v_1}{c_{12} + c_{23}}; \\ c_1 = & \frac{gm_2}{c_{12} + c_{23}}; \quad c_2 = \frac{v_1 c_{23}}{c_{12} + c_{23}} - \frac{m_2}{c_{12} + c_{23}}. \end{aligned}$$

Подставляя константы интегрирования  $c_1$  и  $c_2$ , получаем иско-  
мое решение

$$\begin{aligned} x_2 = & \frac{gm_2}{c_{12} + c_{23}} \cos \sqrt{\frac{c_{12} + c_{23}}{m_2}} t + \frac{v_1 c_{23} \sqrt{m_2}}{(c_{12} + c_{23})^{3/2}} \times \\ & \times \sin \sqrt{\frac{c_{12} + c_{23}}{m_2}} t + \frac{c_{12}v_1 t}{c_{12} + c_{23}} - \frac{gm_2}{c_{12} + c_{23}}. \end{aligned} \quad (5.103)$$

После дифференцирования последнего выражения имеем

$$\begin{aligned} \dot{x}_2 = & -g \sqrt{\frac{m_2}{c_{12} + c_{23}}} \sin \sqrt{\frac{c_{12} + c_{23}}{m_2}} t + \frac{v_1 c_{23}}{c_{12} + c_{23}} \times \\ & \times \cos \sqrt{\frac{c_{12} + c_{23}}{m_2}} t + \frac{c_{12}v_1}{c_{12} + c_{23}} \end{aligned} \quad (5.104)$$

и

$$\ddot{x}_2 = g \cos \sqrt{\frac{c_{12} + c_{23}}{m_2}} t - \frac{v_1 c_{23}}{\sqrt{m_2} (c_{12} + c_{23})} \sin \sqrt{\frac{c_{12} + c_{23}}{m_2}} t.$$

Окончание I этапа наступает при

$$(x_2)_{I\text{ЭТ}} = m_3 g / c_{23}.$$

Осуществив подстановку  $(x_2)_{I\text{ЭТ}}$  в уравнение (5.103), находим

$$\begin{aligned} \frac{m_3 g}{c_{23}} = & \frac{gm_2}{c_{12} + c_{23}} \cos \sqrt{\frac{c_{12} + c_{23}}{m_2}} t_{I\text{ЭТ}} + \frac{v_1 c_{23} \sqrt{m_2}}{(c_{12} + c_{23})^{3/2}} \times \\ & \times \sin \sqrt{\frac{c_{12} + c_{23}}{m_2}} t_{I\text{ЭТ}} + \frac{c_{12}v_1 t_{I\text{ЭТ}}}{c_{12} + c_{23}} - \frac{gm_2}{c_{12} + c_{23}}. \end{aligned} \quad (5.105)$$

Уравнение (5.105) является трансцендентным и решается приближенными методами (например, методом итераций). При найденном времени окончания I этапа  $t_{I\text{ЭТ}}$  определяются начальные условия II этапа.

Уравнения движения масс на II этапе имеют вид

$$x_1 = v_1 t;$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = c_{12}(x_1 - x_2) - m_2 g - c_{23}(x_2 - x_3); \quad (5.106)$$

$$m_3 \ddot{x}_3 = c_{23}(x_2 - x_3) - m_3 g. \quad (5.107)$$

Преобразуем последнюю систему таким образом, чтобы решение ее уравнений позволило определить искомые параметры. Из выражения (5.107) найдем значение координаты перемещения второй массы

$$x_2 = m_3 \ddot{x}_3 / c_{23} + x_3 + m_3 g / c_{23} \quad (5.108)$$

и, дифференцируя его, получим

$$\dot{x}_2 = m_3 \ddot{x}_3 / c_{23} + \dot{x}_3 \quad (5.109)$$

и

$$\ddot{x}_2 = m_3 \dddot{x}_3 / c_{23} + \ddot{x}_3. \quad (5.110)$$

Подставим значения  $\dot{x}_2$  и  $\ddot{x}_2$  в выражение (5.106) и проведем преобразования. Тогда

$$\begin{aligned} \ddot{x}_3 + \dot{x}_3 \left( \frac{c_{23} m_2 + c_{12} m_2 + c_{23} m_3}{m_2 m_3} \right) + \frac{c_{12} c_{23}}{m_2 m_3} x_3 = \\ = \frac{c_{12} c_{23}}{m_2 m_3} v_1 t - g \left( \frac{m_2 c_{23} + m_2 c_{12} + m_3 c_{13}}{m_2 m_3} \right). \end{aligned} \quad (5.111)$$

Из выражения (5.106) найдем значение координаты перемещения массы  $m_3$

$$x_3 = m_2 \ddot{x}_2 / c_{23} + (c_{12} + c_{23}) x_2 / c_{23} - c_{12} v_1 t / c_{23} + m_2 g / c_{23}. \quad (5.112)$$

Продифференцировав (5.112), получим

$$\dot{x}_3 = m_2 \ddot{x}_2 / c_{23} + (c_{12} + c_{23}) \dot{x}_2 / c_{23} - c_{12} v_1 / c_{23}, \quad (5.113)$$

$$\ddot{x}_3 = m_2 \ddot{x}_2 / c_{23} + (c_{12} + c_{23}) \ddot{x}_2 / c_{23}. \quad (5.114)$$

Осуществив подстановку величин  $x_3$ ,  $\dot{x}_3$  и  $\ddot{x}_3$  в уравнение (5.107), придем к виду

$$\ddot{x}_2 + \left( \frac{c_{12} + c_{23}}{m_2} + \frac{c_{23}}{m_3} \right) \dot{x}_2 + \frac{c_{12} c_{23}}{m_2 m_3} x_2 = \frac{c_{12} c_{23}}{m_2 m_3} v_1 t - \left( \frac{c_{23}}{m_3} + \frac{c_{23}}{m_2} \right) g. \quad (5.115)$$

Решив уравнения (5.111) и (5.115), получим

$$x_3 = c_1 \cos \omega t + c_2 \sin \omega t + c_3 \cos q t + c_4 \sin q t + v_1 t - g a / b, \quad (5.116)$$

где  $\omega = \sqrt{a/2 - \sqrt{a^2/4 - b}}$ ;

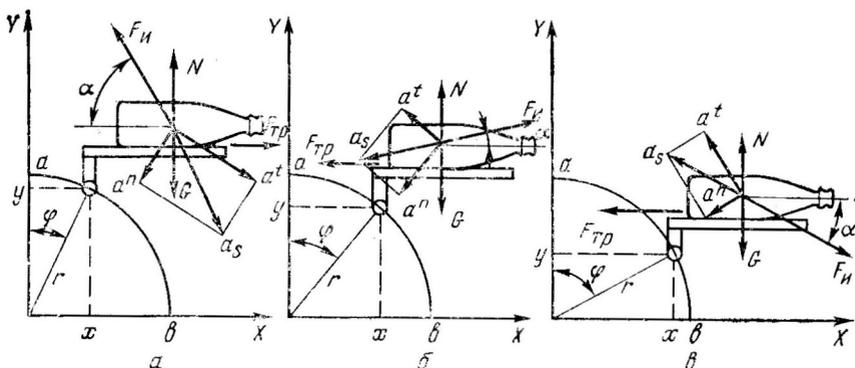


Рис. 106. Расчетные схемы к определению условий устойчивости бутылки при перемещениях рабочего органа на криволинейных участках

$$q = \sqrt{a/2 + \sqrt{a^2/4 - b}};$$

$$a = (m_2 c_{23} + m_2 c_{12} + m_3 c_{23}) / (m_2 m_3);$$

$$b = c_{12} c_{23} / (m_2 m_3);$$

$$c_1 = \frac{(v_1 t_{IЭТ} - ga/b) \omega q^2 \cos \omega t_{IЭТ} - (v_1 q^2 - c_{23} \dot{x}_{2IЭТ} / m^3) \sin \omega t_{IЭТ}}{\omega (\omega^2 - q^2)};$$

$$c_2 = \frac{(v_1 t_{IЭТ} - ga/b) \omega q^2 \sin \omega t_{IЭТ} + (v_1 q^2 - c_{23} \dot{x}_{2IЭТ} / m^3) \cos \omega t_{IЭТ}}{\omega (\omega^2 - q^2)};$$

$$c_3 = \frac{(ga/b - v_1 t_{IЭТ}) \omega^2 q \cos qt_{IЭТ} + (\omega^2 v_1 - c_{23} \dot{x}_{2IЭТ} / m^3) \sin qt_{IЭТ}}{q (\omega^2 - q^2)};$$

$$c_4 = \frac{(ga/b - v_1 t_{IЭТ}) \omega^2 q \sin qt_{IЭТ} - (\omega^2 v_1 - c_{23} \dot{x}_{2IЭТ} / m^3) \cos qt_{IЭТ}}{q (\omega^2 - q^2)}.$$

Определение условий устойчивости сформированного слоя бутылок на рабочем органе при перемещениях на криволинейных участках. В устройстве ОЗП-18 сформированный слой горизонтально уложенных бутылок с поддерживающей решетки снимается рабочим органом (вилами) и переносится по горизонтальной, а затем вертикальной траектории с последующей укладкой в контейнер. При изменении направления движения на криволинейном участке возникают силы инерции, которые могут вызвать смещение бутылок и нарушение слоя. Существуют три случая воздействия силы инерции на устойчивость бутылок. Рассмотрим их.

1. *Случай, когда сила инерции стремится оторвать груз от несущей плоскости и сдвинуть в направлении, противоположном на-*

правлению движения рабочего органа (рис. 106, а). Условие неподвижности груза на вилах запишется в виде

$$F_{\text{и}} \cos \alpha \leq F_{\text{тр}}; \quad (5.117)$$

$$N + F_{\text{и}} \sin \alpha - G = 0, \quad (5.118)$$

где  $F_{\text{и}}$  — сила инерции центра масс бутылок;  $\alpha$  — угол, определяющий направление силы инерции;  $F_{\text{тр}}$  — сила трения;  $N$  — нормальная реакция со стороны опорной плоскости.

Сила инерции  $F_{\text{и}}$  определяется по формуле

$$F_{\text{и}} = G/g a_s = G/g \sqrt{a_x^2 + a_y^2}, \quad (5.119)$$

где  $a_x$  и  $a_y$  — соответственно горизонтальная и вертикальная направляющие ускорения центра масс бутылки.

Найдем ускорение центра масс бутылки. Известно, что

$$x = r \sin \varphi; \quad (5.120)$$

$$y = r \cos \varphi, \quad (5.121)$$

где  $\varphi$  — текущее значение угла поворота тяги на криволинейном участке.

Дважды дифференцируя уравнения (5.120) и (5.121), получим:

$$\dot{x} = r \dot{\varphi} \cos \varphi; \quad \ddot{x} = r (\ddot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\varphi}^2 \sin \varphi);$$

и

$$\dot{y} = -r \dot{\varphi} \sin \varphi; \quad \ddot{y} = -r (\ddot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\varphi}^2 \cos \varphi).$$

Так как  $a_x = \ddot{x}$  и  $a_y = \ddot{y}$ , то

$$\begin{aligned} F_{\text{и}} &= (G/g) r \sqrt{(\ddot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\varphi}^2 \sin \varphi)^2 + (\ddot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\varphi}^2 \cos \varphi)^2} = \\ &= (G/g) r \sqrt{\ddot{\varphi}^2 + \dot{\varphi}^4}. \end{aligned} \quad (5.122)$$

Учитывая, что  $F_{\text{тр}} = f_{\text{тр}} N$ , уравнение (5.117) запишем в следующем виде:

$$F_{\text{и}} \cos \alpha \leq f N. \quad (5.123)$$

Нормальное давление  $N$  найдем из уравнения (5.118)

$$N = G - F_{\text{и}} \sin \alpha.$$

С учетом полученных значений запишем

$$(G/g) r \cos \alpha \sqrt{\ddot{\varphi}^2 + \dot{\varphi}^4} \leq f_{\text{тр}} G - (G/g) r \sqrt{\ddot{\varphi}^2 + \dot{\varphi}^4} \sin \alpha. \quad (5.124)$$

Подставив  $G = mg$  в уравнение (5.124), придем к виду

$$r \sqrt{\ddot{\varphi}^2 + \dot{\varphi}^4} (\cos \alpha + f_{\text{тр}} \sin \alpha) \leq g f_{\text{тр}}.$$

Значение угла  $\alpha$  выразим через кинематические параметры. Имея в виду, что

$$\cos \alpha = 1/\sqrt{1 + \text{tg}^2 \alpha}; \quad \sin \alpha = \text{tg} \alpha / \sqrt{1 + \text{tg}^2 \alpha}$$

и

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{a_y}{a_x},$$

можно записать

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{\ddot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\varphi}^2 \cos \varphi}{\dot{\varphi}^2 \sin \varphi - \ddot{\varphi} \cos \varphi} \quad (5.125)$$

и

$$\cos \alpha + f_{\text{тр}} \sin \alpha = \frac{1 + f_{\text{тр}} \operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}} = \frac{\dot{\varphi}^2 (\sin \varphi + f_{\text{тр}} \cos \varphi) - \ddot{\varphi} (\cos \varphi - f_{\text{тр}} \sin \varphi)}{\sqrt{\dot{\varphi}^2 + \ddot{\varphi}^2}}. \quad (5.126)$$

С учетом последнего выражения получим

$$r (\dot{\varphi}^2 (\sin \varphi + f_{\text{тр}} \cos \varphi) - \ddot{\varphi} (\cos \varphi - f_{\text{тр}} \sin \varphi)) \leqslant g f_{\text{тр}}. \quad (5.127)$$

Решим это уравнение относительно  $\ddot{\varphi}$ , тогда

$$\ddot{\varphi} \leqslant \frac{g f_{\text{тр}} - \dot{\varphi}^2 r (\sin \varphi + f_{\text{тр}} \cos \varphi)}{r (f_{\text{тр}} \sin \varphi - \cos \varphi)}. \quad (5.128)$$

2. *Случай, когда сила инерции стремится оторвать бутылки от несущей плоскости и сместить их в сторону движения рабочего органа* (рис. 106, б). Условия неподвижности бутылок относительно несущей плоскости аналогичны предыдущему случаю и допускаемое угловое ускорение можно рассчитать по формуле (5.128).

3. *Случай, когда сила инерции прижимает бутылки к несущей плоскости и стремится сдвинуть их в сторону движения рабочего органа* (рис. 106, в). Условие равновесия для этого случая достигается при

$$F_{\text{н}} \cos \alpha \leqslant F_{\text{тр}}; \quad (5.129)$$

$$N - F_{\text{н}} \cos \alpha - G = 0. \quad (5.130)$$

Произведя аналогичные первому случаю преобразования, получим

$$\ddot{\varphi} \geqslant \frac{\dot{\varphi}^2 r (\sin \varphi - f_{\text{тр}} \cos \varphi) - g f_{\text{тр}}}{r (\cos \varphi + f_{\text{тр}} \sin \varphi)}. \quad (5.131)$$

Формулы (5.128) и (5.131) позволяют определить допускаемые кинематические параметры движения рабочего органа на криволинейном участке. Решив их относительно радиуса кривизны  $r$ , можно определить допускаемые геометрические параметры криволинейного участка, если изменить закон движения рабочего органа не представляется возможным.

При равномерном движении рабочего органа на криволинейном участке тангенциальная составляющая ускорения  $a^t=0$  и общее ускорение определится так:

$$a_s = a^n = \dot{\varphi}^2 r.$$

Тогда формулы (5.128) и (5.131) можно упростить и привести к виду

$$\dot{\varphi} \leq \sqrt{\frac{gf_{\text{тр}}}{r(\sin \varphi \mp f_{\text{тр}} \cos \varphi)}}. \quad (5.132)$$

Представленная методика позволяет осуществлять проверочные расчеты, когда при определенных геометрических параметрах направляющих или отклоняющих звездочек определяются допускаемые кинематические параметры и сравниваются с заданными.

При выполнении проектных расчетов по известным значениям кинематических параметров определяются геометрические характеристики криволинейного участка.

### Примеры расчетов

**Определение кинематических параметров и построение циклограммы на примере машины для горизонтального укладывания бутылок ОПКБ ГрузНИИПа.** Исходные данные производительность машины 12 000 бутылок в час; количество бутылок в одном контейнере 360 шт.; количество бутылок в одном слое 30 шт.; количество слоев в контейнере 12; длина горизонтального перемещения каретки 0,745 м; максимальный путь, проходимый укладочной головкой, 0,9 м.

В соответствии с принятой системой размещения бутылок в контейнере (рис. 107) уточним минимальный ход укладочной головки. Расстояние  $h$  между слоями найдем по формуле

$$h = d \sin \alpha = 0,067 \sin 60^\circ = 0,0582 \text{ м.}$$

Общая высота, соответствующая 12 слоям бутылок,

$$H = 11h = 0,640 \text{ м.}$$

Разница максимального хода укладочной головки и значения  $H$  определяет минимальный ее ход в 0,26 м.

Принимая время замены контейнера 15 с, найдем время цикла; количество контейнеров в час  $n_k$  при этом составит

$$n_k = 12\,000/360 = 34 \text{ шт.}$$

Время укладки и замены контейнера

$$T_p = 3600/34 = 105,88 \text{ с,}$$

а время собственно укладки

$$T = T_p - T_{\text{в.к}} = 105,88 - 15 = 90,88 \text{ с.}$$

Для укладки 12 слоев бутылок каретка должна совершить 12 перемещений. Общий путь  $L_{\text{общ}}$ , проходимый кареткой, при этом составит

$$L_{\text{общ}} = 12 \cdot 0,745 = 8,94 \text{ м.}$$

Величины перемещений укладочной головки для укладки первого, второго и т. д. слоев следующие:  $l_1 = l_{\text{max}} = 0,9 \text{ м; } l_2 = 0,842; l_3 = 0,784; l_4 = 0,725; l_5 =$

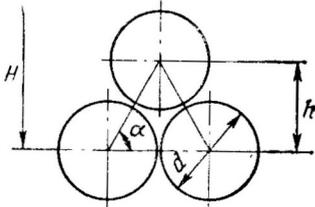


Рис. 107. Схема размещения бутылок в контейнере.

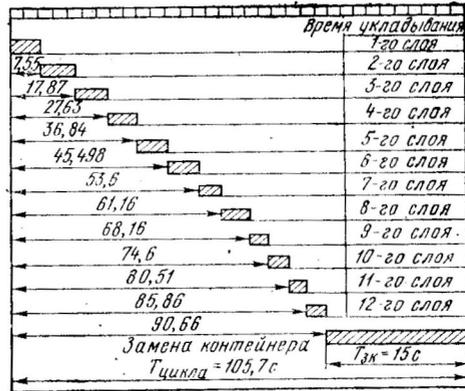


Рис. 108. Циклограмма машины ОПКБ ГрузНИИППа производительностью 12 000 бутылок в час

$=0,667$ ;  $l_6=0,61$ ;  $l_7=0,551$ ;  $l_8=0,493$ ;  $l_9=0,434$ ;  $l_{10}=0,336$ ;  $l_{11}=0,316$ ;  $l_{12} = l_{min}=0,26$  м.

Общий путь перемещений укладочной головки

$$H' = l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + l_7 + l_8 + l_9 + l_{10} + l_{11} + l_{12} = 6,96 \text{ м.}$$

С учетом обратного перемещения головки общий ход ее в вертикальной плоскости

$$H_{общ} = 2H' = 13,92 \text{ м.}$$

При известном значении времени укладки контейнера получим

$$T = H_{общ}/v_r + L_{общ}/v_{кар},$$

где  $v_r$  — средняя скорость перемещения укладочной головки;  $v_{кар}$  — средняя скорость перемещения каретки в горизонтальной плоскости.

Примем  $v_r/v_{кар} = 0,58$ , тогда

$$T = (1,72H_{общ} + L_{общ})/v_{кар};$$

$$v_{кар} = (1,72H_{общ} + L_{общ})/T = (1,72 \cdot 13,92 + 8,94)/90,88 = 0,362 \text{ м/с};$$

$$v_r = 0,58v_{кар} = 0,58 \cdot 0,362 = 0,21 \text{ м/с};$$

Считая, что срабатывание захватов головки не требует дополнительных временных затрат, имеем:

$$t_I = t_1 + t_2 + t'_1;$$

$$t_{II} = t'_1 + t_2 + t'_2;$$

$$t_{II} = t'_2 + t_2 + t'_3 \text{ и т. д.,}$$

где  $t_I$ ,  $t_{II}$ ,  $t_{II}$  — время укладки слоя;  $t_1$  — время подъема укладочной головки со сформированным слоем бутылок. Оно определяется при условии, что величина перемещения равна  $l_{min}$ ;  $t_2$  — время горизонтального перемещения укладочной головки;  $t'_1$ ,  $t'_2$ ,  $t'_3$  — соответственно время опускания и подъема укладочной головки при укладке первого, второго, третьего и т. д. слоя.

Результаты расчетов представлены в табл. 16 и в виде циклограммы на рис. 108.

**Определение усилий ударного нагружения в элементах подвески укладочной головки устройства ОПКБ ГрузНИИППа.** Исходные данные: масса укладочной головки и бутылок  $m=115$  кг, скорость установившегося движения укладочной головки  $v_r=0,21$  м/с, приведенная жесткость привода головки  $c=29960$  Н/м.

Таблица 16

Время, с	Номер укладываемого слоя					
	1	2	3	4	5	6
Подъема головки	1,23	4,26	4,0	3,71	3,44	3,16
Горизонтального перемещения каретки	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06
Опускания головки	4,27	3,99	3,71	3,44	3,16	2,89
Укладывания слоя	7,56	10,31	9,76	9,21	8,66	8,12

Продолжение

Время, с	Номер укладываемого слоя					
	7	8	9	10	11	12
Подъема головки	2,89	2,61	2,34	2,06	1,78	1,51
Горизонтального перемещения каретки	2,06	2,06	2,06	2,05	2,06	2,06
Опускания головки	2,61	2,34	2,06	1,78	1,51	1,23
Укладывания слоя	7,56	7,0	6,45	5,9	5,35	4,8

Зазоры в приводе и элементах подвески укладочной головки образуются в процессе выбега после остановки электродвигателя посредством контактного датчика. При последующем реверсивном пуске его ведущая масса в процессе выборки зазоров разгоняется до скорости установившегося движения. В связи с этим для определения усилий ударного нагружения в элементах подвески укладочной головки воспользуемся уравнением (3.34), записав его в следующем виде:

$$P = v_r \sqrt{mc} \sin \sqrt{c/m} t + mg.$$

Максимальное усилие достигается при  $\sin \sqrt{c/m} t = 1$ , т. е.

$$P_{\max} = v_r \sqrt{mc} + mg.$$

Подставляя исходные данные, получаем

$$P_{\max} = 0,21 \sqrt{115 \cdot 29960} + 115 \cdot 9,81 = 1518 \text{ Н.}$$

Динамическая составляющая нагрузки  $v_r \sqrt{mc} = 390$  Н при указанных параметрах составила 34,6 % статической. В таком же соотношении находятся составляющие нагрузок на каждую бутылку. Таким образом, величина усилий, действующих на нее в процессе пуска, с точки зрения соблюдения условий прочности приемлема.

**Определение пути выбега каретки укладчика.** Исходные данные: масса каретки и укладочной головки с бутылками  $m = 220$  кг; сопротивление перемещению каретки  $Q = 100$  Н. Диапазон изменения скорости установившегося движения  $v_0 = 0,2 \div 0,6$  м/с. Требуется определить путь выбега каретки и время выбега при отсутствии подпружиненного упора и при его наличии, если жесткость  $c$  последнего составляет 1360, 2600, 2900 и 3600 Н/м.

Определение пути выбега каретки при известной скорости ее установившегося движения  $v_0$  и ограничения скорости  $v$  входа в контакт с упором выполним по формуле (5.68). Результаты этих расчетов при значениях  $v_0 = 0,2; 0,3; 0,4; 0,5$  и  $0,6$  м/с представлены на рис. 109. Для тех же значений  $v_0$  по фор-

Рис. 109. График к определению пути выбега каретки при отсутствии подпружиненного упора

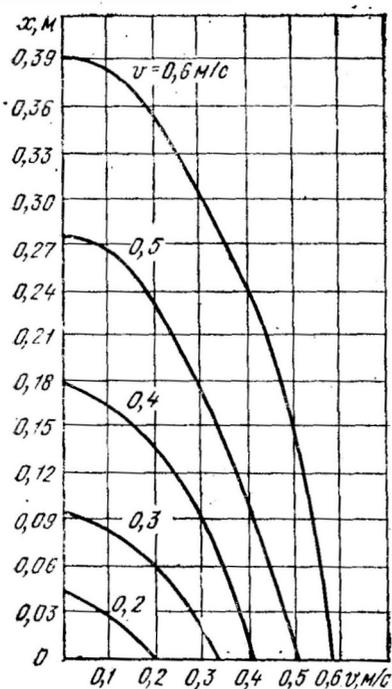
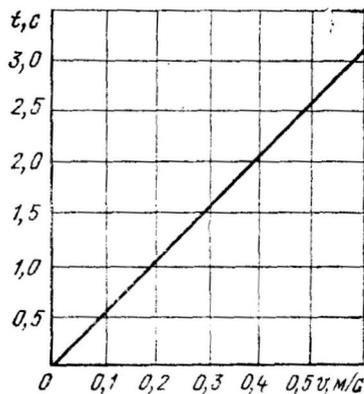


Рис. 110. Определение времени выбега каретки до полной остановки



муле (5.73) определено время полного выбега (скорость  $v$  в конце выбега равна нулю). Результаты расчетов по определению  $t$  представлены на рис. 110.

Путь, проходимый кареткой после выключения электродвигателя, при наличии подпружиненного упора определяется выражением (5.76). При заданных значениях массы каретки  $m$  и жесткости элементов  $c$  подпружиненного упора можно найти такое значение  $x$  установки контактного датчика, которое будет соответствовать значению  $dx/dt=0$  на момент достижения  $x$ .

Для этого  $dx/dt$  приравняем к нулю. Тогда

$$\frac{dx}{dt} = v_0 \cos \sqrt{c/m} t + Q/c \sqrt{c/m} \sin \sqrt{c/m} t = 0.$$

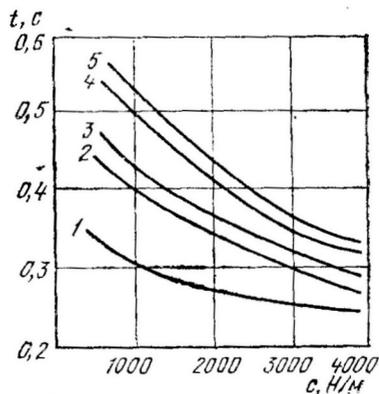


Рис. 111. Зависимость времени остановки каретки от жесткости пружин упора

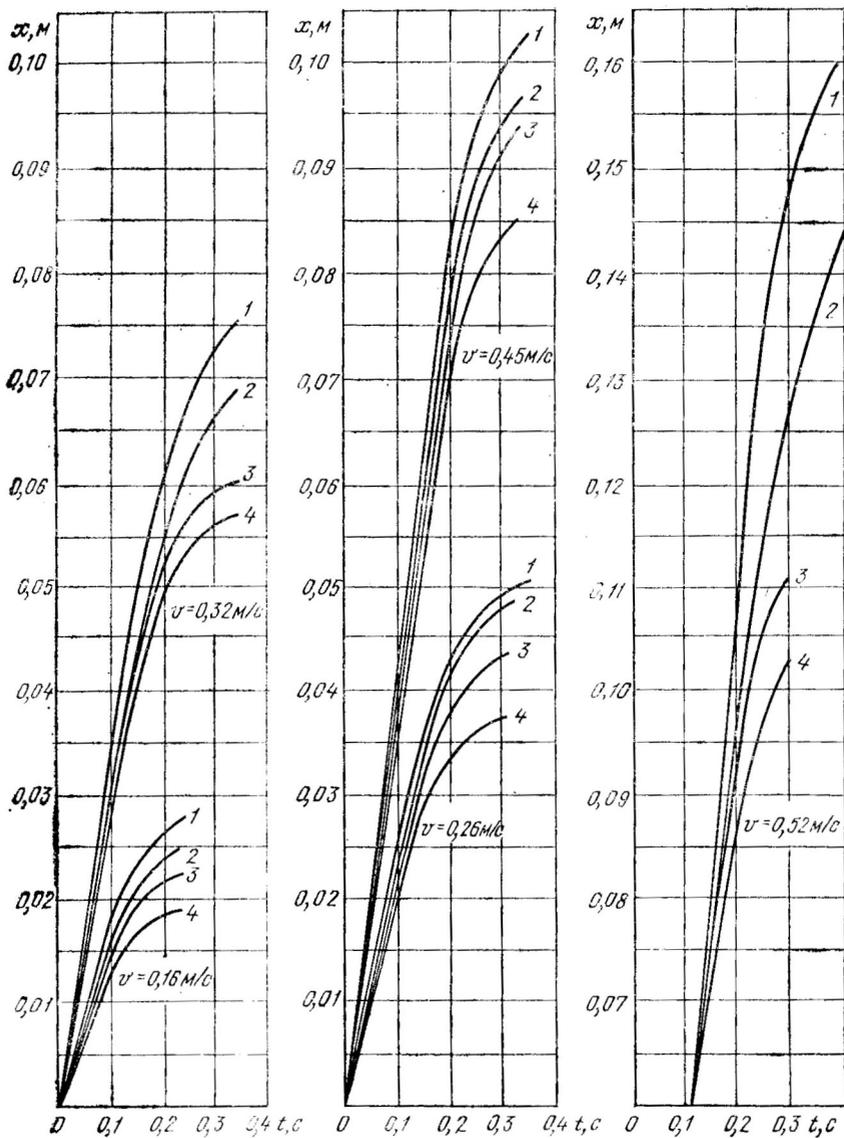


Рис. 112. Графики по определению пути выбега каретки  
Решая последнее уравнение относительно  $t$ , получим

$$t = \frac{\operatorname{arctg} \frac{v_0 c}{Q \sqrt{c/m}}}{\sqrt{c/m}}$$

На рис. 111 показана зависимость времени остановки каретки от жесткости пружин упора: 1 —  $v_0 = 0,16$  м/с; 2 —  $v_0 = 0,26$ ; 3 —  $v_0 = 0,32$ ; 4 —  $v_0 = 0,45$ ; 5 —  $v_0 = 0,52$ ; на рис. 112 — графики по определению пути выбега каретки при  $v_0 = 0,16$ ; 0,26; 0,32; 0,45; 0,52 м/с для случая подпружиненного упора.

ПЕРЕГРУЗОЧНЫЕ И ОРИЕНТИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА  
В ЛИНИЯХ РОЗЛИВА

Транспортная система современной линии розлива имеет в своем составе накопительные устройства и систему транспортеров для подачи бутылок. Устройство для выемки бутылок из транспортной тары включает стол-расформирователь пакета посуды, который одновременно выполняет роль накопителя. Через перегрузочный мостик осуществляется передача бутылок на транспортер, подающий их к бутылкомоечной машине. Накопительные устройства обычно размещаются между бутылкомоечной машиной и разливно-укупорочным блоком, между разливно-укупорочным блоком и этикетировочным автоматом, отделенным от укладчика бутылок еще одним накопителем, одновременно выполняющим роль ориентирующего устройства перед укладкой.

В последнем случае приемная плоскость для посуды может выполняться подвижной или неподвижной.

Стыковка накопителей и транспортеров или транспортеров друг с другом осуществляется через переходные мостики. При этом оси транспортеров и переходных мостиков могут совпадать или могут быть выполнены под некоторым углом. Направляющие (перила) обеспечивают прямолинейное или криволинейное движение перегружаемых бутылок. Иногда переходные мостики выполняются подвижными.

## Перегрузочные устройства

В состав линии розлива входят делители потоков бутылок и устройства, осуществляющие их укрупнение. Различают приводные и не приводные делители. У приводных деление потока осуществляется принудительно, под действием рабочего органа, движение которого задается, а у не приводных — обкатыванием различных упоров, планок и т. д. при перемещении бутылок за счет сил трения между ними и грузонесущим элементом транспортера. Пример делителя потоков, использовавшегося при испытании укладчика бутылок ОЗП-18 на киевском пивоваренном заводе «Оболонь», приведен на рис. 113.

Транспортером 1 бутылки подаются на переходный мостик 2. При этом расстояние  $a$  (внутренний размер между боковыми ограничениями) составляет 1,15—1,2 диаметра бутылки, что приводит к шахматному расположению бутылок на переходном мостике и на дорожках накопителя 3. Неподвижный делитель потока 4 установлен по оси транспортера. При  $v_n > v_t$ , где  $v_n$  — скорость дорожек накопителя и  $v_t$  — скорость тяговой цепи транспортера, это приводит к образованию разрыва между бутылками на дорожках накопителя и надежному делению потока бутылок. Угол развода бутылок  $\alpha$  определяет скорость движения их вдоль на-

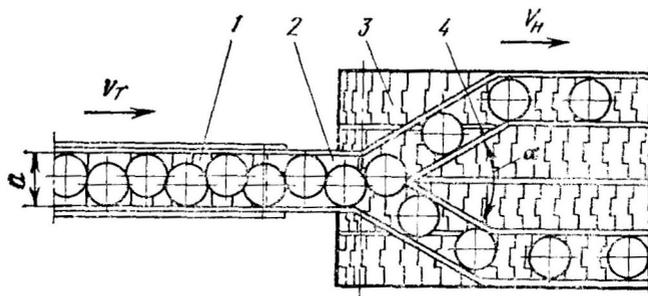


Рис. 113. Схема перегрузочного устройства с делителем потока

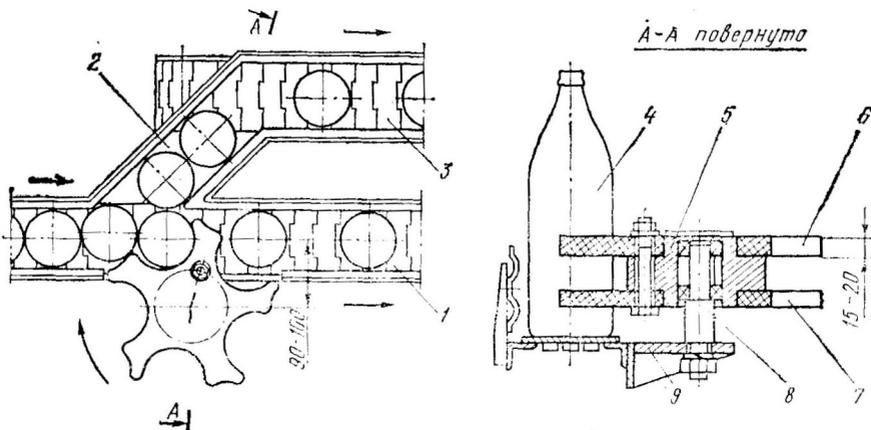


Рис. 114. Схема перегрузочного устройства и делителя потока с неперводной звездочкой

правляющей делителя и должен быть выбран таким, чтобы разрыв между посудой в процессе движения сохранился.

Другой образец устройства, сочетающего в себе функции как делителя потока бутылок, так и перегрузочного устройства, представлен на рис. 114. Оно используется на Березовском заводе минеральных вод на линии подвода бутылок к укладчику ОЗП-18. Устройство содержит верхний 6 и нижний 7 диски с выступами и впадинами по контуру, ступицу 5, установленную на оси вращения 8, металлоконструкцию 9, прикрепленную к транспортеру 1, переходный мостик 2 и загрузочный транспортер 3. Вращение диска осуществляется вследствие воздействия разделяемого потока бутылок 4.

Поток бутылок бесконечной пластинчатой цепью транспортера 1 подается в устройство. Если контакт бутылки с диском происходит по контуру впадины, то бутылка, не изменяя направления движения, перемещается по транспортеру 1. Если же контакт происходит по контуру торца выступа, то бутылка смещается по пе-

реходному мостику в сторону загрузочного транспортера 3. Устройство работает в режиме «разделение поровну» на два потока. Геометрические размеры элементов диска делителя потока бутылок (рис. 115) для различных типов представлены в табл. 17 (в мм).

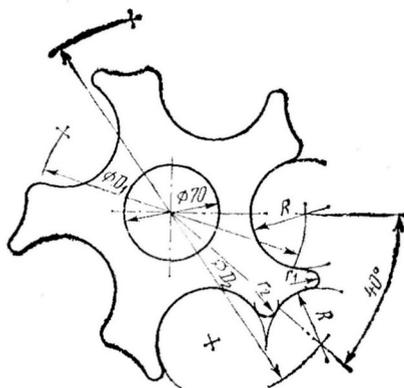


Рис. 115. Диск делителя потока бутылок

Если задача разделения потоков ставится при определенном наборе детерминированных параметров и может решаться достаточно точно, то формирование одного ряда из массы хаотически перемещающихся бутылок на несущих элементах транспортера или накопителей представляет более сложную задачу. В литературе практически отсутствуют рекомендации по этому поводу и встречаются лишь описания, констатирующие внешнюю взаимосвязь геометрических и кинематических параметров [10]. Некоторые из имеющихся результатов представлены на рис. 116—119.

Из рисунков видно, что задачи переформирования многорядного пакета в один ряд решаются за счет разности скоростей дорожек накопителя и соответствующей установкой боковых ограждений. У накопителя порожних бутылок линии фирмы „Zeitz“ (ФРГ) центральные дорожки (3-я и 4-я) имеют скорости, значительно превышающие этот показатель боковых. Это значительно снижает вероятность образования заторов, однако не исключает их полностью. То же относится и к накопителям в отечественных линиях. Выполнение дорожек накопителя разноскоростными несколько усложняет конструкцию привода, что также является недостатком. Рассмотрим некоторые вопросы расчета перегрузочных устройств.

**Определение усилий сопротивления перемещению ряда бутылок при перегрузке его на неподвижную плоскость.** Формирование пакета бутылок, как отмечалось ранее, выполняется перед операцией укладывания в транспортную тару и может осуществляться на неподвижной горизонтальной плоскости с рядной или шахматной раскладкой стеклотары или на подвижной плоскости (стол-

Таблица 17

Тип бутылки	$R$	$r_1$	$r_2$	$D_1$	$D_2$
Хб вместимостью 0,33 л	35	4	12,0	170	240
Ха » 0,5 л	40	5	12,5	190	280
VIII » 0,7 л	45	6	12,5	200	300

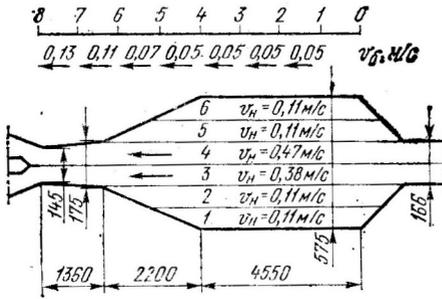


Рис. 116. Схема накопителя порожних бутылок линии фирмы «Zeitz» (ФРГ) с указанием скоростей движения его тяговых элементов и перемещения бутылок

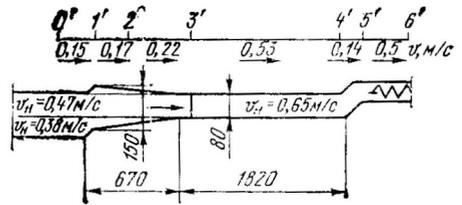


Рис. 117. Схема участка транспорта перед разливочно-укрупорочным блоком линии фирмы «Zeitz» (ФРГ) с указанием скоростей движения его тяговых элементов и перемещения бутылок

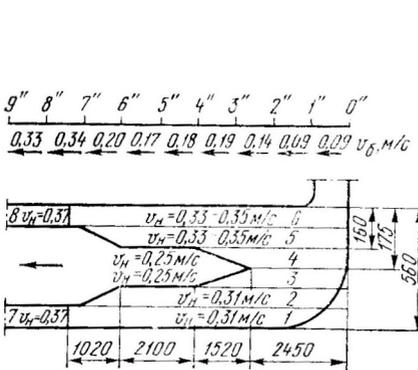


Рис. 118. Схема накопителя наполненных бутылок линии фирмы «Zeitz» (ФРГ) с указанием скоростей движения его тяговых элементов и перемещения бутылок

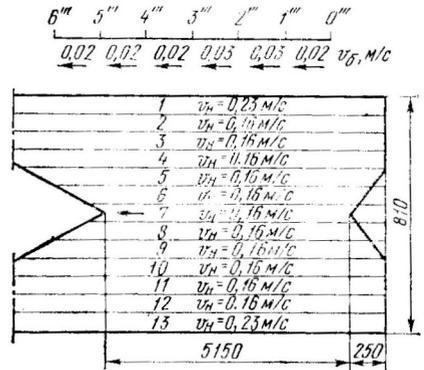


Рис. 119. Схема накопителя наполненных бутылок отечественной линии розлива с указанием скоростей движения его тяговых элементов и перемещения бутылок

накопителе). Рассмотрим перегрузку бутылок на неподвижную горизонтальную плоскость при условии, что бутылки находятся в контакте с перилами, образующими ряд, а ось загрузочного транспортера совпадает с осью ряда бутылок.

При составлении аналитической модели процесса введем следующие допущения:

транспортируемые бутылки имеют правильную цилиндрическую форму;

диаметры цилиндрической части бутылок, а также их масса являются величинами постоянными;

перила на неподвижной плоскости строго параллельны;

бутылки по неподвижной плоскости движутся поступательно.

На первую бутылку, перемещающуюся по лотку за счет под-

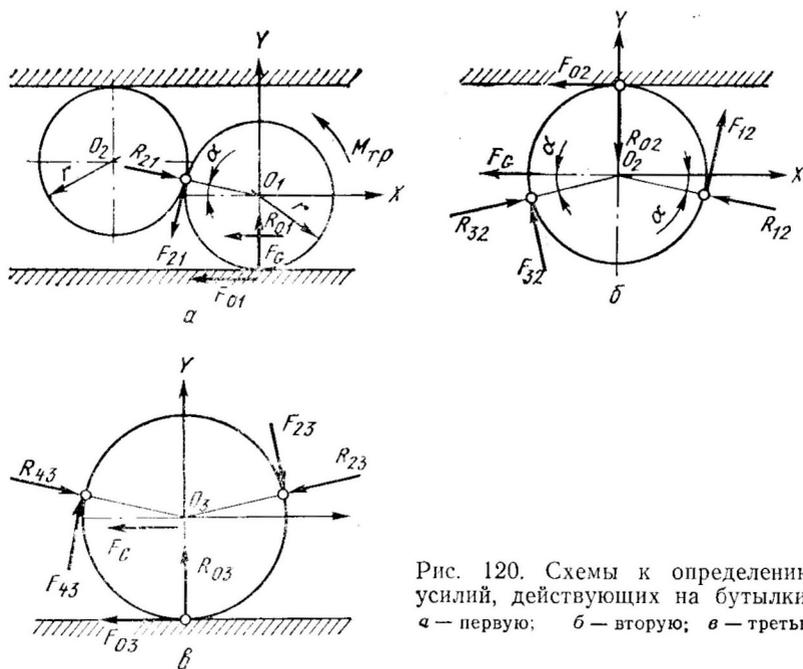


Рис. 120. Схемы к определению усилий, действующих на бутылки:  
 а — первую; б — вторую; в — третью

пора со стороны второй бутылки (рис. 120, а), действуют следующие силы: вес бутылки  $G$ , сила трения бутылки о горизонтальную плоскость  $F_G$ , реакция со стороны перил на бутылку  $R_{01}$ , сила трения бутылки о перила  $F_{01}$ , реакция со стороны второй бутылки  $R_{21}$ , сила трения первой бутылки о вторую  $F_{21}$ .

Для определения движущей силы составим условия равновесия в проекциях на оси  $OX$  и  $OY$  выбранной системы координат в виде

$$\Sigma X = R_{21} \cos \alpha - F_{21} \sin \alpha - F_G - F_{01} = 0; \quad (6.1)$$

$$\Sigma Y = -R_{21} \sin \alpha - F_{21} \cos \alpha + R_{01} = 0. \quad (6.2)$$

Значение  $F_G$  определяется из формулы

$$F_G = mgf,$$

где  $m$  — масса бутылки;  $f$  — коэффициент трения в паре, образованной бутылкой и горизонтальной плоскостью.

В соответствии с математической теорией трения максимальное сопротивление перемещению первой бутылки будет получено в случае ее поступательного движения вдоль перил. Рассмотрим этот экстремальный случай при следующем условии:

$$F_{21}r + M_{\text{тр}} = F_{01}r, \quad (6.3)$$

где  $r$  — радиус цилиндрической части бутылки;  $M_{\text{тр}}$  — момент сил трения.

Сила трения покоя  $F_{21}$  будет иметь наибольшее значение, соответствующее произведению коэффициента трения покоя  $f_0$  в паре стекло — стекло на величину  $R_{21}$ . Поэтому дальнейшие рас-

суждения будем вести в предположении, что  $F_{21} = fR_{21}$  и  $F_{01} = fR_{01}$ . Подставим полученные значения в уравнения (6.1) и (6.2). Тогда:

$$\Sigma X = R_{21} \cos \alpha - f_0 R_{21} \sin \alpha - F_G - fR_{01} = 0; \quad (6.4)$$

$$\Sigma Y = -R_{21} \sin \alpha - f_0 R_{21} \cos \alpha + R_{01} = 0. \quad (6.5)$$

Произведя преобразования, получим искомые решения:

$$R_{21} = mgf / (\cos \alpha - f_0 \sin \alpha - f \sin \alpha - ff_0 \cos \alpha); \quad (6.6)$$

$$F_{21} = f_0 mg / (\cos \alpha - f_0 \sin \alpha - f \sin \alpha - ff_0 \cos \alpha); \quad (6.7)$$

$$R_{01} = mgf (\sin \alpha + f_0 \cos \alpha) / (\cos \alpha - f_0 \sin \alpha - f \sin \alpha - ff_0 \cos \alpha); \quad (6.8)$$

$$F_{01} = mgf^2 (\sin \alpha + f_0 \cos \alpha) / (\cos \alpha - f_0 \sin \alpha - f \sin \alpha - ff_0 \cos \alpha). \quad (6.9)$$

Рассмотрим систему сил, действующих на вторую бутылку (рис. 120, б).

Условия равновесия имеют вид

$$\Sigma X = R_{32} \cos \alpha - F_{32} \sin \alpha - F_{02} + F_{12} \sin \alpha - R_{12} \cos \alpha - F_G = 0; \quad (6.10)$$

$$\Sigma Y = R_{32} \sin \alpha + F_{32} \cos \alpha + F_{12} \cos \alpha + R_{12} \sin \alpha - R_{02} = 0, \quad (6.11)$$

где  $R_{32}$  — реакция со стороны третьей бутылки на вторую;  $F_{32}$  — сила трения второй бутылки о третью.

Решение системы уравнений (6.10) и (6.11) запишем так:

$$R_{32} = \frac{fF_{12} \cos \alpha + fR_{12} \sin \alpha - F_{12} \sin \alpha + R_{12} \cos \alpha + F_G}{\cos \alpha - f_0 \sin \alpha - f \sin \alpha - ff_0 \cos \alpha}. \quad (6.12)$$

Имея значение  $R_{32}$ , можно найти все неизвестные величины, входящие в систему уравнений (6.10) и (6.11).

Рассмотрим систему сил, действующих на третью бутылку (рис. 120, в). Здесь

$$\Sigma X = R_{43} \cos \alpha - F_{43} \sin \alpha + F_{23} \sin \alpha - R_{23} \cos \alpha - F_{03} - F_G = 0; \quad (6.13)$$

$$\Sigma Y = -R_{43} \sin \alpha - F_{43} \cos \alpha - F_{23} \cos \alpha - R_{23} \sin \alpha + R_{03} = 0. \quad (6.14)$$

Умножив каждый член уравнения (6.14) на  $-1$ , получим систему уравнений, аналогичную (6.10) и (6.11). Это дает возможность для  $n$ -й бутылки записать выражение по определению  $R_{(n+1)n}$

$$R_{(n+1)n} = \frac{fF_{(n-1)n} \cos \alpha + fR_{(n-1)n} \sin \alpha - F_{(n-1)n} \sin \alpha + R_{(n-1)n} \cos \alpha + mgf}{\cos \alpha - f_0 \sin \alpha - f \sin \alpha - ff_0 \cos \alpha}. \quad (6.15)$$

Давление на перила  $n$ -й бутылки находится по формуле

$$R_{n0} = R_{(n+1)n} \sin \alpha + F_{(n+1)n} \cos \alpha + F_{(n-1)n} \cos \alpha + R_{(n-1)n} \sin \alpha. \quad (6.16)$$

Усилия сопротивления перемещению бутылок определяется по выражению

$$P = R_{(n+1)n} / \cos \alpha. \quad (6.17)$$

По установленным зависимостям при значениях  $f=0,2$  и  $f_0=0,3$  произведены определения усилия заталкивания, обобщенные уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} P &= 0,822n^{1,73} & \text{при } \alpha &= 5^\circ; \\ P &= 0,77n^{1,9} & \text{при } \alpha &= 10^\circ; \\ P &= 0,883n^{1,93} & \text{при } \alpha &= 15^\circ. \end{aligned} \right\} \quad (6.18)$$

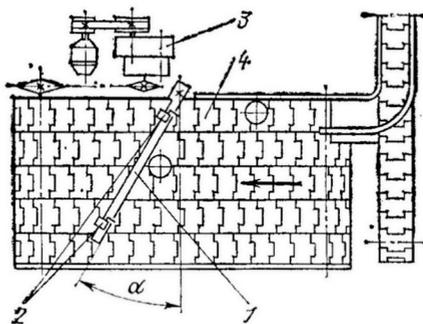


Рис. 121. Схема лабораторного стенда для установления взаимосвязи между кинематическими параметрами перегрузочных устройств

**Определение кинематических параметров перегрузочных устройств.** Надежная работа перегрузочных устройств, схема которых представлена на рис. 113, накопителей и устройств для рас-

формирования пакета бутылок, снабженных специальными направляющими и установленными под углом к направлению движения грузонесущих элементов, возможна при правильном выборе их геометрических и кинематических параметров. Для установления взаимосвязи между ними в КТИППе были проведены экспериментальные исследования на стенде (рис. 121), где накопитель 4 в составе привода имел редуктор-вариатор 3, посредством которого изменялась скорость грузонесущих элементов. Он был снабжен направляющей 1, выполненной с возможностью изменения угла ее установки  $\alpha$  и смонтированными на ней контактными датчиками 2, включающими электрический секундомер, ведущий отсчет времени перемещения бутылок (вдоль направляющей) на установленной базовой длине. Это позволило определить среднюю скорость перемещения бутылок вдоль направляющей.

Задача исследований заключалась в установлении взаимосвязи между скоростями перемещения посуды вдоль направляющей, углом установки направляющей  $\alpha$  и скоростью грузонесущих элементов  $v_n$  для бутылок вместимостью 0,33; 0,5; 0,7 и 0,8 л. Исследования проводились при значениях  $\alpha$ , равных 0,35; 0,52; 0,7; 0,87; 1,05; 1,22; 1,4 рад и  $v_n=0,5; 0,4; 0,3; 0,2$  и 0,15 м/с.

Результаты обработки экспериментальных данных представлены следующими уравнениями:

$$\begin{aligned} v_6 &= 0,536 \alpha^{1,27} v_n^{0,89} && \text{для бутылок вместимостью } 0,33 \text{ л;} \\ v_6 &= 0,59 \alpha^{1,22} v_n^{0,94} && \text{— } 0,5 \text{ л;} \\ v_6 &= 0,57 \alpha^{1,27} v_n^{0,92} && \text{— } 0,7 \text{ л;} \\ v_6 &= 0,62 \alpha^{1,3} v_n^{0,95} && \text{— } 0,8 \text{ л,} \end{aligned}$$

где  $v_6$  — скорость перемещения бутылок вдоль вёсла, м/с.

**Расчет перегрузочного устройства, когда оси загрузочного транспортера и ряда бутылок на неподвижной плоскости не сов-**

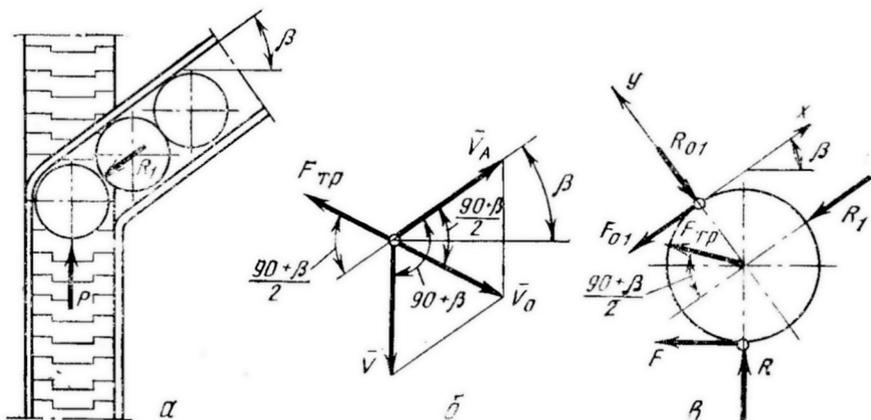


Рис. 122. Схемы для определения усилий, действующих на бутылку, вошедшую в контакт с перилами

падают. Решим задачу по определению усилия, которое необходимо приложить к ряду бутылок длиной  $l$ , угловое смещение которого относительно загрузочного транспортера определяется углом  $\beta$ . При этом будем считать, что угол  $\alpha$  смещения бутылок в ряду равен нулю.

В этом случае реакция  $R_1$  со стороны бутылок на лотке (рис. 122, а) определяется выражением

$$R_1 = flG/d, \quad (6.19)$$

где  $d$  — диаметр цилиндрической части бутылки;  $G$  — масса бутылки.

В связи с отсутствием смещения бутылок в перемещаемом ряду ( $\alpha=0$ ) трением их о перила можно пренебречь. Считая, что движение бутылок по неподвижной плоскости происходит со скоростью движения тягового органа подающего транспортера, получим

$$|\bar{V}_A| = |\bar{V}|,$$

где  $|\bar{V}_A|$  — вектор абсолютной скорости ряда бутылок;  $|\bar{V}|$  — вектор скорости бутылки относительно тягового органа до начала ее движения вдоль перил.

Тогда угол между вектором относительной скорости  $\bar{V}_o$  и вектором  $\bar{V}$  составит  $(90+\beta)/2$  (диагональ ромба делит его угол пополам). Положение вектора относительной скорости  $V_o$  определяет расположение вектора сил трения  $F_{тр}$  бутылки о тяговый орган (рис. 122, б).

Составим условия равновесия бутылки, вошедшей в контакт с перилами (рис. 122, в):

$$\Sigma X = R \sin \beta - f_0 R \cos \beta - f_{пер} R_{01} - F_{тр} \cos \left( \frac{90 + \beta}{2} \right) - R_1 = 0; \quad (6.20)$$

$$\Sigma Y = R \cos \beta + f_0 R \sin \beta - R_{01} = 0, \quad (6.21)$$

где  $f_{\text{пер}}$  — коэффициент трения бутылок о перила.

Из последнего уравнения найдем значение  $R_{01}$ :

$$R_{01} = R \cos \beta + f_0 R \sin \beta.$$

Осуществляя подстановку  $R_{01}$  в уравнение (6.20), получим

$$R \sin \beta - f_0 R \cos \beta - f_{\text{пер}} (R \cos \beta + f_0 R \sin \beta) - F_{\text{тр}} \cos \left( \frac{90 + \beta}{2} \right) - R_1 = 0.$$

Имея в виду, что  $F_{\text{тр}} = fG$ , придем к виду

$$R = \left[ fG \frac{l}{d} + fG \cos \left( \frac{90 + \beta}{2} \right) \right] / (\sin \beta - f_0 \cos \beta - f_{\text{пер}} \cos \beta - f_{\text{пер}} f_0 \sin \beta). \quad (6.22)$$

Из уравнения (6.22) видно, что движущая сила, представленная значением  $R$ , зависит от угла установки перил. Существует минимальное значение угла  $\beta$ , при котором движение бутылки вдоль перил будет невозможным. Найдем его. Для этого преобразуем выражения (6.20) и (6.21):

$$\Sigma X = R \sin \beta + F_{\text{тр}} \sin \beta - f_{\text{пер}} R_{01} - f_0 R \cos \beta = 0; \quad (6.23)$$

$$\Sigma Y = R \cos \beta + f_0 R \sin \beta - R_{01} = 0. \quad (6.24)$$

Анализируя выражение (6.23), считаем, что после контакта с перилами составляющая скорости  $V_A$  бутылки равна нулю. Из уравнения (6.24) находим

$$R_{01} = R \cos \beta + f_0 R \sin \beta.$$

Подстановка последнего выражения в уравнение (6.23) и соответствующие преобразования приводят к виду

$$\operatorname{tg} \beta = R (f_{\text{пер}} + f_0) / [R (1 - f_{\text{пер}} f_0) + F_{\text{тр}}]. \quad (6.25)$$

Имея в виду, что  $R$  — сила трения на подпоре  $R = f n_0 G$ , где  $n_0$  — количество бутылок на подпоре, можно утверждать, что

$$F_{\text{тр}} = R / n_0.$$

Тогда

$$\operatorname{tg} \beta = (f_{\text{пер}} + f_0) / (1 - f_{\text{пер}} f_0 + 1/n_0). \quad (6.26)$$

С увеличением числа  $n_0$  знаменатель выражения (6.26) уменьшается, а  $\operatorname{tg} \beta$  возрастает. Это означает, что  $\beta_{\text{min}}$  зависит от величины подпора и равна

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{f_{\text{пер}} + f_0}{1 - f_{\text{пер}} f_0 + 1/n_0}. \quad (6.27)$$

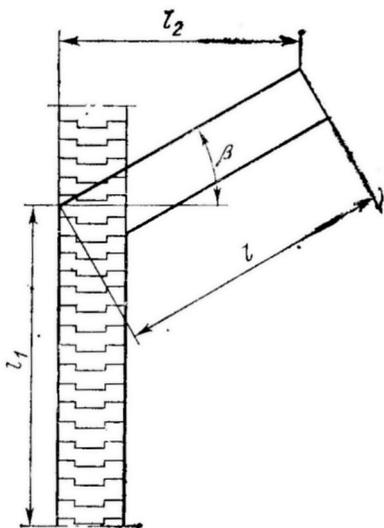


Рис. 123. Расчетная схема перегрузочного устройства

Рассмотрим случай, когда существует противодействующая движению сила  $R_1$ . Условия равновесия приведем к следующему виду:

$$\Sigma X = R \sin \beta - f_0 R \cos \beta - f_{\text{пер}} R_{01} + F_{\text{тр}} \sin \beta - R_1 = 0; \quad (6.28)$$

$$\Sigma Y = R \cos \beta + f_0 R \sin \beta - R_{01} = 0 \quad (6.29)$$

и установим взаимосвязь между величинами  $R_1$  и  $R$ .

Расчетная схема перегрузочного устройства приведена на рис. 123. Из рисунка видно, что

$$l = l_2 \cos \beta.$$

При этом

$$R_1 = flG/d = fl_2G/(d \cos \beta);$$

$$R = l_1 f G/d,$$

тогда

$$R_1/R = l_2/(l_1 \cos \beta). \quad (6.30)$$

Находим из уравнения (6.29) значение  $R_{01}$ :

$$R_{01} = R (\cos \beta + f_0 \sin \beta).$$

Подстановка последнего выражения в формулу (6.28) приводит к виду

$$R \sin \beta - f_0 R \cos \beta - f_{\text{пер}} R \cos \beta - f_{\text{пер}} f_0 R \sin \beta + R/n_0 \sin \beta - R_1 = 0.$$

Отсюда

$$\sin \beta (1 - f_{\text{пер}} f_0 + 1/n_0) = \cos \beta (f_0 + f_{\text{пер}}) + R_1/R. \quad (6.31)$$

С учетом уравнения (6.30) после преобразований получим

$$\beta_{\text{min}} = \arctg \frac{f_0 + f_{\text{пер}} + l_2/l_1}{1 - f_{\text{пер}} f_0 + d/l_1}. \quad (6.32)$$

### Устойчивость бутылок на транспортерах и накопителях

Сокращение времени транспортирования в линиях розлива достигается увеличением числа тяговых элементов транспортеров или увеличением скорости их движения. Одним из факторов, ограничивающих скорость тяговых элементов, является выполнение условий устойчивости транспортируемых бутылок. В отдельных случаях они могут располагаться без контакта с другими бутылками и боковыми ограждениями. Поэтому условие обеспечения

устойчивого положения отдельно рассматриваемой бутылки на подвижной несущей плоскости накладывает определенные ограничения на кинематические параметры движения грузонесущих элементов транспортов и накопителей.

Рассматривая бутылки в различные периоды движения, различают четыре вида устойчивости.

1. Начальная (или статическая) устойчивость, соответствующая положению минимума потенциальной энергии посуды при ее неподвижном положении по отношению к заданным координатам;

2. Кинематическая устойчивость, проявляющаяся при положениях бутылок в пределах угла устойчивости от минимума потенциальной энергии до начала неустойчивого равновесия. Положение тела при этом изменяется с постоянной угловой скоростью и силы инерции не участвуют в процессе: кинематическая устойчивость учитывается при определении условий принудительной ориентации бутылок;

3. Динамическая устойчивость разгона, имеющая место при действующих на груз активных силах, превышающих силы сопротивления и вызывающих ускоренное движение бутылок по отношению к заданным координатным осям;

4. Динамическая устойчивость торможения, возникающая в том случае, когда активные силы меньше сил сопротивления и бутылка движется замедленно по отношению к заданным координатным осям.

Динамическая устойчивость разгона и торможения учитывается при определении условий активной ориентации и режимах неустановившегося движения.

Определим критические условия, при которых бутылки теряют статическую и динамическую устойчивость.

При составлении математических моделей с целью их упрощения и возможности применения методов классической механики на стадии создания физических моделей введем следующие допущения и предположения, не изменяющие физической сущности и характера исследуемых процессов:

бутылка является абсолютно твердым телом, имеющим форму цилиндра;

весь объем бутылки рассматривается однородным;

коэффициенты трения скольжения и покоя являются величинами постоянными;

распределенная нагрузка от бутылки на опорную плоскость заменяется сосредоточенной силой.

При разгоне и выбеге несущей плоскости транспортера на бутылки действуют сила тяжести и сила инерции. Условие статической устойчивости бутылки представляется в следующем виде (рис. 124):

$$\beta \geq \gamma, \quad (6.33)$$

где  $\gamma$  — угол между линиями действия силы тяжести и равнодействующей  $R$ ;  
 $\beta$  — угол между линией действия вектора равнодействующей силы тяжести и линией, соединяющей центр масс и точку  $A$ .

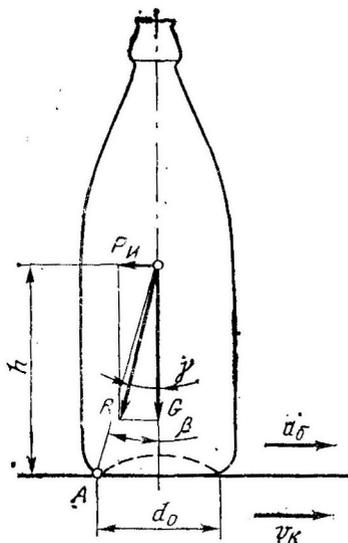


Рис. 124. Расчетная схема для определения статической устойчивости бутылки

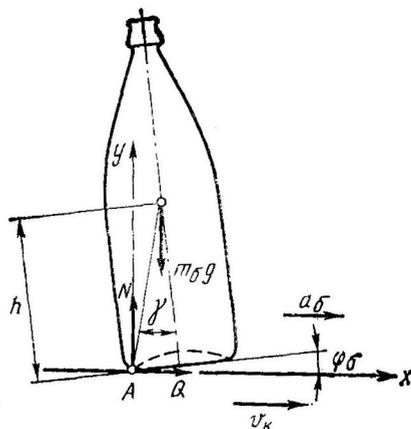


Рис. 125. Расчетная схема случая опрокидывания бутылки без скольжения ее по грузонесущему элементу

Величины углов  $\beta$  и  $\gamma$  определяются соотношениями:

$$\gamma = \arctg \frac{P_{и}}{G}; \quad (6.34)$$

$$\beta = \arctg \frac{d_0}{2h}, \quad (6.35)$$

где  $P_{и}$  — сила инерции центра масс бутылки;

$$P_{и} = m_б a_б,$$

$m_б$  — масса бутылки;  $a_б$  — ускорение центра масс бутылки;  $d_0$  — диаметр опорной поверхности бутылки;  $h$  — расстояние от доньшка до центра масс бутылки.

Осуществляя подстановку выражений (6.34) и (6.35) в (6.33), получим

$$a_б \leq g d_0 / (2h). \quad (6.36)$$

Выражение (6.36) позволяет установить критическое значение ускорения бутылки, при котором произойдет потеря статической устойчивости.

При разгоне и выбеге грузонесущего элемента транспортера (или накопителя) возможно движение бутылки вместе с ним без скольжения и со-скольжением. Если проскальзывание отсутствует, то ускорение бутылки  $a_б$  будет равно ускорению грузонесущего элемента транспортера  $a_т$ , т. е.

$$a_т = a_б \leq g d_0 / (2h). \quad (6.37)$$

Проскальзывание бутылки по поверхности грузонесущего элемента появится в том случае, если сила инерции  $P_{и}$ , стремящаяся сдвинуть бутылку, будет больше предельного значения силы трения  $F_{тр}$ , т. е.

$$P_{и} > F_{тр}. \quad (6.38)$$

Так как  $F_{тр} = f m_0 g$ , то отсутствие проскальзывания бутылки будет при условии

$$a_{т} = a_0 \leq gf. \quad (6.39)$$

Если условие статической устойчивости не выполняется, то бутылка начнет опрокидываться вокруг точки  $A$  (см. рис. 124). После снятия возмущающего воздействия она может вернуться в исходное положение, затем отклониться на некоторый угол в противоположном направлении с последующим возвратом в исходное и т. д. Такое состояние равновесия считается динамически устойчивым.

Рассмотрим случай опрокидывания бутылки при отсутствии ее проскальзывания по грузонесущему элементу. Расчетная схема этого случая представлена на рис. 125. Уравнения движения бутылки имеют вид

$$m_0 \ddot{x} = Q; \quad (6.40)$$

$$m_0 \ddot{y} = N - mg; \quad (6.41)$$

$$I_0 \ddot{\varphi}_0 = Nh \sin(\gamma - \varphi_0) / \cos \gamma - Qh \cos(\gamma - \varphi_0) / \cos \gamma, \quad (6.42)$$

где  $\ddot{x}$  и  $\ddot{y}$  — значения ускорения центра масс бутылки в проекции на оси выбранной системы координат;  $N$  и  $Q$  — нормальная и касательная составляющие реакции грузонесущей плоскости на бутылку;  $\varphi_0$  — угловая координата бутылки при ее вращении.

Для решения системы уравнений, в которые входят неизвестные  $x$ ,  $y$ ,  $\varphi$ ,  $Q$  и  $N$ , необходимо дополнить ее уравнениями геометрических связей. Они могут быть представлены так:

$$x = x_A + h \sin(\gamma - \varphi_0) / \cos \gamma; \quad (6.43)$$

$$y = h \cos(\gamma - \varphi_0) / \cos \gamma, \quad (6.44)$$

где  $x_A$  — координата точки  $A$  бутылки.

Дифференцируя дважды уравнения (6.43) и (6.44), получим:

$$\dot{x} = \dot{x}_A - \varphi_0 h \cos(\gamma - \varphi_0) / \cos \gamma; \quad (6.45)$$

$$\ddot{x} = \ddot{x}_A - h [\ddot{\varphi}_0 \cos(\gamma - \varphi_0) + \dot{\varphi}_0^2 \sin(\gamma - \varphi_0)] / \cos \gamma; \quad (6.46)$$

$$\dot{y} = h \dot{\varphi}_0 \sin(\gamma - \varphi_0) / \cos \gamma; \quad (6.47)$$

$$\ddot{y} = h [\ddot{\varphi}_0 \sin(\gamma - \varphi_0) - \dot{\varphi}_0^2 \cos(\gamma - \varphi_0)] / \cos \gamma. \quad (6.48)$$

Подстановка выражений (6.46) и (6.48) соответственно в уравнения (6.40) и (6.41) приводит к виду

$$Q = m_6 \ddot{x}_A - m_6 h [\ddot{\varphi}_6 \cos(\gamma - \varphi_6) + \dot{\varphi}_6^2 \sin(\gamma - \varphi_6)] / \cos \gamma \quad (6.49)$$

и

$$N = m_6 g + m_6 h [\ddot{\varphi}_6 \sin(\gamma - \varphi_6) - \dot{\varphi}_6^2 \cos(\gamma - \varphi_6)] / \cos \gamma. \quad (6.50)$$

При известных значениях момента инерции бутылки

$$I_6 = m_6 (h^2/3 + d^2/16)$$

после подстановок и преобразований получим

$$\ddot{\varphi}_6 = \frac{48h \cos \gamma [g \sin(\gamma - \varphi_6) - \ddot{x}_A \cos(\gamma - \varphi_6)]}{\cos^2 \gamma (16h^2 + 3d^2) - 48h^2}. \quad (6.51)$$

В уравнение (6.51) входит величина  $\ddot{x}_A$ , т. е. ускорение точки А, принадлежащей грузонесущей плоскости транспортера и накопителя. Для определения значения  $\ddot{\varphi}$  следует произвести подстановку  $\ddot{x}_A$ , которая изменяется в процессе пуска и выбега.

Рассматривая случай опрокидывания бутылки при наличии проскальзывания по грузонесущей плоскости, заметим, что уравнение ее движения соответствует системе уравнений (6.40) — (6.42).

В отличие от предыдущего случая здесь величина  $\ddot{x}_A$  является неизвестной.

Подставляя в уравнение (6.40) выражения (6.48) и (6.50), найдем

$$\ddot{x}_A = fg + h \ddot{\varphi}_6 [f \sin(\gamma - \varphi_6) + \cos(\gamma - \varphi_6)] / \cos \gamma. \quad (6.52)$$

После соответствующих подстановок и преобразований получим

$$\ddot{\varphi}_6 = \frac{48h \cos \gamma \left[ g - \dot{\varphi}_6^2 h \cos(\gamma - \varphi_6) / \cos \gamma \right] [\sin(\gamma - \varphi_6) - f \cos(\gamma - \varphi_6)]}{\cos^2 \gamma (16h^2 + 3d^2) - 48h^2 \sin(\gamma - \varphi_6) [\sin(\gamma - \varphi_6) - f \cos(\gamma - \varphi_6)]}. \quad (6.53)$$

Решая дифференциальные уравнения (6.51) и (6.53) с помощью ЭВМ, можно найти те критические условия, когда бутылка теряет динамическую устойчивость разгона, когда ускорение грузонесущей плоскости совпадает по направлению с вектором скорости.

В случае выбега грузонесущего элемента уравнение движения бутылки при отсутствии ее скольжения имеет вид

$$\ddot{\varphi}_6 = \frac{48h \cos \gamma [\ddot{x}_A \cos(\gamma - \varphi_6) + g \sin(\gamma - \varphi_6)]}{\cos^2 \gamma (16h^2 + 3d^2) + 48h^2}, \quad (6.54)$$

а при наличии проскальзывания

$$\varphi_6 = \frac{48h \cos \gamma [f \cos (\gamma - \varphi_6) - \sin (\gamma - \varphi_6)] \left[ g - \frac{h}{\cos \gamma} \cos (\gamma - \varphi_6) \varphi_6^2 \right]}{\cos^2 \gamma (16h^2 + 3d^2) - 48h^2 \sin (\gamma - \varphi_6) [f \cos (\gamma - \varphi_6) - \sin (\gamma - \varphi_6)]}$$

### Ориентирующие устройства

Задачи ориентирования бутылок в линиях розлива могут быть представлены в двух аспектах: во-первых, в связи с большим объемом перевозок стеклотары в мешках необходимо осуществить выкладку бутылок на транспортную систему линии розлива с определенной ориентацией и, во-вторых, в связи с развивающейся механизацией ПРТС-работ с продукцией в стеклотаре.

Созданием оборудования для решения указанных задач занимались инженеры Англии, Франции, США.

Англичане создали устройство, предназначенное для транспортирования бутылок, подаваемых навалом, ориентации их горлышком кверху и подачи в таком положении на транспортер, направляющий их к автоматам линии<sup>1</sup>. Устройство имеет ряд параллельных наклонных ременных транспортеров. На ремнях через определенные промежутки (несколько больше длины бутылок) имеются поперечные ребра. Между соседними ремнями расположены вертикальные пластины, качающиеся в вертикальной плоскости с помощью эксцентрикового механизма.

В верхней части транспортеров над ремнями предусмотрен вращающийся горизонтальный вал с лопастями. Лопастями не задевают лежащие бутылки, но опрокидывают стоящие. Бутылки загружаются в нижнюю часть транспортеров навалом и выносятся ремнями наверх. Качающиеся пластины и лопасти располагают бутылки в горизонтальном положении вдоль ремней. При этом некоторые из них движутся горлышками вперед, а другие — горлышками назад.

С транспортеров бутылки попадают в вертикальные каналы, расположенные под отводящим транспортером. Перед подачей бутылок в каналы они проходят через ориентирующее устройство, которое поворачивает их горлышки вперед. Благодаря этому все бутылки выпадают в каналы с помощью качающегося крюка с двумя горизонтальными штырями. Расстояние между ними таково, что горлышко бутылки может пройти между ними, а доньшко не проходит. Бутылка, движущаяся горлышком вперед, проходит между штырями, отклоняет крюк и одновременно поворачивается. Затем она соскальзывает с ремня и выпадает доньшком вниз.

В нижней части вертикального канала предусмотрен стопор в виде качающегося коромысла с двумя шпильками, попеременно проходящими внутрь канала через отверстие в стенке. Расстояние между шпильками немного больше высоты бутылки. Совершая пе-

<sup>1</sup> Англ. пат. № 1347495.

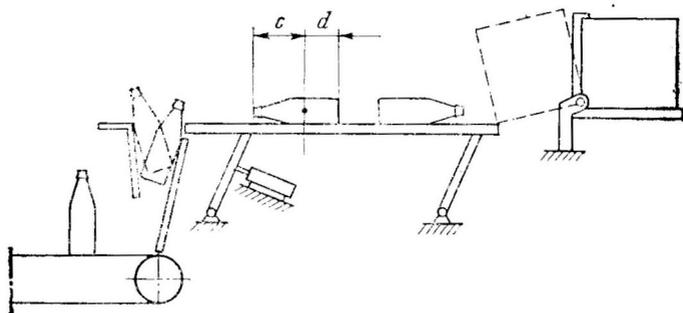


Рис. 126. Устройство для ориентирования бутылок в вертикальное положение

риодические качания, нижняя шпилька стопора освобождает самую нижнюю бутылку, которая выпадает доньшком вниз на ленту отводящего транспортера. В этот момент остальные бутылки удерживаются верхней шпилькой стопора.

В верхней части каждого канала имеется концевой выключатель, который останавливает ременной транспортер при переполнении канала бутылками.

Устройство<sup>1</sup>, предлагаемое французскими инженерами, предназначено для установки беспорядочно разбросанных бутылок в ряд. Бутылки разгружаются в зону между лентами наклонного транспортера и ограничительным щитом. Вращением кулачковых шайб приводятся поочередно в движение направляющие пластины, а бутылки падают вдоль этих пластин с одной и с другой стороны на ленточные транспортеры и далее движутся в положении лежа снизу вверх. Стоящие бутылки опрокидываются лопастями специального приспособления перед разгрузкой в вертикальном канале. Горлышки бутылок, поступающих по наклонным транспортерам, захватываются двумя пальцами шарнирного крюка, который поднимает их вверх и отпускает доньшком вниз в разгрузочный канал.

Бутылки, поступающие доньшком вперед, не могут быть захвачены пальцами шарнирного крюка, отталкиваются им и падают доньшком вниз в разгрузочный канал. В нижней части разгрузочного канала имеется стопорное устройство с нижним и верхним пальцами, которые поочередно и в заданные интервалы дают возможность самой нижней бутылке упасть на ленточный транспортер и задержать стоящую выше бутылку.

Устройство для ориентирования бутылок в вертикальное положение<sup>2</sup> включает в себя подающий вибротранспортер, укрепленный на раме с помощью упругих стальных пластин и приводимый в действие пневмоцилиндром (рис. 126). Беспорядочно ориентированные бутылки выгружаются из ящика на приемный стол пода-

<sup>1</sup> Фр. пат. № 2083158.

<sup>2</sup> Англ. пат. № 1233357.

ющего устройства (вибротранспортера), попадая в продольные ячейки, образованные рядом параллельных стержней стола. Расстояние между стержнями несколько меньше наибольшего диаметра бутылок. Приводной пневмоцилиндр обеспечивает инерционное перемещение бутылок по направляющей к спусковому желобу, ширина которого регулируется. Ширина желоба должна быть меньше расстояния  $d$  от центра тяжести до дна бутылки и больше расстояния  $s$ . При таком соотношении размеров бутылки, продвигающиеся дном вперед, опрокидываются в спускной желоб, как только их центр тяжести переместится за стенку желоба. В то же время бутылки, движущиеся горлом вперед, вначале опираются на пластину, а затем опрокидываются в желоб. Во избежание повреждения бутылки при ее падении на транспортер внутри желоба имеется ряд качающихся демпферов, затормаживающих падающую бутылку.

Особые требования предъявляются к точности ориентирования бутылок в устройствах для их укладки в транспортную тару. При этом можно выделить два основных направления: когда ориентация организовывается принудительным воздействием на бутылки и когда она осуществляется с элементами хаотической организации обкатыванием бутылок, уже занявших определенную позицию, и т. п.

В первом случае конструктивное оформление узла формирования является более сложным. Однако явным преимуществом здесь являются определенность кинематических параметров и протяженность во времени процесса, а также его надежность.

Во втором случае конструктивное упрощение сопровождается снижением надежности и отсутствием заранее оговоренной его продолжительности.

### **Общая характеристика процессов формирования слоя бутылок**

Различают рядное формирование слоя и формирование слоя с шахматным расположением бутылок. Рядное формирование слоя (пакета) чаще всего применяется в устройствах для укладки бутылок в ящики (бутылки в сформированном слое соответствуют расположению гнезд в ящиках). Использование тары-оборудования привело к необходимости формирования слоя с шахматным расположением бутылок.

Рядное формирование бутылок осуществляется с помощью столов-накопителей 1, снабженных продольными делителями потоков 3, воршотелами 2 (рис. 127). Подающим транспортером 6 бутылки доставляются к накопителю, где посредством направляющей 4 передаются на переходный мостик 5 и тяговые цепи. Такие устройства используются в современной технике и отличаются высокой надежностью.

Одна из традиционных схем узла формирования с шахматным расположением представлена на рис. 128. Бутылки от этикетировочного автомата на стол-накопитель подаются транспортером 2.

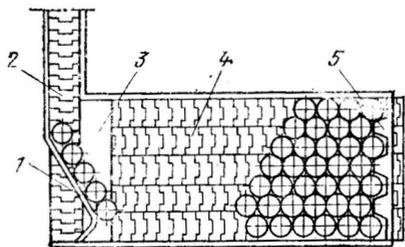


Рис. 127. Схема накопителя с рядным формированием бутылок

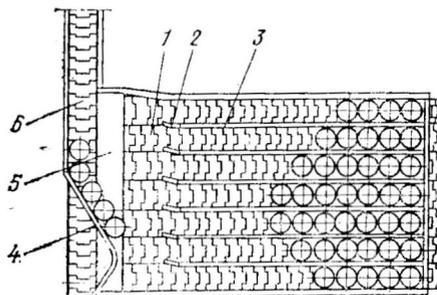


Рис. 128. Схема накопителя с шахматным формированием бутылок

С помощью направляющей 1 они доставляются на перегрузочный мостик 3 и тяговые цепи 4, после чего транспортируются до упорной планки 5, с помощью которой расставляются со смещением в соседних рядах на половину диаметра. Главными недостатками такого устройства являются возможные нарушения при формировании слоя, вызванные образованием местных заторов. Это приводит к несоответствию расположения бутылок и захватных элементов укладчика, а в отдельных случаях получается недоклад бутылок в слое, который не замечается оператором. К недостаткам следует также отнести низкую надежность формирования слоя после снятия пакета рабочим органом, когда перемещение начинают оставшиеся бутылки после очередного включения накопителя.

**Формирование слоя бутылок на накопителе с использованием поворотной рамки.** Для исключения образования заторов после снятия пакета бутылок и очередного включения накопителя КТИППом предложено устройство, снабженное поворотной регулируемой рамкой (рис. 129). В своем движении на грузонесущих элементах 2 бутылки доходят до рамки 9, установленной под углом  $\alpha$ , и начинают смещение вдоль направляющей. После образования первого ряда, примыкающего к направляющей, второй ряд формируется перекатыванием бутылок по первому и т. д. Вторая направляющая рамки может быть выполнена с накладками 8, смещающими ряды бутылок на половину их диаметра, и тогда осуществляется формирование слоя с шахматным раскладом. При отсутствии накладок осуществляется формирование слоя с рядным раскладом.

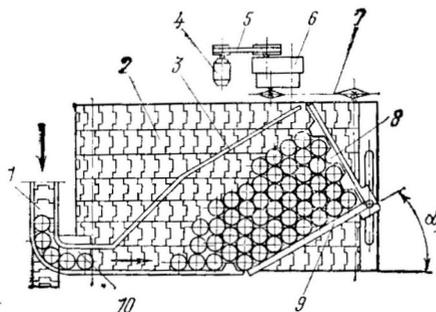


Рис. 129. Схема накопителя-формирователя слоя бутылок с поворотной рамкой

Ограждение 3 замыкает часть площади накопителя, на которой идет образование пакета. После

сьема пакета условия формирования нового слоя близки к начальным, что исключает образование заторов.

Определение влияния различных параметров на формирование слоя бутылок с шахматным раскладом осуществлялось экспериментально.

Предварительные наблюдения показали относительную сложность протекания процесса и позволили установить, что на скорость формирования оказывают влияние скорость движения грузонесущих элементов накопителя, угол установки рамки, значение коэффициента трения в паре, образованной бутылками и грузонесущим элементом, диаметр бутылки и ее масса, наличие (отсутствие) этикетки.

Проведенные исследования позволили выделить наиболее существенные факторы, влияющие на процесс формирования, и получить математические модели, описывающие законы формирования вертикального слоя бутылок.

Исследования проводились с бутылками типа Хб (образец № 1), типа VIII (образец № 2) и типа Ха (образец № 3), заполненными водой. Колебание параметров окружающей среды при проведении экспериментов не учитывалось. В качестве функции отклика определялось время формирования слоя бутылок на определенной площади. Исследования проводились на специально созданном стенде (см. рис. 129). В его состав входят стол-накопитель с грузонесущими элементами 2, привод которого осуществляется от электродвигателя 4 посредством ременной передачи 5, вариатора-редуктора 6 и цепной передачи 7. Для предотвращения падения бутылок загрузочный транспортер 1 и накопитель пристыкованы переходным мостиком 10. Замер времени формирования слоя осуществлялся с помощью системы, включающей в себя два контактных датчика и электрический секундомер.

Для выделения существенных факторов на «шумовом фоне» остальных был использован насыщенный экспериментальный план Плакетта — Бермана. По сравнению с обычными методами, например, регрессионного анализа, план Плакетта — Бермана позволяет выявить существенные факторы с помощью небольшого числа экспериментов и при небольших затратах вычислительного времени. Число экспериментов в этих планах кратно четырем ( $N=4k$ ), и с их помощью можно исследовать влияние  $(4k-1)$  факторов. Факторы варьируются на уровнях  $+1$  (+) и  $-1$  (-).

Исследовались следующие семь факторов, оказывающих влияние на процесс формирования:

- $x_1$  — скорость перемещения грузонесущих элементов накопителя;
- $x_2$  — угол между перпендикуляром к направлению движения грузонесущих элементов и направляющей формирующей рамки;
- $x_3$  — коэффициент трения между доньшком бутылки и грузонесущими элементами накопителя;
- $x_4$  — диаметр бутылки;

$x_5$  — масса бутылки;  
 $x_6$  — наличие этикетки;  
 $x_7$  — скорость грузонесущей плоскости подающего транспортера.

Для оценки дисперсии ошибки наблюдений введены четыре фиктивных фактора:  $x_8, x_9, x_{10}, x_{11}$ . Экспериментальный план Платкетта — Бермана с  $N=12$  опытами приведен в табл. 18.

Таблица 18

Номер опыта	Фактор											$\bar{y}_i$ (средняя наблюдений)
	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$x_5$	$x_6$	$x_7$	$x_8$	$x_9$	$x_{10}$	$x_{11}$	
1	+	+	-	+	+	+	-	-	-	+	-	46,0
2	+	-	+	+	+	-	-	-	+	-	+	63,0
3	-	+	+	+	-	-	-	+	-	+	+	61,5
4	+	+	+	-	-	-	+	-	+	+	-	37,0
5	+	+	-	-	-	+	-	+	+	-	+	55,5
6	+	-	-	-	+	-	+	+	-	+	+	49,0
7	-	-	-	+	-	+	+	-	+	+	+	66,0
8	-	-	+	-	+	+	-	+	+	+	-	103,5
9	-	+	-	+	+	-	-	+	+	+	-	61,0
10	+	-	+	+	-	+	+	+	-	-	-	33,0
11	-	+	+	-	+	+	+	-	-	-	+	71,5
12	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	110,0

Методикой проведения экспериментальных исследований предусматривались значения факторов, принятых для верхнего (+) и нижнего (-) уровней, и интервалы варьирования (табл. 19).

Таблица 19

Фактор	Единица измерения	Уровень фактора		$\bar{B}_i$	Значимость
		верхний (+)	нижний (-)		
$x_1$	мс <sup>-1</sup>	0,5	0,2	-31,8	Да
$x_2$	град	60	35	-15,5	»
$x_3$	—	0,26	0,15	-3,2	Нет
$x_4$	мм	77	62	-16,2	Да
$x_5$	Н	0,8	0,5	5,0	Нет
$x_6$	—	С этикеткой	Без этикетки	-1,2	»
$x_7$	мс <sup>-1</sup>	0,6	0,27	-20,5	Да
$x_8$	—	—	—	-5,2	—
$x_9$	—	—	—	2,35	—
$x_{10}$	—	—	—	-5,3	—
$x_{11}$	—	—	—	-4,2	—

Обработка результатов опытов состояла из следующих операций:

1. Расчет эффекта отдельных факторов. Оценка эффекта  $\widehat{B}_i$  равна разности между суммами значений функций отклика для фактора  $x_i$  на уровнях  $+1$  и  $-1$ , деленного на  $N/2$ :

$$\widehat{B}_i = \frac{\sum_{j=1}^N \widetilde{y}_j x_i^j}{N/2}.$$

Результаты расчета эффекта  $\widehat{B}_i$  содержатся в табл. 19.

2. Проверка значимости параметров. Для выявления существенных факторов использовался критерий Стьюдента  $t$  и проверялось условие

$$|\widehat{B}_i| \geq t_{кр} S_{t_i},$$

где  $t_{кр}=2,776$  — критическое значение  $t$ -распределения для уровня значимости  $\alpha$  и  $\varphi$  степеней свободы;  $S_{t_i}^2$  — оценка дисперсии коэффициента  $\widehat{B}_i$ .

Доверительная вероятность  $\gamma$  принимается равной 0,95 (или 95 %), а соответствующий уровень значимости  $\alpha=0,05$  (или 5 %).

Число степеней свободы определялось по формуле

$$\varphi = N - l - 1 = 12 - 7 - 1 = 4,$$

где  $l$  — число действительных факторов.

Оценка дисперсии коэффициента  $\widehat{B}_i$  находилась из выражения

$$S_{t_i}^2 = (\widehat{B}_8^2 + \widehat{B}_9^2 + \widehat{B}_{10}^2 + \widehat{B}_{11}^2)/(4k - l - 1),$$

где  $k=N/4=12/4=3$ .

Тогда

$$S_{t_i}^2 = (27,04 + 5,52 + 28,09 + 17,64)/(12 - 7 - 1) = 19,58$$

и

$$S_{t_i} = \sqrt{19,58} = 4,4.$$

Значимость параметров проверялась путем проверки неравенства

$$|\widehat{B}_i| \geq 2,776 \cdot 4,4 = 12,2.$$

В последней графе табл. 19 содержатся результаты проверки значимости. Существенными оказались факторы:  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_4$ ,  $x_7$ . В дальнейшем фактор  $x_7$  учитывать не будем, так как скорость подающего транспортера в производственных условиях является величиной постоянной и зависит от производительности линии розлива.

Выделенным фактором присваиваются новые номера  $x_1$  — скорость перемещения грузонесущих элементов накопителя,  $мс^{-1}$ ;

$x_2$  — угол установки формирующей рамки, рад;  $x_3$  — диаметр бутылки, мм.

План проведения эксперимента при трехфакторной классификации с пятиуровневыми факторами составлен с помощью так называемого латинского квадрата. Предполагается, что в математической модели отсутствуют эффекты взаимодействия факторов  $x_1$  и  $x_2$ , с одной стороны, и фактора  $x_3$  — с другой.

Экспериментальный план при  $p=5$  (число уровней) приведен в табл. 20. Принцип изменения третьего фактора  $k$  демонстрируется с помощью квадрата, помещенного справа от табл. 20.

Таблица 20

Уровни фактора $x_2$	Уровни фактора $x_1, j$				
	0,2	0,3	0,35	0,42	0,5
0,61	77,0*	61,0	50,3	56,7	42,1
0,7	63,0	65,0	51,2	44,8**	36,8
0,785	54,8	55,2	47,4	52,2	48,5
0,87	59,3	46,7	56,0	42,8	50,8
1,05	50,5	45,0	61,0	47,6	45,2***

62	72	77	72	77
72	62	72	77	77
77	72	77	62	72
72	77	72	77	62
77	77	62	72	72

\*  $\tilde{y}_{111}=77,0$  с.

\*\*  $\tilde{y}_{243}=44,8$  с.

\*\*\*  $\tilde{y}_{312}=45,2$  с.

Результаты опытов  $y_{ijk}$  (в с) как среднее двух параллельных  $ijk$  наблюдений представлены в табл. 20.

В результате обработки экспериментальных данных методом наименьших квадратов получена математическая модель по определению времени формирования слоя бутылок на  $1 \text{ м}^2$  площади накопителя

$$y = 155 - 14,5x_1 - 53,5x_2 - x_3.$$

Полученная модель прошла проверку на адекватность с использованием F-критерия, и произведена проверка значимости наименьшего коэффициента [19] (при факторе  $x_3$ ). Условие адекватности выполнено, а коэффициент при  $x_3$  значим.

## Динамика процессов перегрузки

Составной частью укладчиков бутылок являются устройства для формирования слоя бутылок (банок). Операция формирования предшествует захвату, переносу и укладке готовых изделий в тару-оборудование. Она часто сопровождается передачей бутылок с подвижной плоскости конвейера или стола-накопителя на неподвижную плоскость.

Рассмотрим подробнее процесс перегрузки. Он может сопровождаться пуском загрузочного транспортера (стола-накопителя) или же может осуществляться при непрерывно работающем транспортере. В последнем случае в соответствии с технологической паузой ряд (слой) бутылок удерживается на подвижной плоскости посредством различных упоров, отсекаателей и т. п. При этом подвижная плоскость (грузонесущий элемент транспортера) проскальзывает под бутылками, а в нужный момент времени срабатывает механизм удержания и ряд начинает движение, выполняя операцию перегрузки.

Так как процессы формирования слоя стеклотарной продукции требуют значительных затрат времени, то они, как правило, являются лимитирующими производительность укладчиков в целом. Это вызывает необходимость совершенствования конструктивных решений перегрузочных устройств и их исследования для поиска резервов. Важным при этом является точное определение кинематических параметров процесса перегрузки и времени их протекания.

Устройство содержит загрузочный транспортер, неподвижную плоскость, отсекаатель потока бутылок (банок) и упор.

Время отвода отсекаателя может быть выбрано таким, что от момента начала срабатывания первая бутылка контакта с ним не имеет. Пренебрегая силовым взаимодействием ряда бутылок с боковыми ограждениями, будем считать, что оно возникает только между рядом бутылок, подвижной и неподвижной плоскостями.

В этом исследовании примем начальные условия

$$t_0 = 0; \quad (x)_0 = 0; \quad \dot{(x)} = 0.$$

Так как ряд бутылок не может мгновенно приобрести скорость равную скорости грузонесущего элемента транспортера  $V_T$ , то на первом этапе его движение сопровождается наличием относительного скольжения. Окончанию этого этапа соответствует условия  $\dot{x} = V_T$ . Однако следует учитывать, что при некоторых условиях значение  $\dot{x} = V_T$  может быть и не достигнуто.

Принимая ряд бутылок в движении как одно целое, запишем уравнение его движения на I этапе

$$m_6 \ddot{x} l_p / d = f (l_p - x) m_6 g / d - f_1 m_6 g / d, \quad (6.55)$$

где  $m_6$  — масса бутылки (банки);  $l_p$  — длина ряда бутылки (банки);  $x$  — координата перемещения ряда;  $f$  — коэффициент трения в паре, образованной бутылками с грузонесущим элементом;  $f_1$  — коэффициент трения бутылок о неподвижную плоскость.

При этом с учетом жесткой характеристики асинхронного электродвигателя привода транспортера полагаем, что скорость движения его грузонесущего элемента  $V_T = \text{const}$ .

Преобразовав уравнение (6.55) к виду, удобному для интегрирования, получим

$$\ddot{x} + g (f + f_1) x / l_p = f g. \quad (6.56)$$

Общее решение дифференциального уравнения (6.56)

$$x = A \sin \sqrt{g (f + f_1) / l_p} t + B \cos \sqrt{g (f + f_1) / l_p} t + f l_p / (f + f_1). \quad (6.57)$$

Найдем константы интегрирования  $A$  и  $B$ , выполняя подстановку начальных условий

$$B = -fl_p/(f + f_1).$$

Для определения  $A$  продифференцируем выражение (6.57). Тогда

$$\dot{x} = A \sqrt{g(f + f_1)/l_p} \cos \sqrt{g(f + f_1)/l_p} t - B \times \\ \times \sqrt{g(f + f_1)/l_p} \sin \sqrt{g(f + f_1)/l_p} t. \quad (6.58)$$

При  $t_0=0$ ,  $(x)_0=0$  и  $A=0$ .

Частное решение уравнения (6.56) приводится к виду

$$x = [-fl_p/(f + f_1)] \cos \sqrt{g(f + f_1)/l_p} t + fl_p/(f + f_1). \quad (6.59)$$

Окончание I этапа, как отмечалось ранее, наступит при условии  $\dot{x} = V_T$ . Продифференцировав уравнение (6.59), найдем

$$\dot{x} = \sqrt{gf^2 l_p/(f + f_1)} \sin \sqrt{g(f + f_1)/l_p} t_{I\text{эт}}. \quad (6.60)$$

Отсюда

$$t_{I\text{эт}} = [\arcsin V_T \sqrt{(f + f_1)/(gf^2 l_p)}] / \sqrt{g(f + f_1)/l_p}. \quad (6.61)$$

По окончании I этапа скорость движения ряда бутылок будет оставаться постоянной и равной  $V_T$  при условии, что  $l_p \geq 2a$ , где  $a$  — длина загружаемой неподвижной плоскости, если  $f=f_1$ . Если  $f \neq f_1$ , то на II этапе  $\dot{x} = V_T$  при условии

$$\text{или} \quad \left. \begin{aligned} f(l_p - a)/d &\geq af/d, \\ f(l_p - a) &\geq af_1; \\ fl_p - fa &\geq af_1; \\ fl_p &\geq a(f + f_1); \\ a &< fl_p/(f + f_1). \end{aligned} \right\} \quad (6.62)$$

Если условие (6.62) не выполняется, то наступает III этап движения, описываемый уравнением (6.56) при начальных условиях  $t_0=0$ ;  $x_0=(x)_{II\text{эт}}$ ;  $(\dot{x})_0 = V_T$ . При этом

$$(x)_{II\text{эт}} = fl_p/(f + f_1).$$

Подставляя начальные условия, находим

$$B = 0 \quad \text{и} \quad A = V_T \sqrt{l_p/g(f + f_1)}.$$

Тогда

$$x = V_T \sqrt{l_p/g(f + f_1)} \sin \sqrt{g(f + f_1)/l_p} t + fl_p/(f + f_1) \quad (6.63)$$

Скорость движения ряда найдем дифференцированием уравнения (6.63)

$$\dot{x} = V_T \cos \sqrt{g(f + f_1)/l_p} t. \quad (6.64)$$

Окончанию III этапа может соответствовать условие  $x=a$  или  $\dot{x}=0$ . В первом случае время окончания III этапа можно найти подстановкой  $x=a$  в уравнение (6.63) и во втором — подстановкой в уравнение (6.64)  $\dot{x}=0$ .

Тогда для первого случая

$$t_{III\text{эт}} = \arcsin \left[ \frac{a - fl_p/(f + f_1)}{V_T \sqrt{l_p/g(f + f_1)}} \right] / \sqrt{g(f + f_1)/l_p} \quad (6.65)$$

и для второго случая

$$t = \pi \sqrt{l_p/[g(f + f_1)]} / 2. \quad (6.66)$$

Общая величина перемещения ряда бутылок за три этапа определяется суммой перемещений на каждом из них, равно как и время перегрузки.

Если время прохождения трех этапов превышает установленное циклом работы укладчика, то можно рекомендовать выбор длины ряда бутылок  $l_p$  осуществлять таким образом, чтобы III этап исключался из процесса. При недостаточности этого решения следует повысить скорость грузонесущего элемента транспортера. Однако при этом возрастает скорость входа в контакт ряда бутылок с упором и вероятность боя в результате ударного взаимодействия возрастает.

Для уменьшения ударного взаимодействия ряда бутылок с упором последний может быть выполнен подпружиненным. Рассмотрим особенности этого процесса перегрузки.

Уравнение движения ряда бутылок при этом имеет вид

$$m_6 l_p \ddot{x}/d = f m_6 g (l_p - x)/d - x f_1 m_6 g/d - (x - a_0) c. \quad (6.67)$$

где  $a_0$  — расстояние, определяющее место установки подпружиненного упора;  $c$  — жесткость пружины упора.

Преобразуем уравнение (6.67)

$$\ddot{x} + [g(f + f_1) + cd/m_6] x/l_p = fg + cda_0/(m_6 l_p). \quad (6.68)$$

Начальные условия этапа:  $t_0 = 0$ ;  $(x)_0 = a_0$ ;  $(\dot{x})_0 = V_T$ ,

где  $V_T$  — скорость ряда бутылок на момент входа в контакт с упором.

Общее решение уравнения (6.68) имеет вид

$$x = A \sin \sqrt{[g(f + f_1) + cd/m_6]/l_p} t + B \cos \sqrt{[g(f + f_1) + cd/m_6]/l_p} \times \\ \times t + fg + cda_0/(m_6 l_p) l_p / [g(f + f_1) + cd/m_6]$$

Обозначим  $[g(f + f_1) + cd/m_6]/l_p = k$ . Тогда

$$x = A \sin \sqrt{k} t + B \cos \sqrt{k} t + fg/k + cda_0/(km_6 l_p). \quad (6.69)$$

Найдем константы интегрирования. При  $t_0 = 0$

$$a_0 = B + fg/k + cda_0/(km_6 l_p)$$

и

$$B = a_0 - fg/k - cda_0/(km_6 l_p). \quad (6.70)$$

Продифференцируем уравнение (6.69). Тогда

$$\dot{x} = A \sqrt{k} \cos \sqrt{k} t - B \sqrt{k} \sin \sqrt{k} t.$$

При  $t_0 = 0$ ;  $(\dot{x})_0 = V$ ;

$$V = A \sqrt{k} \quad \text{и} \quad A = V/\sqrt{k}. \quad (6.71)$$

Пронзведем подстановку констант интегрирования и получим

$$x = (V/\sqrt{k}) \sin \sqrt{k} t + [a_0 - fg/k - cda_0/(k \cdot m_6 l_p)] \cos \sqrt{k} t + \\ + fg/k + cda_0/(km_6 l_p). \quad (6.72)$$

Скорость движения ряда бутылок найдем дифференцированием уравнения (6.72)

$$\dot{x} = V \cos \sqrt{k} t + [fg/k + cda_0/(km_6 l_p) - a_0] \sqrt{k} \sin \sqrt{k} t. \quad (6.73)$$

Время остановки ряда найдем, приравняв  $\dot{x} = 0$

$$t = \{\arctg [V/(a_0 - fg/k - cda_0/(k \cdot m_6 l_p))] \sqrt{k}\} / \sqrt{k}. \quad (6.74)$$

Полученные зависимости позволяют определять кинематические параметры и время протекания процесса перегрузки.

## Список использованной литературы

1. Артоболевский И. И., Кобринский А. Е. Современное состояние динамики машин. Динамика машин. — М.: Машгиз, 1963, с. 7—10.
2. Балашов В. Е., Верховский А. С., Мозговой В. С. Механизация погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ в пиво-безалкогольной промышленности. — М.: Пищевая промышленность, 1978. — 142 с.
3. Белецкий В. Я., Благодарский В. А. машины-автоматы и автоматические линии пищевой промышленности. — Киев: Техника, 1967, — 176 с.
4. Бендерский С. Н., Бурман В. Р. и др. Транспортирующие и перегрузочные машины. — М.: Машиностроение, 1968. — 503 с.
5. Вейц В. Л., Кочура А. Е., Мартыненко А. М. Динамические расчеты приводов машин. — Л.: Машиностроение, 1971. — 350 с.
6. Глущенко И. П. Основы проектирования цепных передач с втулочно-роликовыми цепями. — Львов: Изд-во Львовского университета, 1964. — 220 с.
7. Давыдов В. Л., Скородумцев Б. А. Статика и динамика машин. — М.: Машиностроение, 1976. — 426 с.
8. Зуев Ф. Г., Левачев Н. А., Марьяш М. Е. Комплексная механизация ПРТС-работ в пищевой промышленности. — Механизация и автоматизация производства, 1983, № 10, с. 10—11.
9. Казаков В. Д. Стеклоянная тара в пищевой промышленности. — М.: Пищевая промышленность, 1979. — 176 с.
10. Тензометрические исследования сил, действующих на бутылки в потоке на линиях розлива пива/[М. У. Кацнельсон, М. А. Павловской, Б. А. Селиверстов и др.]. — Труды Всесоюзного конструкторского института продовольственного машиностроения, 1972, вып. 31, с. 3—11.
11. Комаров М. С. Динамика механизмов и машин. — М.: Машиностроение, 1969. — 294 с.
12. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин. — М. Наука, 1979, — 574 с.
13. Левачев Н. А. Комплексная механизация ПРТС-работ в пищевой промышленности. — М.: Пищевая промышленность, 1975. — 294 с.
14. Соколов М. М., Масандилов Л. Б., Шинянский А. В. Исследование электромагнитных переходных процессов в асинхронных двигателях. — Электричество, 1965, № 12, с. 40—45.
15. Соловьев И. И. Исследование работы лепестково-сбросного устройства автомата укладки бутылок в ящики. — Канд. дис., Киев, 1969. — 150 с.
16. Спиваковский А. О., Дьячков В. К. Транспортирующие машины. — М.: Машиностроение, 1983. — 487 с.
17. Столярчук В. Ф., Рачинец Н. Ф., Гладько Б. М. Исследование движения и динамики машин, оборудованных электроприводом. — Львов: Изд-во Львовского университета, 1972. — 170 с.
18. Фельдман А. Оборудование пивоваренной и безалкогольной промышленности, выпускаемое в ЧССР и ПНР (обзор). — М.: Пищевая промышленность, 1966, — 43 с.
19. Хартман К. и др. Планирование эксперимента в исследованиях технологических процессов. — М.: Мир, 1977, с. 66.
20. Чиликин М. Г., Ключев В. И., Сандлер Л. С. Теория автоматизированного привода. — М.: Энергия, 1979. — 611 с.
21. Шкоп Я. Ф., Маковецкий В. П. Комплексная механизация и автоматизация процессов розлива газированных напитков. — М.: ЦИНТИПищепром, 1960, — 44 с.

## Оглавление

Предисловие . . . . .	3
<b>Глава 1. Тара, грузопотоки стеклотары и продукции, фасованной в стеклотару</b> . . . . .	6
Стеклопосуда . . . . .	6
Ящики для транспортирования стеклопосуды . . . . .	10
Контейнеры для транспортирования стеклопосуды . . . . .	11
Пакетные перевозки . . . . .	17
Характеристика грузопотоков на участках стеклозаводы — предприятия, предприятия — торговая сеть, торговая сеть — предприятия . . . . .	19
Пакетный и контейнерный способы перевозки стеклотары и продукции, фасованной в стеклотару . . . . .	20
<b>Глава 2. Конвейерные системы</b> . . . . .	37
Общие сведения и расчет конвейерных систем . . . . .	37
Транспортеры для перемещения бутылок . . . . .	48
Расчет транспортеров для перемещения бутылок . . . . .	56
<b>Глава 3. Динамика транспортеров</b> . . . . .	65
Определение усилий в тяговых цепях транспортеров в режиме перемещения бутылок . . . . .	65
Определение усилий в тяговых цепях транспортеров в периоды переходных процессов . . . . .	68
Ударное нагружение пуска тягового органа транспортера при наличии в приводе предохранительной фрикционной муфты . . . . .	75
Определение динамических нагрузок тягового органа при его стопорении . . . . .	79
Ударное нагружение тягового органа транспортера при его стопорении, когда привод снабжен предохранительной фрикционной муфтой . . . . .	86
Динамика пуска транспортера, когда зазоры в приводе и тяговой цепи выбраны, а тяговый орган не нагружен . . . . .	89
Динамика пуска транспортера, когда зазоры в приводе цепи выбраны, а тяговый орган нагружен до величины сопротивления перемещению при установившемся движении . . . . .	91
<b>Глава 4. Оборудование для извлечения и укладывания продукции в стеклотаре в ящики и методы его расчета</b> . . . . .	94
Автоматы для извлечения и укладывания продукции в стеклотаре в ящики . . . . .	94
Синтез циклограмм укладывающих и извлекающих машин . . . . .	104
Динамика приводов рабочих органов автоматов . . . . .	105
<b>Глава 5. Автоматы для извлечения и укладывания продукции в стеклотаре в контейнеры</b> . . . . .	112
Автоматы для вертикального укладывания (извлечения) бутылок в контейнеры (из контейнеров) . . . . .	112
Определение кинематических и динамических параметров рабочих органов машин для укладывания бутылок . . . . .	116
Машины для горизонтального укладывания бутылок . . . . .	128
Расчет узлов формирования слоя . . . . .	132
Примеры расчетов . . . . .	144
<b>Глава 6. Перегрузочные и ориентирующие устройства в линиях розлива</b> . . . . .	149
Перегрузочные устройства . . . . .	149
Устойчивость бутылок на транспортерах и накопителях . . . . .	158
Ориентирующие устройства . . . . .	163
Общая характеристика процессов формирования слоя бутылок . . . . .	165
Динамика процессов перегрузки . . . . .	171
Список использованной литературы . . . . .	174

АНАТОЛИЙ ИВАНОВИЧ СОКОЛЕНКО  
МИХАИЛ ИВАНОВИЧ ЮХНО  
АЛЕКСАНДР ИВАНОВИЧ КОВАЛЕВ  
ГЕННАДИЙ РОМАНОВИЧ ВАЛИУЛИН  
НИКОЛАЙ ИВАНОВИЧ СЕДОЙ

**ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНЫЕ И ТРАНСПОРТНЫЕ  
ОПЕРАЦИИ НА ЛИНИЯХ РОЗЛИВА ПИЩЕВЫХ  
ПРОДУКТОВ**

Заведующая редакцией В. К. Фукс  
Редактор М. В. Коломейцева  
Художник Д. А. Шпаков  
Художественный редактор В. А. Чуракова  
Технический редактор Г. Г. Хацкевич  
Корректоры Э. О. Володкевич, А. В. Немировская

**ИБ № 4511**

Сдано в набор 14.10.85. Подписано в печать 28.03.86. Т-02442. Формат 60×90<sup>1/16</sup>. Бумага типографская № 2. Литературная гарнитура. Высокая печать. Усл. печ. л. 11. Усл. кр.-отг. 11,38. Уч.-изд. л. 12,42. Изд. № 826. Тираж 3500 экз. Заказ 763. Цена 65 коп.

Ордена Трудового Красного Знамени ВО «Агропромиздат»,  
107807, ГСП, Москва, Б-53, ул. Садовая-Спаская, 18.

Московская типография № 6 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.  
109088, Москва, Ж-88, Южнопортовая ул., 24.

