

Автор ер.

проф. В.Ф. Гайковскому

Г 14.

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
имени М. В. ЛОМОНОСОВА

НА ПРАВАХ РУКОПИСИ

ГАЛЬПЕРИН ГРИГОРИЙ ДАВИДОВИЧ
кандидат технических наук, доцент

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ
ИССЛЕДОВАНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ СХЕМ
ИЗМЕЛЬЧАЮЩЕГО И УПАКОВОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ
ЗЕРНОПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

Специальность 05.02.14 „Машины и агрегаты
пищевой промышленности“

Диссертация написана на русском языке

АВТОРЕФЕРАТ
ДИССЕРТАЦИИ НА СОИСКАНИЕ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ
ДОКТОРА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

ОДЕССА — 1974

Автореферат
Г 17

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

Одесский технологический институт пищевой
промышленности имени М. В. Ломоносова

*Глубокому уважению
ректору
орешко
Галперин
16.04.74*

На правах рукописи

ГАЛЬПЕРИН ГРИГОРИЙ ДАВИДОВИЧ

Кандидат технических наук
доцент

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ СХЕМ ИЗМЕЛЬЧАЮЩЕГО И УПАКОВОЧНОГО
ОБОРУДОВАНИЯ ЗЕРНОПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Специальность 05.02.14 "Машины и агрегаты пищевой
промышленности"

Диссертация написана на русском языке

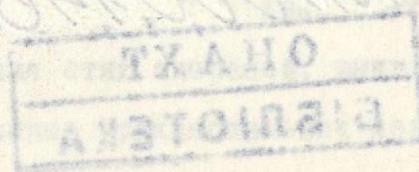
ОНАХТ 05.07.11
05.07.11
Теоретическое и эксп



v017988

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание
ученой степени доктора
технических наук

Одесса-1974



Работа выполнена на кафедре "Технологическое оборудование зерноперерабатывающих предприятий" Одесского технологического института пищевой промышленности имени М. В. Ломоносова.

Официальные оппоненты:

Доктор технических наук профессор В. В. ГОРТИНСКИЙ
Доктор технических наук профессор Г. А. МАРШАЛКИН
Доктор технических наук профессор П. Н. ПЛАТОНОВ

Ведущее предприятие - Всесоюзный научно-исследовательский и экспериментально-конструкторский институт продовольственного машиностроения.

Автореферат разослан "12" апреля 1974 года.

Защита состоится в 10 часов "17" мая 1974 года на заседании Ученого Совета Одесского технологического института пищевой промышленности имени М. В. Ломоносова.

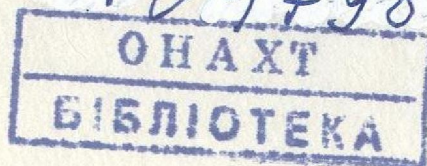
Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенный печатью, просим выслать по адресу: 270039, г. Одесса, ул. Свердлова, 112; Технологический институт пищевой промышленности имени М. В. Ломоносова.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института (г. Одесса, ул. Свердлова, 112).

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ ИНСТИТУТА

к. т. н.

Лиза (Л. А. ЗАПОРОВЕЦ)



ВВЕДЕНИЕ

Большие задачи предстоит решить коллективам зерноперерабатывающих предприятий в девятом пятилетии. В частности, выработка муки высоких сортов должна возрасти на 35 %, а выпуск муки в мелкой упаковке - до 55 % от общего ее количества, поступающего в розничную торговлю.

В пиво-безалкогольной промышленности сильно возрастет количество подлежащего дроблению солода. Будет построено 100 новых пивоваренных заводов, более 40 заводов и цехов по производству солода. К тому же осуществляется переход к операции "мокрого" дробления, параметры протекания которой еще не изысканы.

В директивах XXIV съезда КПСС по девятому пятилетнему плану указано на необходимость увеличения выпуска фасованных товаров. Актуальность этой проблемы видна, например, из того, что за первые три года девятой пятилетки только в продовольственных магазинах самообслуживания г.Москвы было подвергнуто фасовке 167000 тонн продуктов. Этим были заняты 1480 продавцов с годовым фондом заработной платы, превышающим миллион рублей.

Решение этих задач требует повышения технического уровня производства на основе развития и внедрения новой техники, в частности в размольных и упаковочных цехах мукомольных мельниц и на пивоваренных заводах. Если сепарирующему оборудованию в последние годы уделяется большое внимание и создаются прогрессивные конструкции (шкафные рассевы, ситовейки), то измельчающее и упаковочное оборудование еще требует значительных усовершенствований. Таким усовершенствованиям должны предшествовать исследования технологических операций, выполняемых этим оборудованием, изыскания способов интенсификации и агрегатирования этих операций, выявление характера и величины силового нагружения функциональных механизмов.

Синтез функциональных схем технологического оборудования выполняется на базе теории производительности, которая в равной степени относится к обоим видам оборудования. Поэтому дальнейшие ее разработки выделены в раздел общих вопросов расчета и конструирования. В этот же раздел включены и общие вопросы циркуляции мощности, имеющей место в ряде параллельных передач и технологических машин зерноперерабатывающих предприятий. Наряду с общими вопросами расчета и конструирования настоящая экспериментально-теоретическая работа посвящена исследованию исходных параметров для проектирования, созданию и испытанию опытных образцов измельчающего и упаковочного оборудования зерноперерабатывающих предприятий.

Успешному выполнению работы всесторонне содействовали: коллектив кафедры "Технологическое оборудование зерноперерабатывающих предприятий" ОТИП имени М.В. Ломоносова, а также сотрудники заводов Продмаш (Воронежского, Горьковского, Могилев-Подольского), Воронежского ЭКБ РУО, горьковских ММС и отделения ВНИЭКИ-Продмаш, а также Каунасской НИЛ УА.

РАЗДЕЛ I. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

I. К теории производительности, классификации и агрегатированию технологического оборудования

В связи с техническим прогрессом в машиностроении меотраслевая классификация и теория производительности оборудования штучной продукции нуждаются в существенных уточнениях, а нештучной - в разработке. Ниже сделана попытка внести эти уточнения и наметить меотраслевую классификацию и направление развития

теории производительности технологического оборудования нештучной продукции.

Применительно к машинам штучной продукции принято различать производительность теоретическую, или цикловую Π_T , когда машина непрерывно выдает продукцию, и действительную Π_D , вычисляемую с учетом затрат времени на выполнение внецикловых операций. Для машин нештучной продукции имеются предложения вычислять производительность с учетом их технологической эффективности, что неприемлемо. Поэтому под Π_T рабочих машин или отдельных позиций следует понимать их пропускную способность $\Pi_{пр}$ при заданном качестве выполнения технологического процесса, операции или перехода.

В области теории производительности рабочих машин и поточных линий штучной продукции известны работы С.И. Артоболевского, И.И. Артоболевского, А.П. Владзиевского, Д.Я. Ильинского, И.И. Капустина, Л.И. Кошкина, И.А. Клусова, О.Г. Лунина, Б.М. Мордовина, А.В. Петрокаса, Г.А. Шаумяна и др., которые зачастую связаны с одной из предлагающихся классификаций.

Из известных классификаций рабочих машин штучной продукции наиболее рациональна классификация С.И. Артоболевского (1952), позволяющая избрать функциональную схему машины в соответствии с заданием на проектирование. Теоретическая производительность однопоточной машины по этой классификации является функцией периода ее рабочего цикла T_p , который определяется временем $t_{рmax}$ наиболее длительной (лимитирующей) операции.

Время $t_{рmax}$ может быть уменьшено путем выполнения лимитирующей операции: обособлено в отдельной позиции; в течение интервалов

останова $t_{ост}$ и перемещения $t_{пер}$ из одной позиции в другую; в нескольких последовательно расположенных позициях, если такое выполнение технически возможно; новым, более целесообразным техническим приемом; разветвлением потока обрабатываемых объектов по параллельным позициям; функциональным механизмом, характерным для функциональных схем более высокого класса.

Стремление к уменьшению влияния лимитирующих операций на производительность привело к созданию машин с комбинированными функциональными схемами, не охватываемыми упомянутой классификацией. Так, в машинах II класса лимитирующие операции могут выполняться по схемам III класса; выражения, определяющие периоды их рабочего T_p и технологического T_T циклов, приведены в табл. I, где приняты обозначения: $T_{осн}$ и t_p - время, затрачиваемое на выполнение основной операции в машинах группы ПБ и операции в роторной машине ШБ; U_p, h_p, ω_p

Таблица I

Функциональные схемы оборудования II класса с лимитирующей операцией, выполняемой по схемам III класса

Оборудование IV класса	
Объект обработки перемещается прерывисто и непрерывно	
<p style="text-align: center;">Группа IVA</p> $T_p = t_{ост} + t_{пер} = \frac{2\pi}{U_p \omega_p} + \frac{h}{v} = \frac{h_p}{v_p} \geq t_{pmax}$ $T_T = (q_{II} + U_p - U_0) T_p = (q_{II} + q_{III}) T_p$	<p style="text-align: center;">Группа IVB</p> $T_p = t_{осн} + t_{пер} = \frac{2\pi}{U_p \omega_p} + \frac{t_p}{U_p - U_0} = \frac{h}{v} = \frac{h_p}{v_p}$ $T_T = q_{II} T_p + t_p = (q_{II} + q_{III}) T_p$
<p style="text-align: center;">Группа IVC</p> <p style="text-align: center;">ПБ + ША</p> $T_p = T_{осн} = \frac{2\pi}{U_p \omega_p} = \frac{h}{v} = \frac{h_p}{v_p} \geq t_{pmax}$ $T_T = q_{II} T_{осн} + T_p (U_p - U_0) = (q_{II} + q_{III}) T_p$	<p style="text-align: center;">Группа IVG</p> <p style="text-align: center;">ПБ + ШБ</p> $T_p = T_{осн} = \frac{2\pi}{U_p \omega_p} = \frac{t}{U_p - U_0} = \frac{h_p}{v_p}$ $T_T = q_{II} T_{осн} + t_p = (q_{II} + q_{III}) T_p$

и U_p - число гнезд, шаг, угловая и окружная скорости ротора; U_0 - число гнезд, где не выполняются операции обработки; q , q_{II} и q_{III} - число последовательно расположенных позиций, то же в функциональных схемах II-го и III-го классов; h и V - шаг и скорость обрабатываемых объектов в функциональных схемах оборудования III класса линейной компоновки.

Упомянутая классификация С. И. Артоболовского и теория производительности нуждаются и в других уточнениях. Так, для машин группы ПБ $T_p = T_{осн} = t_{росн} + t_{хпер}$, где $t_{росн}$ и $t_{хпер}$ - периоды рабочего и холостого перемещения рабочего органа. Однако в ряде функциональных схем машин группы ПБ рабочий орган не имеет холостого перемещения (например, шнековые дозаторы) и период кинематического цикла состоит из времени выстоя $t_{ост}$ и времени рабочего перемещения $t_{пер}$. Тогда, аналогично периоду T_p машин группы ПА, $T_p = t_{ост} + t_{пер}$ (I).

По упомянутой классификации III класс машин отличается непрерывностью перемещения объектов в процессе обработки и разделен на группы А и Б. Машин группы IIIА реализуют несколько операций с периодом $T_p \geq t_{pmax}$ (2). Рабочие органы этих машин не перемещаются совместно с обрабатываемыми объектами. Машин группы IIIБ выполняют только одну операцию с периодом $T_p = t_{pmax} (U_p - U_0)^{-1}$ (3). Рабочие органы машин этой группы перемещаются вместе с обрабатываемыми объектами. Такие машины получили название роторных. Поскольку на роторных машинах выполняется одна операция, то уместно в выражении (3) заменить t_{pmax} временем t_p выполнения этой операции.

Следует заметить, что в современных роторных машинах период T_p (2) в группе IIIА не всегда больше или равен времени t_{pmax} . Например, в дозирующем роторе для сыпучих материалов с гравитационным заполнением и разгрузкой мерных емкостей (рис. I, а) наиболее длительной является обработочная операция заполнения мерных емкостей совокупно со вспомогательными операциями ввода мерной

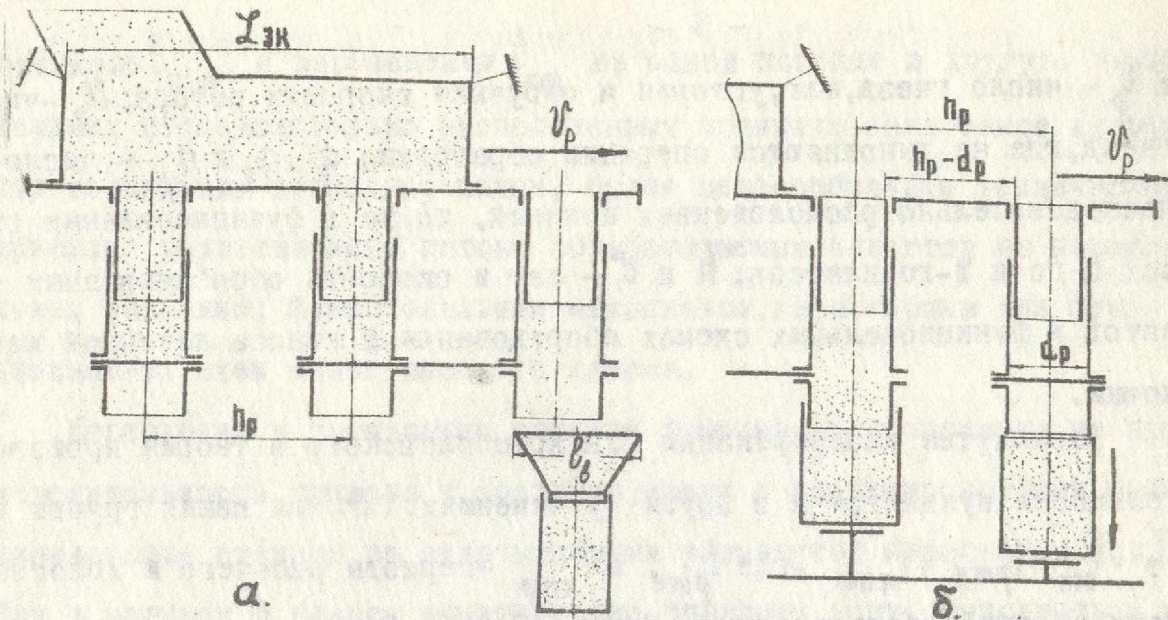


Рис. I

емкости под загрузочную камеру и вывода ее из-под этой камеры. За время t_{pmax} емкости проходят путь не меньший, чем $l_{zk} + 2d_p$. Однако эти операции не лимитируют производительность. С другой стороны, во избежание накладывания последовательно выводимых из дозатора порций необходимо ограничить длину воронки таким образом, чтобы $l_b \leq h_p - d_p$. При этом производительность будет лимитироваться временем выполнения операции опорожнения мерной емкости $t_p = \frac{l_b \cdot V_p^{-1}}{\delta} \leq t_{pmax}$ в противовес условию (2).

Если рассмотренный дозирующий ротор дооборудовать целным ротором с носителями пакетов, как это представлено на рис. I, б, то лимитирующей станет операция наибольшей длительности (t_{pmax}), но тогда период T_p следует вычислять уже не по выражению (2), а по (3).

Обе функциональные схемы на рис. I имеют как неподвижные рабочие органы (загрузочная камера, разгрузочная воронка), так и подвижные, движущиеся совместно с дозами (мерные емкости, шиберы мерных емкостей). Поэтому классификационными признаками групп А и Б III-го класса должны быть не совместность либо несовместность перемещений рабочих органов и обрабатываемых объектов и не количество реализуе-

мых операций, а соотношение длительностей периодов рабочего цикла и выполнения лимитирующей (но не всегда самой длительной) операции, т.е. для машин группы ША $\frac{T_p}{t_p} \geq 1$ (4), а группы ШБ $\frac{T_p}{t_p} \ll 1$ (5).

Утверждения о независимости T_p от t_p в роторных машинах следует относить не к готовой машине, а к процессу ее проектирования, когда возможен самостоятельный выбор технологической и транспортной скоростей.

Общий коэффициент использования машины или линии не может быть вычислен как произведение частных коэффициентов использования, а должен вычисляться как отношение T_p к приведенному периоду рабочего цикла T_{p1} , суммирующему затраты времени на выпуск одного объекта. Частные же коэффициенты использования следует вычислять в зависимости от внецикловых потерь только определенного вида.

В целом же теория производительности рабочих машин и поточных линий штучной продукции достаточно полно разработана, в то время как для нештучной продукции имеются лишь отдельные рекомендации.

Оборудование нештучной продукции следует характеризовать всеми пятью периодами циклов: кинематическим T_k , технологическим T_t , энергетическим T_g , информационным T_u и рабочим (ритмом) T_p . Под ритмом или периодом рабочего цикла T_p оборудования нештучной продукции, рабочие органы которого непрерывно выполняют заданные технологические операции, следует понимать период времени, в течение которого однопоточная ($W=1$) машина или линия выпускает единицу продукции. В связи с введением понятия T_p целесообразно представить общую классификацию машин нештучной продукции, классификационные группы которой связаны одинаковой структурой периода T_p и удельной производительности Q_B , как это представлено в табл. 2.

Общая классификация оборудования нештучной продукции

Показатели и параметры	Условные обозначения	Классы			
		I	II	III	IV
		Единицы измерения			
Период рабочего цикла	$T_p = \frac{1}{Q_v \cdot B}$ (6)	$\frac{с}{м(кг, л)}$	$\frac{с}{м^2}$	$\frac{с}{м^3}$	$\frac{с}{кг}$
Удельная производительность	Q_v	$\frac{м(кг, л)}{об}$	$\frac{м^2}{с.м}$	$\frac{м^3}{с.м}$	$\frac{кг}{о.м(м^2)}$
Параметр рабочего органа	B	Скорость вращения $\frac{об}{с}$	Размер приемного фронта (площадь)		$м(м^2)$
Теоретическая производительность	$\Pi_T = \frac{W}{T_p}$ (7)	$\frac{м(кг, л)}{с}$	$\frac{м^2}{с}$	$\frac{м^3}{с}$	$\frac{кг}{с}$

В общем случае последовательно-параллельного агрегатирования с условно одинаковыми потерями на каждой позиции, т.е. при $\sum_{i=1}^q \sum_{j=1}^w t_{nij} = qwt_n$, а также в случаях параллельного и последовательного агрегатирования, действительная производительность машины-агрегата соответственно равна

$$\Pi_{dqw} = qw\Pi_u (1 + q^2 w \Pi_u t_n)^{-1}, \quad (8)$$

$$\Pi_{dw} = w\Pi_u (1 + w \Pi_u t_n)^{-1}, \quad (9)$$

$$\Pi_{dq} = q\Pi_u (1 + q^2 \Pi_u t_n)^{-1}, \quad (10)$$

где t_n - среднее время потерь производительности в одном потоке ($w = 1$) на одной позиции ($q = 1$), отнесенное к одному периоду рабочего цикла; Π_u - исходная производительность процесса до его дифференциации на операции.

Из анализа уравнений (8), (9) и (10) следует, что агрегатирование увеличивает производительность и тем интенсивнее, чем меньше t_n , однако при последовательном агрегатировании такое увеличение

имеет место лишь в определенном интервале q . С увеличением q функция $\Pi_{dq} = f(q)$ возрастает, претерпевая максимум при оптимальном числе позиций q_{opt} .

Расчетная и принятая производительности рабочих органов машины-агрегата могут не совпадать, поскольку параметр B рабочих органов вспомогательных операций зачастую принимается исходя не из Q_8 , а из требований, предъявляемых последующей обработочной операцией. В этой связи будут иметь место потери производительности отдельных рабочих органов из-за их недогрузки; такие потери могут возникнуть и при разветвлении потока обрабатываемого материала по параллельным позициям на лимитирующих операциях, поскольку количество позиций является целым числом. Эти потери могут оцениваться коэффициентом

$$\eta_{рк} = q w \left(\frac{B_{iI}}{B_{piI}} + \dots + \frac{B_{qI}}{B_{pqI}} + \frac{B_{iII}}{B_{piII}} + \dots + \frac{B_{qII}}{B_{pqII}} + \dots + \frac{B_{iW}}{B_{piW}} + \dots + \frac{B_{qW}}{B_{pqW}} \right)^{-1}, \quad (II)$$

где индексы $i = I, 2, \dots, q$ и $j = I, II, \dots, W$ - номера позиций в потоке и потоков в агрегате; B_{pij} - расчетный параметр рабочего органа.

Таким образом, всю совокупность рабочих машин целесообразно разделить на машины штучной продукции, классифицированные по С.И. Артолеву (1952) с учетом дополнений и устранений отмеченных недостатков, и нештучной продукции, классифицированные по табл. 2. Введение понятия о периоде T_p машин нештучной продукции (6) делает возможным применение и к ним общепринятой теории производительности. Материалы этой главы позволяют обоснованно подойти к синтезу функциональных схем измельчающего и упаковочного оборудования.

2. Циркуляция и распределение мощности в замкнутых кинематических цепях технологического оборудования

В области циркуляции мощности известны работы А.С. Антонова, В.В. Добровольского, Н.Ф. Руденко, Г. Тингена, Е.А. Чудакова, А.А. Никитина и др., использованные нами при подготовке к исследованию.

На зерноперерабатывающих предприятиях применяются механизмы и машины с замкнутыми кинематическими цепями. При определенных условиях в них может возникать замкнутый контур циркулирующей мощности, существенно влияющий на силовое нагружение. В целях совершенствования упомянутого оборудования необходимы теоретические и экспериментальные исследования замкнутых силовых потоков в жестких и фрикционных передачах, а также в технологических машинах.

Две параллельные передачи могут образовать замкнутую кинематическую цепь, в которой при определенных условиях работы возникает замкнутый контур циркулирующей мощности (N_4), могущей оказаться численно больше мощности N_2 внешних движущих сил. Условия возникновения в замкнутых кинематических цепях циркулирующей мощности различны для жестких и фрикционных параллельных передач: для жестких этим условием является создание предварительного "натяга" замыкающей цепи до возникновения на ее звеньях заданного усилия F для двух параллельных передач, из которых хоть одна фрикционная, такой "натяг" возникает уже в начале их движения при численно неравных передаточных отношениях.

Явление циркуляции мощности в замкнутой кинематической цепи двух параллельных жестких передач с одинаковым передаточным отношением используется при создании испытательных стендов. Такой стенд, сконструированный для испытаний на износ мельничных межвалцовых передач, представлен на рис. 2, а, б.

Необходимую внешнюю силу вычисляли для двух устройств предварительного натяга в зависимости от заданных мощности N_4 и скорости цепи v_4 либо скорости вращения n_3 вала замыкающей цепи по выражениям

$$F_{6a} = \frac{N_4 \cdot d}{D v_4 \eta_4^6 \eta_5^6 \eta_{тр}^6 \eta_6 \eta_n} \quad \text{и} \quad F_{6б} = \frac{9550 N_4 D_c}{L n_3 D_4 \eta_5^2 \eta_{тр}^2 \eta_ш^4 \eta_3^4 \eta_6} \quad \text{Н, (I2)}$$

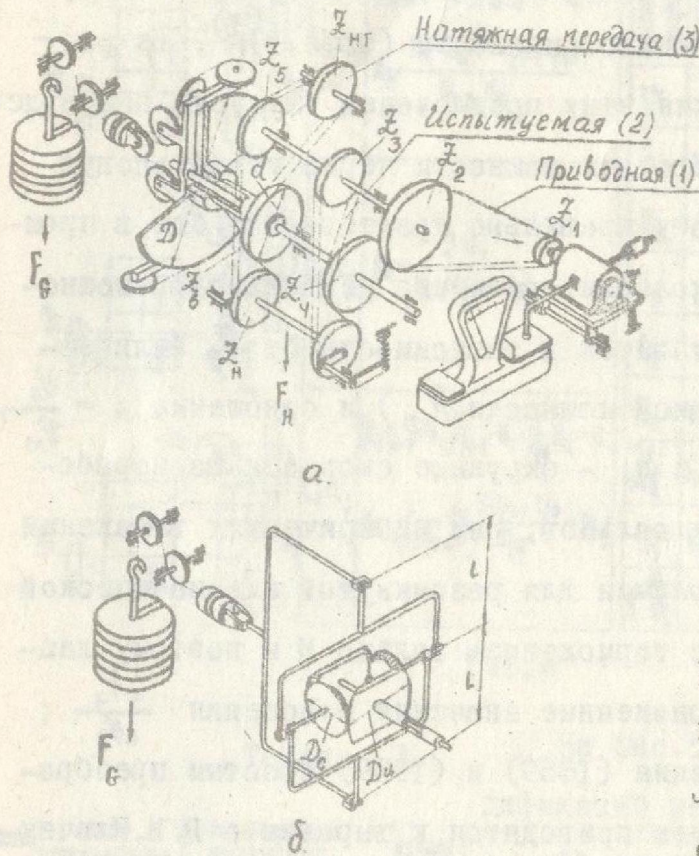


Рис. 2

где η_{1-2} , η_{3-4} , η_{5-6} , $\eta_{д}$, $\eta_{тр}$, $\eta_{п}$, $\eta_{ш}$ и $\eta_{в}$ - к.п.д. передач стенда, блоков, тросов, подшипника, шарниров и втулки на валу замкнутой цепи.

Из результатов испытаний следует, что потери энергии в звеньях стенда без нагружения его мощностью $\mathcal{N}_ц$ пропорциональны натяжению передач F_H , как это показано на рис. 3, а. Экономичность стенда видна из рис. 3, б. Применение стендов с нагружением передач мощностью $\mathcal{N}_ц$ более целесообразно при высоком механическом к.п.д. параллельных передач (рис. 3, в).

При конструировании многопоточных фрикционных передач следует учитывать возможность неодинакового распределения мощности между потоками и даже циркуляции мощности в передаче. Экспериментальное исследование проведено на двухпоточной передаче, включающей зубчатую ($i_z = 1$) и фрикционные катки ($i_{ф} = 0,995-1,010$). Из результатов испытаний, представленных на рис. 4, следует, что даже при незначительных различиях передаточных отношений параллельных передач возникает циркуляция мощности, ведущая к перегрузке отдельных потоков и снижению к.п.д.

При расчете и конструировании механизма валцов следует учитывать возможность нагружения его звеньев мощностью $\mathcal{N}_ц$, которая может численно превышать мощность \mathcal{N}_2 . Начиная с прошлого столетия в научно-технической литературе предлагались математические выражения.

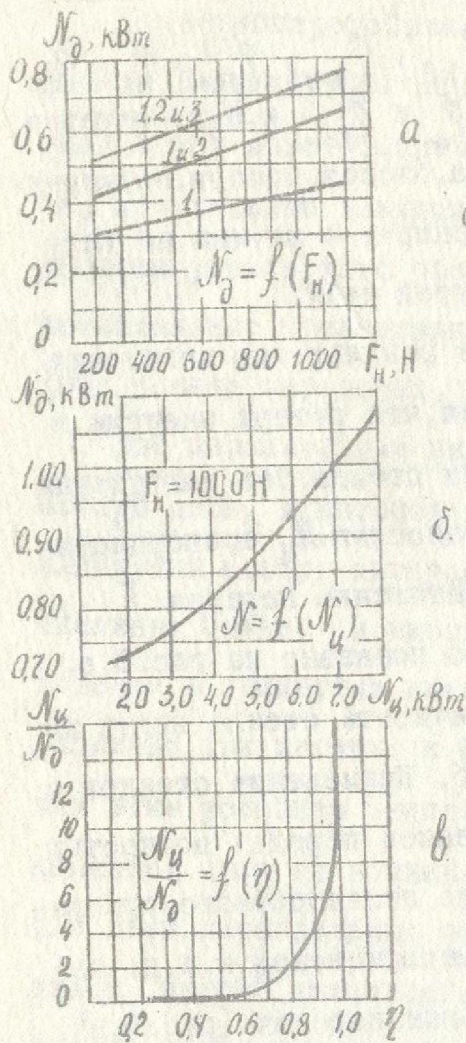


Рис. 3
 зом по той причине, что при $i = 1$ мощность N_u якобы стремится к бесконечности.

из ряда приведенных выражений следует, что при $i > 2$ может иметь место $N_u > N_d$; величина N_u , подсчитанная по предлагавшимся выражениям для одинаковых условий, разнится в широком интервале.

I) В табл. 3 приняты обозначения: η_{MB} - к.п.д. межвальной передачи; β_p - угол равнодействующей распорного усилия F_{pm} с межосевой плоскостью валцов; k_M - отношение касательного усилия к нормальному для вальца М.

полученные аналитически и экспериментально, предназначенные для вычисления величины межвальной мощности (табл. 3)^{I)}. Из рассмотрения этих предложений следует: направление передачи мощности через межвальцовую передачу правильно трактовалось еще в прошлом столетии; величина межвальной мощности ставится в зависимость от N_d (или эффективной мощности $N_{эф}$) и отношения $i = \frac{v_b}{v_m}$, где v_b и v_m - окружные скорости парноработающих валцов; ряд эмпирических выражений был получен для разомкнутой кинематической цепи с торможением вальца М и поэтому давших пониженные значения отношения $\frac{N_u}{N_d}$; выражения (1889) и (1939) простым преобразованием приводятся к выражению В.И.Ильченко (1935), которое в ряде литературных источников подверглось критике главным образом по той причине, что при $i = 1$ мощность N_u якобы стремится к бесконечности.

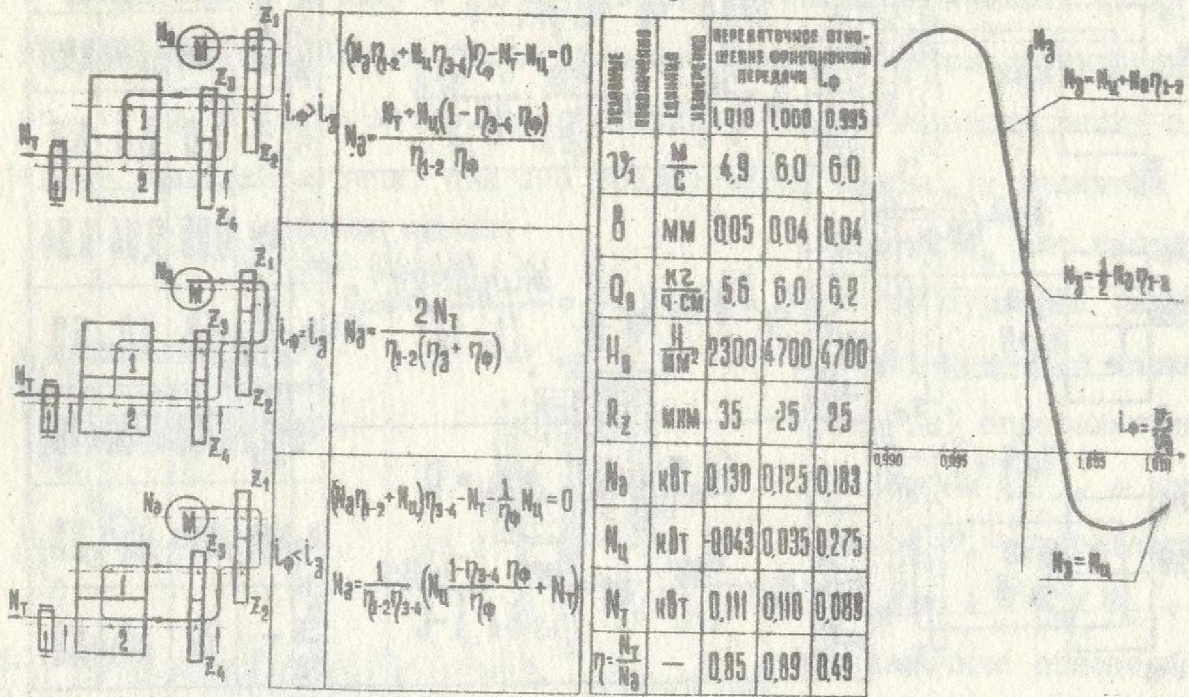


Рис. 4

Таблица 3

Год	АВТОР ПРЕДЛОЖЕНИЯ	ПРЕДЛАГАЕМОЕ ВЫРАЖЕНИЕ	ВАЛЦЫ
1889	К. БЕЛИТЦ	$N_{11} = \frac{N_{20} z_3}{z_m - z_6}$	-
1932	В. С. БЛИНОВ	$N_{11} = N_0 \cdot i^{-1}$ $N_{11} = 0,5 N_0 \cdot i^{-1}$	НАРЕЗНЫЕ НЕ-НАРЕЗНЫЕ
1934	Л. И. РОЗЕНШТЕЙН	$N_{11} = 0,36 N_0$	-
1935	В. И. ИЛЬЧЕНКО	$N_{11} = N_{20} (i-1)^{-1}$	-
1939	О. МООГ	$N_{11} = \frac{\pi_m \cdot N_{20}}{\pi_6 (i - \frac{\pi_6}{\pi_m})}$	-
1940	В. Н. АЛЕКСЕЕВ	$N_{11} = \frac{v_0 (4,7 - v_0) N_0}{v_0^2 + 2,17 v_0 + 1,18}$	НАРЕЗНЫЕ
1948	А. Р. ДЕМИДОВ	$N_{11} = (0,35 + 0,50) N_0$	НАРЕЗНЫЕ
1951	Г. Д. ГАЛЬПЕРИН	$N_{11} = \frac{N_{20}}{\frac{i}{2 \pi v_0} (\cos 2\beta + \frac{5,122 \beta}{\rho} k_m) - 1}$	-

На рис. 5 для трех кинематических модификаций механизма вальцов ($i > 1$, $i = 1$ и $i < 1$) даны зависимости мощностей N_0 и N_{11} от кинематических и энергетических параметров. При $i = 1$ величина N_{11} представляет собой неопределенность вида $\frac{0}{0}$. Раскрывая ее методом Лопиталья, получили $\lim_{i \rightarrow 1} N_{11} = N_0$, т.е. имеет место не циркуляция, а распределение мощности между парноработающими вальцами, что подтверждено опытом (рис. 5). Из этих же опытных данных следует, что достаточно отклонений от $i = 1$ на сотые доли единицы, чтобы возникла циркуляция мощности со значительным превышением N_{11} над N_0 . Это следует

учитывать при конструировании и ремонте плоских вальцов, каландров и др., работающих при $i = 1$.

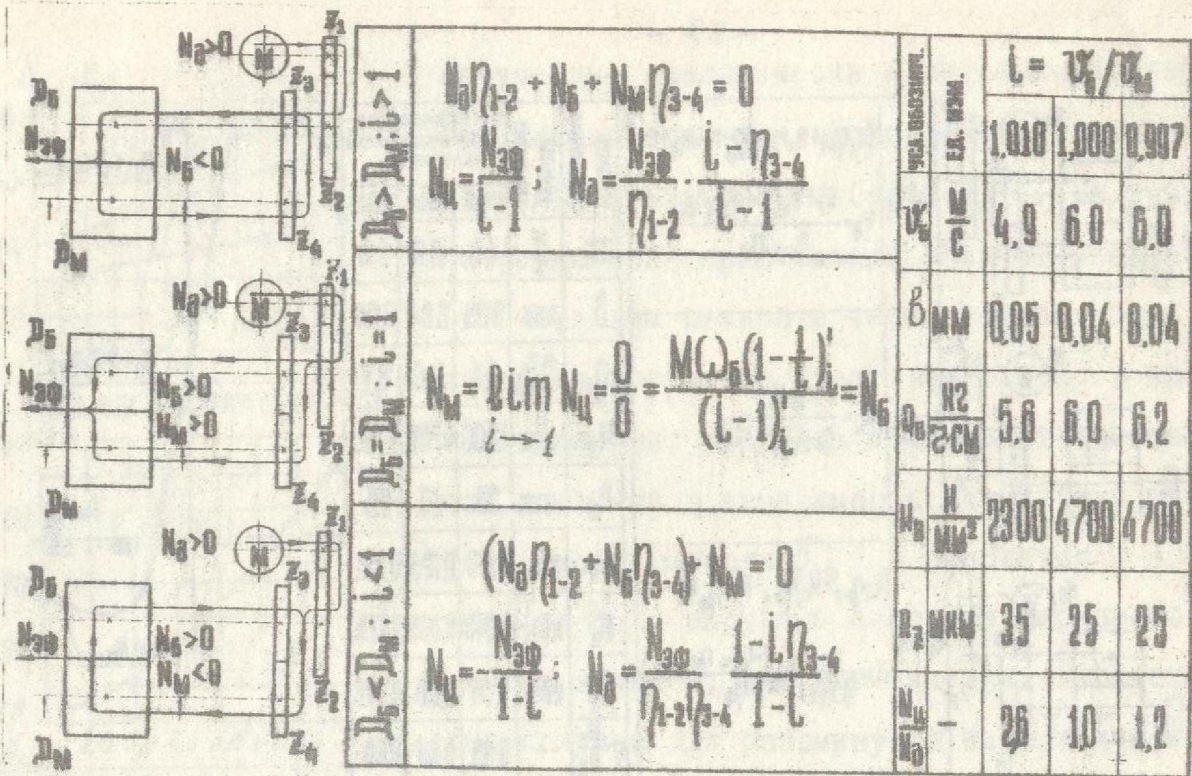


Рис. 5

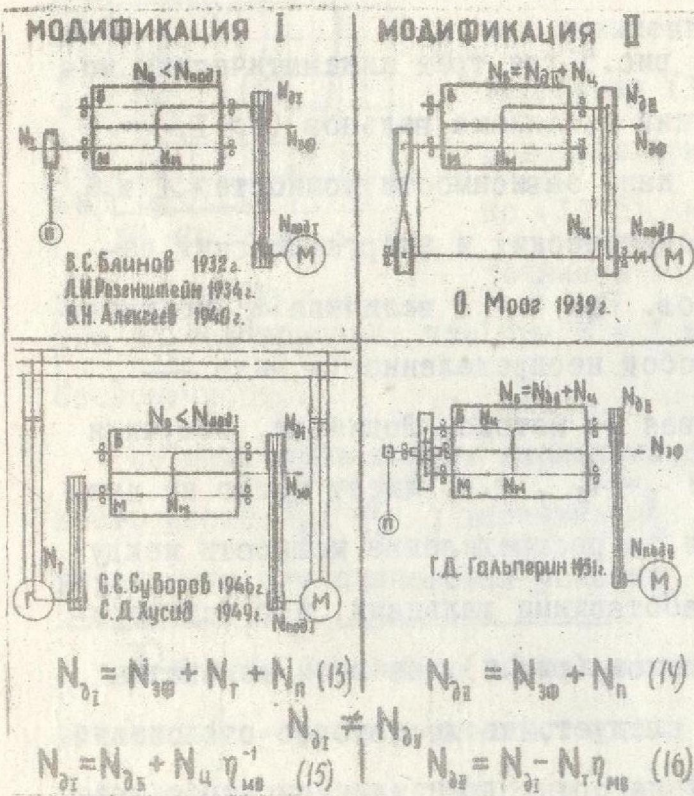


Рис. 6

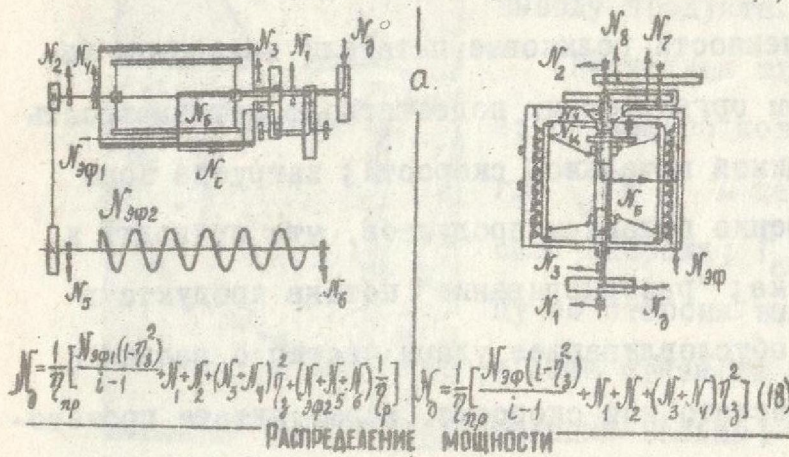
торий можно выполнить по выражениям (15) и (16) (рис. 6).

В литературе приведены противоречивые утверждения, что в механизме валцов мощность N_M не может (и может) превышать N_3 . Оба утверждения доказываются экспериментально. Причина противоречий здесь в использовании лабораторных установок различных модификаций с разомкнутой и замкнутой кинематическими цепями и опубликованием этих результатов без соответствующего пересчета, ко-

Циркуляция мощности возникает в бичевых и шелушильных машинах с вращающимися в одну и ту же сторону ситовыми и бичевыми (или наждачными) барабанами. Если вращение этих барабанов противоположно, то будет иметь место распределение потоков мощности между звеньями замыкающей цепи, как это представлено на рис.7. Величина

ЦИРКУЛЯЦИЯ МОЩНОСТИ

$$N_4 = \left[\frac{N_{эф1}}{1-i} - (N_3 + N_4) \right] v_1 \quad (17)$$



мощности N_4 для центробежного бурата и вертикальной щеточной машины (рис.7, а) определяется выражением (17), а подводимой N_2 - выражениями (18), где $i = n_B / n_C$ - передаточное отношение внутренних передач; n_B , n_C и v_7, v_8 - числа оборотов в минуту бичевого и ситового барабанов и к.п.д. внутренних передач; $N_{эф1}, N_{эф2}$ и N_1, \dots, N_6 - мощности эффективные и потерь.

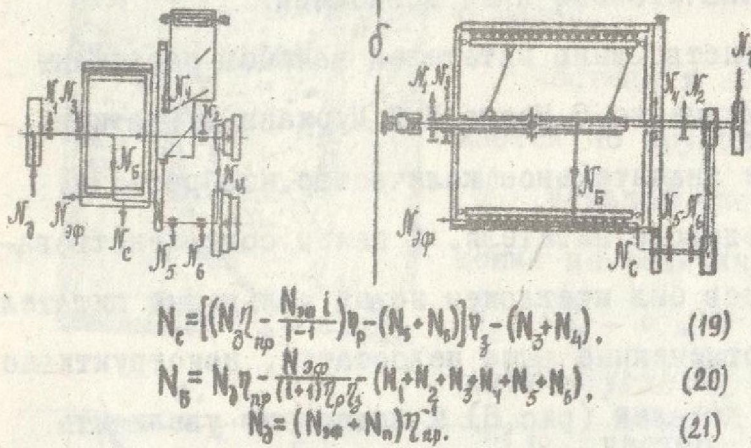


Рис.7

функциональные схемы которых имеют силовое замыкание и представлены на рис.7,б, циркуляции мощности нет, а подводимая мощность распределяется между обоими барабанами пропорционально их окружным скоростям на мощность N_C (19) и N_B (20), в сумме составляющих мощность $N_{эф}$; последняя совокупно с потерями обуславливает величину мощности N_2 (21).

Для шелушителя и щеточной машины, функциональные

Материалы, приведенные в данной главе, позволяют обоснованно подойти к расчету, конструированию и исследованию силового нагружения технологического оборудования, включающего замкнутые силовые потоки.

РАЗДЕЛ II. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВАЛЬЦОВЫХ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕЙ

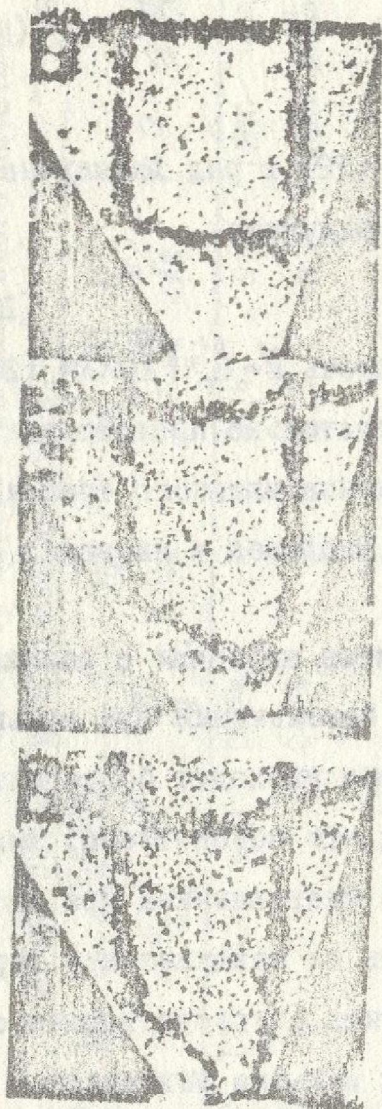
3. Операция питания измельчающих валцов

Применяемые в промышленности роликовые питатели валцовых измельчителей обладают рядом органических недостатков: невозможность придания частицам необходимой начальной скорости; загрузка зоны измельчения валцов ускоренно падающим продуктом, что приводит к уменьшению плотности потока; "разбрызгивание" потока продукта в нижней части траектории, обуславливающее удары частиц о валцы и уменьшение и без того недостаточной скорости. В результате производительность измельчителя значительно ниже возможной.

Исследованиям и совершенствованию питателей валцов посвящены работы В. Я. Белецкого, В. И. Ильченко, О. Моога, М. Я. Муриана, К. Пратика, А. И. Романова и др., а также значительное количество изобретений.

3.1. Исследование валцового питателя. С целью совершенствования операции питания валцов был предложен новый валцовый питатель (ВП), который устраняет отмеченные выше недостатки, конструктивно прост, не имеет приводных деталей (рис. 8) и позволяет увеличить производительность измельчителя.

Результаты изучения рабочего процесса ВП с помощью кино съемки (рис. 8, а) позволили установить, что в питающем бункере: наиболее интенсивно движется нижний слой продукта; расстояния между частицами в этом слое возрастают; в отдельных случаях в зазоры между ними проникают частицы из вышележащих слоев; скорость частиц продукта (в сторону вращения вальца Б) уменьшается по мере удаления от по-



верхности вальца и становится близкой к нулю на высоте, равной размеру входного зазора δ_1 ; поле скоростей частиц продукта, находящегося в бункере на высоте от δ_1 до H , искажается в сторону, противоположную выводу продукта.

Расчетная схема вывода частиц продукта из питающего ковша приведена на рис. 8, б, где F_u и F_k - центробежная и Кориолисова силы инерции; F_{cl} и F_{cb} - усилия на частицу со стороны вышележащих слоев продукта и сила связи ее с ними; F_N - нормальная реакция вальца; F_T - сила трения частицы о валец.

Частица в абсолютном движении перемещается по круговой траектории со скоростью V , меньшей скорости V_e переносного вращения на величину относительной скорости $V_z = V_e - V$. В начале движения при центральном угле $\alpha_T = 0$ абсолютная скорость

частицы $V = 0$ и $V_z = V_e$. С увеличением α_T скорость V возрастает, а скорость V_z уменьшается. Приняв для осей координат положительными направления от частицы к оси вальца и относительной скорости, записали дифференциальные уравнения относительного движения частицы, совместным решением которых получили дифференциальное уравнение

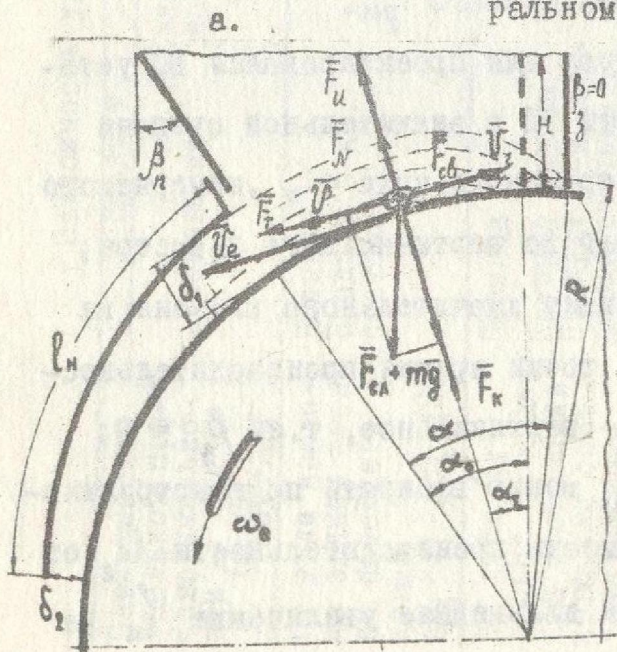


Рис. 8

б.

VO 14988
ОНАХТ
БИБЛИОТЕКА

абсолютного движения частицы

$$l_T'' + \frac{f}{R} l_T'^2 - \left(\frac{F_{cl}}{m} + g \right) \cdot \left(f \cos \frac{l_T}{R} + \sin \frac{l_T}{R} \right) + \frac{F_{cb}}{m} = 0, \quad (22)$$

где $l_T = \alpha_T R$.

Раскладывая искомое решение уравнения (22) в ряд Маклорена и ограничиваясь первыми тремя членами ряда, получили

$$l_T' = \sqrt{2[f(F_{cl} + mg) - F_{cb}] m^{-1} R \alpha_T}. \quad (23)$$

Приняв $f F_{cl} \approx F_{cb}$ и $2R \approx D$, нашли, что скорость $v = l_T' = \sqrt{f g D \alpha_T}$ (24) вывода продукта из питающего ковша и, следовательно, производительность ВП возрастет с увеличением коэффициента внешнего трения f , диаметра вальца D и длины дуги вальца l_α , входящей в питающий ковш.

Сравнительное измельчение зернопродуктов вальцами с роликовым и ВП позволило заключить, что операция измельчения при вальцовом способе питания по сравнению с роликовым проходит более интенсивно, при меньших энергетических затратах, что обусловлено: высокой скоростью частиц продукта и должным ее направлением при входе в зону измельчения, исключавших возможность их накапливания перед захватом; тонкослойным вводом частиц продукта, обуславливающим снижение распорного межвальцового усилия F_{pm} ; меньшим фактическим межвальцовым зазором вследствие уменьшенного F_{pm} .

Исследованием исходных параметров для проектирования ВП установлено (табл. 4): производительность ВП в значительной степени зависит от угла α в интервале центрального угла α_0 , измеряемого от начала криволинейной направляющей до вертикального диаметра; дальнейшее возрастание α не оказывает значительного влияния на производительность; оптимальное, с точки зрения производительности, расположение подвижной стенки - вертикальное, т.е. $\beta_3 = 0$; длину криволинейной направляющей l_H можно выбирать по конструктивным соображениям, поскольку зависимость производительности Q_B от l_H имеет место лишь до $l_H = 90$ мм и дальнейшее увеличение l_H не

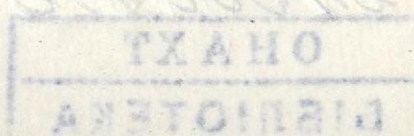


Таблица 4

Зависимость удельной производительности от параметров вальцового питателя

Зависимость удельной производительности	Условия работы вальцового питателя						Коэффициенты					
	Продукт	Влажность, %	D, мм	α, градусы	α°, градусы	δ ₁ , мм	δ ₂ , мм	v _в , м/с	a	b	c	
От угла наклона задней стенки питательного ковша $Q_B = a - c \beta_3$ (25)	Пшеница Продукт П кр. системы	12 13	175 "	35 "	23 "	0-24 0-24	4 3	3,4 2,5	9 9	1280 1096	- -	368 134
От дуги вальца B, входящей в питающий ковш, или соответствующего ей угла α $Q_B = a + b \alpha + c \alpha^2$ (26)	Пшеница Крупная крупка Продукт П-й сходовой системы	12 13,5 14	220 " "	32 " "	20-50 10-40 10-40	20 " "	6 2,5 "	3,4 " 1,8	9 " "	886 375 222	4581 480 -1,21	-2407 256 570
От входного зазора δ ₁ $Q_B = a \cdot e^{c \delta_1}$ (27)	Пшеница Крупная крупка Продукт П-й сходовой системы	12 13,5 14	220 " "	32 " "	10 " "	20 " "	3,5 3,0 2,5	7,0 4,5 4,5	" " "	484 186 73,3	- - -	0,241 0,323 0,44
От окружной скорости вальца B (v _в) $Q_B = a - c v_B$ (28)	Пшеница Крупная крупка Продукт П-й кр.с.	12 14 15	175 " "	35 " "	23 17 23	0 15 30	5,0 2,0 3,0	8,0 3,5 7,0	" " "	620 199 711,5	- - -	0,146 0,378 0,032
	Пшеница Крупная крупка Продукт П-й кр.с.	12 19 13,5	220 " "	32 " "	10 " "	20 " "	6 2,5	3,4 1,5	6 "	2657 2460 633	- - -	79 70 21
	Пшеница Крупная крупка Продукт П-й кр.с.	15 14 15	175 " "	35 " "	23 17 23	0 15 30	7 8 7	3,5 " 2,5	3 3 3	1941 684 1520	- - -	19 11 23

оказывает заметного влияния на Q_B ; с увеличением зазора δ_1 производительность Q_B интенсивно возрастает, что указывает на возможность использования этой зависимости для оснащения ВП дополнительным устройством, регулирующим Q_B и симметричность распределения продукта по приемному фронту валцов; выходной зазор δ_2 должен составить 1,1 - 1,2 размера наиболее крупных частиц сыпучей среды; дальнейшее увеличение δ_2 снижает Q_B ; силовое нагружение криволинейной направляющей невелико и не превышает $F_{KH} = 2,0$ Н/см при $Q_B = 4000$ кг/сут.см, а потребная мощность $N_g = 33$ Вт/см.

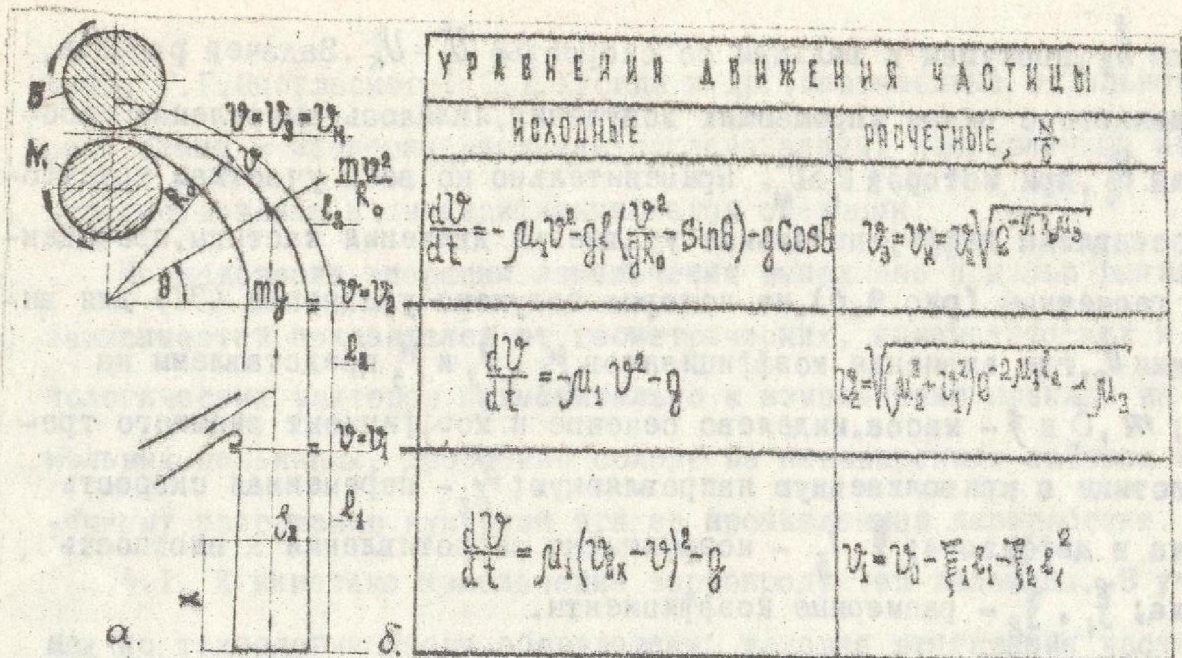
При прямоугольном зазоре δ_1 имела место недостаточно равномерная (как и при роликовом питателе) раздача продукта по длине валцов с тенденцией к увеличению загрузки среднего их участка. Экспериментальная кривая распределения описывается уравнением

$Q_{B,x} = 1836 + 131 e^{-\frac{1}{180}(2x-B)}$ (29), где $x = 0-B$ - координата по приемному фронту валцов. Положив $Q_B \cdot B = \int_0^B Q_{B,x} dx$ и используя выражение (27), получили переменную величину входного зазора

$$\delta_{1,x} = 10,0 - 8,3 \log[3,9 + 0,3 e^{-0,08(2x-B)^2}], \quad (30)$$

обеспечивающую равномерную раздачу продукта.

3.2. Исследование инерционного питателя. С внедрением на мельницах (и, в частности, на комплектных) пневматического транспорта представляет интерес использование транспортирующего воздуха для подачи зернопродуктов непосредственно к валцам. Предложенная функциональная схема инерционного питающего устройства (ИП) представлена на рис.9 и характерна следующими особенностями: не включает приводных и быстроизнашивающихся деталей; частицы продукта подвешиваются к валцам по криволинейной поверхности и находятся на этом пути в поле искусственного тяготения, что обуславливает упорядоченный их ввод в зону измельчения валцов; при замедленном движении частиц (по инерции) к валцам расстояния между ними сокращаются, что ведет к повышению степени заполнения зоны измельчения.



$\mu_1 = 0,5 \rho \rho_0 m^{-1}; \quad \mu_2 = \sqrt{g} \mu_1^{-1}; \quad \mu_3 = \mu_1 + \rho R_0^{-1};$

$V_0 = \sqrt{\mu_1 l_1^2 + \mu_2 l_1^2 + V_0^2} + \sqrt{e^{-2 \mu_1 l_2} (V_0^2 e^{-\mu_1 l_1} + \mu_2^2)} - \mu_2 \quad (31)$

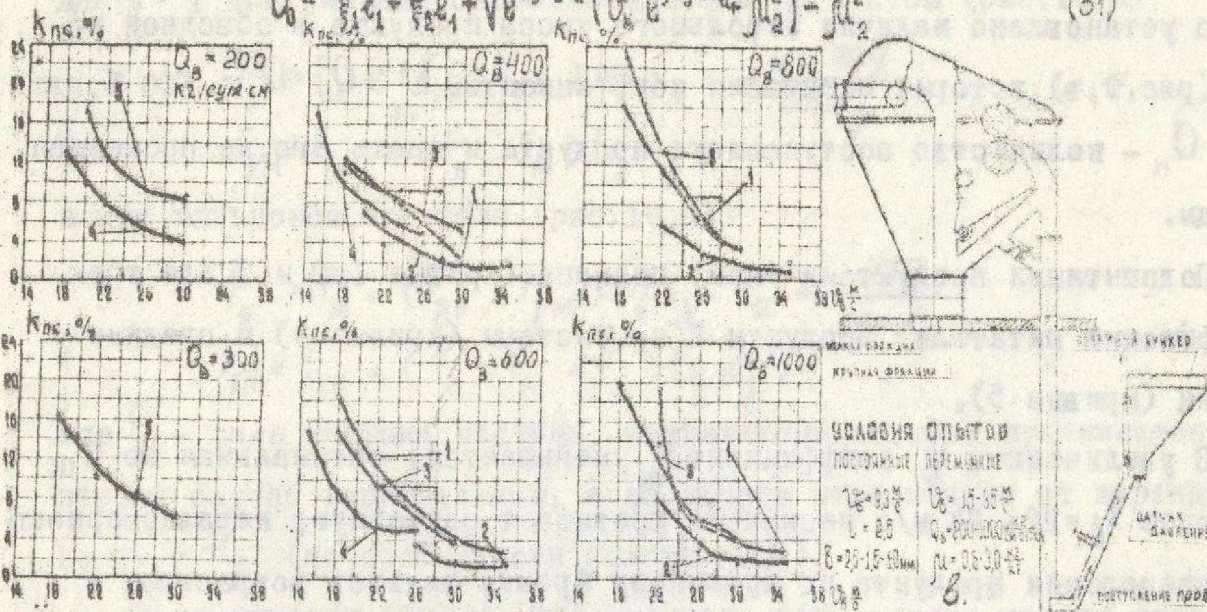


Рис. 9

Частицы продукта поступают из продуктопровода в прямолинейный диффузор с начальной скоростью $V_0 = V_0 - V_{\text{вит}}$, где V_0 и $V_{\text{вит}}$ - средняя скорость воздуха в продуктопроводе и скорость витания частиц продукта, м/с. Дальнейший путь к вальцам разбит на три участка. Частицы движутся вместе с воздухом по участку l_1 , достигая в конце его скорости V_1 . Далее воздушный поток уходит в обводной канал, а частицы по инерции проходят участок l_2 , имея в конце его скорость V_2 , и криволинейный

участок l_3 , поступая к вальцам со скоростью $v_3^* = v_k^*$. Задачей расчета, проведенного с рядом упрощающих допущений, являлось вычисление необходимой v_0^* , при которой $v_k^* \geq v_m^*$. Применительно ко всем участкам траектории составлены дифференциальные уравнения движения частицы, приведенные и рассчитаны (рис. 9, б), из которых получено уравнение (31) для вычисления v_0^* , где значения коэффициентов M_1, M_2 и M_3 представлены на рис. 9; m, S_m и f - масса, миделево сечение и коэффициент внешнего трения частицы о криволинейную направляющую; v_{0x}^* - переменная скорость воздуха в диффузоре; ξ, ρ_0 - коэффициент сопротивления и плотность воздуха; ξ_1, ξ_2 - размерные коэффициенты.

Экспериментальным исследованием установлено взаимное соответствие скоростей v_0^* и v_m^* для надежного захвата частиц вальцами. Одновременно установлено наличие небольшого уноса продукта в обводной канал (рис. 9, в), который оценивали коэффициентом $k_{nc} = Q_n \cdot Q^{-1} \cdot 100\%$, где Q и Q_n - количество поступающего продукта и часть его, не прошедшая вальцы.

Подопытными продуктами были: пшеница (кривые 1, 2 и 3 для трех модификаций питателя), продукты III кр. системы (кривые 4) и средние крупки (кривые 5).

С увеличением v_0^* коэффициент k_{nc} уменьшается; оптимальная по k_{nc} скорость $v_0^* = 22 \pm 24$ м/с несколько превышает расчетную; неравномерность распределения продукта по приемному фронту вальцов возрастает с уменьшением крупности продукта и уменьшается с увеличением v_0^* и Q_v (до $v_0^* = 22$ м/с).

4. Операция измельчения зернопродуктов

В области измельчения зернопродуктов известны работы А. Е. Баума, В. Я. Белецкого, О. С. Воронцова, Б. М. Горбунова, А. Р. Демидова, Н. А. Ильвицкого, Н. Я. Кестельмана, П. А. Козьмина, Л. И. Котляра, И. Т. Мерко, М. Я. Муриана, И. А. Наумова, Н. В. Остапчука, А. В. Панченко, М. Я. Симоновича, П. П. Тару-

тина, Г.Г.Цыбульского, С.Д.Хусида и др., посвященные отдельным теоретическим и экспериментальным исследованиям, направленным на усовершенствование и интенсификацию этой операции.

Исследование операции измельчения выполнено с целью выявления зависимостей показателей от геометрических, кинематических и технологических факторов применительно к измельчению пшеницы на мукомольных мельницах, дроблению солода на пивоваренных заводах и первичному разрушению кукурузы при ее промышленной переработке.

4.1. К кинетике измельчения зернопродуктов вальцами. В учебниках по технологическому оборудованию условия втягивания частицы в зону измельчения валцов приводятся лишь для $\dot{v} = 1$. В общем же случае для $\dot{v} > 1$ при питании свободнопадающим продуктом (рис.10,а)

$$F_B \geq F_M + (F_{pB} + F_{pM}) \operatorname{tg} \alpha_3 + \frac{F_u - mg}{\cos \alpha_3} \quad (32)$$

и

$$F_{pM} = F_{pB} + (F_B + F_M) \operatorname{tg} \alpha_3.$$

а при вальцовом питателе (рис.10,б)

$$F_B \geq F_M + (F_{pB} + F_{pM}) \operatorname{tg} \alpha_3 - F_u - \frac{mg}{\cos \alpha_3} \quad (33)$$

и

$$F_{pM} = F_{pB} + (F_B + F_M + F_u) \operatorname{tg} \alpha_3.$$

где F_u - сила инерции частицы, направление которой принимается в первом случае вертикальным, а во втором отклоненным от вертикали на $\alpha = \alpha_3$ (по особенности конструкции).

Из выражений (32) и (33) следует: для захвата частиц вальцами необходимо превышение F_B над F_M , что подтверждается экспериментально; распорное усилие, воспринимаемое медленным вальцом $F_{pM} > F_{pB}$; при вальцовом питателе для захвата продукта вальцами необходимо меньшее усилие F_B и вальцу М передается меньшее усилие F_{pM} .

Из рассмотрения кинетики операции измельчения вальцами можно заключить: на интенсивность измельчения исходного продукта существенно влияют размеры зоны деформирования, т.е. входной a и выходной b межвальцовые зазоры, а также длина дуги захвата ℓ_3 ; при данных зна-

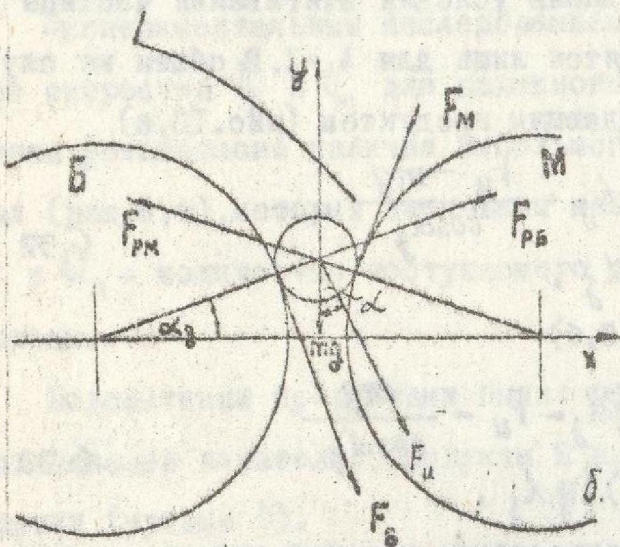
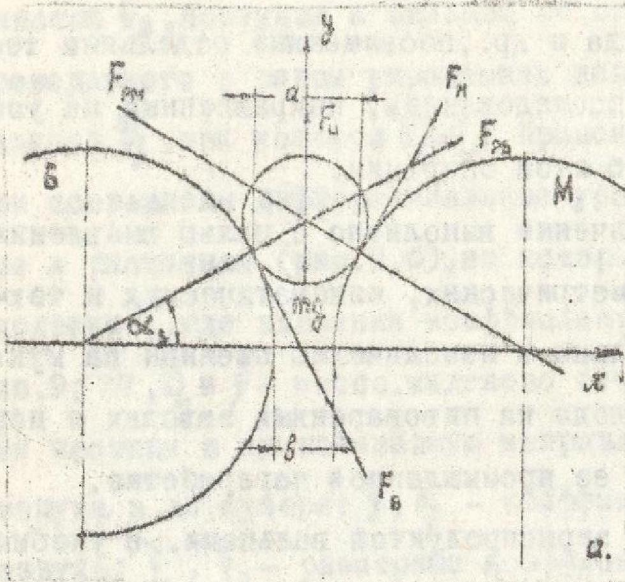


Рис. 10

чениях a и b дуга l_z находится в прямой зависимости, а угол α_z в обратной зависимости от диаметра валцов D ; при $a = const$ и $D = const$ величина дуги l_z и угла α_z находятся в обратной зависимости от зазора b ; увеличение числа воздействий Z_b рифлей на частицу при прохождении ее зоны измельчения за счет увеличения D не рационально, поскольку при увеличении D в два раза значительно возрастет масса измельчителя G_u , а Z_b увеличивается лишь в $\sqrt{2}$ раза; более рационально увеличивать Z_b путем повышения разности окружных скоростей валцов V_p ; интенсивность измельчения частиц зернопродуктов валцами определяется составляющими де-

формирующего усилия скатия и одвига, а также скоростью деформации и характером изменения этой скорости при перемещении частицы от a до b ; при $\alpha_z = const$ скорость деформации частиц под действием усилия одвига находится в прямой зависимости от b или от V_p ; при возрастании b интенсификация операции измельчения способствует не только увеличению Z_b , но и существенные различия в пределах прочности эндосперма при сдвиге и скалии.

При обосновании целесообразных размеров валцов установлено: масса валцов в серийно выпускаемых измельчителях составляет 44% общей массы G_u и 80% по отношению к массе остальных конструктивных

элементов; переход к пустотелым вальцам может дать экономию массы на вальцах до 9 + 22 % и для всего измельчителя 4 + 10 %; выбор диаметра вальцов обусловлен не технологическими соображениями, а предельно допустимым их прогибом; математическая обработка данных о размерах бочки вальцов по различным каталогам привела к эмпири-

ческому выражению, связывающему размеры бочки вальцов $\sqrt{I + 9B \cdot (I + D)^{-1}} = I$; масса измельчителя находится в прямой зависимости от размеров вальцов, описываемой эмпирическим выражением $G_u = 42D + 0,2B^{1,7}$ Н; при $Q_B = const$ и предельно допустимом прогибе $y = 0,25 \cdot 10^{-6} \cdot B_0$ м, $D = 10 \sqrt[4]{F_B B_0^2 E^{-1}}$ м, где B_0 - расстояние между опорами вальца, м; E - модуль упругости, Нм^{-2} ; уменьшение диаметра вальцов приводит к повышению степени использования отбеленного слоя чугуна $k_{отб} = 4 \delta_{отб} D^{-1}$, где $\delta_{отб}$ - глубина зоны отбела, и к увеличению угла α_z , что имеет следствием уменьшение касательных F_B, F_M и распорных $F_{рв}, F_{рм}$ усилий, как это следует из выражений (34) для роликового и вальцового питателей

$$\alpha_z = \arctg \frac{F_{рм} - F_{рв}}{F_M + F_B} \quad \text{и} \quad \alpha_z = \arctg \frac{F_{рм} - F_{рв}}{F_M + F_B - F_u} \quad (34)$$

4.2. Операция измельчения пшеницы. Исследование технологической эффективности операции измельчения вальцами различных диаметров проведено на специальной лабораторной установке, выполненной по схеме II модификации (рис. 6) при граничных размерах вальцов $D_{min} = 75$ мм и $D_{max} = 300$ мм. Установлено, что уменьшение D и увеличение B создает предпосылки к снижению массы G_u ; существенно интенсифицирует операцию измельчения зернопродуктов; обуславливает снижение силового нагружения вальцов; приводит к снижению удельного расхода энергии на операцию измельчения; позволяет непосредственное сочленение вальцов с ведущими электродвигателями.

Исследование зависимости показателей силового нагружения вальцов (N_z, N_u и $F_{рм}$) от геометрических ($b = 0,6-1,0$ мм, $D = 100-300$ мм),

Таблица 5

Мощность внешних движущих сил при измельчении пшеницы нарезными вальцами на I кр. системе

$$N_{\Sigma} = a + \alpha_1 D + \alpha_2 D^2 + \beta_1 i + \beta_2 i^2 + \gamma_1 U + \gamma_2 U^2 + \lambda_1 D i + \lambda_2 i U + \lambda_3 D U \quad \text{Вт/см}$$

Коррек- ция	b, мм; V, м/с											
	0,60			0,75			0,90			1,00		
	6	9	12	6	9	12	9	12	6	9	12	
a	366,630	-184,100	375,0	48,810	-91,150	286,400	132,300	-166,600	180,770	-33,600	146,2	
α_1	-3,388	1,605	-2,927	-1,014	0,920	-1,776	-1,527	1,040	-1,368	-	-0,819	
α_2	0,009	-	0,007	0,0042	-	0,0044	0,005	-	0,0037	0,0015	0,0028	
β_1	133,900	-	55,400	-	-	-	142,960	-262,500	-	-80,480	-	
β_2	-	-	-	-	-	-2,350	-	-	-	-	2,559	
γ_1	-36,090	26,140	-	19,997	20,900	-	-	67,670	-	30,290	-	
γ_2	0,630	-	0,118	-0,5834	-	-	0,945	-2,100	-	-1,020	0,187	
λ_1	-0,230	0,330	-	-	0,229	0,0350	-	0,550	0,097	0,246	-0,034	
λ_2	-4,646	-2,100	-2,060	0,980	-1,455	0,930	-9,770	11,600	0,383	-	-	
λ_3	0,051	-0,139	-	-0,0341	-0,106	-	-0,041	-0,166	-	-0,113	-	
Σ	0,969	0,770	0,970	0,963	0,820	0,967	0,940	0,996	0,937	0,960	0,953	
Σ	3,380	7,890	2,690	3,898	6,600	2,230	4,060	2,600	3,720	3,280	3,170	

Таблица 6

Распорное межвальцовое усилие при измельчении пшеницы нарезными вальцами в условиях I кр. системы

$$F_{PM} = a + \alpha_1 D + \alpha_2 D^2 + \beta_1 i + \beta_2 i^2 + \gamma_1 U + \gamma_2 U^2 + \lambda_1 D i + \lambda_2 i U + \lambda_3 D U \quad \text{Н/см}$$

Коррек- ция	b, мм; V, м/с											
	0,60			0,75			0,90			1,00		
	6	9	12	6	9	12	9	12	6	9	12	
a	-6,524	40,050	-88,940	-13,020	131,650	105,500	483,600	86,1	31,970	33,200	35,000	
α_1	-	-	1,469	0,485	-1,272	-	-1,300	-	0,379	0,378	-	
α_2	0,0042	0,0020	-	0,0005	0,0028	0,0013	-	0,0016	-	-	0,00123	
β_1	-89,180	-	-272,400	-39,670	76,179	-110,430	-	-	-75,190	-0,600	-	
β_2	-3,383	-4,370	-	7,990	-8,620	6,460	13,300	-	6,127	-	-2,840	
γ_1	20,978	-	44,790	-	-5,900	-	-70,630	2,07	-	-12,300	-	
γ_2	-0,647	-	-1,379	0,144	-	-	1,040	-	0,280	0,618	-	
λ_1	0,266	0,150	0,697	0,024	-0,093	0,168	-	0,0096	0,096	0,073	0,040	
λ_2	4,346	0,706	11,380	-	-	3,289	-7,740	-	-	-	0,928	
λ_3	0,180	-0,032	-0,170	-	-	-	0,288	-0,024	-	-	-0,030	
Σ	0,969	0,960	0,970	0,997	0,982	0,970	0,883	0,994	0,969	0,991	0,984	
Σ	3,02	4,38	6,98	2,90	6,29	7,25	17,10	3,68	4,70	-	3,30	

кинематических ($V_b^* = 6-12$ м/с, $i = 1-4$) и технологических ($U_{20/50}$ - извлечения крупок, %) факторов проводили в условиях I кр. системы при постоянных $Q_b = 1,7$ кг/с.м, влажности $B_L = 14,4$ % и $Z_p = 4$ р/см с ориентацией спинкой против спинки. Измерения показателей силового нагружения производили с помощью электромеханических тензодатчиков. Изменения омического сопротивления тензодатчиков усиливались тензостанцией и регистрировались светолучевым осциллографом. При этом измеряли влияние каждого фактора на показатели при неизменных остальных. Полученную информацию оформили (с помощью ЭВМ) в виде статистических моделей. Статистические оценки производили: на равнозначность опытов по критерию Кохрена, значимости коэффициентов по критерию Стьюдента и адекватности полученных моделей по критерию Фишера. По условиям адекватности зависимости показателей N_2 (табл. 5) и F_{PM} (табл. 6) от упомянутых факторов описаны полиномами 2-го порядка, а N_4 (табл. 7) - полиномом 3-го порядка.

Высокие значения коэффициента множественной корреляции R указывают на достаточную тесноту связи показателей с факторами, а невысокие значения средней погрешности аппроксимации \bar{E} - на допустимость технического использования полученных уравнений.

Характер изменения энергетических показателей операции измельчения от технологических, геометрических и кинематических факторов сходен с полученным аналитически в § 2 (рис. 5). При нарезных вальцах и $i = 1$ имеет место распределение мощности N_2 между парно-работающими вальцами, а $N_4 \approx -\frac{1}{2} N_2$. При всех значениях $i \neq 1$ и величинах других параметров, указанных в табл. 5, 6, 7 и на рис. 8, в механизме вальцов наблюдается циркуляция мощности. С увеличением i от $i = 1$ мощность $N_4 \rightarrow 0$, а затем, изменив знак на противоположный, возрастает до максимума (при $i = 1,1$, когда $N_4 \approx N_2$) с дальнейшим понижением; с увеличением диаметра вальцов N_4 изме-

няется, претерпевая минимум в интервале $D = 150 + 175$ мм; увеличение скорости V_B приводит к незначительному росту мощности $N_{и}$, а увеличение отношения i свыше 1,1 интенсивно ее снижает. Для условий работы валцов, принятых в эксплуатации, $N_{и} = 50 + 75$ Вт/см.

Характер и величина мощности $N_{и}$ связаны с другими технологическими и энергетическими показателями. Сопротивление зерна измельчению обуславливает величину касательных усилий на поверхностях валцов F_B и F_M , кстати, различающихся по величине, и обуславливающих величины других параметров силового нагружения. Разность этих усилий при нарезных валцах претерпевает минимум в интервале $i = 2,3 + 2,7$, обуславливая минимум мощности $N_{и}$.

Таблица 7

Мощность $N_{и}$ при измельчении пшеницы на I кр. системе при $Q_p = 1,7$ кг/с.м., $Z_p = 4$ р/см, спинка против спинки

$$N_{и} = d_1 \cdot d_2 \cdot D \cdot d_3 \cdot D^2 \cdot d_4 \cdot D^3 \cdot A_1 \cdot A_1^2 \cdot A_1^3 \cdot r_1 \cdot r_1^2 \cdot r_1^3 \cdot U^2 \cdot U^3 \cdot \lambda_1 \cdot \lambda_1^2 \cdot \lambda_1^3$$

0, мм; V_B , м/с

Показатели	0,60			0,75			0,90			1,00		
	6	9	12	6	9	12	6	9	12	6	9	12
d_1	336,70	624,79	574,0	724,87	110,08	-27,12	557,11	487,93	-178,5	561,22	336,48	221,13
d_2	-	-1,44	-	-	0,68	2,58	-0,61	-	3,82	-0,77	-	1,1
d_3	0,001	0,005	-	0,002	-	-0,0021	0,003	-	-0,005	0,003	0,0013	-
d_4	-	-	-	-	-	-	-	-0,510 ⁻⁵	-	-	-	-
A_1	-485,05	-584,08	-567,78	-855,75	-860,79	-849,35	-485,01	-804,84	-544,75	-471,08	-598,37	-129,31
A_2	118,43	170,57	46,7	221,96	260,75	-	114,97	228,11	-	125,82	168,22	11,77
A_3	-9,60	-16,51	-	-10,38	-24,96	-	-6,77	-21,33	-	-11,01	-15,14	-
r_1	6,92	-	13,86	-	188,64	44,22	-	54,79	96,31	-	49,20	-
r_2	-	-	-0,50	2,59	-10,97	-1,50	1,87	-1,52	-3,90	1,59	-1,47	-
r_3	-	-	-	-0,088	0,23	-	-0,071	-	-	-0,071	-	-
λ_1	-	-	0,37	-	-	0,39	-	-	0,93	-	-	-
λ_2	-	-	-	-	-	-0,18	-	-	-0,31	-	-	-0,090
λ_3	-	-	7,64	-	-	9,41	-	-	24,54	-	-	2,63
R	0,968	0,927	0,988	0,990	0,974	0,996	0,992	0,980	0,991	0,969	0,992	0,985
ϵ, λ	12,3	10,00	9,25	10,96	11,50	7,62	6,84	10,10	8,73	11,54	8,48	12,2

Характер зависимости $N_{и} = f(i)$ для ненарезных валцов такой же, как и для нарезных, однако отношение $\frac{N_{и\max}}{N_{и0}}$ значительно большее; в интервале $i = 1,1 + 1,5$ мощность $N_{и} > N_{и0}$; величина усилия $F_{рм} = f(i)$ убывающая с ростом i , претерпевает минимум при $i = 2,4 + 2,7$ и в дальнейшем, с увеличением до $i = 4$, возрастает; технологическое зна-

чение мощности N_u состоит в том, что максимальному ее значению соответствует максимум извлечения муки $U_{38/0}$; в зависимости от степени шероховатости поверхности валцов и физических свойств измельчаемого продукта максимум N_u , а также $U_{38/0}$, перемещаются в интервале $i = 1,1 + 1,5$.

4.3. Операция дробления солода. В последние годы в качестве одного из направлений технического прогресса в пивоваренной промышленности избран переход к "мокрому" дроблению солода, понимая под этим дробление увлажненного солода без указаний о степени увлажнения, времени отволаживания и параметрах измельчающих валцов.

В различных литературных источниках, производственных инструкциях и указаниях ВНИИПБП приведены сходные рекомендации оптимального для пивоварения гранулометрического состава продуктов дробления солода. Однако не указаны параметры олододробилок, обеспечивающие получение такого гранулометрического состава. Более того, нет единого мнения об упомянутых параметрах. Рабочие поверхности валцов могут быть нарезными и абразивно-шлифованными, вращаться с одинаковыми $i = 1$ и неодинаковыми $i = 1,05$ окружными скоростями при $v_c = 2,5 + 5,0$ м/с. На основе анализа информации о дроблении зернопродуктов валцами были избраны рациональные геометрические и кинематические параметры валцов, могущие позволить дробление солода на одной измельчающей позиции. Целью экспериментального исследования было установление зависимости выхода фракций продуктов дробления солода от технологических, геометрических и кинематических параметров валцов. Полученные результаты позволили заключить:

- с увеличением влажности солода в интервале $V_d = 5,6 + 23,3$ % интенсивность измельчения уменьшается, что обуславливает: увеличение выхода шелухи $U_{-1/2}$ и уменьшение выхода крупки $U_{12/40}$, $U_{40/90}$ и муки $U_{0,56/0}$, поэтому изменениями V_d можно регулировать соотношение

Таблица 9

ЗАВИСИМОСТИ ИЗВЛЕЧЕНИЯ ФРАКЦИЙ ПРОДУКТОВ ДРОБЛЕНИЯ СОЛОДА U ОТ ЗАЗОРА $\delta = 0,15-0,40$ мм, СКОРОСТИ $V_d = 20-4,2$ м/с И ОТНОШЕНИЯ $i = 1,1-2,7$ ПРИ ПОДАЧЕ $Q_d = 0,057$ кг/с.м, $V_d = 10,6\%$ И ИХ АНАЛИЗ ПРИ $V_d = 4,2$ м/с

УРАВНЕНИЯ РЕГРЕССИИ		КОЭФФИЦИЕНТ КОРРЕЛЯЦИИ, R	ПОГРЕШНОСТЬ АППРОКСИМАЦИИ, %				
$U_{-1,2} = 32,03\delta - 107,89i + 23,33i^2 + 11,04\delta i + 130$			0,97	8,88			
$U_{1,2/0} = 8,11i - 30,50\delta^2 - 2,92i^2 + 13,72\delta i - 2,47$		0,82	14,67				
$U_{1,0/0,50} = 26,26\delta + 1,10V_d + 35,89i - 92,64\delta^2 - 8,69i^2 + 16,79\delta i - 22,04$		0,97	6,74				
$U_{0,50/0} = -45,90\delta + 64,10i + 96,49\delta^2 - 11,70i^2 - 42,10\delta i - 7,70$		0,94	6,80				
ЧАСТНЫЕ ПРОИЗВОДНЫЕ $\frac{\partial U_i}{\partial \delta}$	ЭКСТРЕМУМЫ	ЭКСТРЕМУМ δ , мм ПРИ ОТНОШЕНИИ i					
		1,0	1,1	1,3	1,5	2,0	2,7
$\frac{\partial U_{-1,2}}{\partial \delta} = -61,00\delta + 13,72i$	max	0,22	0,25	0,29	0,28	0,45	0,60
$\frac{\partial U_{1,2/0}}{\partial \delta} = -185,28\delta + 16,79i + 26,26$	max	0,23	0,24	0,26	0,28	0,32	0,38
$\frac{\partial U_{0,50/0}}{\partial \delta} = 192,98\delta - 42,10i - 45,90$	min	0,46	0,48	0,53	0,57	0,68	0,83
$\frac{\partial U_i}{\partial i}$	ЭКСТРЕМУМ i , ПРИ ЗАЗОРЕ δ , мм						
		0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40
$\frac{\partial U_{-1,2}}{\partial i} = 11,04\delta + 46,66i - 107,89$	min	2,28	2,27	2,28	2,25	2,24	2,22
$\frac{\partial U_{1,2/0}}{\partial i} = 13,72\delta - 5,98i + 8,11$	max	1,75	1,87	1,99	2,10	2,22	2,34
$\frac{\partial U_{0,50/0}}{\partial i} = 16,79\delta - 17,38i + 35,89$	max	2,21	2,28	2,31	2,36	2,41	2,46
$\frac{\partial U_{0,50/0}}{\partial i} = -42,10\delta - 23,40i + 64,10$	max	2,47	2,38	2,29	2,20	2,11	2,02

между выходом шелухи и остальными фракция-

ми;
- с увеличением удельной подачи в интервале $Q_d = 0,02-0,50$ кг/с.м при $V_d = 5,6 + 10,6\%$ интенсивность измельчения уменьшается, вследствие чего выход шелухи и крупной крупки возрастает, а мелкой крупки и муки уменьшается; при $V_d = 15,6\%$ увеличивается выход фракции $U_{-1,2}$ и $U_{0,50/0}$ и уменьшается выход крупки, следовательно, изменением Q_d также можно регу-

лировать соотношение выхода фракций продуктов дробления солода.

В результате исследования зависимости выхода фракций дробленого солода от геометрических (δ) и кинематических (V_d, i) параметров валцов получены прямые и кривые регрессии $U_{ij} = f(\delta, V_d, i)$ для солода с $V_d = 5,6 + 20,6\%$, анализ которых для $V_d = 10,6\%$ приведен в табл.9 и указывает на возможность их использования при расчете параметров дробильных валцов в зависимости от заданного количественного соотношения фракций; оперативном регулировании валцовой пары в эксплуатации; расчете и конструировании солододробилок.

При дроблении увлажненного солода не представляется возможным достигнуть рекомендуемого выхода всех фракций, поскольку выход шелухи получается завышенным за счет уменьшения выхода других фракций. Поэтому следует рекомендовать наряду с увеличением отношения i увеличение интервала выхода шелухи до $U_{-1,2} = 15 + 30\%$ с проверкой этой рекомендации опытной варкой.

На основании анализа прогнозных таблиц методом прямого поиска (перебора) были избраны параметры операции дробления солода, приведенные в табл. 10.

Таблица 10

Рекомендуемый зазор b и отношения i при $Q_b \leq 0,5$ кг/с.м и $U_b = 2,0 + 4,2 \frac{U}{b}$

Параметры вальцов	Влажность солода, %			
	5,6	10,6	15,6	20,6
b , мм	0,40	0,35	0,35	0,35
i	2,3 - 2,5	2,4 - 2,5	2,5 - 2,6	2,5 - 2,7

Характер силового нагружения вальцов при измельчении солода не отличается от описанного для пшеницы. Изменения N_2 , N_4 и F_{PM} от геометрических и кинематических параметров описываются уравнениями регрессии, приведенными в табл. 11.

4.4. Операция шелушения риса вальцами. Характер силового нагружения резиновых вальцов при такой операции изучали Е.Н. Гринберг и Я.М. Иислин. В данном исследовании шелушению подвергли зерно риса сорта Дубовский-129 урожая 1967 года Краснодарского края вальцами ($D = 200$ мм) с синтетическим покрытием (твердость 80 ед. по Shore). Условия и результаты силового нагружения шелушительных вальцов представлены в табл. 12.

Исследованием выявлено: с увеличением межвальцового зазора в интервале $b = 0,2 - 1,0$ мм мощности $N_{ход}$ и N_4 уменьшаются; увеличение зазора b свыше 1 мм значительно снижает технологический эффект шелушения; с увеличением окружной скорости в интервале $U_b = 9 + 15$ м/с

Таблица II

ЗАВИСИМОСТЬ ЭНЕРГОСИЛОВЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ОПЕРАЦИИ ДРОБЛЕНИЯ СОЛОДА ВАЛЬЦАМИ ОТ ЗАЗОРА $\delta = 0,15 - 0,40$ мм, СКОРОСТИ $V_b = 2,0 - 4,2$ м/с И ОТНОШЕНИЯ $i = 1,1 - 2,7$

$\frac{Q_b}{\sigma}$, %	УРАВНЕНИЯ РЕГРЕССИИ	R	$\bar{\epsilon}$, %				
$\frac{8,6}{0,105}$	$N_{под} = 9856 - 9669\delta + 1227V_b - 1634i$ Вт/см $N_{ш} = 3113\delta^{-0,95} V_b^{0,90} i^{-1,00}$ Вт/см $F_{рм} = 45214 - 15568\delta - 8243V_b - 21710i + 704V_b^2 + 4005i^2 + 1237iV_b$ Н/см	0,90 0,88 0,94	10,47 11,97 8,40				
$\frac{10,6}{0,057}$	$N_{под} = 9205 - 8621\delta + 992V_b - 886i$ $N_{ш} = 2481\delta^{-1,00} V_b^{0,43} i^{-1,53}$ $F_{рм} = 24145 - 987V_b - 15882i - 63135\delta^2 + 2550i^2 + 8374\delta i$	0,94 0,56 0,90	4,56 14,70 14,00				
$\frac{15,6}{0,257}$	$N_{под} = 11685 - 14051\delta + 1063V_b - 1438i$ $N_{ш} = 40592 - 103347\delta + 6975V_b - 24226i + 77026\delta^2 + 2995i^2 - 15653\delta V_b - 37679\delta i - 1708V_b i$ $F_{рм} = 35124 - 25544\delta - 2718V_b - 16058i - 60831\delta^2 + 2709i^2 + 4600\delta V_b + 1376\delta i$	0,92 0,96 0,96	8,88 11,9 10,0				
Частные производные $\frac{\partial}{\partial \delta}$	Экстремум	Экстремум i , при зазоре δ , мм					
		0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40
$\frac{\partial N_{ш}}{\partial \delta} = 37679\delta - 1708V_b + 5000i - 24226$	min	4,28	3,97	3,87	3,34	3,04	2,72
$\frac{\partial F_{рм}}{\partial \delta} = 11379\delta + 5418i - 15059$	min	2,84	2,55	2,44	2,32	2,32	2,12

Параметр i не оказывает заметного влияния.

мощность $N_{ш}$ несколько снижается при небольшом повышении мощности $N_{под}$; увеличение V_b свыше 13 м/с и i свыше двух не повышает технологический эффект; наибольшая величина $N_{ш}$ наблюдается при значениях i , близких к единице; с увеличением удельной подачи Q_b мощности $N_{под}$ и $N_{ш}$ увеличиваются при более интенсивном росте $N_{ш}$; распорное усилие $F_{рм}$ возрастает с уменьшением зазора δ и увеличением подачи Q_b ; увеличение V_b незначительно понижает $F_{рм}$, а отно-

Таблица I2

Условия и результаты исследования энергетического нагружения вальцового мелушителя

$\frac{Q_b}{\sigma}$, кг/с.м	δ , мм	V_b , м/с	i	Эмпирические выражения	
				$N_{под}$, Вт/см	$N_{ш}$, Вт/см
0,38+2,02	0,75	12	1,43	$N_{под} = 0,43 Q_b^{0,472}$	$N_{ш} = 0,4 Q_b^{0,58}$
1,41	0,20+2,00	12	1,43	$N_{под} = 122,678 V_b^{-1,0048}$	$N_{ш} = 297,98 V_b^{-1,516}$
1,41	0,75	9+15	1,43	$N_{под} = 3,08 V_b^{0,77}$	$N_{ш} = 268,28 V_b^{-0,06 V_b}$
1,41	0,75	12	1,10+4,30	$N_{под} = 72,61 i^{0,21}$	$N_{ш} = 420,18 V_b^{-0,74 i}$

В процессе эксплуатации вальцовых шелушителей регулируемые параметрами являются зазор b и подача Q_B . Предполагаем величину мощности N_4 в исследованных интервалах регулирования этих параметров можно вычислить по эмпирическому выражению

$$N_4 = 0,925^{-1,092b} Q_B^{0,804} \text{ Вт/см.}$$

4.5. Исследование первичного измельчения зерна посредством ударного нагружения. Исследование предпринято в целях выявления целесообразности измельчения зерна (в т.ч. и зерна кукурузы с последующим отбором зародыша), измерения времени и сил соударения, достаточных для измельчения.

Используя математическую теорию удара и опираясь на работы В. П. Ромадина, Г. И. Бартенева, Д. С. Зуева и др. по измельчению твердых и эластичных тел, приняв за модуль скорости соударения $V_0 = \sqrt{V_A^2 + V_E^2}$ (35) находим примерную величину критической скорости $V_{0кр}$, необходимой для разрушения зерна при ударе его о жесткую преграду

$$V_{0кр} = 6,5 \frac{F_0 \tau_1}{m(1-\epsilon_0)^3} \text{ м/с.} \quad (36)$$

где V_E и V_A - переносная и относительная скорости частицы по периферии ротора, м/с; F_0 - усилие соударения, Н; τ_1 - продолжительность первой фазы удара от момента первого касания до момента наибольшего сжатия, с; m - масса частицы, кг; ϵ_0 - относительное сжатие частицы.

Экспериментальное изучение средней силы удара F зерновок в связи с результатами измельчения проводили на лабораторном измельчителе с козырьковой обечайкой. В одном из козырьков установлен пьезодатчик для измерения сил и времени соударения. Быстровращающийся ротор измельчителя приводили во вращение с окружной скоростью, регулируемой в интервале $V_0 = 20 + 90$ м/с. Результаты первичного разрушения зерен зубовидной кукурузы ВПР 42 представлены в табл. 13.

Таблица 13

Сила и время удара зерновок кукурузы при изменении скорости v_0^*

v_e , м/с	30	35	40	55	60	70
v_0^* , м/с	34,8	40,6	46,4	63,8	69,6	81,2
\bar{F} , Н	31,4	34,3	41,5	48,1	45,6	49,5
$\tau_{уд} \cdot 10^{-4}$, с	3,74	3,99	3,76	4,99	5,15	5,52

По экспериментальному значению \bar{F} и скорости v_0^* вычисляли время удара

$$\tau_{уд} = (1 + k_b) m v_0^* \bar{F}^{-1} \quad (37)$$

где $k_b = v_n^* / v_0^*$ - коэффициент восстановления скорости при ударе, измеренный экспериментально; v_n^* - скорость зерновки после удара.

В качестве оптимальной для первичного измельчения зерна кукурузы с последующим отбором зародыша была экспериментально установлена переносная скорость $v_e = 35 + 40$ м/с.

Если принять массу зерновки кукурузы $m = 0,00025$ кг, степень ее скатия $1 - \epsilon_0 = 0,952$ и из табл. 13 для $v_e = 35$ м/с время $\tau_1 \approx 0,5 \tau_{уд} = 2 \cdot 10^{-4}$ с и $F_0 = 2 \bar{F} = 68,6$ Н, то из (36) $v_{0,кр} = 41,5$ м/с, что близко к действительной величине из табл. 13.

В результате экспериментального исследования усилий соударения зерновок пшеницы при ударном нагружении и обработки экспериментальных данных получено эмпирическое выражение, описывающее зависимость силы удара от скорости соударения в интервале $v_e = 40 + 85$ м/с, представленное в табл. 14.

Из табл. 14 следует, что с увеличением скорости соударения сила \bar{F} будет возрастать. Дальнейшее увеличение свыше $v = 80 + 85$ м/с приводит к снижению \bar{F} , что выявлено исследованием и связано, очевидно, с повышением скоростей нагружения.

Экспериментально установлено: необходимая для измельчения сила удара зерновок пшеницы о жесткую преграду не выходит за интервал $\bar{F} = 0,10 + 2,06$ Н; при повторном пропуске через центробежный из-

Зависимость силы удара \bar{F} от скорости соударения

Сорт пшеницы	В _л , %	$\bar{F} = \alpha V_0^\beta$	
		Коэффициенты	
		α	β
Одесская 16	12,8; 14,4	1,918; 0,635	1,002; 1,262
	16,8; 20,8	0,201; 0,131	1,530; 1,260
Одесская 3	12,2; 14,2	0,096; 0,057	1,689; 1,770
	16,2; 18,0	0,043; 0,013	1,890; 2,170
Джанка	11,8; 16,8	0,394; 0,073	1,360; 1,720
	20,0	0,020	1,560

мельчитель зерновок, не разрушенных при первом пропуске, наблюдается снижение \bar{F} ; время удара зерновок пшеницы находится в интервале $\tau_{уд} = 0,0010 - 0,0015$ с.

5. Концентрация операций измельчения и сепарирования в машинах-агрегатах для технологических процессов переработки зерна

Агрегатирование технологических машин может стать одним из направлений технического прогресса в мукомольно-элеваторной промышленности, поскольку число операций, на которые дифференцируется технологический процесс, значительно меньше для машины-агрегата (рис. II), чем для поточной линии, составленной из серийных машин, что соответственно уменьшает материалоемкость, энергоемкость оборудования и потребную производственную площадь.

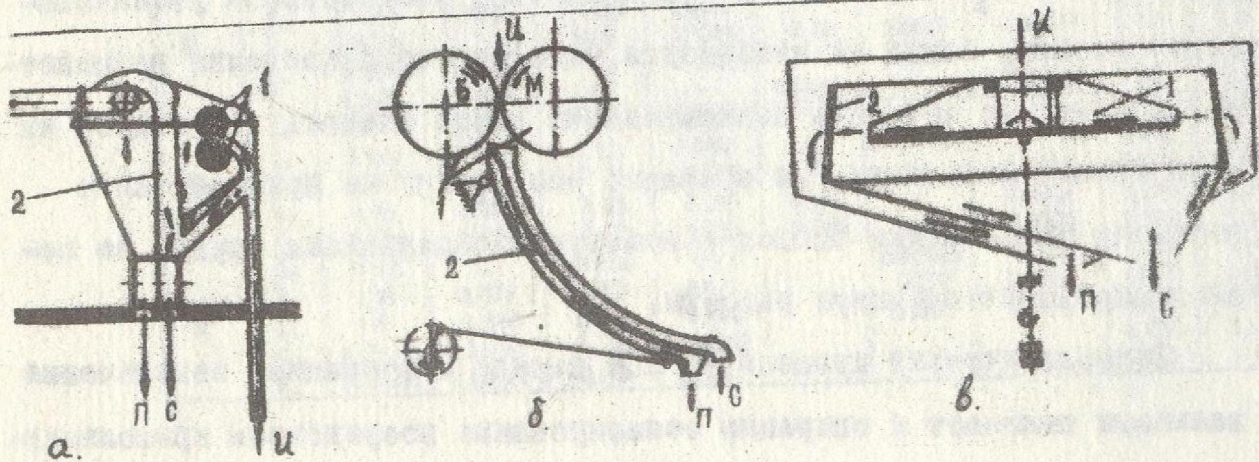


Рис. II

Из сравнительного рассмотрения функциональных схем измельчающих и сепарирующих устройств следует возможность создания рациональных агрегатов, исключая из процесса измельчения-сепарирования ряд вспомогательных операций: питания, равномерного распределения продуктов по приемному фронту рабочего органа, шлюзования и др. В качестве целесообразных функциональных схем агрегатированных измельчающе-сепарирующих машин (ИСМ) выделены: вальцово-пневматическая ВП ИСМ (рис. II, а), вальцово-ситовая ВС ИСМ (рис. II, б) и инерционно-ситовая ИС ИСМ (рис. II, в), подвергшиеся экспериментальным исследованиям.

Исследованием технологической эффективности ВП ИСМ подтверждены результаты, отдельно полученные для инерционного питателя (§3.2) и малогабаритных вальцов (§4.2). Выявлена целесообразность использования транспортирующего воздуха при пневматической классификации продуктов измельчения: соотношение между количеством разделенных продуктов измельчения (сходом ζ , проходом Π и уносом Π_y) зависит от средней скорости воздуха $V_{пк}$ в воздушно-сепарирующем канале; назначение $V_{пк}$ в первую очередь зависит от гранулометрического состава сепарируемой смеси и удельной подачи Q_p ; возможность четкого выделения сходных продуктов из смеси продуктов измельчения уменьшается в последовательности ступеней крупобразующего процесса; с уменьшением Q_p количество ζ уменьшается, количество Π увеличивается, унос Π_y почти не изменяется, четкость сепарирования повышается; полученную четкость сепарирования можно считать допустимой на комплектах мельниц, где операция обогащения не применяется и возможно направление сходов с некоторым содержанием крупной на последующую ступень, минуя рассей.

Технологический процесс ВС ИСМ наряду с операцией измельчения вальцами включает и операцию сепарирования посредством криволинейного разделяющего экрана (РЭ). Операцию ситового сепарирования

сыпучих смесей изучали А. И. Альтерман, В. Я. Белецкий, А. А. Вайнберг, В. В. Гортинский, Г. С. Демир, Л. И. Котляр, Я. И. Лейкин, Е. А. Непомнящий, В. М. Цециновский и др. В результате получены теоретические и экспериментальные описания различных вариантов выполнения этой операции и сформулированы исходные предпосылки для проектирования конструкций ситовых сепараторов.

Исследованием РЭ, встроенного в вальцовый измельчитель, применительно к I, II, III и IV кр. системам установлены зависимости (табл. I5) эффективности (по проходу E_n , сходу E_c) и четкости (K_n, K_c) сепарирования продуктов измельчения пшеницы, позволившие избрать рациональные геометрические и кинематические параметры разделяющего экрана.

Таблица I5

Зависимость эффективности разделения продуктов измельчения пшеницы ($Q_B = 0,8 - 2,10$ кг/с.м) от размера отверстий ($b_3 = 1,0 - 2,5$ мм), размаха ($\varphi_3 = (14-70) \cdot 10^{-4}$ рад) и частоты ($\omega_3 = 7,4 - 13,9$ гц) колебаний РЭ

Кривая-система	У	Уравнение и коэффициенты регрессии $U = A_0 + A_1 b_3 + A_2 \varphi_3 + A_3 \omega_3 + A_4 b_3^2 + A_5 \varphi_3^2 + A_6 \omega_3^2 + A_7 b_3 \varphi_3 + A_8 b_3 \omega_3 + A_9 \varphi_3 \omega_3$							Статист. коэффици.	
		A_0	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6	R	E
I	P_0	-15,595	7,9267	50,560	1,3430	-	-	-	0,819	14,5
	E_n	-0,039	0,613	91,55	-0,0027	-0,125	-9567,4	-	0,977	1,1
	E_c	1,1066	-0,0493	0,1613	-0,0053	-	-	-	0,927	0,61
	K_n	0,878	-0,210	-117,4	-0,141	-	11016,0	0,00645	0,959	5,83
	K_c	-0,071	-0,017	-	0,021	-	119,1	-0,00026	0,947	9,97
II	P_0	25,18	-	-	-1,49	4,89	16930,0	0,033	0,928	4,58
	E_n	0,4380	0,1868	2,4457	0,0018	-	-	-	0,846	3,72
	E_c	0,99380	-	-60,2	0,0268	-0,05	6406,7	-0,00077	0,893	2,15
	K_n	0,088	0,2085	-	-0,0492	-	-1482,8	0,0016	0,754	33,2
	K_c	0,3187	-0,2098	1,58	-	0,0435	-	-0,0000207	0,822	12,3
III	P_0	49,432	12,746	714,29	2,1032	-	-	-	0,790	8,52
	E_n	0,294	0,579	-6,36	-0,0061	-0,113	-	-	0,951	1,34
	E_c	0,343	-0,174	7,79	0,129	-	-	-0,0054	0,979	1,36
	K_n	0,191	0,439	-8,28	-0,079	0,068	-	0,0031	0,988	4,59
	K_c	0,686	-0,264	2,79	-0,056	0,052	-	0,0026	0,928	5,56
IV	P_0	220,8	16,7	-15230	-23,8	-	1505923	1,03	0,806	3,99
	E_n	1,38	0,059	-55,9	-0,073	-	5247	0,0031	0,868	1,02
	E_c	-1,01	-0,369	166,2	0,448	-	12,581	-0,0194	0,952	6,78
	K_n	0,13378	0,23441	14,785	0,00852	-	-	-	0,950	6,89
	K_c	0,20209	0,05316	10,143	0,00167	-	-	-	0,616	11,1

Из результатов изучения операции первичного измельчения зерна кукурузы на ИС ИСМ следует: с увеличением окружной скорости ротора в интервале $v_e = 35 + 75$ м/с степень измельчения k_u и удельный расход энергии W возрастают, возможность выделения зародыша уменьшается; с увеличением диаметра ячеек ситового колуха в интервале $d_s = 3 + 5$ мм уменьшается количество схода C , снижается эффективность и четкость сепарирования; уменьшение угла наклона к вертикали усеченной конической поверхности ситового колуха в интервале $\alpha_{hb} = 0,45 + 0,18$ рад влияет на показатели измельчения и сепарирования аналогично увеличению d_s ; с увеличением Q_b в интервале $0,08 - 0,23$ кг/с.м k_u возрастает за счет возрастания вероятности ударов последующих зерен по предыдущим, возможность выделения зародыша возрастает до $Q_b = 0,19$ кг/с.м; с увеличением влажности в интервале $B_d = 14,2 + 19,4$ % возможность выделения зародыша снижается; с увеличением времени отволаживания в интервале $\tau_o = 1 + 8$ ч. k_u и W возрастают, возможность выделения зародыша снижается; если считать приемлемым извлечение зародыша, достигнутое в промышленности, около $30 + 55$ %, то с применением ИС ИСМ можно значительно упростить технологический процесс, обрабатывая только сходовый продукт; в этом случае при $v_e = 35 + 42$ м/с коэффициент извлечения зародыша из сходового продукта $k_{zc} = 0,54 + 0,58$; при выделении же зародыша из обоих продуктов С и П можно достичь величины $k_z = 0,70$; для измельчения в ИС ИСМ зерна кукурузы посредством ударного нагружения характерна малая (не более 30 %) повреждаемость зародыша; при оптимальных параметрах первичного измельчения зерна кукурузы получены наиболее высокие значения коэффициентов $k_{zc} = 0,75$ и $k_z = 0,83$.

Таким образом: ВП ИСМ целесообразна для комплектных мельниц; ВС ИСМ может найти применение на мельницах для различных технологических процессов измельчения пшеницы; ИС ИСМ целесообразна для первичного измельчения зерна кукурузы с последующим отделением зародыша.

6. Направления, параметры и средства автоматизации операции измельчения зернопродуктов вальцами

Качество выполнения операции измельчения вальцовым измельчителем изменяется во времени. Возмущающие воздействия от износа рабочих органов и изменения физико-технологических параметров исходного продукта не позволяют получить стабильные промежуточные и готовые продукты измельчения зерна. Это указывает на целесообразность разработки системы автоматического управления вальцовым измельчителем.

Пока нет единого мнения, какие параметры принять в качестве контролируемых и какие управляемыми. Так, в научно-технической литературе с этой целью в разное время вносились предложения: автоматическое регулирование усилия $F_{рм}$ в зависимости от колебаний подачи продукта на вальцы путем оборудования вальца M жестким установочным устройством (А.Р. Демидов, В.И. Ильченко, О. Моог); регулирование отношения i за счет изменения V_M при $V_B = const$ путем введения в механизм вальцов вариационной межвальцовой передачи (Г.Д. Гальперин, А.В. Панченко, С.Д. Хусид); автоматическое регулирование скоростей вальцов ($V_B = varia$, $V_M = varia$) в зависимости от колебаний подачи Q_B путем введения в замыкающую кинематическую цепь вальцов механизма с двумя степенями свободы (Г.Д. Гальперин, Г. Донат, А.В. Панченко); автоматическое регулирование зазора по температуре продуктов измельчения (А.В. Панченко, О. Моог), по их цвету (Б.М. Горбунов, И.Е. Мамбиш, С.А. Цветнов), по гранулометрическому составу их выборочной совокупности (А.Р. Демидов, Е.Я. Демидов, Л.И. Котляр, И.Е. Мам-

биш, В. А. Сибиряков, Е. К. Шигин, П. Г. Эйдус), по результатам разделения продуктов измельчения с помощью производственного рассева (Е. И. Каплина, А. Т. Птушкин, Я. Л. Портнов); по результатам их разделения на два продукта (А. Бобеев, Г. Д. Гальперин, А. Б. Демский, А. В. Панченко, В. Я. Поляков); то же устройством вне измельчителя (А. Я. Каминский, И. Т. Мерко); по величине мощности N_2 (Г. А. Хан).

6.1. Введение в кинематическую цепь валцов механизма с двумя степенями свободы. Проведенные работы по исследованию дифференциального привода валцов (рис. 12) указывают на принципиальную возможность автоматизации рабочего процесса измельчения вследствие имеющего место автоматического и целесообразного изменения скоростей валцов при изменениях подачи Q_B . В результате этих исследований установлено: кинематические параметры валцов связаны выражениями

$$n_B = n_{B0} + n_M i_{MB}^{-1} \text{ об/мин, } i = n_{B0} n_M^{-1} + i_{MB}^{-1}, \text{ где } (38)$$

$n_{B0} = n_d i_{pr} z_3 z_1^{-1}$ - начальное (при $n_M = 0$) число оборотов вальца Б;

$i_{MB} = z_B z_M^{-1} z_1 (z_1 + z_2)^{-1}$ - передаточное отношение от вальца М к вальцу Б;

n_d и i_{pr} - число оборотов двигателя и передаточное отношение приводной передачи; с уменьшением i_{MB} отношение i возрастает, однако при $i_{MB} \leq 2$ валец М останавливается (рис. 13, а); с увеличением n_{B0} интенсивно возрастает отношение i , что указывает на целесообразность создания регулируемого дифференциального привода; с увеличением

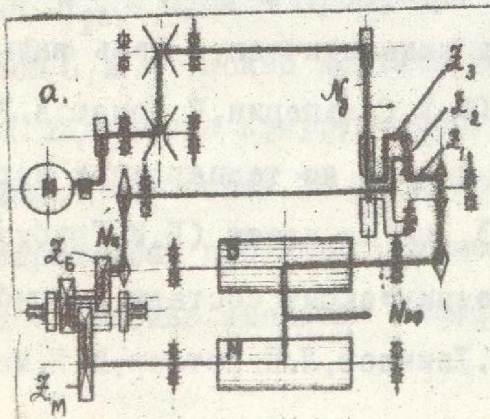


Рис. 12

нием подачи Q_B возрастает окружные скорости валцов (рис. 13, б), что должно повышать извлечение, но одновременно уменьшается отношение i (относительно его оптимальной величины), что вызывает уменьшение извлечения; такие взаимно обратные влияния на извлечение со стороны изменяющихся кинематических пара-

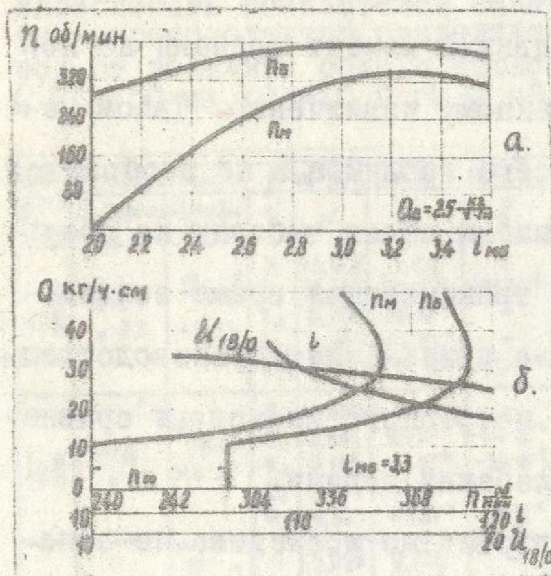


Рис. 13

метров вальцов стабилизируют извлечение при переменных подачах: вальцовая пара с дифференциальным приводом обладает большей Q_B по сравнению с обычной и работает удовлетворительно при столь больших подачах, когда вальцы со стабильной межвальцовой передачей "захлебываются"; при форсировании режима измельчения путем уменьшения зазора δ наряду с положительным фактором увеличения окружных скоростей может иметь

место нежелательное уменьшение отношения δ против оптимальных значений; последнее обстоятельство не позволяет рекомендовать дифференциальный привод в таком виде к внедрению в промышленность.

6.2. О формировании сигнала автоматического управления вальцовым измельчителем. Для примерной стабилизации операции измельчения в соответствии хотя бы с количественным балансом помола необходимо вальцовый измельчитель оснастить системой автоматического управления, включающей устройства обратной связи, обеспечивающие возможность использования результатов измерений производительности и интенсивности операции измельчения для подналадки функциональных механизмов, например, питателя и вальцов.

Анализ параметров операции измельчения зернопродуктов указывает, что в качестве контролируемого параметра целесообразно избрать величину извлечения, а регулирующим - изменение межвальцового зазора, что позволяет составить замкнутую систему управления вальцовым измельчителем.

Согласно предложенному способу получения движущего сигнала, он образуется как рассогласование между действительным проходом и потребным для данной системы помола при имеющей место в данный момент

времени подаче продукта. Сигнал о потребном проходе можно определить делением сигнала общей подачи в данный момент времени на постоянную величину, соответствующую заданному извлечению. Такой метод имеет преимущества: просеивание всего продукта, а не отобранной пробы, позволяет избежать наложения ошибки малой выборки на общую ошибку определения величины сигнала; транспортное время запаздывания сигнала значительно меньше, чем с применением производственного рассева; непрерывное определение потребного прохода и сравнение его с действительным учитывает колебания подачи.

Для проверки данного предложения проведено исследование сепарирующей способности колеблющегося разделяющего экрана (РЭ), встроеного в вальцовый измельчитель, применительно к I, II, III и IV кр. системам. Результаты опытов, представленные в § 5.2, указывают на возможность достаточно точного разделения по крупности (в потоке) продуктов измельчения на два продукта. Практически важным является то, что между показателями операции сепарирования и общим извлечением установлена корреляционная связь, описываемая уравнением регрессии (табл. I6). Положительным для получения управляющего сигнала является то, что с изменением извлечения $U_{095/0}$ и $U_{085/0}$ зависимость $\Pi = f(U)$ описывается прямой регрессии, т.е. Π изменяется пропорционально U . Поэтому вполне возможно применение статического регулирования. Для заданного количественным балансом помола общего извлечения и данной крупнообразующей системы по эмпирическому выражению в табл. I6 можно вычислить соответствующую величину прохода Π . Все возмущения, имеющие следствием изменение заданного извлечения на величину ΔU , приведут к изменениям прохода на $\Delta \Pi$ и, следовательно, к возникновению управляющего сигнала.

Применение этого способа позволит сходовый продукт направить на дальнейшее измельчение минуя рассевы, что приведет к разгрузке просеивающей поверхности и снижению энергозатрат на вертикальные

Таблица 16

Зависимость показателей сепарирования зернопродуктов разделяющим экраном от величины общего извлечения ($\omega_3 = 750$ мм, $\omega_3 = 10,9$ гц, $\gamma_{31} = 0,0042$ град)

Продукты Кр. системы	Условия сепариров		$\eta = \alpha + \beta\omega + \gamma\omega^2$, где				Кэф. коррел. η	Коррел. отнош. η
	ω , минут	Интервал ω , %	α	β	γ			
I и II	1090 и 2,0	$\omega = 0,95/0$ = 5-55	П	13,960	1,114	-	0,981	-
			Е _п	0,767	$30 \cdot 10^{-3}$	$-20 \cdot 10^{-3}$	-	0,980
			К _п	0,702	$-68 \cdot 10^{-3}$	-	-0,991	-
			Е _с	0,903	$-82 \cdot 10^{-3}$	-	0,990	-
			К _с	0,019	$-52 \cdot 10^{-3}$	$65 \cdot 10^{-3}$	-	0,982
I и II	1200 и 1,5	$\omega = 0,95/0$ = 5-55	П	1,620	0,724	-	0,988	-
			Е _п	0,663	$28 \cdot 10^{-3}$	$-64 \cdot 10^{-3}$	-	0,980
			К _п	0,135	$25 \cdot 10^{-3}$	$-55 \cdot 10^{-3}$	-	0,898
			Е _с	1,004	$-19 \cdot 10^{-3}$	-	-0,973	-
			К _с	-0,025	$45 \cdot 10^{-3}$	$30 \cdot 10^{-3}$	-	0,953
III и IIII	1200 и 1,5	$\omega = 0,95/0$ = 7-30	П	0,290	0,776	-	0,982	-
			Е _п	0,741	$15 \cdot 10^{-3}$	$-54 \cdot 10^{-3}$	-	0,902
			К _п	0,180	$34 \cdot 10^{-3}$	$-72 \cdot 10^{-3}$	-	0,883
			Е _с	0,003	$-26 \cdot 10^{-3}$	-	0,978	-
			К _с	0,044	$61 \cdot 10^{-3}$	-	0,967	-

перемещения продуктов измельчения.

Автоматизация вальцового питателя намечена в направлении автоматического регулирования его производительности в соответствии с износом рифлей вальца Б и количественными возмущениями потока зернопродуктов в поточных линиях переработки зерна, обусловливаемыми: возможным засеванием сит рассевов предыдущих

систем; изменением интенсивности измельчения зернопродуктов на предыдущих системах; регулярными переключениями потока зернопродуктов с одних систем на другие при замене вальцов и других ремонтных работах.

7. Мельничная мехвальцовая передача

Зубчатые передачи широко применяются в современной технике и в своем развитии достигли высокой степени совершенства. Однако зубчатая мехвальцовая передача (в ее обычном исполнении) обладает рядом органических недостатков, несмотря на которые она продолжает господствовать на мельзаводах и в настоящее время главным образом благодаря простоте своего устройства.

Испытанные опытные образцы цепных мехвальцовых передач (В.М. Буклаткина, Г. Д. Гальперина, П. Г. Шишова, фирмы Robinson и др.) также не являются совершенными: значительное предварительное натяжение цепи вызывает непроизводительные потери энергии, более быстрый износ деталей и повышение виброшумовой активности передачи; усложнение конструкции передачи за счет введения натяжной звездочки и устройства натя-

жения цепи; значительная потребная длина цепи для оборудования одной передачи, достигая 2 м; цепь может оказаться непригодной задолго до ее физического износа, поскольку ее предельно допустимый износ Δt_{dmax} , вычисленный по звездочке Z_M , уменьшается в $i = 1,5 - 3,0$ раза против вычисленного по Z_B .

Кинематический режим цепной межвальцовой передачи наряду со средним передаточным отношением $i = \frac{\omega_B}{\omega_M}$, где ω_M - средняя угловая скорость звездочки Z_M , должен быть охарактеризован величинами $v_{цmin}, v_{цmax}, \omega_{мmin}, \omega_{мmax}, i_{цmin}$ и $i_{цmax}$ (табл. I7). Из рис. I4 и табл. I7

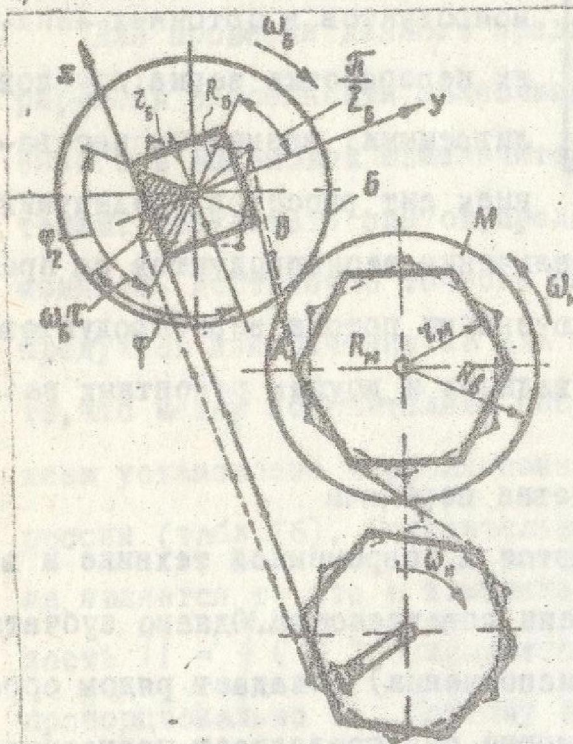


Рис. I4

следует, что кинематический режим одной и той же передачи может различаться в зависимости от кратности длины ведущей ветви передачи L_B шагу цепи t ; второй случай $L_B = m_0 t + 0,5 t$ м, где m_0 - целое число, является более общим.

Неравномерность вращения звездочки Z_M совместно с валцом И не может заметно влиять на операцию измельчения, но в значительной степени влияет на силовое нагружение элементов передачи. Применительно к методике Д. Н. Решетова динамическое усилие, возникающее в цепи (рис. I4),

$$F_d = \frac{I}{K_{ц}} (x - x_1) \text{ Н,} \quad (39)$$

где x и x_1 - перемещение шарниров сопряжения В и А на звездочках валцов Б и М, мм; $K_{ц} = \frac{k_0 \cdot L_B}{S_{ш} \cdot t}$ - коэффициент податливости ведущей ветви в м/Н; k_0 - коэффициент контактной податливости цепи в м³/Н; $S_{ш}$ - площадь проекции опорной поверхности шарнира (характеристика цепи), м².

Дифференциальное уравнение движения ведущей звездочки Z_M и свя-

Кинематика цепной межвальцово́й передачи

Показатели	Длина ведущей ветви цепи	
	кратна шагу $L_B = m_0 t$	некратна шагу $L_B = m_0 t + 0,5t$
Линейная скорость набегания цепи	min	$v_{u \min} = \omega_B R_B \cos \frac{\pi}{Z_B}$
	max	$v_{u \max} = \omega_B R_B$
Угловая скорость звездочки Z_M	min	$\omega_{M \min} = \frac{\omega_B \cos \frac{\pi}{Z_B}}{i \cos \frac{\pi}{Z_M}}$
	max	$\omega_{M \max} = \frac{\omega_B}{i}$
Передаточное отношение	min	$i_{\min} = i \cos \frac{\pi}{Z_M}$
	max	$i_{\max} = \frac{i}{\cos \frac{\pi}{Z_B}}$

занного с нел вальца II

$$M_{\text{мп}} x'' + \frac{I}{k_{\text{и}}} (x - x_0) = 0, \quad (40)$$

где $M_{\text{мп}}$ - массы звездочки Z_M и вальца II, приведенные к шарниру A цепи (рис. 14).

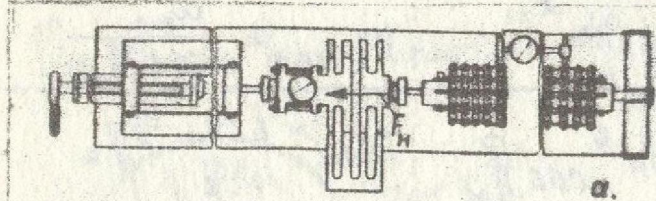
Решая дифференциальное уравнение (40) и отбрасывая члены уравнения, выражающие свободные колебания цепи, получим

$$F_{\text{д max}} = \frac{M_{\text{мп}} \omega_B^2 \cdot 0,5t}{1 + M_{\text{мп}} \omega_B^2 \cdot k_{\text{и}}} = \frac{t}{2 \left(\frac{1}{M_{\text{мп}} \omega_B^2} + k_{\text{и}} \right)}. \quad (41)$$

Динамический расчет цепной межвальцово́й передачи проведен с учетом податливости цепи. Дополнительное динамическое нагружение цепи $F_{\text{д max}}$ для условий I кр. системы почти в два раза превышает тяговое усилие F_T .

Коэффициенты контактной податливости зубчатых цепей, измеренные экспериментально (рис. 15, а), составляют $k_0 = (14 + 32) \cdot 10^{-12}$, а роликовых $k_0 = (0,8 - 16,6) \cdot 10^{-12}$ м³/Н. Податливость цепей не остается постоянной для данного образца, а изменяется в связи со степенью их износа (рис. 15, в).

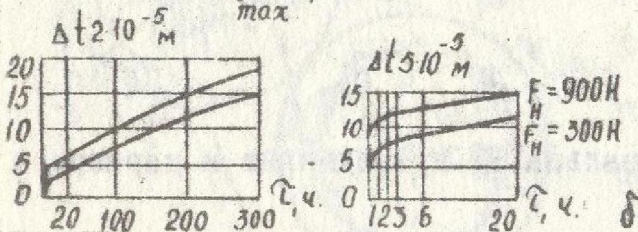
Лабораторные и эксплуатационные испытания цепных передач на износ проведены на стенде (рис. 2) и на мельзаводах. В результате установлено: повышенный износ цепей в начальный период испытаний (рис. 15, б) объясняется несовпадением микрогеометрии рабочих поверхностей новых деталей с оптимальной для данных условий испытаний, образующейся в первые же часы работы; увеличение среднего шага зубчатых цепей (и, следовательно, выход их из строя) происходит на 55-60% за счет двухстороннего износа вкладышей, составляющих 7 + 8 % от мас-



Метрологическое исследование цепи ЗПР-19,05

$$\Delta t = 1,01 \text{ мм}$$

тах



Исследование цепи типа ЗПР-1905 на податливость

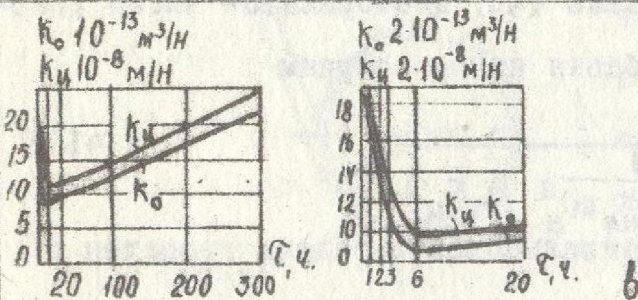


Рис. 15

сы цепей; для равномерного износа звездочек ширину цепи, связанную с ведущей звездочкой, следует принимать в два раза (для $i = 1,5$) и в 1,15 раза (для $i = 2,5$) большей ширины цепи, связанной с ведомой звездочкой.

Характер износа зубчатых цепей указывает на недостатки в технологии их производства, к которым следует отнести: недостаточную твердость рабочих поверхностей деталей цепей; прокаливание насквозь вкладышей и валков вместо цементации поверхности,

приводящее к отдельным случаям поломок этих деталей; скос кромок окон в пластинах, получаемых штампованием, что приводит к повышенному износу вкладышей; несовпадение радиуса закругления внутренней поверхности вкладышей с радиусом сечения валков (у вкладышей этот радиус больший, что обуславливает значительное превышение фактических удельных давлений над расчетными); неточность сопряжения пластин со вкладышами, обуславливающую при работе относительные смещения между ними,

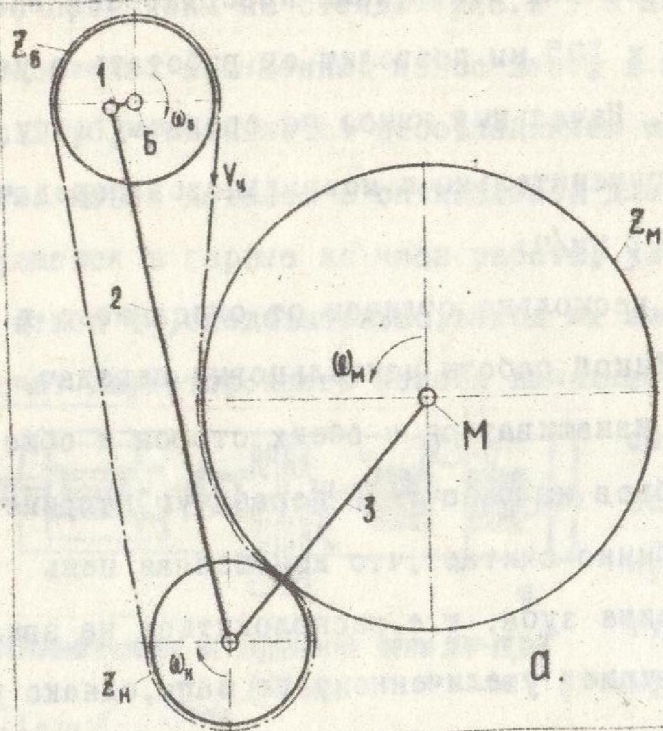
приводящие к износу окон в пластинах и наружных поверхностях вкладышей, Темп износа цепи Б25,4 x 105 мм позволит ей работать в условиях 6 р. системы до 3-х лет. Начальный износ по среднему шагу роликовой цепи типа ЗПР-19,05 применительно к межвальцовой передаче измельчителя ВМП составил 0,002 мм/ч.

Характер износа звездочек несколько отличен от описанного в литературе, что связано со спецификой работы межвальцовых передач, а именно: зубья звездочек могут изнашиваться с обеих сторон и общепринятое разделение граней зубьев на рабочую и нерабочую неприменимо к межвальцовой передаче; обычно считают, что изношенная цепь стремится передвинуться к вершине зуба, т.е. расположиться на звездочке по окружности, соответствующей увеличенному ее шагу, однако у ведомых звездочек изнашивается поверхность по окружности впадин, что может иметь место при расположении шарниров цепи по окружности меньше делительной.

Во избежание отмеченных недостатков испытанных передач были предложены конструкции цепных межвальцовых передач без потребного предварительного натяжения цепи, схема которых представлена на рис. 16. Для компенсации удлинения цепи от износа применен установочный механизм, выполненный в виде шарнирного четырехзвенника, базирующегося на осях валцов Б и М, и включающий ведущий кривошип 1 передаточное звено 2 и ведомый кривошип 3. При этом длина кривошипа 3 между шарнирами его сопряжения равна сумме радиусов делительных окружностей звездочек \mathcal{L}_M и \mathcal{L}_H . Звездочка \mathcal{L}_H расположена на шарнире сопряжения звеньев 2 и 3 и, поэтому, независимо от положения ведущего кривошипа 1, ее делительная окружность имеет общую точку касания с делительной окружностью звездочки \mathcal{L}_M .

Звездочки для зубчатой двухсторонней цепи обладают той особенностью, что диаметры их окружностей выступов меньше диаметров окружностей делительных и при внешнем касании последних цепь свободна

но проходит между ними, как это показано на рис. 16, в. При роли-



ковой цепи зубья звездочки Z_n выполнили укороченными с выемами в верхней части для прохождения головок зубьев звездочки Z_m (рис. 16, б).

Срок службы цепи ограничивается максимально допустимым увеличением шага Δt_{\max} . В данной передаче при любом Δt цепь не может выйти из зацепления со звездочкой Z_m . Поэтому Δt_{\max} следует считать по числу зубьев меньшей звездочки Z_6 , что увеличивает предельно допустимый износ цепи в $i = 1,5 - 3,0$ раза. Кроме того, в предложенной передаче по-

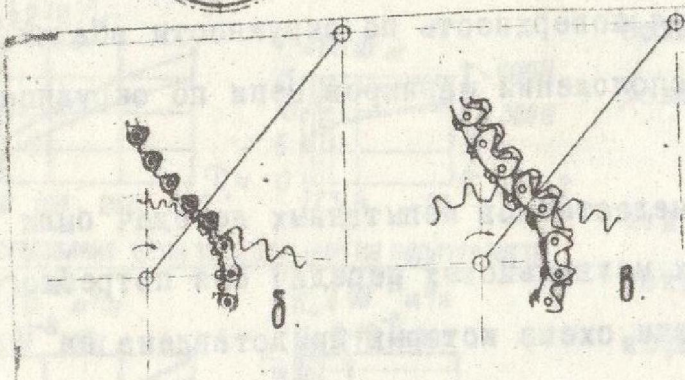


Рис. 16

требная длина цепи уменьшается вдвое. Лабораторные и эксплуатационные испытания этой передачи дали положительные результаты.

Вариационная межвальцовая передача была осуществлена с помощью зубчатой передачи и колодочно-ременного вариатора оборотов, позволила регулировать i в интервале 1,25 + 5,00 и передавать значительные мощности (до 16 кВт) при скольжении ремня, не выходящего за пределы допустимого.

Исследованиями уровня шума валцовых измельчителей с различными межвальцовыми передачами выявлено: увеличение предварительного натяжения цепей в интервале 500 + 2800 Н и окружных скоростей вал-

цов в интервале $v_g = 3 + 15$ м/с приводит к повышению уровня шума соответственно на $\Delta L_g = 0,5 + 6,0$ и $12 + 14$ дБ; цепные межвальцовые передачи с роликовой цепью обладают меньшей шумовой активностью, чем передачи, осуществленные с помощью двухсторонних бесшумных цепей.

РАЗДЕЛ III. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ СХЕМ И МЕХАНИЗМОВ УПАКОВОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Внедрение прогрессивных методов торговли сдерживается недостаточным количеством фасованных товаров и, в частности, муки в мелкой упаковке, что требует разработки и внедрения высокопроизводительных фасовочно-упаковочных автоматов.

В области теории, расчета, конструирования и исследования машин-автоматов известны работы Д. В. Аристова, С. И. Артоболовского, И. И. Артоболовского, В. Я. Белецкого, Б. Е. Бродо, Ю. В. Бурляя, М. М. Гернета, В. В. Гортинского, М. Я. Дикова, В. Ю. Ейдониса, В. Б. Зайцева, Д. М. Истаева, Д. Я. Ильинского, И. И. Капустина, Е. Б. Карпина, Ю. К. Карпова, М. У. Кацнельсона, Л. Н. Кошкина, И. А. Клусова, А. А. Лапшина, Г. А. Маршалкина, В. Ф. Петько, И. И. Сторичко, Л. А. Сухого, К. В. Тира, С. В. Харламова, В. Ф. Шапрана, Г. А. Шаумяна, В. Н. Шувалова и др., использованные автором при подготовке к исследованию, изложенным в данном разделе.

В. Операции фасовки и упаковки готовой продукции

Из рассмотрения направлений совершенствования фасовочно-упаковочных автоматов для сыпучих пищевых продуктов следует, что увеличение степени использования пакетов в результате интенсификации операции уплотнения позволит значительно увеличить массу продукта в пакетах при первоначальном их объеме, либо уменьшить объем пакетов при первоначальной массе продуктов в них. Уменьшение объема пакетов имеет значение не только с точки зрения экономии упаковочных материалов, потребной складской площади, уменьшения транспортных расходов и повышения стойкости продуктов при хранении. Существует определенная связь между объемом пакетов и массой машин-автоматов. Для

выяснения этой зависимости были рассмотрены 13 фасовочно-упаковочных автоматов, выпускаемых Воронежским заводом имени В.И. Ленина, для сыпучих продуктов в бумажные пакеты различной емкости. Зависимость массы этих автоматов G_a (кг) от объема $V_{пк}$ (см³) пакетов описывается прямой регрессии

$$G_a = 1,55 V_{пк} + 4200 \text{ кг.} \quad (42)$$

8.1. К повышению точности объемного дозирования муки. Сложность создания удовлетворительных по точности объемных дозаторов муки связана с ее трудносыпучестью, склонностью к сводообразованию и с различными возмущениями физических характеристик в потоке. Для выяснения границ таких возмущений было предпринято исследование на Одесском мелькомбинате. Дозы отбирали в течение смены с интервалом 5 минут. При этом установлено: мука I сорта включает различные классы крупности (20 + 200 мкм) с преобладанием (50+70 %) частиц размером от 30 до 70 мкм; мука, выработанная в различных сменах на одной и той же мельнице, имеет различный гранулометрический состав, хотя по крупности является стандартной; плотность вещества частиц муки высшего сорта $\gamma_z^v = 1460 \text{ кг/м}^3$ и I-го сорта $\gamma_z^v = 1470 \text{ кг/м}^3$; влажность муки не постоянная и изменяется в интервале $W_d = 12 + 15 \%$ со скоростью $V_{W_d} = 0,006\%/мин$; объемная масса потока муки изменяется в интервале $\gamma^v = 490,5 + 505,1 \text{ кг/м}^3$, распределяясь по нормальному закону при среднем значении $\bar{\gamma}^v = 496,3 \text{ кг/м}^3$, $\sigma = 3,07 \text{ кг/м}^3$ и относительном отклонении $\Delta \gamma^v = -1,3 + 1,8 \%$, как это представлено на рис. 17, а. При этом около 20 % доз будут иметь фактическую погрешность объемного дозирования (по И.И. Сторицко)

$$\sigma_{i/N}^{\gamma^v} = (m_i - \bar{m}) \bar{m}^{-1} \cdot 100 > \pm 1 \%, \quad (43)$$

где m_i и \bar{m} - масса i -той дозы и средняя масса N подряд отобранных доз. Возмущения γ^v только изменением влажности описываются полиномом второго порядка (рис. 17, б).

Стабилизация массы доз при возмущениях физических характерис-

тик потока муки путем изменения объема мерных емкостей оказалась нецелесообразной. В этой связи выполнено исследование возможности стабилизации массы доз муки путем виброзаполнения мерных емкостей с регулируемыми параметрами вибраций. Влияние параметров колебаний (амплитуды A , частоты ω) и времени t_{p1} вибраций на массу дозы представлено на рис. 17, в, г, е. Изменением этих параметров при ста-

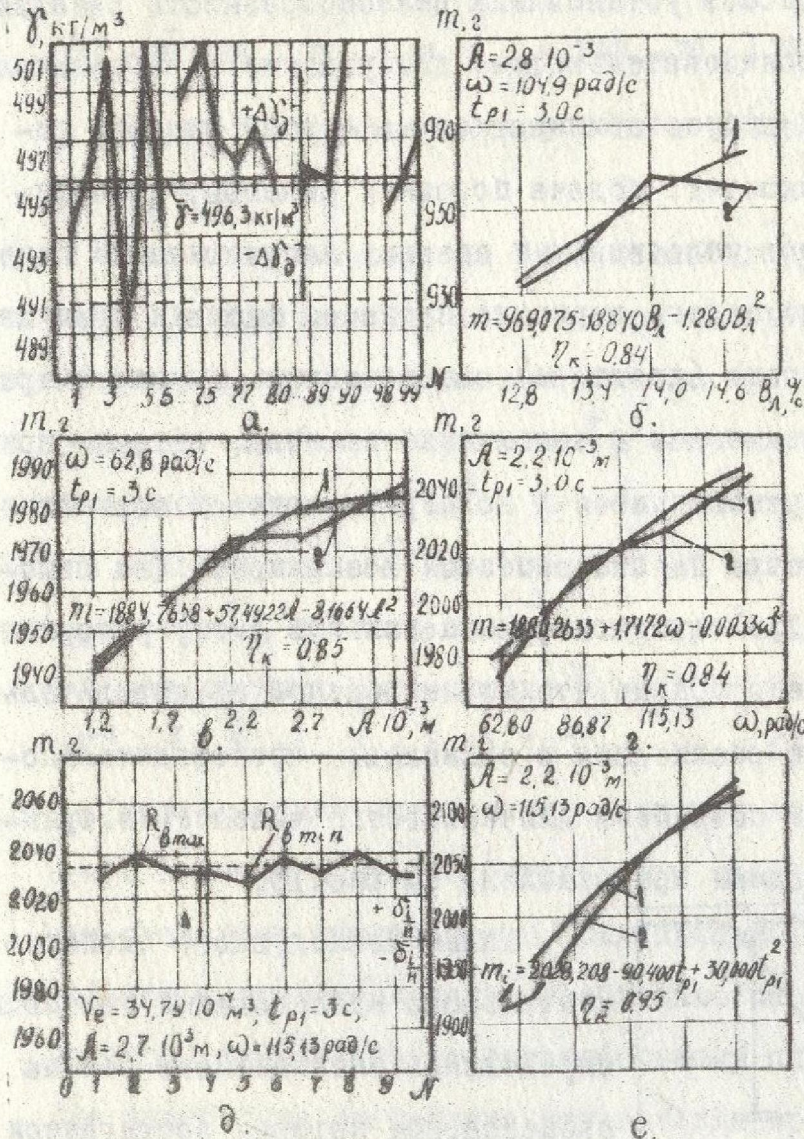


Рис. 17

бильном объеме V_e мерной емкости можно изменять массу дозы, стабилизируя ее значение.

На рис. 17, д представлены условия и результаты опытов по стабилизации массы дозы муки I-го сорта. Средняя масса десяти подряд отобранных доз $\bar{m} = 2032 \text{ г}$. Погрешность по отношению к ней $\delta_{i/N} = (-0.39 \pm 0.35)\%$.

Если настроить дозатор на номинальную массу дозы $m_H = 2000 \text{ г}$, т.е. при уровне настройки дозатора $\Delta_N = \bar{m} - m_H = 0$, то номинальная относительная

$$\text{выходная точность } \delta_{i/N} = (m_i - m_H) m_H^{-1} \cdot 100 = \delta_{i/N} \quad (44)$$

Следует заметить, что в общем случае полная относительная погрешность дозирования $\delta_N = \delta_{i/N} + \delta_{N/N}$. Однако периодическим регулированием уровня настройки можно достичь $\delta_{N/N} = 0$. Даже при наличии некоторой погрешности по уровню настройки можно гарантировать $\delta_N \neq \pm 1\%$.

Следовательно, виброзаполнение мерной емкости позволяет применять объемные дозаторы, настройку которых на M_N возможно производить не изменением объема мерных емкостей, а изменением режима их вынужденных колебаний.

8.2. Определение оптимального режима объемного дозирования муки. Анализом функциональных схем объемных дозаторов и выполняемых ими технологических процессов установлена целесообразность реализации этого процесса в последовательности: дозирование с виброзаполнением мерных емкостей и вибростабилизацией масс доз; силовое уплотнение доз в мерных емкостях; подача порожних пакетов; принудительное заполнение пакетов уплотненными дозами; запечатывание пакетов. При реализации предложенного варианта процесса фасовки муки целесообразно в одном агрегате (дозаторе) сосредоточить группу операций: дозирование, уплотнение доз и заполнение пакетов, а также применить рабочие органы, перемещающиеся и не перемещающиеся совместно с выделяемой дозой. Несмотря на это, имеется возможность (на основании анализа в § I, рис. I, б) избрать функциональную схему роторной машины. Это тем более целесообразно, что кроме высокой производительности она приспособлена к реализации с одинаковой производительностью операций с различной потребной длительностью выполнения. Функциональная схема такой машины представлена на рис. 18.

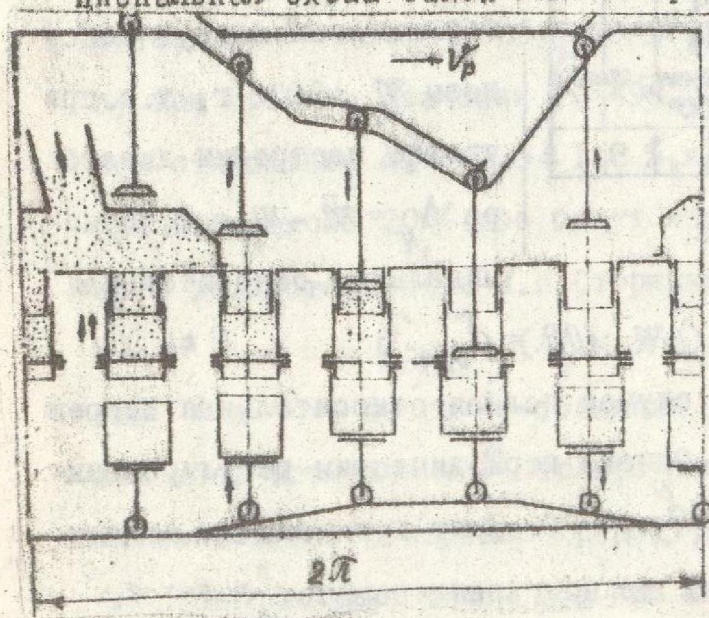


Рис. 18

Целью последующего экспериментального исследования являлось определение оптимального режима процесса, при котором достигается максимальная выходная точность $\sigma_{\text{вр}}$. Исследование осуществлялось последовательным решением следующих задач: выявление независимых переменных, влияющих на процесс; выбор критериев оптимизации; ма-

тематическое описание процесса путем постановки эксперимента по факторному планированию; нахождение условного экстремума методами нелинейного программирования на основе полученной модели; экспериментальная проверка оптимальных значений абсолютного и относительного уровня настройки на номинальную массу

$$\Delta_N = \bar{m} - m_H, \text{ г} \quad \text{и} \quad \delta_{N/H} = (\bar{m} - m_H) \bar{m}_H^{-1} \cdot 100 \%. \quad (45)$$

Опыты проводили с мукой I-го и высшего сортов, $V_d = 13 \pm 0,5 \%$ при $m_H = 2000$ г.

Поскольку априори не была известна функция отклика, то первоначально ограничивались ее линейной моделью. В качестве независимых переменных, существенно влияющих на процесс объемного дозирования муки, целесообразно принять: t_{p1} - время виброзаполнения, с; V_e - объем мерной емкости, м^3 ; A и ω - амплитуду и частоту колебаний мерной емкости, м и с^{-1} . При постоянной величине дуги виброзаполнения L_{3k} вместо t_{p1} приняли соответствующую скорость V_p . Интервалы изменения независимых переменных: $V_p = 0,18 - 0,27$ м/с, $V_e = (29,88 \pm 37,56) \cdot 10^{-4}$ м^3 ; $A = (0,5 \pm 4,0) \cdot 10^{-3}$ м; $\omega = 63,0 \pm 140,7$ с^{-1} .

Аппроксимация операции дозирования линейной моделью, проверенная с помощью критерия Фишера, при значимых коэффициентах регрессии оказалась неадекватной. Для описания нелинейной поверхности полиномом второго порядка необходимо реализовать опыты по центральному композиционно-ротатабельному планированию второго порядка. Для этого была составлена матрица планирования (табл. 18).

Приняв критериями оптимизации абсолютный и относительный уровни настройки и реализовав матрицу планирования, получили для муки I-го сорта уравнения регрессии в виде полиномов второго порядка (46) и (47), представленные на рис. 19. Аналогично для муки высшего

Таблица 16

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ КОМПЛЕКСИОННЫЙ ПОТЯГОВАТЕЛЬНЫЙ ПЛАН
ВТОРОГО ПОРЯДКА

НАЗНАЧЕНИЕ ФАКТОРЫ	У _р м/с	V _с 10 ³ м ³	Λ	ω	ВХОДИЩИЕ ПАРАМЕТРЫ			
					ω	ω	ω	ω
ОСНОВНОЙ ФАКТОР	χ ₁	χ ₂	χ ₃	χ ₄	ω	ω	ω	ω
ПЕРВИЧНЫЙ ФАКТОР	χ ₁ = 0	χ ₂ = 0	χ ₃ = 0	χ ₄ = 0	ω	ω	ω	ω
ВТОРИЧНЫЙ ФАКТОР	χ ₁ = 1	χ ₂ = 1	χ ₃ = 1	χ ₄ = 1	ω	ω	ω	ω
ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ								
1	1900	-100	-5	5,5	0	0,63	0,79	30,0
2	1840	-160	-8	8,5	0	0,27	0,27	25,0
3	2000	0	0	0,5	0,35	0,50	0,35	50,0
4	1980	-20	-1	1,25	0	0,25	0,51	12,5
5	1900	-100	-5	5,25	0	0,26	0,52	25,0
6	1830	-170	-8,5	8,75	0	0,26	0,26	22,5
7	2040	+40	+2,0	0	2,0	0,49	0,24	12,5
8	2010	+10	+0,5	0,25	1,0	0,50	0,50	25,0
9	1920	-80	-4,0	2,25	0	0,26	0,52	62,5
10	1870	-130	-6,5	6,75	0	0,57	0,54	12,5
11	2020	+20	+1,0	0	1,25	0,25	0,25	25,0
12	2010	+10	+0,5	0	0,75	0,25	0,25	20,0
13	1920	-80	-6,0	4,25	0	0,26	0,26	15,0
14	1850	-140	-7,0	7,25	0	0,27	0,27	17,5
15	2050	+60	+3,0	0	3,0	0,24	0,24	25,0
16	2010	+10	+0,5	0	0,75	0,25	0,25	20,0
17	2000	0	0	0,4	0,25	0,25	0,25	12,5
18	1960	-100	-5,0	5,5	0	0,52	0,52	62,5
19	1840	-160	-8,0	8,25	0	0,81	0,27	37,5
20	2100	+100	+5,0	0	5,27	0,48	0,24	37,5
21	1920	-80	-6,0	4,25	0	0,26	0,52	36,5
22	1940	-60	-3,0	3,75	0	0,78	0,26	40,0
23	1900	-100	-5,0	5,5	0	0,26	0,56	12,5
24	1920	-80	-6,0	4,25	0	0,26	0,26	35,0
25	1955	-45	-2,25	-2,5	0	0,26	0,36	12,5
26	1965	-35	-1,75	-2,0	0	0,25	0,25	12,5
27	1960	-40	-2,0	2,25	0	0,11	0,26	37,5
28	1955	-45	-2,25	2,5	0	0,25	0,50	25,0
29	1965	-35	-1,75	2,0	0	0,36	0,36	25,0
30	1960	-40	-2,0	2,25	0	0,26	0,36	25,0
31	1960	-40	-2,0	2,25	0	0,26	0,26	50,0

УРАВНЕНИЯ, ОПИСЫВАЮЩИЕ ОПЕРАЦИЮ ДОЗИРОВАНИЯ

1. МУКА ПЕРВОГО СОРТА

$$U_1 = \Delta = 40,00X_3 + 22,9163X_1 - 67,0823X_2 - 5,1466X_3 - 8,7499X_4 + 1,1450X_1^2 - 3,9550X_2^2 + 6,1450X_3^2 + 11,1456X_4^2 - 8,1250X_{12} + 4,3750X_{13} - 0,6250X_{14} - 8,1250X_{23} + 1,8750X_{24} + 1,8750X_{34} \quad (46)$$

$$U_2 = \delta_{11} = 2,0007 + 1,1438X_1 - 3,3541X_2 - 0,2708X_3 - 0,4375X_4 + 0,0573X_1^2 - 0,1927X_2^2 + 0,3073X_3^2 + 0,5372X_4^2 - 0,4019X_{12} + 0,2187X_{13} - 0,03123X_{14} + 0,4063X_{23} + 0,0937X_{24} + 0,0937X_{34} \quad (47)$$

2. МУКА ВЫСШЕГО СОРТА

$$U_3 = \Delta = 35,0003 + 21,2497X_1 - 91,9485X_2 - 8,7499X_3 - 8,7499X_4 + 11,9804X_1^2 + 3,8634X_2^2 + 1,9984X_3^2 + 1,3634X_4^2 + 5,0000X_{12} - 5,6249X_{13} - 10,6266X_{14} + 1,2500X_{23} - 5,6249X_{24} - 8,7499X_{34} \quad (48)$$

$$U_4 = \delta_{11} = 1,7500 + 1,0625X_1 + 4,5625X_2 - 8,4375X_3 - 0,4375X_4 + 0,5994X_1^2 + 0,1931X_2^2 + 0,0999X_3^2 + 0,0582X_4^2 + 0,2500X_{12} - 0,2842X_{13} - 0,5314X_{14} + 0,0025X_{23} - 0,2813X_{24} - 0,4375X_{34} \quad (49)$$

ГРАФИКИ ОДНОМЕРНЫХ СЕЧЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ ОТКАНКИ

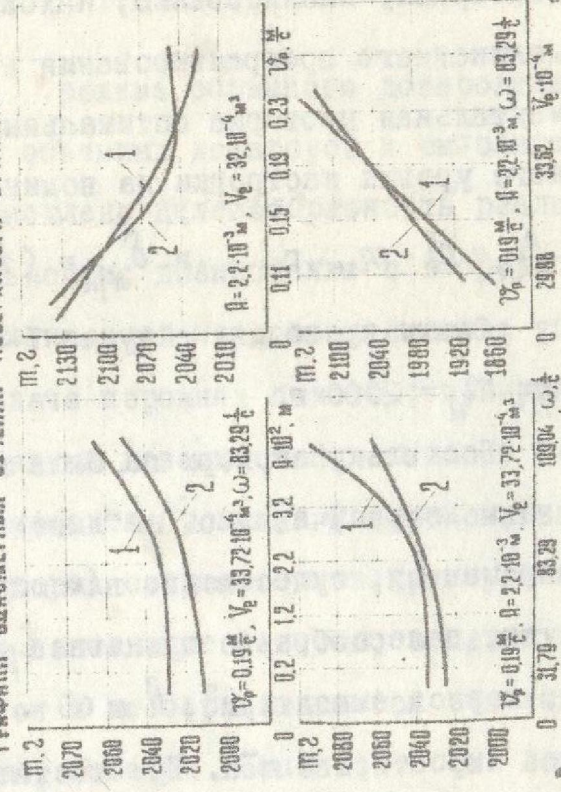


РИС. 19

го сорта получены полиномы (48) и (49). Для 5% уровня значимости эти уравнения адекватны.

Уравнения (47) и (49) привели к каноническому виду. Характеристический полином получили методом А.М. Данилевского; решение полинома проведено на ЭЦВМ "Раздан-2" методом итерации. Установили, что поверхности отклика относятся к типу "Минимум". Получили выражения в новой системе координат. Построили графики одномерных сечений поверхностей отклика от изучаемых параметров (факторов) (рис.19), а также двумерных сечений.

Оптимальный режим настройки дозатора на m_n находили методами перебора и случайного поиска на ЭЦВМ "Раздан-2" и БЭСМ-4 с использованием транслятора ТА-1М с применением Алгол-60. Полученные результаты представлены в табл.19.

Таблица 19

Оптимальные параметры режима дозирования и их экспериментальная проверка

Сорт муки	$A \cdot 10^{-3}$, м	$V_e \cdot 10^{-4}$, м ³	ω , рад/с	t_{p1} , с	Экспериментальная проверка, ±%	
					$\delta_{M/H}$	$\delta_{i/jr}$
Первый	2,0	35,40	108,15	2,7	± 0,20	+0,50 -0,75
Высший	2,0	34,64	110,00	2,5	± 0,075	+1,0 -0,5

8.3. Операция заполнения сыпучим продуктом мелкой тары. Исследованием операции заполнения продуктом мелкой тары выявлено, что начальная плотность укладки частиц сыпучего тела определяется условиями его формирования. Пусть масса dM сыпучего тела, которое занимает элемент объема dV , ограниченный поверхностью dS , движется в однородном поле силы тяжести с абсолютной скоростью \vec{v} . К массе dM в единицу времени присоединяется масса dM_{np} , имеющая абсолютную скорость до присоединения \vec{v}_0 , и отделяется масса $dM_{от}$, имеющая абсолютную скорость после отсоединения \vec{v}_n . Величины масс dM , dM_{np} и $dM_{от}$, отнесенные к единице поверхности dS , равны соответственно

m , Π_{ynp} и $\Pi_{yот}$. Тогда общее приращение количества движения за время $d\tau$ $d\vec{X}_{до} = d\tau \sum \vec{F}_i$, где $\sum \vec{F}_i$ - сумма внешних сил, действующих на сыпучее тело. Подставляя в это выражение значения $d\vec{X}_{до}$ и $\sum \vec{F}_i$, получаем уравнение

$$d\tau \int_S [m \frac{d\vec{v}}{d\tau} + \Pi_{ynp}(\vec{v} - \vec{v}_0) + \Pi_{yот}(\vec{v} - \vec{v}_n) + \vec{G}_H - m\vec{g}] \cdot dS = 0,$$

из которого следует, что подинтегральная функция равна нулю. Тогда получаем выражение

$$m \frac{d\vec{v}}{d\tau} = \Pi_{ynp}(\vec{v}_0 - \vec{v}) + \Pi_{yот}(\vec{v}_n - \vec{v}) + m\vec{g} - \vec{G}_H,$$

представляющее собой вариант дифференциального уравнения движения тела переменной массы или обобщенного уравнения И. В. Мещерского.

Так как при формировании сыпучего тела тело переменной массы находится в емкости, скорость которой $\vec{V} = 0$, присоединяющейся массой является сыпучее тело, подаваемое в емкость с удельной производительностью Π_{ynp} , отделение массы отсутствует, т.е. $\Pi_{yот} = 0$, частицы движутся в однородном поле силы тяжести вдоль вертикальной оси, когда скорость \vec{v}_0 и давление $m\vec{g}$ имеют одинаковое направление, то последнее уравнение в проекции на вертикальную ось можно представить в виде

$$\vec{G}_H = m\vec{g} + \Pi_{ynp} \vec{v}_0. \quad (50)$$

8.4. Аналитическое и экспериментальное исследование способов уплотнения сыпучих продуктов при фасовке их в мелкую тару. При исследовании были применены четыре способа уплотнения: а) инерционный - под воздействием вынужденных колебаний емкости; б) силовой - путем нагружения поверхности сыпучего тела постоянным давлением при переменной скорости объемной деформации; в) силовой - с помощью пуансона, перемещающегося по заданному закону; г) инерционно-силовой - при последовательном применении двух способов - а) и б).

При инерционном воздействии на сыпучее тело с помощью вертикальных вибраций мерной емкости (способ "а") на слой сыпучего тела, находящийся на глубине h_x , будет действовать давление $P_c = \gamma_z k h_x (\bar{g} + A_x \omega^2) - P_b$ Н/м³, (51), где $k = \frac{\gamma}{\gamma_z}$ - коэффициент плотности

укладки частиц; A_x и ω - амплитуда и круговая частота колебаний частиц сыпучего тела, μ и c^{-1} ; P_0 - давление порового воздуха в слое, являющееся функцией относительной скорости порового воздуха $V_{\delta 0}$, Н/м². При этом возможны три случая, отличающиеся параметрами колебаний частиц и представленные на рис. 20, где $\sigma_{сц}$ и $\sigma_{спр}$ обозначены предельные напряжения сцепления частиц и сжатия сыпучего тела. В первом случае, когда $\rho > \sigma_{спр}$, будут иметь место зоны уплотнения

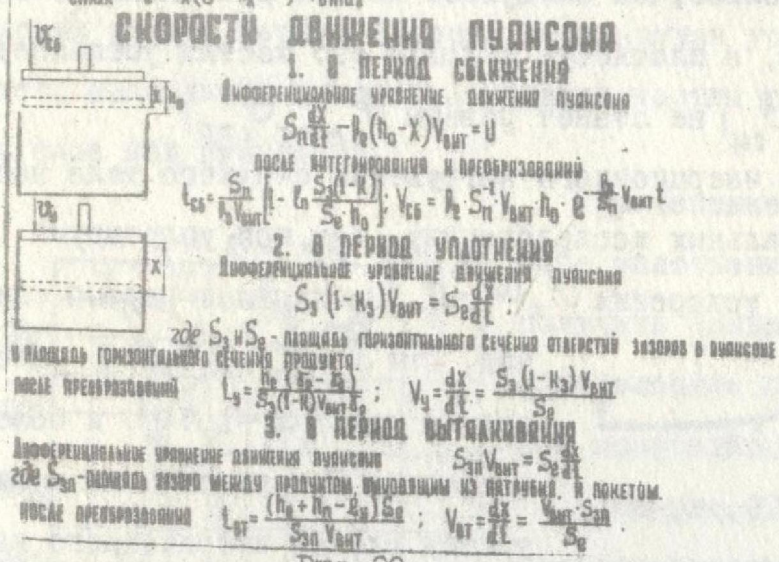
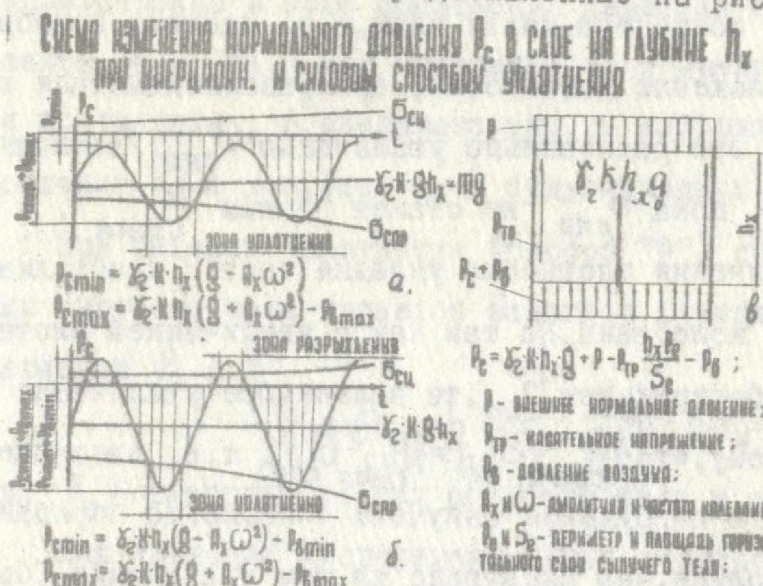


Рис. 20

Для дальнейшего увеличения k необходимо повысить $A_x \omega^2$ до величин, когда $-P_{c \min} > \sigma_{сц}$, т.е. наступает второй случай инерционного нагружения сыпучего тела (рис. 20, б), когда в течение одних промежутков времени в слое сыпучего тела появляются зоны разрыхления, т.е. происходит уменьшение коэффициента k , отрыв частиц от вибрирующей плоскости, уменьшение давления порового воздуха до значений ниже

напряжения сцепления частиц и сжатия сыпучего тела. В первом случае, когда $\rho > \sigma_{спр}$, будут иметь место зоны уплотнения сыпучего тела (рис. 20, а). В данном случае происходит периодическое нарушение связей сдвига в контактах, относительный сдвиг частиц, уменьшение объема пор и постепенное удаление порового воздуха со скоростью $V_{\delta 0}$ до тех пор, пока число контактов между частицами не возрастет настолько, что $\sigma_{спр} = \rho$

атмосферного. В этом случае величина $|P_{ст\text{ин}} - G_{сц}| < |P_{ст\text{ах}} - G_{спр}|$, поэтому разрыхление сыпучего тела меньше, чем его уплотнение, что приводит к увеличению средней по времени плотности укладки частиц в слое. С увеличением времени вибрирования и увеличением плотности укладки частиц увеличивается число контактов между ними, т.е. частицы приобретают более устойчивое положение равновесия, силы взаимодействия в контактах уменьшаются, а это равносильно увеличению $G_{спр}$. Увеличение K происходит до тех пор, пока $G_{спр}$ не станет равным $P_{ст\text{ах}}$.

Для дальнейшего увеличения плотности укладки частиц необходимо возрастание ускорения их колебаний. Но так как с увеличением плотности укладки $G_{спр}$ растет быстрее, чем $G_{сц}$, то дальнейшее увеличение $A_x \omega^2$ может привести к тому, что $|P_{ст\text{ин}} - G_{сц}| \geq |P_{ст\text{ах}} - G_{спр}|$, т.е. наступает третий случай инерционного нагружения сыпучего тела, когда периодическое его разрыхление больше, чем следующее за ним уплотнение. Объем сыпучего тела возрастает, а плотность укладки его частиц уменьшается до тех пор, пока $|P_{ст\text{ин}} - G_{сц}|$ не станет равным $|P_{ст\text{ах}} - G_{спр}|$.

Наличие трех случаев инерционного нагружения сыпучего тела наблюдалось и в экспериментальных исследованиях. Так, при уплотнении проса (рис. 21), $G_{сц} \approx 0$ и ускорении $A_x \omega^2 = g$, наблюдался первый случай, при $A_x \omega^2 = (1,1-1,8)g$ - второй, а при $A_x \omega^2 \approx 1,9g$ и более - третий. При уплотнении муки третий случай инерционного нагружения не достигнут из-за интенсивного уноса частиц.

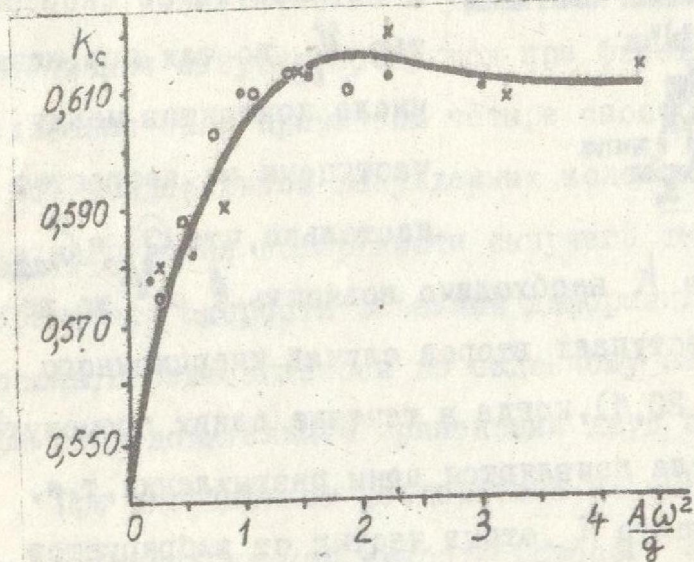


Рис. 21

При силовом уплотнении способом "б" среднее сжимающее давление P_c в слое сыпучего тела, расположенном на глубине h_x , описывается выражением, помещен-

ным на рис. 20, в. Если обозначить $P + \gamma_k g h_x = a_y$ и $\frac{P h_x \rho_c s^{-1}}{\rho} + \rho = b_y$, то при $a_y < b_y$ давление P_c с увеличением h_x будет уменьшаться. Вследствие этого коэффициент k будет иметь наибольшее значение непосредственно в зоне приложения давления P и уменьшаться с увеличением h_x . При $a_y = b_y$ давление P_c с увеличением h_x будет оставаться постоянным, а следовательно, и коэффициент $k = const$. При $a_y > b_y$ давление P_c и коэффициент k будут увеличиваться с увеличением h_x .

При силовом уплотнении (способ "в") скорость объемной деформации сыпучего тела является заданной функцией, определяющей величины давлений P и P_c

$$P_c = P_{cnp} + h_x k \gamma_z \frac{dV_{zc}}{dt} \text{ Н/м}^2, \quad (52)$$

где V_{zc} — скорость частиц сыпучего тела в слое, м/с.

Как показали экспериментальные исследования, при силовом уплотнении муки в мерной емкости выполняется условие $a_y < b_y$, в результате чего наибольшая плотность укладки частиц достигается непосредственно в слое под пуансоном.

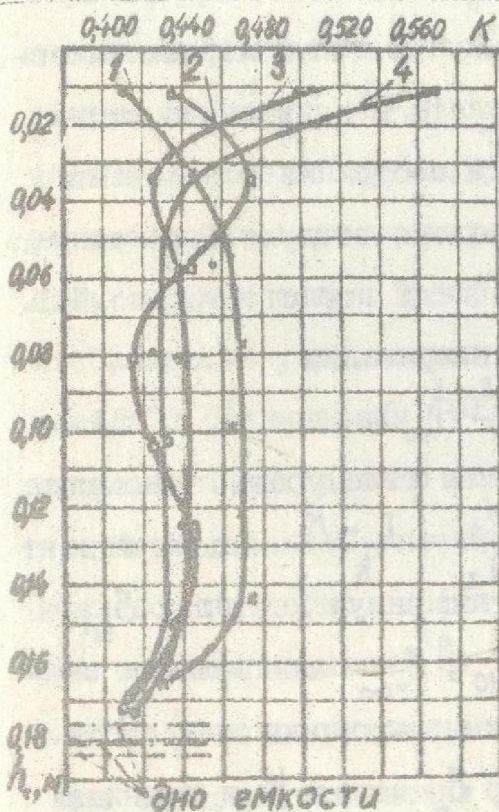


Рис. 22

Применение инерционно-силового способа уплотнения (способ "г") позволяет получить большие и более равномерно распределенные по высоте h_x емкости значения коэффициента k .

На рис. 22 представлены результаты экспериментального исследования распределения коэффициента k по глубине емкости с поперечным сечением $S_e = 0,07 \times 0,10 \text{ м}^2$, при влажности муки $W_d = 12\%$. 1 — уплотнение способом "а" при $A = 0,003 \text{ м}$, $\omega = 13,33 \text{ гц}$, $\beta_H = \pi/2 \text{ рад}$, $\tau_y = 8 \text{ с}$; 2 — то же, но $\beta_H = 0$; 3 — уплотнение способом "г" при тех же параметрах, что и у кривой 1 и давлении P

= 1475 Н/м² при $\tau_p = 4$ с; 4 - силовое уплотнение способом "б",

В предложенном объемном дозаторе (рис. 18) применен также инерционно-силовой способ уплотнения, однако силовой производится по способу "в" с заданной скоростью объемной деформации, которую можно выбрать таким образом, чтобы унос частиц с поверхности сыпучего тела был минимальным либо равен нулю.

При выборе закона движения уплотняющего пуансона приняли допущения, что уплотнение происходит за счет уменьшения объема пор. Изменением плотности воздуха пренебрегали. Операцию силового уплотнения делили на три фазы: сближение пуансона с поверхностью дозы, уплотнение ее и выталкивание в пакет. Исходные дифференциальные уравнения и конечные выражения к расчету времени t , скоростей v для всех трех фаз приведены на рис. 20. Используя эти выражения, получили комбинированный (неоднородный, асимметричный и неполный) закон движения пуансона, обеспечивающий наименьшее время уплотнения, наименьший унос частиц и безударную работу механизма.

При исследовании операции уплотнения сыпучих тел в мерных емкостях и пакетах фасовочных автоматов была принята механическая схема газонасыщенной сыпучей среды в непродуваемом состоянии с наличием объемной деформации, вызывающей удаление порового воздуха. При компрессионных испытаниях таких сыпучих тел коэффициент пористости (по Н. В. Орнатскому) имеет следующую зависимость от напряжений

$$\ln \frac{\varepsilon_z - \varepsilon_{z\infty}}{\varepsilon_{z0} - \varepsilon_{z\infty}} = -a_\varepsilon (\sigma_H - \sigma_{H0}), \quad (53)$$

где $\sigma_{H0} = mg$ - нормальное напряжение в сыпучем теле, уравновешивающее только давление от вышележащих слоев; $\varepsilon_z = \frac{V_n}{V_z} = \frac{1-k}{k}$ - коэффициент пористости; V_n и V_z - объем пор и объем частиц сыпучего тела; ε_{z0} - значение коэффициента пористости при $\sigma_H = \sigma_{H0}$; $\varepsilon_{z\infty}$ - минимальное значение коэффициента пористости; a_ε - коэффициент пропорциональности.

Используя выражение (50), заменяя в (53) ε_z через k и принимая скорость частиц до присоединения при их движении в однородном поле

силы тяжести и отсутствии воздушной среды $v_0 = \sqrt{2gh_3 + v_{00}^2}$, получим

$$k = \frac{k_H \cdot k_\infty}{k_H + (k_\infty - k_H) e^{-a_{\epsilon} \Pi_{ynp} \sqrt{2gh_3 + v_{00}^2}}}, \quad (54)$$

где k_H - начальное значение коэффициента k при $G_H = G_{H0}$; k_∞ - максимальное значение коэффициента плотности укладки; h_3 - высота падения частиц продукта при заполнении емкости; v_{00} - начальная скорость частицы.

Из полученного математического описания операции заполнения пакетов сыпучим телом следует, что с увеличением скорости v_{00} коэффициент $k \rightarrow k_\infty$, но вследствие сопротивления воздушной среды и малой h_3 скорость v_{00} не может достигнуть высоких значений и $k < k_\infty$.

При экспериментальном исследовании операции уплотнения сыпучих продуктов в пакетах были применены три способа уплотнения (а, б и г). При инерционном способе "а" выявлено, что для различных продуктов имеются оптимальные значения ускорения $(A\omega^2)_{opt}$ и угла колебаний β_{opt} , при которых имеет место наибольшая плотность укладки. Так, для кофе натурального $(A\omega^2/g)_{opt} = 9,0-11,0$ и $\beta_{opt} = \pi/9$ рад, а для муки пшеничной высшего сорта $(A\omega^2/g)_{opt} = 3,5-5,0$ и $\beta_{opt} = \pi/3 - \pi/4$ рад. С увеличением $A\omega^2/g > (A\omega^2/g)_{opt}$ возрастает унос пылевидных частиц вытесняемым из пор воздухом. При $A\omega^2/g \gg 1,0$ выброса продукта из емкости не наблюдалось, поскольку ускорения емкости не воспринимаются уплотняемым сыпучим телом. Время инерционного уплотнения τ_y , потребное для стабилизации усредненного коэффициента плотности укладки k_c , увеличивается с увеличением $A\omega^2/g$. При $(A\omega^2/g)_{opt}$ время $\tau_y = 2-4$ с, что делает операцию инерционного уплотнения лимитирующей.

Исследованием уплотнения сыпучих тел силовым способом "б" установлено: потребное время силового уплотнения не превышает $\tau_p = 1-2$ с; при внешнем давлении $P \leq 30$ кН/м² силовой способ обуславливает меньшее k_c , чем инерционный из-за неравномерности распределения k по высоте емкости; изменение размеров пакетов незначительно влияет на k_c .

В результате исследований инерционно-силового способа уплотнения установлено: способ "Г" обуславливает требуемое время уплотнения $\tau_{\Gamma} \leq 2$ с; особенность распределения k по глубине емкости h_x обусловлена наложением распределения k при инерционном и силовом способах; изменения β_n незначительно влияют на k_c .

Обработкой результатов экспериментального исследования операций инерционного, силового и инерционно-силового уплотнения сыпучих тел (пшеница, кофе, манной крупы, муки) получены эмпирические выражения для практических расчетов коэффициента k_c .

РАЗДЕЛ IV. ОПЫТ ВНЕДРЕНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ, ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН И КОМПЛЕКТНЫХ МЕЛЬНИЦ

9. Опыт внедрения функциональных механизмов

9.1. НИЛ УА Каунасского политехнического института внедрен принцип вибростабилизации массы дозы при объемном дозировании трудносыпучих материалов и продуктов на различных модификациях фасовочно-упаковочных автоматов марки АРЖ. Серийный выпуск автоматов этой марки начал в 1971 году Капсулским заводом продовольственных автоматов.

9.2. Результаты исследований операции уплотнения муки использованы Воронежским ЭКБ РУО при доводке полуавтомата марки БПМ и проектировании автомата марки ТИ-БРА.

9.3. Разработан, изготовлен и испытан ряд цепных межвальцовых передач, отличающихся по конструкции, видам и типоразмерам цепей. Наиболее рациональной и рекомендуемой нами к внедрению оказалась передача, осуществленная посредством роликовой цепи типа 4ПР-19,05 мм без необходимости ее предварительного натяжения.

9.4. Эксплуатационные испытания вариационной межвальцовой передачи на вальцовых измельчителях III и IV кр. и 4 р. систем выявили возможность оперативным изменением отношения δ влиять на технико-экономические результаты операции измельчения.

10. Опыт внедрения технологических машин

10.1. На базе проведенных исследований (§2,3 4) заводами "Прод-маш" (Воронежским и Могилев-Подольским) в содружестве с ОТИПН имени М. В. Ломоносова были созданы малогабаритные вальцовые измельчители марок ВМП, БВС и ВСК, представленные соответственно на рис. 23, 24, 25.

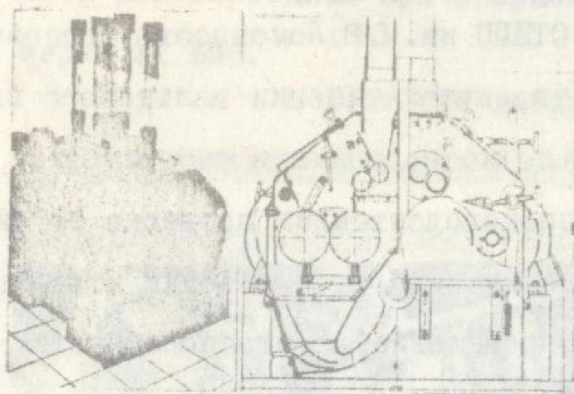


Рис. 23

Первый из них выпускается серийно для сельскохозяйственных и комплектных (марки АВМ-ЭМ) мельниц; третий был применен на комплектной мельнице АВМ-6 и вместо дисковых измельчителей на комплектной мельнице АВМ-20У; опытные образцы второ-

го измельчителя отличались, главным образом, наличием вальцового питателя (§3), ориентацией валцов и межвальцовой передачей.

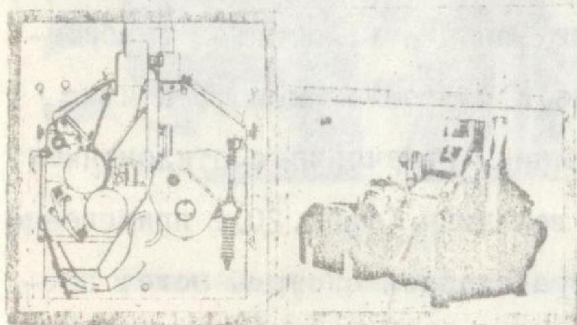


Рис. 24

Заводские и эксплуатационные испытания этих измельчителей были проведены на упомянутых выше заводах, а также на Горьковской ММС, мельнице ВНИИЗа и Одесском мелькомбинате. В результате испытаний были подтвер-

ждены данные исследований (§3,4), уточнены их технические характеристики и конструктивные особенности.

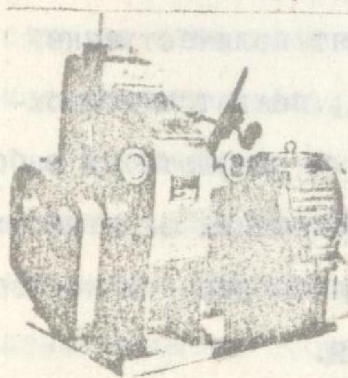


Рис. 25

10.2. В результате заводских испытаний ВП ИСМ (рис. 26), созданной на базе исследований (§5), выявлено: распределение продукта инерционным питателем по приемному фронту валцов достаточно равномерное; регулированием скорости воздуха $v_{пк}$ можно изменять количественный и гранулометрический состав продуктов

П и С; имел место незначительный "подсор" зерна; ВП ИСМ целесооб-

разно применить на комплектных мельницах.

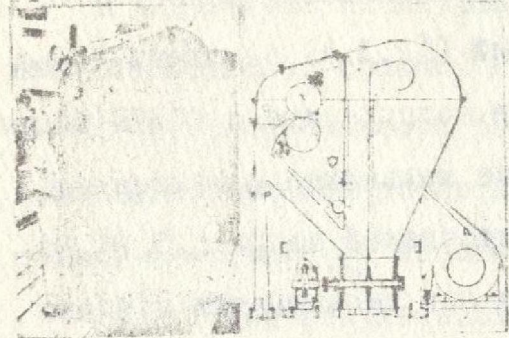


Рис. 26

10.3. Эксплуатационные испытания вальцового автомата. На мельзаводе № 3 Одесского комбината хлебопродуктов проведены испытания на первых кр. системах, разработанного в ОТИПП им. М. В. Ломоносова способа и устройства автоматизации вальцового из-

мельчителя, которые были предварительно исследованы в лабораторных условиях. Задачами испытаний были: производственная проверка эффективности предложенного способа автоматической стабилизации извлечения на первых четырех кр. системах; определение работоспособности замкнутой системы автоматического управления измельчителем; выявление возможности направления сходового продукта разделяющего экрана на дальнейшее измельчение, минуя отсеивы.

Проведенные исследования позволили заключить: система стабилизации общего извлечения работоспособна и позволяет конструктивно простыми средствами поддерживать заданное извлечение с отклонением не более, чем на $\pm 1\%$ его абсолютной величины (табл. 20); применение

Таблица 20
Эксплуатационные испытания вальцового автомата

Кривообразующая система	Вид возмущений	Результат возмущения $\Delta U, \%$	Восстановлено извлечение $U, \%$
I $U_{зад} = 30,0 \pm 0,5$	$\delta, \text{мм}$	-5,4	30,6
		7,2	30,0
	$Q_{в}, \frac{\text{кг}}{\text{сутки.см}}$	-6,0	30,6
		3,0	31,0
	$V_{л}, \%$	1,2	30,6
		-3,6	29,6
II $U_{зад} = 38,5 \pm 0,5$	$\delta, \text{мм}$	4,0	38,8
		0,2	39,0
	$Q_{в}, \frac{\text{кг}}{\text{сутки.см}}$	0,6	38,0
		2,0	38,0
	Крупность поступающего продукта	-2,0	39,0
		1,0	38,0

разработанной системы может позволить технологам осуществлять работу размольных цехов по заданной программе, в качестве которой может быть принят количественный баланс помола; появится возможность сравнения результатов работы цеха при различных задаваемых программах для избрания наиболее целесообразной.

10.4. Разработана конструкция и методика проектирования ра-

бочего органа вибросепаратора, внедренная на Юрбарском заводе нерудных материалов. Конструктивное оформление высокопроизводительного вибросепаратора целесообразно выполнить в виде неподвижного ситового корпуса с многопоточным вибрирующим ситом.

10.5. Материалы § 2,3,4,7 были использованы Горьковским отделением ВНИЭКИПродмаш при разработке нового вальцового измельчителя марки А1 БМВ.

II. Опыт внедрения комплектных мельниц

Комплектная мельница АВМ-6 (рис.28) была разработана и изготов-

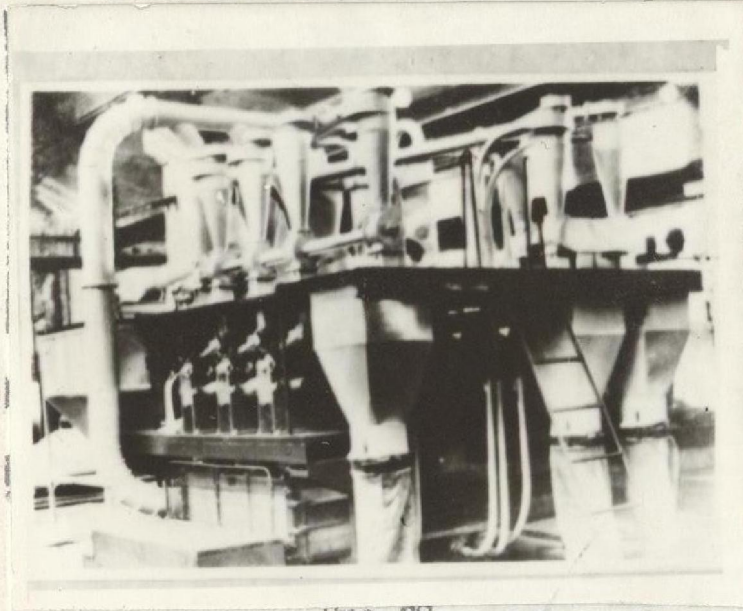


рис. 28

лена Могилев-Подольским заводом им.С.М.Кирова в содружестве с ОТИПП им.М.В.Ломоносова на базе измельчителей марки ВСК. Технологические испытания этой мельницы в условиях двухсортного помола пшеницы дали положительные результаты, при которых показатели соответствовали техническому заданию.

Комплектная мельница КМР-20 разработана на базе ВП ИСМ и отличается рядом положительных особенностей: улучшением технологического процесса за счет снижения нагрузок на просеивающую поверхность; улучшением конструктивной компоновки, что имело следствием уменьшение высоты на один этаж и снижение массы; сокращением общей протяженности материалопроводов; уменьшением объема строительного-монтажных работ.

Комплектная мельница марки АВМ-3М, разработанная Горьковским отделением ВНИЭКИПродмаш на базе малогабаритных вальцовых измельчителей марки ВМП, является наиболее современной, приводит к унификации измельчающего оборудования, снижает общую и удельную массу измельчающего оборудования и повышает степень его использования, улучшает

условия ремонта и, особенно, восстановления рабочей поверхности валцов.

В отдельных случаях подсчитывали предположительный годовой экономический эффект от внедрения выполненных работ в промышленность. Так, например: автомат марки АРБ с дозатором, реализующим вибростабилизацию масс доз, дает 100 тыс.руб; роторный дозатор муки применительно к Одесскому комбинату хлебопродуктов № 1 - 1460 тыс.руб; исследования операции уплотнения при фасовке кофе применительно к Одесскому комбинату пищевых концентратов (2000 т в год) - 25 тыс руб; агрегат ВС ИСМ на I кр. системе мельницы трехсортного помола производительность 240 т/сут и агрегат ИС ИСМ на кукурузном заводе производительность 160-200 т/сут позволяют получить соответственно 2,2 и 6,0 тыс.руб; изобретение "Сито к вибросепараторам для сыпучих материалов", внедренное на Юрбарском заводе нерудных материалов, обуславливает 500 руб на один вибросепаратор; мельница АВМ-3М - 12,6 тыс.руб, таких мельниц Горьковский завод им.М.Воробьева выпускает ежегодно 90 - 100 штук.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненной работы

I. Внесены уточнения в общепринятую теорию производительности рабочих машин. Такому уточнению подверглись: классификационные признаки при членении функциональных схем машин на группы, расчет производительности машин с комбинированными функциональными схемами, методика учета частных коэффициентов использования в общем и учета числа потоков при расчете производительности.

I.I. Разработаны научные основы межотраслевой классификации и теории производительности оборудования нештучной продукции. Введено понятие о периодах циклов этого оборудования, что позволяет применить к нему общие положения теории производительности машин штучной продукции.

2. Рассмотрено явление циркуляции мощности в параллельных передачах. Приведено теоретическое исследование замкнутого контура циркулирующей мощности в кинематических цепях машин с силовым замыканием. Выполненное аналитическое исследование позволяет обоснованно подойти к постановке экспериментального исследования и последующего силового расчета такого оборудования.

3. Показано несоответствие роликовых питателей требованиям, предъявляемым к питанию вальцов. Предложены новые схемы питателей. Рассмотрена кинетика операции питания, реализуемая этими питателями, и представлены результаты их экспериментальных исследований. Сформулированы исходные предпосылки к их расчету и конструированию.

4. Рассмотрена кинетика операции измельчения зернопродуктов вальцами. Проведено экспериментальное исследование зависимости результатов измельчения от технологических, геометрических и кинематических параметров вальцовой пары. Выявлен характер и величина силового нагружения вальцов при измельчении пшеницы и солода. Разрешены теоретические вопросы, связанные с циркуляцией мощности в вальцовой паре, и приведены эмпирические зависимости величин силового нагружения вальцов от характера и интенсивности операции измельчения.

Проведено исследование операции измельчения зерна пшеницы и кукурузы инерционным измельчителем. Измерены необходимые для разрушения силы удара зерновок о жесткую преграду и время соударения.

5. Исследована целесообразность концентрации операций измельчения и сепарирования в одной машине-агрегате. При этом общее количество операций процесса измельчения-сепарирования, габариты и материалоемкость оборудования значительно уменьшаются. Показана целесообразность применения таких агрегатов в поточных линиях комплектных мельниц и кукурузоперерабатывающих заводов.

6. Рассмотрены направления, параметры и средства автоматизации вальцовых измельчителей. Предложены способ и устройство автоматиза-

ции питателя и вальцов. В качестве датчика интенсивности измельчения предложен разделяющий экран, обуславливающий возможность направления сходовых продуктов на последующие системы, минуя отсеивы. Система стабилизации позволяет поддерживать заданное извлечение с отклонениями не более $\pm 1\%$.

7. Разработана кинематика и динамика цепной межвальцовой передачи. Предложены новые конструкции цепных передач. Экспериментально исследованы фрикционные, цепные и вариационные передачи. Метрологическими исследованиями установлены закономерности и темп износа цепей и звездочек. Найдены величины коэффициентов контактной податливости приводных цепей. Сформулированы исходные параметры для расчета и конструирования межвальцовых передач.

8. Рассмотрены направления развития упаковочных машин. Теоретически и экспериментально исследованы операции заполнения пакетов и уплотнения в них сыпучих продуктов. Получены исходные параметры для проектирования целесообразных функциональных механизмов, реализующих эти операции.

8.1. Исследована операция объемного дозирования трудносыпучих продуктов в мелкую тару. Изыскана и предложена рациональная функциональная схема роторного дозатора с вибростабилизацией масс доз. Определены оптимальные режимы дозирования муки, при которых достигается максимальная точность доз.

8.2. Теоретически и экспериментально исследована операция уплотнения муки в мерных емкостях дозатора, в пакетах при фасовке в мелкую тару и при затаривании в тканые мешки. Изысканы рациональные параметры к расчету и конструированию уплотняющих механизмов.

9. Описаны функциональные механизмы, разработанные с участием автора, результаты их испытаний, в т.ч. новые цепные, фрикционные и вариационные межвальцовые передачи; уплотняющий механизм упаковочных машин; объемный дозатор трудносыпучих продуктов с вибростабилизаци-

ей масс доз.

Ю. Описаны функциональные схемы и приведены результаты эксплуатационных испытаний опытных образцов технологических машин, выполненных рядом машиностроительных заводов в содружестве с институтом: малогабаритные вальцовые измельчители марок ВМП, БВС и ВСК; вальцово-пневматическая измельчающе-сепарирующая машина; приведены результаты эксплуатационных испытаний вальцового автомата.

II. Приведены краткие технические характеристики и результаты испытаний комплектных мельниц, проведенные с участием автора: марок АВМ-20, АВМ-20У, и АВМ-20И; марки АВМ-6, разработанной Могилев-Подольским машиностроительным заводом им. С. М. Кирова в содружестве с институтом на базе вальцовых измельчителей марки ВСК; марки АВМ-3И, разработанной Горьковским отделением ВНИЭКИПродмаш на базе вальцовых измельчителей марки ВМП.

Результаты исследований были доложены на 25-ти научных конференциях ОТИПН им. М. В. Ломоносова, 14-ти Всесоюзных и Республиканских конференциях и совещаниях, а также на хлебопромышленных и машиностроительных предприятиях, МИС, в СКБ и институтах.

ПЕРЕЧЕНЬ ПУБЛИКАЦИЙ, ОТНОСЯЩИХСЯ К ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

По разделу I опубликовано 22 работы, в т.ч.:

1. Панченко А. В., Гальперин Г. Д. Циркуляция мощности в механизме вальцовой пары, исследование ее величины и технологического значения. Труды НТО мукомольно-крупяной промышленности, 1956, вып. IV.
2. Гальперин Г. Д., Петько В. Ф. О производительности и классификации упаковочных автоматов. - "Автоматизация производственных процессов в машиностроении и приборостроении", 1965, № 2.
3. Гальперин Г. Д. О циркуляции мощности в параллельных передачах. Сб. "Передаточные механизмы", М., изд. "Машиностроение", 1966.
4. Гальперин Г. Д. К теории производительности и исследованию машин-агрегатов нештучной продукции. Сб. "Теория производительности как

основа проектирования машин-автоматов и автоматических линий", М., ИВТУ им. Н.Э.Баумана, 1968.

5. Гальперин Г. Д. Общие вопросы расчета и конструирования машин. Основы расчета и конструирования машин и автоматов пищевых производств. Глава IУ учебного пособия под ред. А. Я. Соколова, М., изд. "Машиностроение", 1969.

По разделу II опубликовано 87 работ, в т.ч.:

6. Гальперин Г. Д. Лабораторные испытания приводных зубчатых двухсторонних бесшумных цепей. - "Пищевое машиностроение", 1959, № 14, 15.
7. Гальперин Г. Д., Котляр Л. И. Интенсификация рабочего процесса измельчения зернопродуктов в вальцовом станке. - "Известия ВУЗов, Пищевая технология", 1961, № 2.
8. Гальперин Г. Д., Симонович М. Я. Исследование износа приводных зубчатых двухсторонних бесшумных цепей. Сб. "Передаточные механизмы", М., Машгиз, 1963.
9. Бобеев А., Гальперин Г. Д. О выборе оптимальной технологической схемы малогабаритной агрегатированной измельчающе-сепарирующей машины (ИСМ). Сб. "Технические науки", ИВССО Каз. ССР, Алма-Ата, 1964.
10. Гальперин Г. Д., Поляков В. Я., Пейсахович А. И. К расчету, совершенствованию и автоматизации вальцового питателя. - "Известия ВУЗов, Пищевая технология", 1967, № 4.
11. Гальперин Г. Д., Бобеев А. К измельчению зерна посредством ударного нагружения. Сб. "Технические науки", Алма-Ата, 1969, вып. У1-УП.
12. Поляков В. Я., Гальперин Г. Д. Исследование способа автоматической стабилизации извлечения при измельчении зерна вальцовым измельчителем. - "Известия ВУЗов, Пищевая технология", 1970, № 2.
13. Гальперин Г. Д., Райгородский И. И. К расчету, конструированию и исследованию цепной межвальцовой передачи. Сб. "Передаточные механизмы", М., изд. "Машиностроение", 1971.
14. Лищинский Б. Ф., Гальперин Г. Д. Исследование зависимости энергосило-

вых показателей солододробилки от геометрических и кинематических параметров вальцов. Реф. сб. "Пивоваренная и безакогольная промышленность", 1973, № 7.

По разделу III опубликовано 19 работ, в т.ч.

15. Петько В.Ф., Гальперин Г.Д. Пути совершенствования упаковочных автоматов для сыпучих тел. - "Автоматизация производственных процессов в машиностроении и приборостроении", 1968, № 6.
16. Истаев Д.М., Гальперин Г.Д. Определение оптимального режима объемного дозирования муки. - "Известия ВУЗов, Пищевая технология", 1970, № 5.
17. Петько В.Ф., Гальперин Г.Д. К вопросу о математическом описании операции уплотнения сыпучих пищевых продуктов. Материалы II-й Всесоюзной конференции "Механика сыпучих материалов", Одесса, 1971.
18. Гальперин Г.Д., Истаев Д.М., Петько В.Ф. Исследование операции заполнения мерных емкостей объемного дозатора трудносыпучими продуктами с вибростабилизацией массы дозы. Сб. "Упаковочные автоматы", Наука, 1972.

По разделу IV опубликовано 12 работ, в т.ч.:

19. Демский А.Б., Гальперин Г.Д. Измельчающе-сепарирующая машина для комплектных мельниц. - "Мукомольно-элеваторная промышленность", 1962, № 10.
20. Гальперин Г.Д., Котляр Л.И., Пейсахович А.И., Поляков В.Я. Эксплуатационные испытания малогабаритного вальцового станка марки БВС. Сб. "Пищевая промышленность", 1968, № 7.

Ряд предложений по теме диссертации защищен 14-ю авторскими свидетельствами на изобретения вальцовых измельчителей, упаковочных автоматов и их функциональных механизмов.