



НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ ДЛЯ РАБОТНИКОВ АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА

АГРОПАНОРАМА

№ 4/2009

В номере:

Машина для выкапывания растений

*Опорные свойства шин для
сельскохозяйственной
техники*

*Влияние грузоподъёмности
тракторов "Беларус" на
формирование машинно-
тракторных агрегатов*

*Особенности синтеза систем
автоматического управления
путем моделирования на ЭВМ*



**НАУЧНО—ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ ДЛЯ РАБОТНИКОВ
АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА**

A Г R O P A H O R A M A

Приказом председателя ВАК от 4 июля 2005 г. № 101 журнал «Агропанорама» включен в список изданий, рекомендуемых Высшей аттестационной комиссией для опубликования результатов диссертационных исследований по сельскохозяйственным и техническим наукам (сельскохозяйственное машиностроение, транспорт, геоэкология, энергетика).

Журнал «Агропанорама» выходит 1 раз в два месяца, распространяется по подписке и продается в розницу в киоске Белорусского государственного аграрного технического университета. Подписной индекс в каталоге Республики Беларусь: для индивидуальных подписчиков – 74884, предприятий и организаций – 748842.

Стоимость подписки на второе полугодие: для индивидуальных подписчиков – 26670 руб., для организаций и учреждений – 52599 руб.

Белорусский аграрный технический университет и редакция научно-технического издания для работников агропромышленного комплекса «Агропанорама» приглашает к сотрудничеству представителей академической, вузовской, отраслевой науки и производства. Надеемся видеть ваших докторантов, аспирантов, соискателей и магистрантов среди подписчиков и авторов статей «Агропанорамы». Мы предоставим Вам возможность высказать свою точку зрения на самые важные процессы развития научно-технического прогресса, поделиться опытом эффективного использования творческих достижений. Рассмотрим предложения по выпуску специальных номеров журнала.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

При предъявлении копии годовой (полугодовой) подписной квитанции на наш журнал, статьи рассматриваются в режиме наибольшего благоприятствования.

Телефоны редакции: 267-22-14; 267-61-21.

АГРОПАНОРАМА 4`(74) 2009

Издаётся с апреля 1997 г.

Научно-технический журнал
для работников
агропромышленного комплекса.
Зарегистрирован Госкомитетом
республики Беларусь по печати.
Регистрационный номер № 381.

Учредитель
Учреждение образования
«Белорусский государственный
аграрный технический университет»

Редколлегия:

Казаровец Н.В. – гл. редактор;
Прищепов М.А. – зам. гл. редактора;
Цындрина Н.И. – редактор.

Члены редколлегии:

Богдевич И.М.
Гануш Г.И.
Герасимович Л.С.
Дашков В.Н.
Забелло Е.П.
Казакевич П.П.
Карташевич А.Н.
Степук Л.Я.
Тимошенко В.Н.
Шило И.Н.
Шпак А.П.

Менеджер
Леван В.Г.
Компьютерная верстка
Медведев В.С.

Адрес редакции:
Минск, пр-т Независимости, д.99/1, к.333
Тел. (017) 267-61-21, 267-22-14
Факс (017) 267-34-74
E-mail: rva.nich@batu.edu.by

БГАТУ, 2006, Издание университетское.
Формат издания 60 x 84 1/8.
Подписано в печать с готового оригинала-
макета 25.28.2009 г.
Печать офсетная. Тираж 500 экз.
Зак. № 749 от 25.08.2009 г.
Статьи рецензируются. Отпечатано в ИПЦ
БГАТУ по адресу: г. Минск,
пр-т. Независимости, 99, к.2
Выходит один раз в два месяца.
Подписной индекс в каталоге «Белпочта» - 74884.

При перепечатке или использовании
публикаций согласование с редакцией
и ссылка на журнал обязательны.
Ответственность за достоверность
рекламных материалов несет
рекламодатель.

ЧИТАЙТЕ В НОМЕРЕ

Сельскохозяйственное машиностроение **Металлообработка**

И.Н. Шило, В.А. Агейчик, Н.Н. Романюк, М.В. Агейчик
Машина для выкапывания растений.....2

М.В. Колончук
Эффективность профилированных рабочих элементов
ротационных вакуумных насосов.....4

Технологии производства продукции **растениеводства и животноводства**

А.В. Китун, В.И. Передня, А.А. Романович, И.М. Швед
Теоретико-вероятностное исследование процесса
измельчения кормов.....11

В.Я. Груданов, А.А. Бренч, И.Е. Дацук, Д.В. Коховец
Исследование конструктивных особенностей рабочих органов
установок для разделения мясокостного сырья птицы.....14

Технологии переработки **продукции АПК**

Н.Е. Шевчик, А.А. Солдатенко
Автоматизированное рабочее место технолога элеватора:
решаемые задачи, интерфейс пользователя.....19

Энергетика. Транспорт

Г.И. Гедройтъ
Опорные свойства шин для сельскохозяйственной техники.....23

Г.И. Янукович, Н.Г. Королевич
Состояние обеспеченности электрической энергией
сельскохозяйственных потребителей Республики Беларусь.....27

О.Ю. Селицкая, Е.М. Рак
Исследование зависимости мощности от величины полюсного
деления трёхфазных асинхронных электродвигателей.....32

Ресурсосбережение. Экология

С.Н. Пантелеев
Перспективы ресурсосбережения в прудовом
товарном рыбоводстве.....36

В.Б. Попов
Влияние грузоподъёмности тракторов «Беларус» на
формирование машинно-тракторных агрегатов.....39

Аграрное образование

Ю.А. Сидоренко
Особенности синтеза систем автоматического управления
путем моделирования на ЭВМ.....44

Сельскохозяйственное машиностроение

Металлообработка

УДК 631.312

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 8.06.2009

МАШИНА ДЛЯ ВЫКАПЫВАНИЯ РАСТЕНИЙ

И.Н. Шило, докт. техн. наук, профессор, В.А. Агейчик, канд. техн. наук, доцент, Н.Н. Романюк, канд. техн. наук (УО БГАТУ); М.В. Агейчик, студент (УО БГУИР)

Аннотация

Предлагается оригинальная конструкция машины для выкапывания растений из почвы, засоренной камнями, корневищными и растительными остатками.

Введение

Одним из самых трудоемких процессов в сельскохозяйственном производстве является выкопка плодовых и овощных культур. В настоящее время перед учеными-аграриями стоит задача разработать и изготовить машину для выкапывания растений, отличающуюся надежностью работы на почвах, засоренных камнями, корневищными и растительными остатками.

Известна машина для выкапывания растений [1], содержащая раму, подкапывающую скобу с лемехом, удлинитель в виде пластины с окнами ромбовидной формы с плавно изгибающейся поверхностью и переходящей в задней части в наклонную плоскость, установленные на размещённом под окнами приводном валу рыхлящие элементы в виде ножей треугольной формы, и опорные колёса.

Недостатком данной машины является то, что она не обеспечивает качественную и производительную выкопку растений и их выборку из почвы, а также при наличии в почвенном слое камней и корневищных остатков не обладает необходимой надежностью в работе.

Исследования, проведенные Г.И. Евтухом [2], показали, что при перемещении слоя грунта по плоскому клину (лемеху с передней частью удлинителя в виде пластины), высота его подъёма без потери устойчивости (нарушения внутренней структуры с последующим разрушением, сгребанием и перемешиванием различных слоев) зависит от типа почвы, толщины и ширины стружки, высоты её подъёма. Физическая картина этого процесса соответствует теории устойчивости сжатых стержней [3], т. е. с уменьшением толщины и ширины слоя почвы на лемехе и с увеличением высоты подъёма устойчивость его резко падает.

Таким образом, расположенный в передней части пластины приводной вал с ножами будет в разы уменьшать ширину слоя почвы еще до достижения высшей точки подъёма, что делает проблематичным его дальнейший подъём без сгребания и смешивания растений с почвой. Положение усугубляется еще и тем, что происходит это будет путём четырёхкратных ударов ножей за один оборот приводного вала с нежелательным динамическим воздействием на пласт почвы и разрушением его ключьями. При движении ножей вниз попадание между ними и пластиной кам-

ней будет приводить к поломкам машины, а в случае попадания в эту зону корневищных или других растительных остатков, в результате их разрушения ножами, лемех и пластина будут сотрясаться, что также будет способствовать разрушению пласта почвы ещё на этапе его подъёма. Сами растительные остатки беспрепятственно будут наматываться на приводной вал, что может привести к его остановке.

Основная часть

В Белорусском государственном аграрном техническом университете на уровне изобретения разработана машина для выкапывания растений [4].

На рис. 1, а показан общий вид машины, на рис. 1, б – расположенный под окнами дисковый нож с боковинами, на рис. 1, в – разрез А–А с видом на дисковый нож с боковинами.

Машина для выкапывания растений навешивается на трактор и содержит раму 1, подкапывающую скобу с лемехом 2, удлинитель в виде пластины 3 с поверхностью плавно изгибающейся и переходящей в задней части в наклонную плоскость, с расположенным в ней окнами ромбовидной формы 4, а также установленные на размещённом под окнами приводном валу 5 рыхлящие элементы в виде закрепленного на ступице 6 с помощью винтов 7 дискового ножа 8 с размещёнными по его сторонам боковинами 9 в виде примыкающих большими основаниями к дисковому ножу 8 гофрированных поверхностей усеченного конуса. Для фиксации положения на приводном валу 5 ступицы 6 на нём установлены по её бокам кольца 10 с входящими во впадины гофрированных поверхностей боковин 9 фиксаторами их положения относительно дискового ножа 8 и втулки 11 со стопорящими болтами 12. К раме 1 на стойках 13 в направляющих 14 крепятся опорные колёса 15. Их положение относительно рамы 1 фиксируется с помощью устанавливаемых в регулировочные отверстия болтов 16, что позволяет задавать требуемую глубину хода лемеха 2. Расположенные в задней части удлинителя в виде пластины 3 окна ромбовидной формы 4 имеют в острых углах ромба вдоль хода машины узкие прорези для кромки дискового ножа 8. Для передачи врачающего момента на приводной вал 5 от вала отбора мощности трактора с помощью карданного вала 17, на раме 1 установлен трансмиссионный вал 18, ре-

дуктор 19, цепная передача 20, а сам приводной вал 5 содержит длинную шпонку 21, проходящую через ступицу 6, кольца 10 и втулки 11. Направление вращения приводного вала 5 устанавливается таким, чтобы окружная скорость дискового ножа 8 с боковыми 9 в их верхней части над пластиной 3 была направлена против движения агрегата.

Машина для выкапывания растений работает следующим образом.

При движении агрегата с заглублённой подкапы-

вающей скобой с лемехом 2 почвенный слой с растениями поступает на лемех 2 и далее, за счёт подпора нижерасположенного поступающего на лемех 2 слоя почвы, на удлинитель в виде пластины 3 до её верхней части. При этом отсутствие вибрации и воздействия на почвенный слой других рабочих органов позволяет почвенному слою с растениями достигнуть не только верхней части удлинителя в виде пластины 3, но и двигаться по ней дальше вниз по задней части, переходящей в наклонную плоскость, сохраняя свою устойчивость в

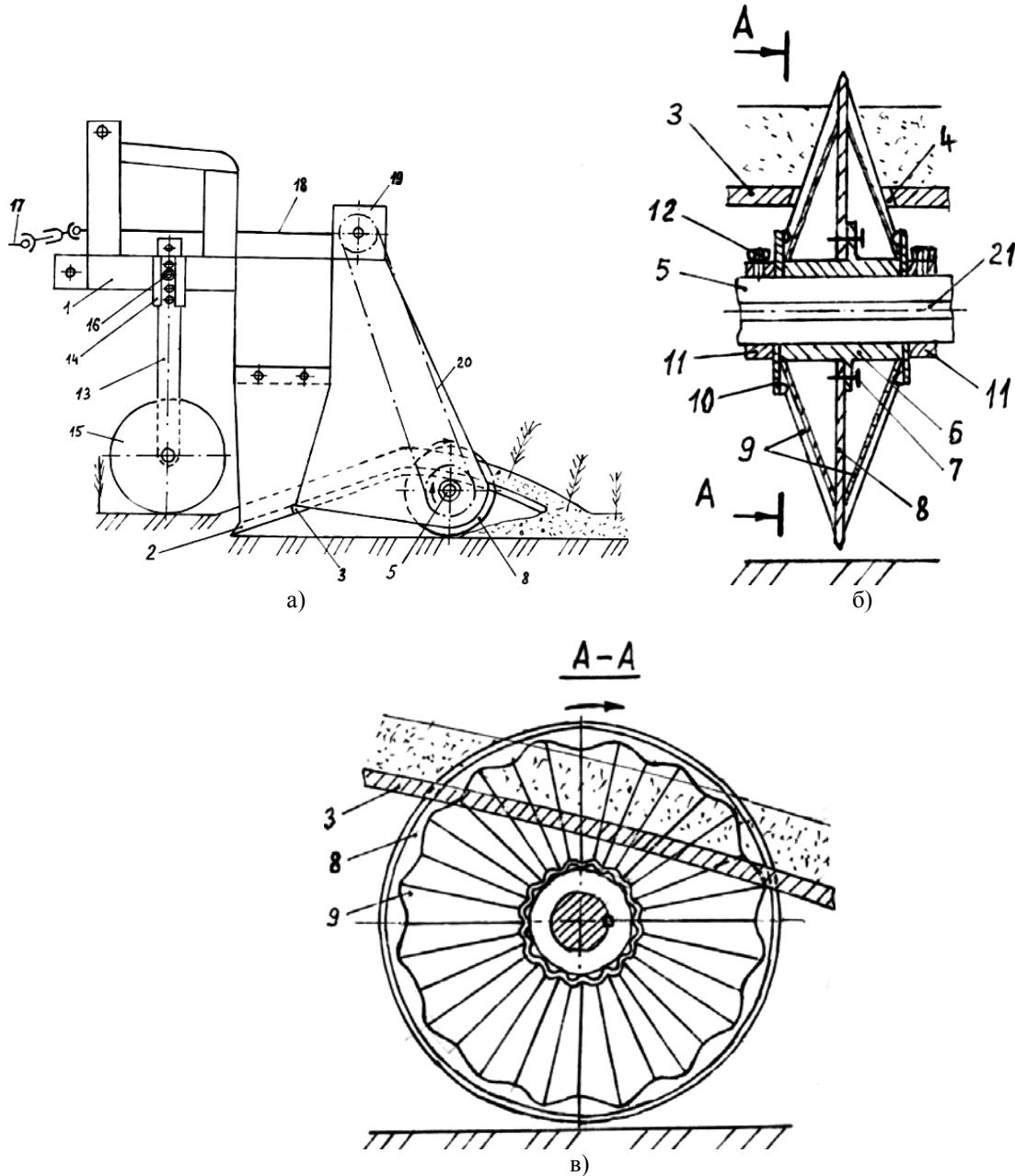


Рисунок 1. Машина для выкапывания растений:

1 – рама; 2 – лемех; 3 – удлинитель; 4 – окна ромбовидной формы; 5 – приводной вал; 6 – ступица; 7 – винт; 8 – дисковый нож; 9 – боковины; 10 – кольцо; 11 – втулка; 12 – стопорящий болт; 13 – стойка; 14 – направляющие; 15 – опорное колесо; 16 – болт; 17 – карданный вал; 18 – трансмиссионный вал; 19 – редуктор; 20 – цепная передача; 21 – шпонка

виде структурной целостности, отсутствия сгруживания с перемешиванием слоев вместе с растениями. На задней части междуурядья почвенного слоя разрезаются дисковым ножом 8, который вращается в своей верхней части по ходу движения пластины, и затем подвергаются мягкому фрезерующему воздействию гофрированных конических поверхностей боковин 9, которые одновременно способствуют дальнейшему движению вниз уже разделенного на полосы, с теряющего свою целостность, слоя почвы. При этом исключается попадание между удлинителем в виде пластины 3 и дисковым ножом 8 с боковинами 9 камней, корневищных или растительных остатков, так как они отбрасываются от окна ромбовидной формы 4 центробежными силами, а гофрированная коническая поверхность боковин 9 во время работы образует поверхность вращения, отбрасывающую от неё частицы почвы, камни, корневищные и растительные остатки. Поэтому остановки агрегата из-за поломок рыхлящих элементов или наматывания на них растительных остатков исключаются, как и губительная для целостности перемещающегося слоя почвы вибрация лемеха 2 с удлинителем в виде пластины 3 вследствие рубящих ударов по расположенным на ней камням, корневищным или растительным остаткам.

После прохода машины растения сохраняют своё вертикальное положение, но располагаются в потерявшем свою структурную целостность (в том числе и за счёт трёхкратного изгиба при поступлении на лемех 2, в верхней части удлинителя в виде пластины 3 и при возвращении на почву) почвенном слое с взрыхлёнными междуурядьями. Они могут быть легко извлечены из почвы путём выдергивания, как вручную, так и механизированным способом.

УДК 637.116:621.65

Заключение

Разработанная конструкция машины для выкапывания растений позволяет обеспечить качественное выполнение технологического процесса выкапывания растений из почвы, засоренной камнями, корневищными и растительными остатками, а также увеличить производительность труда при выборке растений овощных и лесотехнических культур из почвы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Выкопочная машина : а. с. 1210696 СССР, МКИ А 01 С 11/00 / В.В. Куликов, Г.Б. Климов ; ВНИИ лесоводства и механизации лесного хозяйства. – №3757788_30-15 ; заявл. 29.04.1984 ; опубл. 15.02.1986 // Афіц. бюл./ Нац. центр інтелектуал.уласнасці. – 1986.– № 6. – С.47.
2. Евтух, Г. И. Исследование перемещения грунта по плоскому клину и установление предельной высоты подъёма грунта в зависимости от параметров срезаемой стружки : дис.... канд. техн. наук : 05.20.01 / Г.И. Евтух. – Горки, 1972. – 124с.
3. Дарков, А.В. Сопротивление материалов : учеб. для техн. вузов / А.В. Дарков, Г.С. Шпиро. – М. : Высш. шк., 1989. – 624 с.
4. Выкопочная машина : пат. 11766 Респ. Беларусь, МПК А 01 С 11/00 / И.Н. Шило [и др.] ; заявитель Белорус. гос. аграрн. техн. ун-т. – № а 20061283; заявл. 15.12.2006 ; опубл. 30.04.09 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтелектуал. уласнасці. – 2009. – №2. – С.36.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 28.07.2009

ЭФФЕКТИВНОСТЬ РОТАЦИОННЫХ ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ С ПРОФИЛИРОВАННЫМИ РАБОЧИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

М.В. Колончук, инженер (РУП «Минскэнерго»)

Аннотация

Рассматриваются вопросы проектирования ротационных вакуумных насосов, применяемых в доильных установках. Исследуются рациональные геометрические параметры насосов и их профилированных рабочих элементов. Приводятся результаты исследований искомых величин.

Введение

Эффективность работы доильных установок характеризуется постоянством вакуума в технологических линиях [1]. Даже малое его колебание нарушает рефлекс молокоотдачи и снижает продуктивность коров. В качестве источника вакуума в доильных установках используются ротационные водокольцевые и пластинчатые насосы производительностью $60 \text{ м}^3/\text{ч}$. Коэффициент откачки вакуумных насосов составляет всего $0,3\dots 0,4$. Поэтому вопросы снижения удельной

энергоемкости вакуумных насосов имеют большую актуальность. Разработка и создание высокопроизводительных и малоэнергоемких вакуумных насосов для доильных установок является важной инженерной задачей [2-4]. Условием повышения эффективности ротационных насосов является совершенство профилей их рабочих элементов [5].

Эксцентриситет оказывает влияние на величину предельно достигаемой насосом разреженности. Чем больше должна быть эта величина, тем меньше должен быть эксцентриситет. Большой эксцентриситет насоса

повышает производительность, т. к. уменьшаются перетечки воздуха, и остается неизменным сечение щелей. Однако чрезмерное увеличение эксцентрикситета насосов увеличивает потери на трение пластин или вращение жидкостного кольца. Малый эксцентрикситет снижает быстроту действия насосов обоих типов. Профили лопаток ротора и каналов подвода рециркуляционной жидкости водокольцевых насосов исключают активное взаимодействие струи жидкости с ло-

патками. В пластинчатых насосах применяют пластины, имеющие на верхних кромках один или два скоса. Такая форма пластин, вызывая их скачкообразное движение по внутренней поверхности корпуса и проточки воздуха через возникающий радиальный зазор, требует длительной их приработки [6].

В настоящее время для получения конструкции ротационных вакуумных насосов, лишенных указанных выше недостатков, приходится определять оптимальное значение геометрических параметров путем выполнения большого объема экспериментальных работ. Только с помощью экспериментов с каждой конкретной машиной могут быть созданы экономичные ротационные насосы. Создание совершенных насосов возможно повышением точности расчета и устранением доводочных работ, направленных на получение максимальной производительности и минимальной потребляемой мощности.

Цель работы – снижение энергозатрат доильных установок совершенствованием ротационных вакуумных насосов.

Основная часть

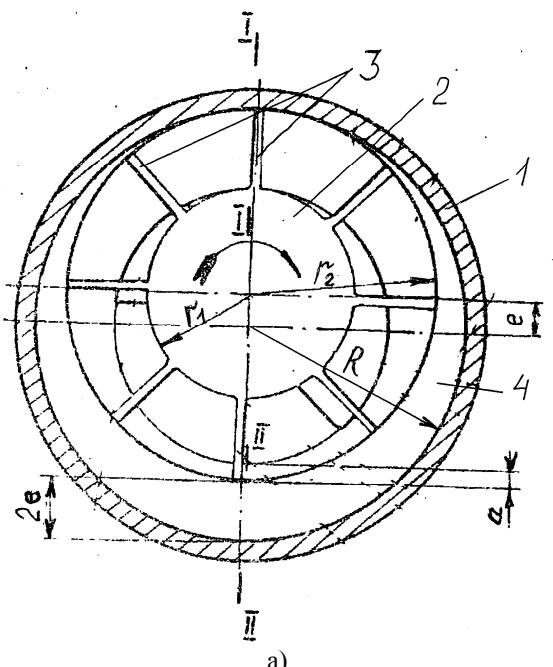
В известных методиках расчета [7] эксцентрикситет водокольцевого насоса рекомендуется определять по формуле:

$$e = \frac{r_2}{8},$$

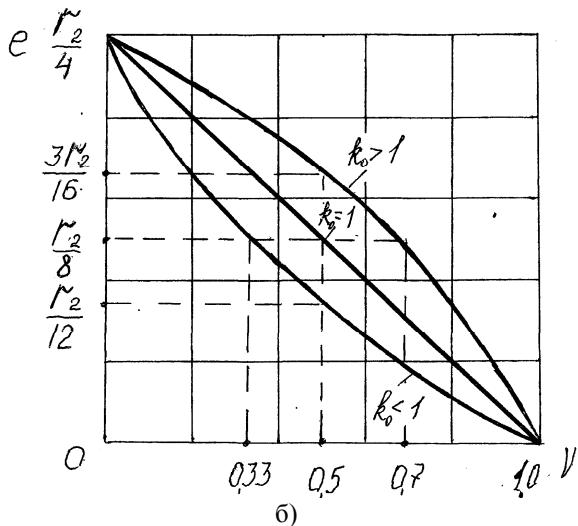
где r_2 – радиус наружной поверхности ротора.

Расхождение в значениях подсчитанного эксцентрикситета может составить более 12%. Недостатком определенной таким образом конструкции является то, что ротор может во время работы быть погружен слишком глубоко в жидкостное кольцо или, наоборот, может выходить из жидкостного кольца. В первом случае не используется полностью объем ротора для создания газовой полости, не всасывается весь возможный объем газа и, таким образом, уменьшается производительность, увеличивается удельная мощность и удельная материалоемкость. Во втором случае ячейки, в которых должно начинаться сжатие газа, не разобщены между собой, сжатие происходит только при дальнейшем повороте рабочего колеса, и уменьшенное расстояние между ячейками начала сжатия и нагнетательной полости увеличивает перетечки из полости всасывания, уменьшает производительность и увеличивает удельную мощность и удельную материалоемкость. Поэтому в жидкостнокольцевом насосе (рис. 1, а) обеспечивают гарантированное погружение лопаток в жидкостное кольцо в сечении II-II на глубину $a=2-7\text{мм}$ [8].

Величина эксцентрикситета водокольцевого насоса определяется также геометрическими параметрами втулки ротора (рис. 1, б). Относительный радиус втулки рекомендуется задавать в пределах $v = r_1/r_2 = 0,4...0,55$. Большее отношение радиусов



а)



б)

Рисунок 1. Водокольцевой вакуумный насос:
а – геометрические параметры (1 – корпус; 2 – втулка ротора; 3 – лопатки; 4 – жидкостное кольцо; r_1 – радиус втулки ротора; r_2 – радиус наружной поверхности ротора; R – радиус корпуса); б – зависимость эксцентрикситета (e) от относительного радиуса (v)

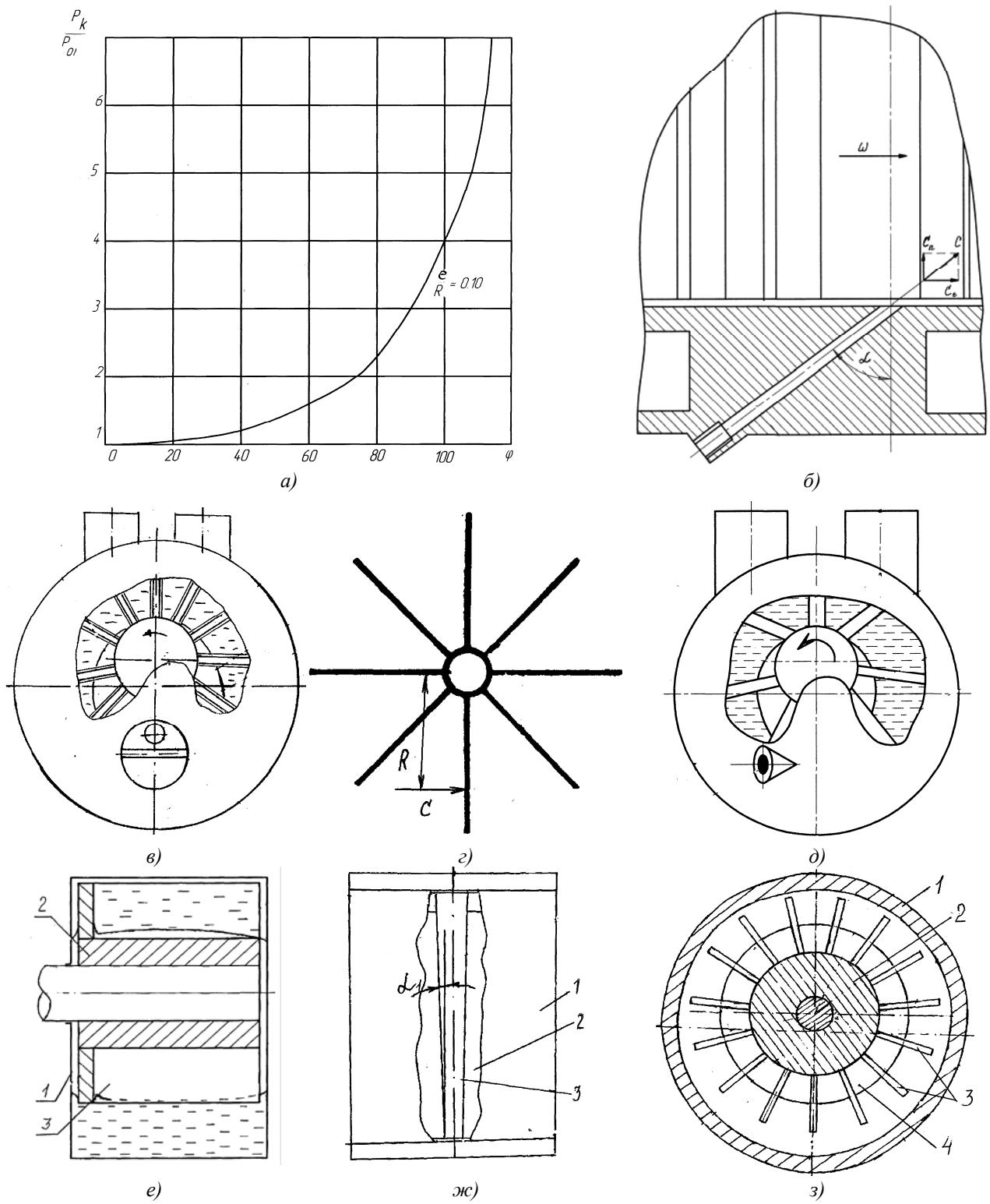


Рисунок 2. Энергосберегающие факторы водокольцевого насоса:

а – распределение давления воздуха в ячейке по углу поворота ротора (p_k – давление нагнетания; p_{01} – давление всасывания); б–д – подвод рециркуляционной жидкости; е – внутренний контур жидкостного кольца (1 – корпус; 2 – ротор; 3 – лопатка); ж – утолщенная лопатка (1 – корпус; 2 – ротор; 3 – лопатка; α_1 – угол утолщения); з – насос (1 – корпус; 2 – ротор; 3 – лопатка; 4 – роторный диск малого диаметра)

втулки и ротора ($\nu \geq 0,55$) увеличивает размеры насоса, а меньшее отношение $\nu < 0,4$ препятствует размещению во втулке ротора вала нужного сечения [8]. Вышеприведенная формула пригодна лишь для равного 0,5 [8]. Справедливость этого утверждения подтверждает подстановка численного значения в соотношение

$$e = \frac{r_2 - r_1}{4} = \frac{r_2}{4} (1 - \nu) = \frac{r_2}{4} \left(1 - \frac{1}{2}\right) = \frac{r_2}{8},$$

где r_1 – радиус втулки ротора.

Другие соотношения радиусов втулки и ротора водокольцевого насоса учитываются понижающим

$$k_0 = \frac{r_2}{r_2 + r_1} \text{ или повышающим } k_0 = \frac{r_2 + r_1}{r_2} \text{ коэф-}$$

фициентами в следующем виде:

$$e = \frac{(r_2 - r_1)}{4} k_0 \rightarrow \begin{cases} e = \frac{(r_2 - r_1)}{4} \cdot \frac{r_2}{r_2 + r_1} \\ e = \frac{(r_2 - r_1)}{4} \cdot \frac{r_2 + r_1}{r_2} \end{cases}.$$

Вода, подводимая в серповидное пространство на стороне всасывания, снижает быстроту действия насоса из-за замещения объема воздуха. Целесообразно подавать воду в ячейки на стороне нагнетания (рис. 2). Основанием для этого является то, что при углах поворота $\varphi \leq 50^\circ$ воздух сжимается незначительно (рис. 2,а,б). Эксцентрическое расположение канала для подвода жидкости на резьбовой пробке позволяет регулировать его местоположение канала в зависимости от требуемого режима работы (рис. 2,в).

Кроме того, эффективное взаимодействие между струей и лопatkой имеет место в том случае [9,10], когда струя, вытекающая из канала лобовины насоса, насталивается на нее на определенном расстоянии от оси вращения (рис. 2,г,д) и ее скорость вдвое больше окружной скорости лопатки. Поэтому канал для подачи жидкости должен быть повернут в горизонтальной плоскости на сторону всасывания ($\alpha = 40\ldots70^\circ$) для создания давления на лопатки ротора тангенциальной составляющей (c_t) скорости жидкостной струи.

Внутренняя поверхность жидкостного кольца по длине цилиндра имеет бочкообразную форму (рис. 2,е). Кольцо дальше отходит от втулки в центре колеса по длине и ближе всего подходит к втулке у торцов. Наличие защемленного воздушного пространства снижает производительность насоса. При такой форме внутренней поверхности жидкостного кольца рационально выполнять втулку наклонной, чтобы в защемленном объеме оставалось меньше воздуха, а, следовательно, увеличилась производительность водокольцевого насоса. Рациональным для вакуумных насосов двухстороннего действия является диапазон углов на-

клона втулки $7\ldots10^\circ$. Конусная втулка ротора вытесняет воздух из защемленного объема и повышает производительность водокольцевого насоса. Эту же функцию выполняет плавно утолщенная в осевом направлении лопатка (рис. 2,ж). Для предотвращения локального воздействия абразивных частиц на внутреннюю расточку корпуса и активизации жидкостного кольца диаметр диска ротора должен быть меньше диаметра колеса (рис. 2,з).

Значение эксцентрикитета пластинчатого вакуумного насоса (рис. 3,а) определяют по выражению [6]

$$e = \frac{D - d_s - 2(h + k_1)}{2},$$

где D – внутренний диаметр цилиндра, м; d_s – диаметр вала ротора, м; h – ширина пластины, м; k_1 – конструктивный фактор ротора, зависящий от прочности материала вала ротора и его конструкции.

Максимальный угол наклона пластин внутри паза должен исключать их заклинивание (рис. 3,б,в). Очевидно, что заклиниванию лопатки способствует положение ее наибольшего вылета. Если угол наклона пластины больше допустимого, сопротивление в пазах ротора будет больше, чем сила, заставляющая входить пластину в паз, и насос, в лучшем случае, остановится, а в худшем – произойдет поломка пластины. Так как инерция ротора значительная, поломка пластин более вероятна. Это подтверждает взаимосвязь величины эксцентрикитета и степени износа пластин по толщине и ширине. Отношение диаметров ротора и корпуса, а, соответственно, и величины эксцентрикитета пластинчатых вакуумных насосов, предназначенных для работы с доильными установками, колеблется в узких пределах $e = (0,09 \ldots 0,17)R$, где R – радиус корпуса, м [6]. Эксцентрикитет ротационного пластинчатого вакуумного насоса предлагается определять по формуле:

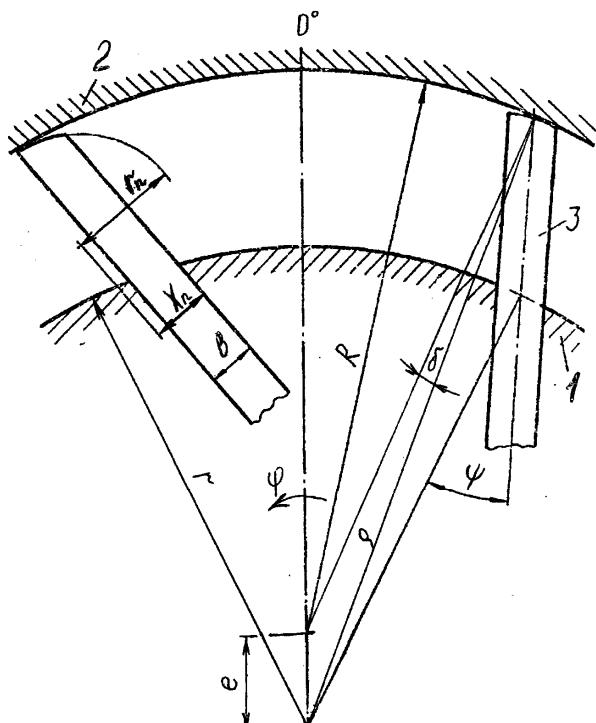
$$e = \frac{b}{4k},$$

где e – эксцентрикитет; b – толщина пластины; k – коэффициент трения скольжения.

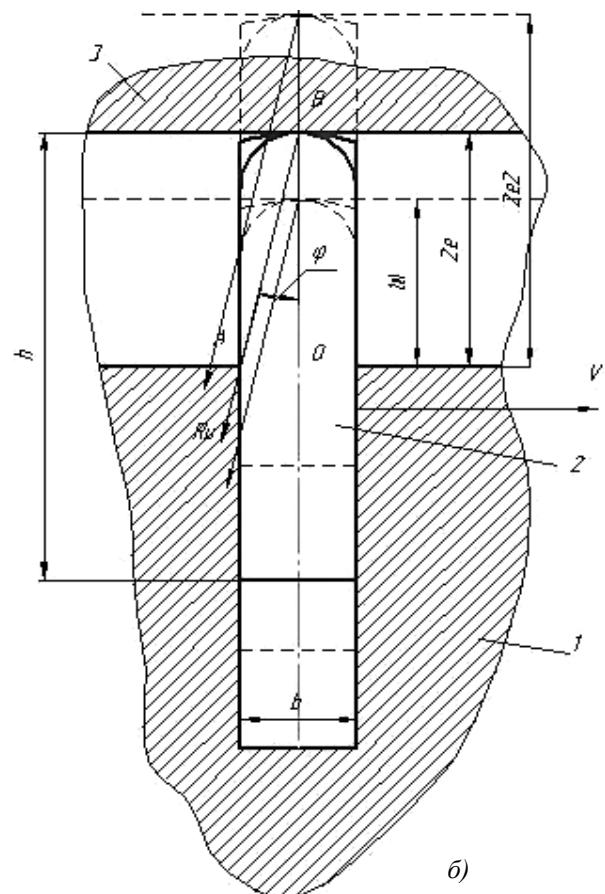
Расчеты эксцентрикитета насосов подтверждают соответствие расчетных и экспериментальных данных (табл. 1).

Таблица 1. Расчетные эксцентрикитеты пластинчатых вакуумных насосов

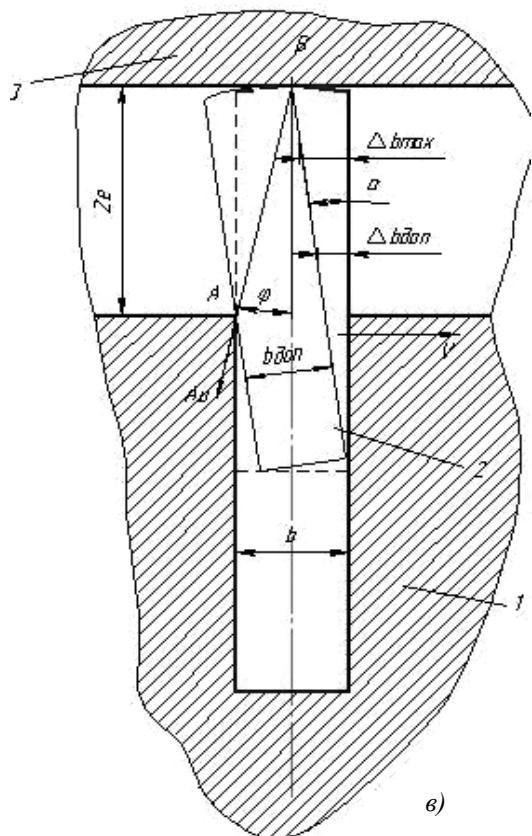
Наименование	РВН-40/350	УВ-45	РВН-40С	РВН-6М
Диаметр цилиндра, мм	146	130	145	170
Диаметр ротора, мм	130	110	121	143
Толщина пластины, мм	5,4	6,0	5,8	6,0
Материал пластины	текстолит	текстолит	текстолит	сталь
Эксцентрикитет фактический, мм	8	10	12	13,5
Коэффициент трения пластины с цилиндром	0,15	0,15	0,15	0,1
Эксцентрикитет расчетный, мм	9,0	10,0	9,6	15



a)



b)



c)

Рисунок 3. Пластинчатый вакуумный насос:
 а – геометрические параметры (1 – ротор; 2 – пластина; 3 – цилиндр; е – эксцентрикситет; б – толщина пластины; ψ – угол наклона пазов; r_n, X_n – координаты центра дуги верхней кромки пластины; R – радиус расточки цилиндра; r – радиус ротора; δ – угол между прямыми, соединяющими периферийную точку пластины с центрами ротора и цилиндра; ρ – текущий радиус); б – направления сил реакции (1 – ротор; 2 – пластина; 3 – цилиндр; e, e_1, e_2 – эксцентрикситеты; h – ширина пластины; R_u – реакция цилиндра; φ – угол трения); в – износ пластины (1 – ротор; 2 – пластина; 3 – цилиндр; $b_{\text{доп}}$ – допустимая толщина пластины; $\Delta b_{\text{доп}}$ – допустимый износ пластины; $\Delta b_{\text{макс}}$ – максимальный износ пластины)

Отношение ширины пластины и двойного эксцентрикитета определяет соотношение максимального и допустимого износов (рис. 4). В связи с тем, что линия контакта верхней кромки пластины и цилиндра насоса перемещается по периферии пластины, то максимальный износ составляет половину толщины пластины $\Delta b_{\max} = \frac{b}{2}$. Это позволяет определить допустимые износы по ширине пластины при известной ее толщине (b , $0,75b$, $0,66b$ и $0,5b$). Ширина пластины, имеющей 25% износа, должна вдвое превышать значение двойного эксцентрикитета. Ширина пластины, имеющей износ по толщине равный 33%, должна составлять не менее 6 эксцентрикитетов. А ширина пластины, имеющей 50% износ по толщине, должна быть бесконечно большой (рис. 4).

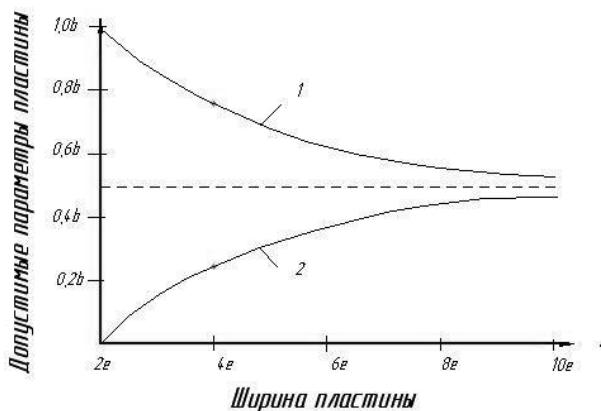


Рисунок 4. Взаимосвязь параметров пластины:
1 – толщина пластины; 2 – допустимый износ по толщине

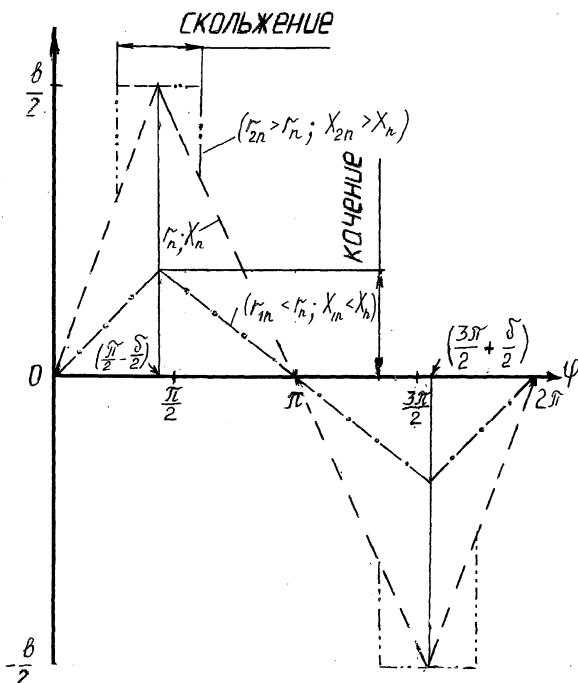


Рисунок 5. Динамика движения кромки пластины

Пластины ротационных насосов, как правило, изготавливаются из текстолита марки ПТК. Предел прочности стальных пластин превышает предел прочности текстолитовых пластин. Поэтому при одних и тех же геометрических размерах корпуса и ротора эксцентрикитет вакуумных насосов со стальными пластинами больше эксцентрикитета вакуумных насосов с текстолитовыми пластинами. Изношенная пластина должна заходить в паз ротора на величину не менее $1,5e$ [11]. Учитывая, что ширина пластины составляет $4,0e$, то максимальный износ по ширине пластины составляет $0,5e$.

Снижение энергоемкости ротационного пластинчатого насоса обеспечивается пластинами, имеющими дуговую периферийную кромку, радиус и положение центра которой определены соотношениями [12]

$$r_n = \frac{R \cdot b}{2e \sqrt{1 - [(r/R)\sin\psi]^2}} + b,$$

$$X_n = \frac{r \cdot b}{2e \sqrt{1 - [(r/R)\sin\psi]^2}} \cdot \sin\psi + \frac{b}{2},$$

где e – эксцентрикитет; b – толщина пластины; ψ – угол наклона пазов; r_n , X_n – координаты центра дуги верхней кромки пластины; R – радиус расточки цилиндра; r – радиус ротора.

Выполнение дуги верхней кромки пластины по параметрам, учитывающим наклон пластины, способствует непрерывному перемещению линейной площадки контакта по всей дуге кромки пластин, устраняя необходимость приработки последних и перетечки воздуха (рис. 5).

Предельный вакуум ротационных насосов, укомплектованных пластинами, верхняя кромка которых срезана под углом 45° , меньше, чем у насосов с пластинами, обработанными под цилиндрический профиль. Потребляемая мощность (N) этих насосов больше вследствие ухудшения смазки и увеличения силы трения. Быстрота действия насосов (S) меньше вследствие радиальных протечек. Поэтому удельная мощность (q) насосов выше (рис. 6, а). Потребляемая мощность насосов с роторами, имеющими лопатки с цепным профилем, меньше, чем у насосов, имеющих лопатки других профилей. Так как быстрота действия этих насосов выше быстроты действия насосов с роторами, имеющими лопатки других профилей, то удельная мощность ниже (рис. 6, б).

Заключение

1. Потребляемую мощность водокольцевого насоса снижают на 0,1 кВт вперед и плавно изогнутые по форме цепной линии лопатки

2. Быстроту действия водокольцевого насоса увеличивают на 10% лопатки ротора, утолщенные от торца к крыльце под углом 3-7 градусов.

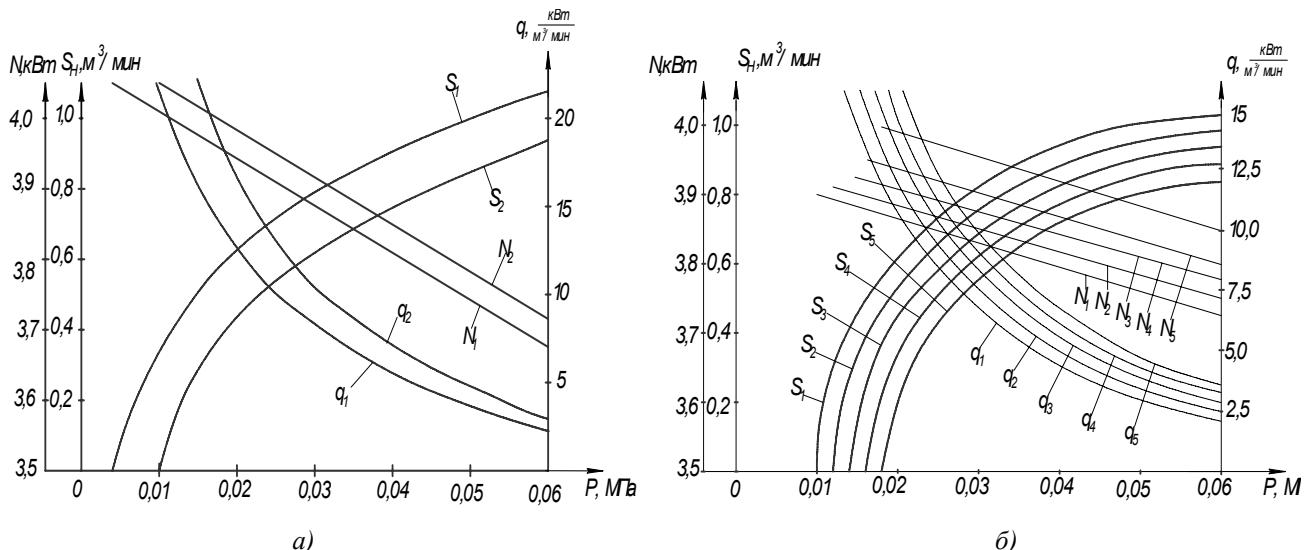


Рисунок 6. Характеристики насосов:

а – пластинчатый насос (1 – пластины с теоретическим профилем кромки под углом 45°); б – водокольцевой насос с различным профилем лопаток ротора (1 – изогнутые по цепной линии; 2 – изогнутые вперед; 3 – прямые наклонные вперед; 4 – прямые наклонные назад; 5 – изогнутые назад)

3. Расположение патрубка для подвода воды в серповидном пространстве на стороне нагнетания на расстоянии 0,5-0,9 радиуса рабочего колеса повышает быстроту действия насоса на 20%. Наклон патрубка по ходу вращения способствует снижению затрат энергии на 1%.

4. Эффективным способом снижения мощности трения пластин является максимально возможное увеличение их высоты с наклоном по ходу вращения ротора. Износ пластин по высоте на 1% увеличивает потребляемую мощность на 0,1%.

5. Предельный износ пластины составляет 20% ее толщины и 12% ее ширины. Износ пластин происходит по дуге определенного радиуса. Радиус дуги верхней кромки пластин толщиной 6 мм ротационного насоса УВБ-02.000 составляет 13 мм и уменьшается с по мере ее износа по толщине в пазах ротора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Антроповский, Н.М. Стабильный вакуум – основное требование при работе доильных установок /Н.М. Антроповский, В.К. Скоркин //IX Международный симпозиум по машинному доению сельскохозяйственных животных: тезисы докл. – Оренбург : Издат. центр ОГАУ, 1997. – С. 24-26.

2. Землянис, Г.М. Исследование теплового режима водокольцевого вакуумного насоса /Г.М. Землянис, Ю.К. Приекулис //IX Международный симпозиум по машинному доению сельскохозяйственных животных: тезисы докл. – Оренбург: Издат. центр ОГАУ, 1997. – С. 54-56.

3. Цой, Ю.А. О перспективах применения вакуумных насосов лопаточного типа в сельском хозяйст-

ве /Ю.А. Цой, В.В. Бурлай, Д.И. Соломонов //IX Международный симпозиум по машинному доению сельскохозяйственных животных: тезисы докл. – Оренбург: Издат. центр ОГАУ, 1997. – С. 114-116.

4. Басманов, В.И. Вакуумные насосы доильных машин/ В.И. Басманов. – Дубляны, 1974. – 28 с.

5. Тетерюков, В.И. Ротационные вакуумные насосы и компрессоры с жидкостным поршнем/ В.И. Тетерюков. – М.: Машгиз, 1960. – 251 с., ил.

6. Мжельский, Н.И. Вакуумные насосы для доильных установок. /Н.И. Мжельский. – М.: Машиностроение, 1974. – С. 133.

7. Ротационные компрессоры/ А.Г. Головинцов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1964. – 315 с., ил.

8. Вакуумная техника: справочник/ Е.С. Фролов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1985. – 359 с.

9. Угинчус, А.А. Гидравлика и гидравлические машины/ А.А. Угинчус. – Харьков : Изд-во Харьковского университета, 1970. – С. 219–222.

10. Исследование параметров узла подвода рециркуляционной жидкости водокольцевого вакуумного насоса. Тракторы, автомобили, мобильные энергетические средства: проблемы и перспективы развития: материалы Международной научно-технической конф., Минск, 11-14 февраля 2009 г. / редкол. А.В. Кузьмицкий [и др.]. – Минск, 2009. – С. 109–113.

11. Зеленецкий, С.Б. Ротационные пневматические двигатели /С.Б. Зеленецкий, Е.Д. Рябков, А.Г. Микеров. – Л.: Машиностроение, 1976. – С. 61.

12. Колончук, М.В. Исследование приработки лопаток ротационного вакуумного насоса доильной установки при текущем ремонте / М.В. Колончук // Агропанорама. – 2006. – №6. – С. 28–32.

ТЕОРЕТИКО-ВЕРОЯТНОСТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ КОРМОВ

А.В. Китун, канд. техн. наук, доцент, В.И. Передня, докт.техн. наук, А.А. Романович, И.М. Швед, ассистенты (УО БГАТУ)

Аннотация

В статье приведено теоретико-вероятностное исследование процесса измельчения кормов, позволившее определить конструкцию измельчающего аппарата на стадии его проектирования. В соответствии с теоретическими исследованиями разработана конструкция рабочего органа.

Введение

Работы по теоретическому изучению влияния отдельных параметров измельчителей на степень измельчения кормов проводились многими учеными [1-3]. Они были направлены на изучение влияния числа режущих пар на среднюю длину резки. Полученные результаты констатируют уменьшение средней длины резки стебельчатых кормов с увеличением числа противорежущих элементов. Однако, как отмечают сами авторы, полученные теоретические результаты не в полной мере согласуются с экспериментальными данными. Это свидетельствует о том, что физические процессы, протекающие в измельчителях, изучены недостаточно, и требуют поиска новых конструктивных решений, особенно для измельчителей с вертикально установленной рабочей камерой.

Основная часть

Активные измельчающие органы измельчителя можно рассматривать как систему массового обслуживания с отказами, упорядоченным обслуживанием и ограничением времени пребывания заявки на обслуживании. Суть отказа в том, что частицы проходят неразрушенными, или фракционный состав продукта не соответствует необходимым требованиям. Упорядоченное обслуживание состоит в том, что если частица не обслужена (не разрушена) в одной плоскости вращения ножей, то этот процесс произойдет в последующей. Ограничение времени пребывания частицы на обслуживании определяется тем, что она покидает пределы рабочей камеры измельчителя независимо от ее разрушения. Исходя из данных предпосылок и физического процесса работы измельчающего устройства, вероятность измельчения частицы корма можно определить по формуле [1]:

$$P_u = 1 - e^{-\mu t} \quad (1)$$

где μ – параметр процесса или интенсивность измельчения;

t – время нахождения частицы в рабочей зоне, с.

При этом процесс измельчения рассматривается как непрерывный и случайный, а входящий в него

поток – как простейший, стационарный по математическому ожиданию и дисперсии.

Параметр процесса или интенсивность измельчения определяется конструктивно-кинематическими параметрами устройств, которые обеспечивают соответствующие вероятности встречи и разрушения. Поэтому интенсивность измельчения в общем виде определяется по формуле:

$$\mu = q_1 q_2, \quad (2)$$

где q_1 – вероятность встречи частицы корма с ножом;

q_2 – вероятность разрушения частицы корма ножом.

Поскольку частицы корма в рабочей камере ориентированы неодинаково, то вероятность встречи их с активными рабочими органами определяется по формуле [2]:

$$q_1 = \frac{2 \operatorname{arctg}(l_h/a)}{\pi}, \quad (3)$$

где l_h – длина части ножа, циркулирующая в кормовом слое, м;

a – расстояние между вертикально установленными в одной плоскости смежными гранями ножей, м.

Вероятность разрушения частиц корма определяется по формуле:

$$q_2 = \frac{(V_h - V_c)}{V_h}, \quad (4)$$

где V_h – окружная скорость ножей, м/с;

V_c – скорость прохождения частицы корма через рабочую камеру, м/с.

Тогда интенсивность измельчения можно определить, подставив значения (3) и (4) в уравнение (2)

$$\mu = \frac{2 \operatorname{arctg}(l_h/a)(V_h - V_c)}{\pi V_h}. \quad (5)$$

Из формулы (1) видно, что вероятность измельчения частицы корма зависит от времени нахождения ее в рабочей камере. Это значение в общем виде можно определить по формуле:

$$t = \frac{l_p}{V_c}, \quad (6)$$

где l_p – высота активной зоны рабочей камеры, м.

При измельчении кормов внутри рабочей камеры устанавливаются противорежущие элементы. Эти пассивные рабочие органы изменяют направление движения частиц. Тогда справедливо уравнение для определения времени прохождения частицами корма через рабочую камеру:

$$t_k = t + t_1, \quad (7)$$

где t_1 – время перемещения частицы по рабочей части противорежущих элементов, с.

$$t_1 = \frac{l_{np}}{V_{np}}, \quad (8)$$

где l_{np} – длина пути частицы, перемещающейся по рабочей части противорежущего элемента, м;

V_{np} – скорость перемещения частиц корма по рабочей части противорежущего элемента, м/с.

Длину пути частицы, перемещающейся по рабочей части противорежущего элемента, определим по формуле:

$$l_{np} = 2\pi R_k - z l_{np} \cos \alpha_{np}, \quad (9)$$

где R_k – радиус рабочей камеры, м;

z – число противорежущих элементов;

l_{np} – длина рабочей части такого противорежущего элемента, м;

α_{np} – угол наклона противореза к внутренней поверхности рабочей камеры.

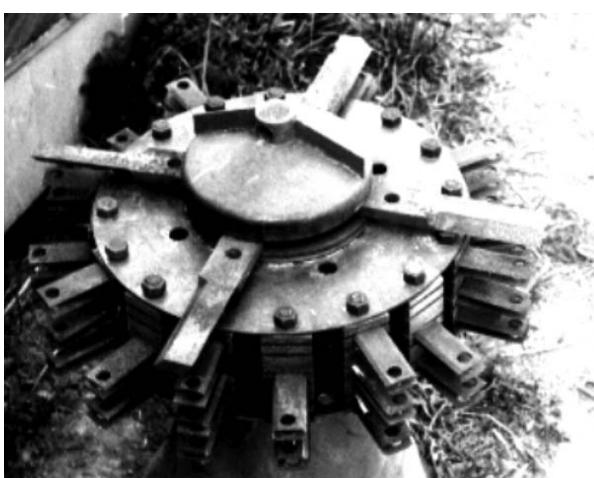


Рисунок 1. Экспериментальный ротор с ножами

Подставив в формулу (7) значения (6), (8) и (9), получим

$$t_k = \frac{l_p}{V_c} + \frac{2\pi R_k - z l_{np} \cos \alpha_{np}}{V_{np}}. \quad (10)$$

Для определения вероятности измельчения частицы подставим в уравнение (1) значение формул (5) и (10)

$$P_u = 1 - e^{-\frac{2 \operatorname{arctg}(l_h/a)(V_h - V_c)}{\pi V_h} \left(\frac{l_{np}}{V_c} + \frac{2\pi R_k - z l_{np} \cos \alpha_{np}}{V_{np}} \right)}. \quad (11)$$

Если 4 противорежущих элемента:

$$P_u = 1 - 2,71 \cdot \frac{\frac{2 \operatorname{arctg} \frac{0,007}{2} (6-5)}{3,14 \cdot 6} \left(\frac{0,7}{5} + \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,08 - 4 \cdot 0,08 \cdot \cos 45^\circ}{12} \right)}{= 0,89}$$

Если 8 противорежущих элементов:

$$P_{u2} = 1 - 2,71 \cdot \frac{\frac{2 \operatorname{arctg} \frac{0,007}{2} (6-5)}{3,14 \cdot 6} \left(\frac{0,7}{5} + \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,08 - 8 \cdot 0,08 \cdot \cos 45^\circ}{12} \right)}{= 0,92}$$

Изучив все составляющие уравнения (11), было принято решение увеличить P_u за счет изменения числа режущих элементов. Для проверки выдвинутой гипотезы был установлен ротор (рис. 1), режущие элементы в котором крепились в державках, установленных между двумя дисками. Данная конструкция позволила варьировать число ножей в широких пределах.

Проведенные исследования показали, что с увеличением в рабочей камере числа режущих элементов доля мелкой фракции частиц увеличивается (рис. 2). В этом случае частицы корма чаще попадают в рабочую зону режущих элементов. Данная зависимость прослеживается и при исследовании измельчителя смесителя ИС-20 [4]. Однако с увеличением числа режущих элементов появляются негативные факторы.

Из графической зависимости на рис. 3 видно, что с увеличением числа ножей в рабочей камере уменьшается производительность измельчителя. Вторым отрицательным моментом является рост удельной энергоемкости процесса измельчения.

Это объясняется тем, что с увеличением числа ножей уменьшается пространство между ними, возрастает переносная скорость массы и время пребывания частиц в рабочей зоне ножей и противорежущих элементов.

Таким образом, при положительном результате, увеличение числа ножей на роторе измельчителя снижает другие, не менее важные показатели. Вместе с тем, полученные результаты позволили начать поиск рациональной конструкции рабочего органа. Был изготовлен

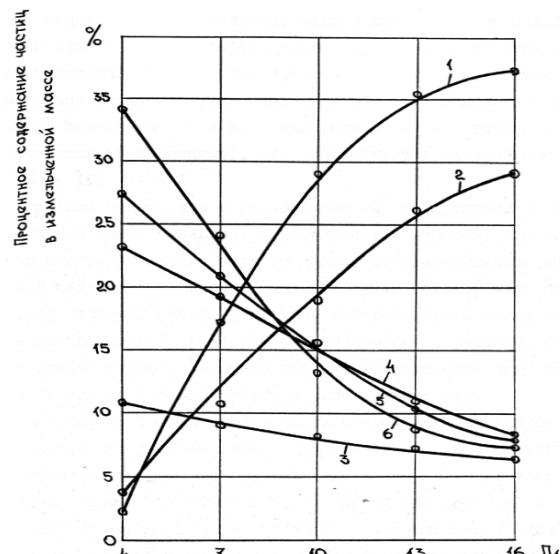


Рисунок 2. Зависимость крупности частиц зеленой массы от числа ножей, установленных по периметру рабочей камеры

Размер фракций, мм: 1 – до 5; 2 – 5, 1-10; 3 – 10, 1-15; 4 – 15, 1-20; 5 – 20, 1-30; 6 – свыше 30, 1 мм

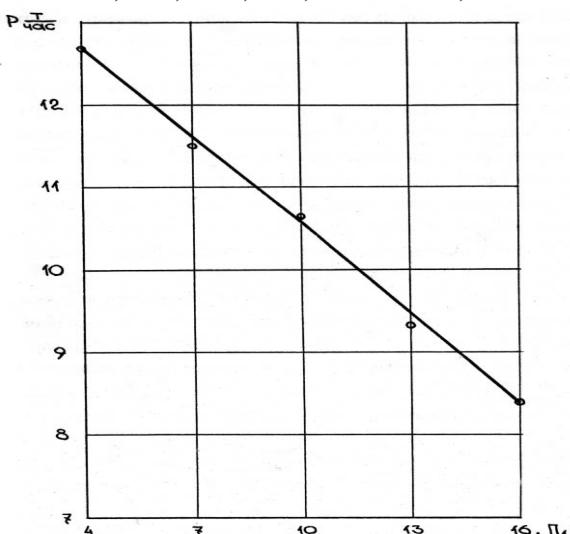


Рисунок 3. Зависимость производительности измельчителя от числа ножей, установленных по периметру рабочей камеры

рабочий орган (рис. 4), состоящий из прямоугольной державки, в пазу которой крепились два ножа, обращенные навстречу друг другу меньшими гранями.

Как показали исследования, такая конструкция работоспособна с установленными внутри рабочей камеры противорежущими элементами. Однако дальнейший поиск позволил предложить более простую и пригодную для измельчения зернофуражка конструкцию рабочего органа (рис. 5), который содержит два параллельных режущих ножа, закрепленных на наружных гранях державки. Короткие основания этих режущих

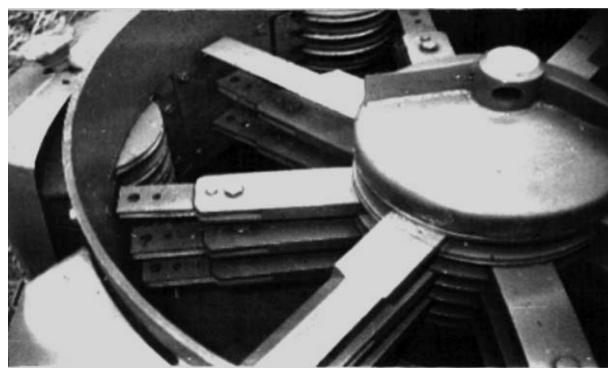


Рисунок 4. Измельчитель с установленными в державке двумя режущими ножами

элементов обращены друг к другу. В результате, на каждом ноже выполнены два режущих лезвия, а, следовательно, число воздействия на частицу увеличено вдвое.

Данная конструкция позволила увеличить на 50% вероятность встречи частиц корма с режущим элементом. Новизна конструкции ножа с двумя режущими лезвиями защищена патентом РБ [5].



Рисунок 5. Рабочий орган измельчителя кормов:
1 – державка; 2 – верхнее основание державки;
3 – нижнее основание державки.

Выводы

1. Вероятность измельчения частицы зависит от геометрических параметров рабочих органов и их числа. Проведенные исследования показали, что с увеличением в рабочей камере числа режущих элементов доля мелкой фракции частиц увеличивается, однако уменьшается производительность измельчителя и возрастает удельная энергоемкость процесса.

2. На основании исследований предложен рабочий орган, содержащий два параллельных режущих ножа, закрепленных на державке. Короткие основания этих режущих элементов обращены друг к другу. На каждом ноже выполнены два режущих лезвия, и, таким образом, число воздействий на частицу увеличено вдвое.

3. Расчеты показывают, что при увеличении противорежущих элементов с четырех до восьми, вероятность измельчения частицы увеличивается от 0,89 до 0,92.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. Китун, А.В. Исследование процесса работы измельчителя-смесителя кормов вертикального типа / А.В. Китун, В.И. Передня, А.В. Кузьмицкий // Вестник Белорусской Сельскохозяйственной Академии. – 2004. – №3. – С. 83–86.
2. Надежин, А.В. К обоснованию геометрических параметров измельчителей стебельчатых кормов / А.В. Надежин // сб. науч. тр. / Совершенствование технологий и технических средств в животноводстве. – Зерноград, 1988. – 140 с.

3. Овчинников, А.А. К вопросу обоснования конструктивно-режимных параметров измельчителя-смесителя непрерывного действия / А.А. Овчинников, Е.В. Сурмнев, А.В. Влазнев // Механизация заготовки, приготовления и раздачи кормов. – Саратов, 1982. – С. 74–82.

4. Голиков, В.А. Рабочий орган для измельчения грубых кормов повышенной влажности / В.А. Голиков // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1978. – № 11. – С. 17–19.

5. Рабочий орган измельчителя кормов: пат. 1523 Респ. Беларусь / В.И. Передня, А.В. Китун ; опубл. 21.01. 04// Офиц. бюл./ Нац центр интеллект. собств.

УДК 664

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 21.04.2009

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ РАБОЧИХ ОРГАНОВ УСТАНОВОК ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ МЯСОКОСТНОГО СЫРЬЯ ПТИЦЫ

**В.Я. Груданов, докт. техн. наук, профессор, А.А. Бренч, канд. техн. наук, доцент, И.Е. Дацук,
аспирант (УО БГАТУ); Д.В. Коховец (КУП «Минский мясокомбинат»)**

Аннотация

Приведен анализ конструктивных особенностей установок для разделения мясокостного сырья птицы, в результате которого предложена их классификация. Разработана расчетная модель, взаимоувязывающая геометрические параметры рабочих органов шнековых обвалочных прессов и работу, совершающую шнеком. Предложены новые технические решения в области конструирования рабочих органов шнековых установок для отделения мяса от кости птицы.

Введение

В последние годы в птицеперерабатывающей промышленности всего мира отмечается тенденция глубокой переработки мяса птицы. Это обусловлено, прежде всего, изменением спроса со стороны потребителя на продукты из мяса птицы и его стремлением купить продукт с минимальным количеством отходов, каким является бескостное мясо.

В настоящее время в птицеперерабатывающей промышленности разных стран, в том числе и в Республике Беларусь, для разделения мясокостного сырья птицы широко используется процесс механической сепарации, который заключается в размельчении исходного сырья и последующем отделении кости, соединительной ткани и сухожилий путем пропускания размельченного сырья через «сито» под высоким давлением.

Несмотря на существование устройств различных типов, процесс отделения мяса от кости не является совершенным, кроме того, имеют место высокие энергозатраты на выработку продукции и металлоемкость оборудования.

Основная часть

Анализ конструктивных особенностей установок для разделения мясокостного сырья птицы и разработка классификации

На современных предприятиях для разделения мясокостного сырья используется разное оборудование,

которое по принципу действия можно разделить на два типа, принципиально отличающихся друг от друга:

- установки периодического действия (гидравлические);
- установки непрерывного действия (шнековые и с гибкой эластичной лентой).

Устройства для механической обвалки тушек и частей тушек по типу обвалочного устройства разделяются на поршневые (отделение мяса от костей производится при сжатии в камере постоянного объема под давлением до 35 МПа), шнековые (разделение происходит при сдавливании мясокостной фракции между шнеком и корпусом, который называют сепарирующей втулкой или сепаратором) и установки с гибкой эластичной лентой (в пространстве между лентой и барабаном на сырье воздействует определенное давление, при этом мягкие части проникают через отверстия барабана в его внутреннюю полость) [1].

Выделяют два типа устройств по направлению движения продукта. В первом из них мясная фракция продавливается через ячейки перфорированного барабана с его внешней стороны, при этом костные ткани задерживаются и остаются вне барабана. В устройствах другого типа мясная фракция продавливается изнутри перфорированной втулки, а костная часть остается внутри этой втулки [2].

По принципу подготовки сырья для измельчения разделяют установки с дробилкой и без дробилки, назначение которых – измельчить сырье на части за-

данных размеров и подать его на обвалку. В некоторых шнековых установках роль дробилки выполняет подающий шнек. С этой целью высота шнека значительно увеличивается. Установки с гибкой эластичной лентой (барабанные) дополнительно оснащаются устройством для измельчения или для этих целей рекомендуется использовать волчок.

Степень измельчения исходного сырья различна и зависит от количества мяса на кости. Чем меньше остаточного мяса, тем выше степень измельчения сырья.

Основными элементами, обеспечивающими сепарацию (отделение мяса от кости), являются:

- шнек (в шнековых прессах) или поршень (в гидравлических);
- сепаратор в виде перфорированной втулки или набора концентрических колец (в шнековых и поршневых установках);
- кольцевой клапан (ограничитель);
- гибкая лента и перфорированный барабан (в прессах барабанного типа).

При помощи шнека обеспечивается подача сырья из бункера в зону сепарации, измельчение сырья режущей кромкой и сжатие сырья в зоне обвалки. Сжатие происходит за счет уменьшения межвиткового объема шнека. Наибольшее давление в тракте создается в конце шнека, где и производится отжатие мясной фракции от костной. Шнек выполняют цилинд-

рическим (в прессах марки «УНИКОН», «РВС» и др.) с уменьшающимся шагом по ходу движения продукта, с постоянным шагом и увеличивающимся внутренним диаметром, а также коническим (в прессах фирмы «Beehive», «EMF», «К 25.537.01») с уменьшающимся по ходу движения внешним диаметром с постоянным и переменным шагом навивки.

Сепарирующая втулка является одним из основных элементов пресса, обеспечивающих отделение мяса от кости. По своей конструкции различают втулки цилиндрические и конические, с количеством отверстий от 3600 до 32000. Для разного вида сырья используются втулки (гильзы) с разным диаметром отверстий (от 0,4 мм, которые применяются для обвалки рыбы и частей туши птицы с содержанием мяса не менее 80%, до 1,9 мм – для дообвалки мяса всех видов домашней птицы с содержанием мяса на кости не менее 25%). Применяют сепарирующие втулки комбинированного типа, когда по длине втулки имеются зоны с разными диаметрами отверстий (большими в начале сжатия сырья и меньшими – в конце), что приводит к получению продукта более высокого качества и возможности разделения мясного сырья по структуре. Существуют также конструкции сепарирующих втулок с отверстиями, изготовленными в виде штрихов.

Чем меньше прирезы мяса на кости, тем мень-

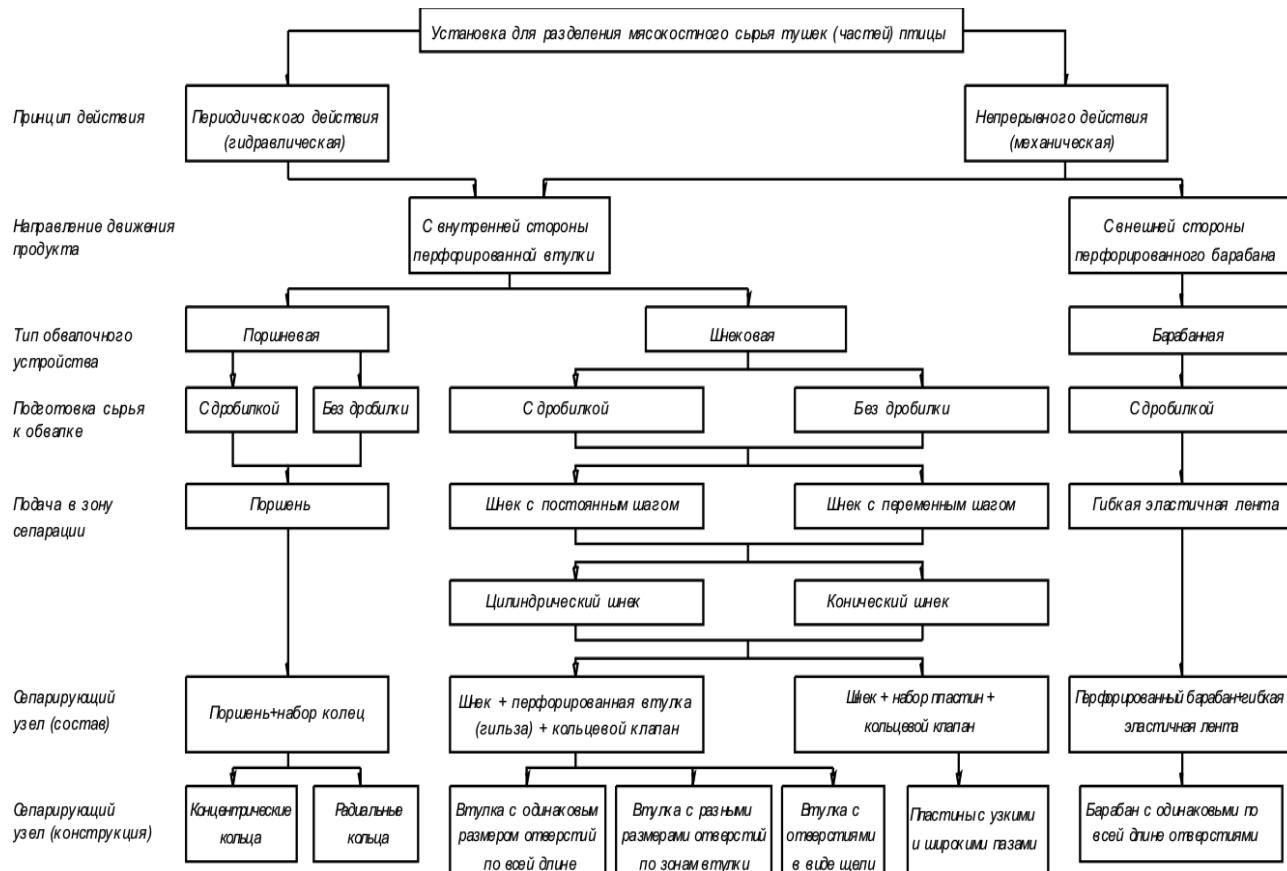


Рисунок 1. Классификация устройств для разделения мясокостного сырья птицы

ше должна быть площадь проходного сечения отверстия втулки.

В некоторых моделях прессов вместо перфорированной втулки используется набор концентрических пластин с широкими и узкими пазами, жестко собранных в катушку так, что мясная масса продавливается через радиальные щели, образованные пазами.

Следующим основным элементом устройств для разделения мясокостного сырья является кольцевой клапан (ограничитель), назначение которого, во-первых, – регулировать давление прессования, во-вторых – разрушать (измельчать) кость, в-третьих – удалять костный остаток.

Давление регулируется путем приближения или удаления друг от друга конических поверхностей шнека и клапана. Острые края клапана выполняют роль режущего инструмента (ножа), которым измельчается кость. Удаление костного остатка осуществляется через боковой или осевой выход.

Если гидравлические прессы (поршневые) и шнековые установки имеют жесткие рабочие органы, то барабанные сепараторы отделяют мясо от кости с помощью гибкой ленты. В таких устройствах рабочими органами являются перфорированный барабан и гибкая эластичная лента. Барабан вращается навстречу движения ленты, сырье прижимается к барабану, расплощивается, мясотные ткани продавливаются через отверстия внутрь барабана, а костный остаток остается на внешней поверхности барабана и удаляется скребком [1].

В результате анализа научно-технической литературы и на основании проведенных теоретических ис-

следований была разработана классификация устройств для разделения мясокостного сырья птицы (рис. 1).

Расчетная модель шнековой установки для разделения мясокостного сырья птицы

На предприятиях птицеперерабатывающей промышленности наибольшее распространение получили шнековые обвалочные устройства.

Для определения оптимальных конструктивных параметров рабочих органов шнековых прессов для механической обвалки мяса птицы была разработана расчетная модель. Схема расположения сил в зоне выделения мясной фракции представлена на рис. 2, а расположение сил в зоне кольцевого зазора представлена на рис. 3.

Общая сила, направленная на разделение продукта на фракции, H

$$Q = Q_1 + Q_2,$$

где Q_1 – сила проталкивания продукта сквозь отверстия сепаратора и вдоль оси шнека, H ; Q_2 – сила проталкивания продукта через кольцевой зазор, H .

Сила трения продукта о шнек (T_1 , H) определяется по формуле:

$$T_1 = N_1 f,$$

где N_1 – нормальная сила воздействия продукта на виток шнека в зоне выдавливания жидкой фракции, H ; f – коэффициент трения продукта о поверхность.

Сила трения продукта о цилиндрическую поверхность сепаратора (T_2 , H) определяется из выражения:

$$T_2 = N_1 f \cos \alpha,$$

где α – угол наклона ребра шнека, град.

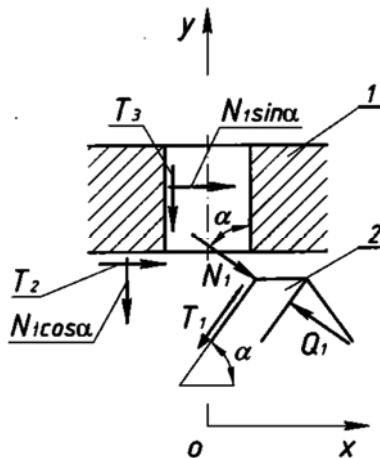


Рисунок 2. Схема расположения сил в зоне выделения мясной фракции:

1 – сепаратор; 2 – виток шнека;

Q_1 – сила проталкивания продукта сквозь отверстия сепаратора и вдоль оси шнека; N_1 – нормальная сила воздействия продукта на виток шнека в зоне выдавливания жидкой фракции;

T_1 – сила трения продукта о шнек; T_2 – сила трения продукта о цилиндрическую поверхность сепаратора; T_3 – сила трения продукта о цилиндрическую поверхность отверстия сепаратора; α – угол наклона ребра шнека

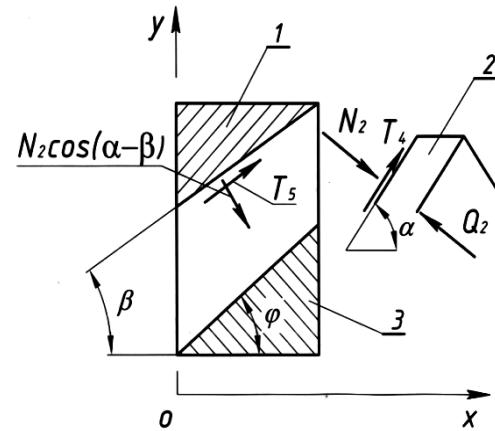


Рисунок 3. Схема расположения сил в зоне кольцевого клапана:

1 – часть клапана, образующая кольцевой зазор; 2 – виток шнека; 3 – конусная часть шнека;

Q_2 – сила проталкивания продукта через кольцевой зазор; N_2 – нормальная сила воздействия костного остатка на последний виток шнека в зоне кольцевого зазора; T_4 – сила трения костного остатка на последний виток шнека в зоне кольцевого зазора; T_5 – сила трения продукта о коническую поверхность кольцевого зазора; α – угол наклона ребра шнека; β – угол при вершине конуса конической части цилиндра; φ – угол наклона конуса

Сила трения продукта о цилиндрическую поверхность отверстия сепаратора (T_3 , Н) представлена в виде:
 $T_3 = N_1 f \sin \alpha$.

Проекция сил на ось «у»

$$Q_1 \cos \alpha - N_1 \cos \alpha + T_1 \sin \alpha - T_3 = 0.$$

После выполнения преобразований получаем:

$$Q_1 = N_1(1-f \tan \alpha).$$

Сила трения костного остатка о последний виток шнека (T_4 , Н) определяется по формуле:

$$T_4 = N_2 f.$$

Сила трения продукта о коническую поверхность кольцевого зазора (T_5 , Н) представлена в виде:

$$T_5 = N_2 f \cos(\alpha - \beta),$$

где N_2 – нормальная сила воздействия костного остатка на последний виток шнека в зоне кольцевого зазора, Н; β – угол при вершине конуса конической части цилиндра.

Проекция сил на ось «х»

$$T_5 \cos \beta + N_2 \sin \alpha + T_4 \cos \alpha - Q_2 \sin \alpha = 0.$$

После выполнения преобразований

$$Q_2 = N_2 \left[1 + f \frac{\cos(\alpha - \beta) \cdot \cos \beta + \cos \alpha}{\sin \alpha} \right].$$

Тогда

$$Q = N_1(1 + f \cdot \tan \alpha) + N_2 \left[1 + f \frac{\cos(\alpha - \beta) \cdot \cos \beta + \cos \alpha}{\sin \alpha} \right]$$

Крутящий момент на шнеке (M_{kp} , Н·м)

$$M_{kp} = Q \cos \alpha R_{шн},$$

где $R_{шн}$ – наружный радиус шнека, м.

Работа, совершаемая шнеком за один оборот

$$A = 2Q \cos \alpha R_{шн} \pi$$

или

$$A = \left[N_1(1 + f \cdot \tan \alpha) + N_2 \left(1 + f \frac{\cos(\alpha - \beta) \cdot \cos \beta + \cos \alpha}{\sin \alpha} \right) \right] \times \cos \alpha \cdot R_{шн} \cdot 2\pi.$$

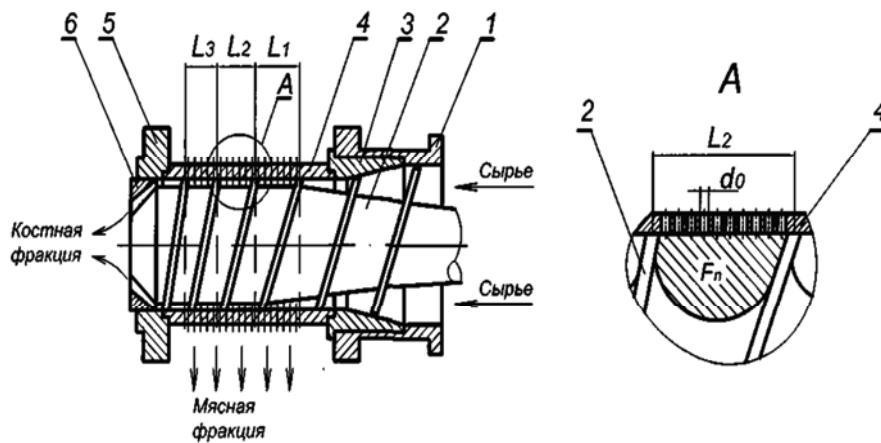


Рисунок 4. Схема шнекового обвалочного устройства:

1–стакан; 2–шнек; 3–диффлектор; 4–сепаратор; 5–гайка; 6–кольцевой клапан;

L_1, L_2, L_3 –соответственно 1-я, 2-я и 3-я условные зоны;

d_0 –отверстие сепаратора

Полученная расчетная модель позволяет определять работу, затрачиваемую шнеком за один оборот, в зависимости от конструктивных параметров узла отжатия.

Совершенствование конструкции шнековой установки для разделения мясокостного сырья птицы

Использование свойств «золотой» пропорции позволяет увязать пропускные способности перфорированного сепаратора и сепарирующего клапана с производительностью шнека в зависимости от вида мясного сырья (содержания мясной фракции в исходном сырье). Предложено выполнить рабочие органы таким образом, чтобы суммарная площадь живого сечения сепаратора и кольцевого зазора узла отжатия была равна площади поперечного сечения канавки шнека в последнем витке. При этом площадь живого сечения сепаратора F_c можно определить по формуле:

$$F_c = \frac{F_{ш}}{1,618},$$

где F_c – площадь живого сечения сепаратора, m^2 ; $F_{ш}$ – площадь поперечного сечения канавки шнека в последнем витке, m^2 ; 1,618 – коэффициент пропорциональности, учитывающий отношение мяса к кости [3].

Особое внимание было уделено конструкции кольцевого клапана, служащего для отвода костной составляющей мясного сырья. Уменьшение размера проходного сечения кольцевого зазора между коническим шнеком и цилиндром с конической внутренней поверхностью по ходу движения костной составляющей сырья может привести к увеличению сопротивления движению продукта, снижению качества отделения мяса от кости и вследствие этого – к снижению эффективности работы устройства.

Выполнение кольцевого зазора между коническим шнеком и цилиндром с конической внутренней поверхностью осуществляется так, чтобы угол при вершине конуса конического шнека определялся из условия

$$\alpha > \beta(1+0,1S),$$

где S – начальный кольцевой зазор; α – угол при вершине конуса конического шнека; β – угол при вершине конуса конической части цилиндра, позволит потоку костной составляющей сырья, поступающему в кольцевой зазор, равномерно перемещаться по нему без дополнительного сопротивления, связанного с уменьшением проходного сечения кольцевого зазора [4].

В конструкциях серийных прессов не учитывается изменение ко-

личества мясной фракции по ходу движения сырья в нагнетающем шнеке, т.е. отверстия равномерно расположены по всей длине цилиндрической рабочей поверхности перфорированного сепаратора, что приводит к неэффективному использованию площади поперечного сечения отверстий перфорации, вероятности нежелательного дополнительного попадания костного остатка в мясную фракцию.

Рабочую поверхность сепаратора мы условно разделили по длине на ряд зон (рис. 4). Количество отверстий в каждой зоне перфорированного сепаратора можно определить по формуле:

$$Z_n = \frac{\sqrt{\Phi}}{d_o^2} \cdot \left(F_n - \frac{k \cdot \sum_{n=1}^m F_n}{m} \right),$$

где Z_n – количество отверстий перфорации в n -ой зоне; Φ – значение «золотой» пропорции ($\Phi = 1,618$); F_n – площадь нормального сечения n -ой винтовой канавки шнека; d_o – диаметр отверстий перфорации сепаратора; k – коэффициент, учитывающий среднее отношение кости к мясу в тушках различных видов птицы; m – количество зон перфорированного сепаратора [5].

В серийно выпускаемых шнековых прессах не учитывается направление движения мясной фракции, подаваемой нагнетающим шнеком в отверстия сепаратора. Отверстия расположены радиально к продольной оси сепаратора по всей его цилиндрической рабочей поверхности, что приводит к дополнительному сжатию и сдавливанию продукта, снижению качества отделения мяса от кости.

Угол наклона осей отверстий уменьшается по ходу движения продукта и определяется по формуле:

$$\beta_i = 90 - \alpha_i,$$

где β_i – угол наклона оси отверстия; α_i – угол наклона ребра нагнетающего шнека.

Угол наклона ребер шнека увеличивается по ходу движения продукта, т.е. $\alpha_3 > \alpha_2 > \alpha_1$ (рис. 5). Соответственно, угол наклона осей отверстий уменьшается, т.е. $\beta_3 < \beta_2 < \beta_1$.

В этом случае сила нормального давления на продукт поверхности ребра нагнетающего шнека совпадает с осями отверстий перфорации сепаратора и напрямую, без дополнительных сопротивлений, проталкивает мясную фракцию через отверстия, что и необходимо для эффективной работы пресса [6].

Выводы

В результате анализа литературных источников, приведен анализ конструктивных особенностей установок для разделения мясокостного сырья птицы и предложена их классификация. Проведены теоретические исследования по определению оптимальных конструктивных параметров рабочих органов шнековых прессов для механической обвалки мяса птицы. Разработана расчетная модель, позволяющая определить энергетические параметры обвалочного пресса в зависимости от конструк-

тивных параметров кольцевого клапана. На основе разработанной модели были предложены новые технические решения в области конструирования рабочих органов обвалочных прессов.

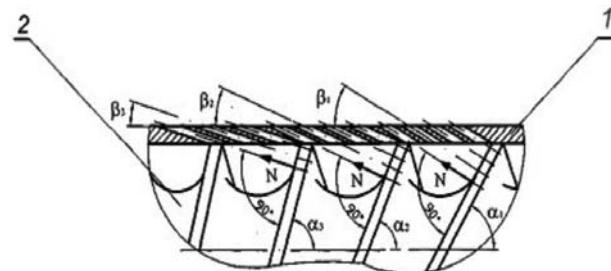


Рисунок 5. Схема расположения отверстий в перфорированной втулке шнекового обвалочного пресса:

1 – сепаратор; 2 – шнек; $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ – углы наклона отверстий соответственно в 1-й, 2-й и 3-й условной зоне; N – сила нормального давления на продукт поверхности ребра шнека

ЛИТЕРАТУРА

- Мясо птицы механической обвалки/ В.А.Гоноцкий [и др.]; под общ. ред. В.А. Гоноцкого.– Москва, 2004.– 200с.
- Сэмс, Р.А. Переработка мяса птицы/ Р.А. Сэмс.– Спб.: Профессия, 2007.– 432с.
- Устройство для отделения мяса от кости птицы: пат 8343 Респ. Беларусь, МПК7 A22C17/04/ В.Я.Груданов, А.К.Наварай, А.А.Бренч; заявитель Могилевский гос. ун-т продовольствия.– №a20030855; заявл. 05.09.2003; опубл. 30.03.2004// Афіцыны бюл./Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці.–2006.– №4.– С.29.
- Устройство для отделения мяса от кости птицы: пат 8344 Респ. Беларусь, МПК7 A22C17/04/ В.Я.Груданов, А.К.Наварай, И.Д.Иванова; заявитель Могилевский гос. ун-т продовольствия.– №a20031131; заявл. 03.12.2003; опубл. 30.06.2004// Афіцыны бюл./Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці.– 2006.– №4.– С.30.
- Пресс для механической обвалки птицы: пат 8776 Респ. Беларусь, МПК7 A22C17/04/ В.Я. Груданов, А.К. Наварай, Л.Т. Ткачева; заявитель Могилевский гос. ун-т продовольствия.– №a20031245; заявл. 30.12.2003; опубл. 30.09.2004//Афіцыны бюл./Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці.–2006.– №6.– С.45.
- Пресс для механической обвалки птицы: пат 8777 Респ. Беларусь, МПК7 A22C17/04/ В.Я. Груданов, А.К. Наварай, А.А. Бренч; заявитель Могилевский гос. ун-т продовольствия.– №a20040057; заявл. 30.01.2004; опубл. 30.09.2004//Афіцыны бюл./Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці.–2006.– №6.– С.46.

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ РАБОЧЕЕ МЕСТО ТЕХНОЛОГА ЭЛЕВАТОРА: РЕШАЕМЫЕ ЗАДАЧИ, ИНТЕРФЕЙС ПОЛЬЗОВАТЕЛЯ

Н.Е. Шевчик, канд. техн. наук, доцент (УО БГАТУ); А.А. Солдатенко, гл. инженер (ГУ «Научно-исследовательский и проектно-технологический институт хлебопродуктов»)

Аннотация

Проведен анализ и систематизация задач, решаемых при управлении технологическим процессом приема, хранения и отпуска зерна на элеваторах и складах силосного типа. Разработано и внедрено автоматизированное рабочее место (АРМ) технолога элеватора.

Введение

Технолог обязан принять и сохранить зерно, поступающее на элеватор. Задачи, решаемые им при приеме зерна, связаны с большим объемом его поступления во время уборки урожая, т.к. прием идет практически круглые сутки. При этом зерно бывает разного вида: рожь, пшеница, овес и др. Партии зерна неодинаковы по засоренности и влажности. Элеватор содержит сотни емкостей (силосов) для хранения, связанных между собой транспортным оборудованием (нории, шнеки, транспортеры ...), и технолог должен в указанных силосах формировать партии не только одного вида, но и одинаковой засоренности и влажности. При этом необходимо засоренное или влажное зерно очищать (подрабатывать) и сушить, учитывая, что влажное зерно в процессе хранения самосогревается и теряет свое качество, вплоть до порчи [1].

Каждый силос должен быть оборудован системой дистанционного контроля температуры, а это – несколько сотен точек измерения. Характеристика зерна включает в себя до десятка показателей качества. Поэтому работа технолога связана с переработкой больших объемов информации о размещении продукта в силосах, его количественных и качественных показателях, датах поступлений и отпусков, текущем температурном режиме хранения и прогнозировании возможных перегревов. В таких условиях принятие правильного решения по любой поставленной задаче является достаточно сложным. Если же технолог ошибется и примет не оптимальное решение, то потери зерна могут быть значительными и иметь серьезные последствия для финансового состояния предприятия. Поэтому целью данной работы является сохранение качества зерна путем улучшения условий работы технолога элеватора. Чтобы достичь цели были решены следующие задачи:

- проведен анализ и систематизация задач технологического процесса приема, хранения и отпуска зерна;
- разработано и внедрено АРМ технолога элеватора.

Основная часть

Автоматизированная система управления элеватором приведена на рис. 1.

Она включает в себя комплект автоматизированных рабочих мест административно-управленческого персонала: планово-производственное подразделение, бухгалтерию, кадры и др. Этот блок реализуется на стандартных пакетах программ и в данной работе не рассматривается. Блок под названием «Специальные решения» (техперевооружение, реконструкция предприятия, и др.) находится в компетенции руководства предприятия.

Из рис.1 видно, что технологическими процессами элеватора целесообразно управлять тремя взаимосвязанными АРМ:

- АРМ технолога (мастера), который принимает основные решения при приеме, хранении и отпуске зерна;
- АРМ производственно-технической лаборатории (ПТЛ), обязанностью которой является ведение журналов количественно-качественного учета;
- АРМ оператора, который осуществляет управление потоками зерна из приемного устройства в силосы, между силосами и из силосов на отпуск (маршруты дистанционного автоматизированного управления).

Следует отметить, что задачи, решаемые АРМ ПТЛ, составляют информационное обеспечение для АРМ технолога. Задачи же, решаемые в АРМ оператора, являются реализацией принятых технологом решений.

В процессе работы технолог выполняет следующие операции:

- составляет план размещения зерна на элеваторе и ведет документацию о его движении через каждый силос с учетом количественно-качественных характеристик продуктов («силосная доска»);
- пересчитывает и представляет информацию о средневзвешенных количественных и качественных характеристиках зерновой массы, хранящейся в каждом силосе (связке силосов);
- определяет силосы для размещения партии вновь поступающего или перемещаемого зерна с определенными количественно-качественными характеристиками;
- ведет базу данных температуры зерна в хранилище, прогнозирует возможное нарушение режима хранения и выделяет силосы с нарушенным режимом хранения и опасным повышением температуры;
- принимает решение об очистке, сушке, вентилировании партий зерна;

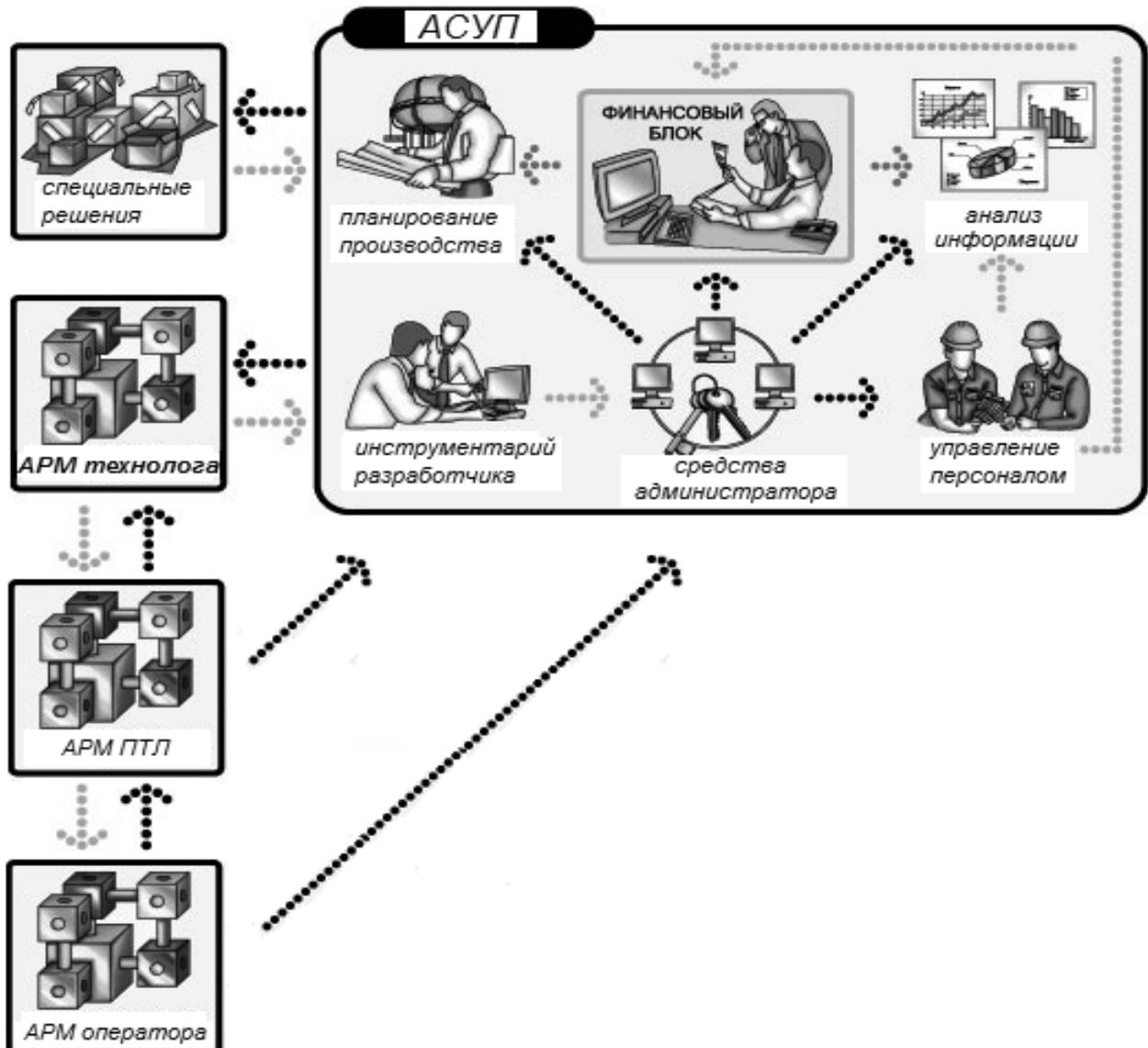


Рисунок 1. Автоматизированная система управления элеватором

– контролирует соблюдение технологических приемов и режимов.

Чтобы своевременно решать указанные выше задачи, а также реагировать на возникновение опасных для зерна ситуаций необходимо постоянно перерабатывать большие объемы информации:

– о видах и температуре зерна, степени заполнения силосов;

– о показателях качества зерна, которые приведены в сопроводительных документах поставщиков, контролируются лабораторией предприятия и заносятся в журналы специальных форм: форма 59 – регистрация показателей качества зерна, которое поступает железнодорожным и автомобильным транспортом, форма 81 – регистрация лабораторных анализов при подработке зерна, форма 71 – регистрация лабораторных анализов при сушке зерна, журнал отпуска зерна;

– о движении зерна по элеватору при его приемке, выполнении технологических операций для улуч-

шения качественных показателей зерна, изменении его характеристик и условий хранения (температураного режима) и отпуске.

Кроме того, часто необходима более детальная информация по количественно-качественным характеристикам зерна и его температуре. Для контролирующих органов требуется сводка нарушений температурного режима хранения зерна за текущий и предыдущие календарные месяцы с указанием дат, номеров силосов, вида хранящегося зерна, значений температур.

В настоящее время на большинстве элеваторов вся указанная выше информация берется из журналов и «силосной доски». Их ведение и использование занимает много времени и довольно трудоемко. Появление автоматизированных систем контроля температуры и управления технологическим процессом элеваторов, в какой-то мере улучшает информационное обеспечение технолога. Но делается это не системно.

С появлением современных персональных ЭВМ и промышленных контроллеров наиболее целесообразной формой реализации автоматизированных систем управления технологическим процессом стало создание АРМ, ориентированных на конкретных пользователей. Важнейшей особенностью АРМ является удобный интерфейс и интеллектуальная контекстная поддержка пользователя.

По этой причине АРМ технолога было разработано с интегрированием в него задач количественно-качественного учета, которые являются прерогативой лаборатории. Такой подход имеет важное преимуще-

ство – задачи решаются на общей основе, что обеспечивает их естественную взаимосвязь и удобство использования.

Алгоритм программы АРМ технолога приведен на рис.2. Данная конструкция АРМ была разработана специалистами ГУ «НИПТИхлебопродукт» и УО «БГАТУ». Для его создания, информация была условно разделена на лабораторную, обзорную, детализированную, динамическую и протокольную.

Лабораторная (данные исследований ПТЛ) – включает в себя показатели качества зерна, которые приводятся в электронных журналах. Поставляется из

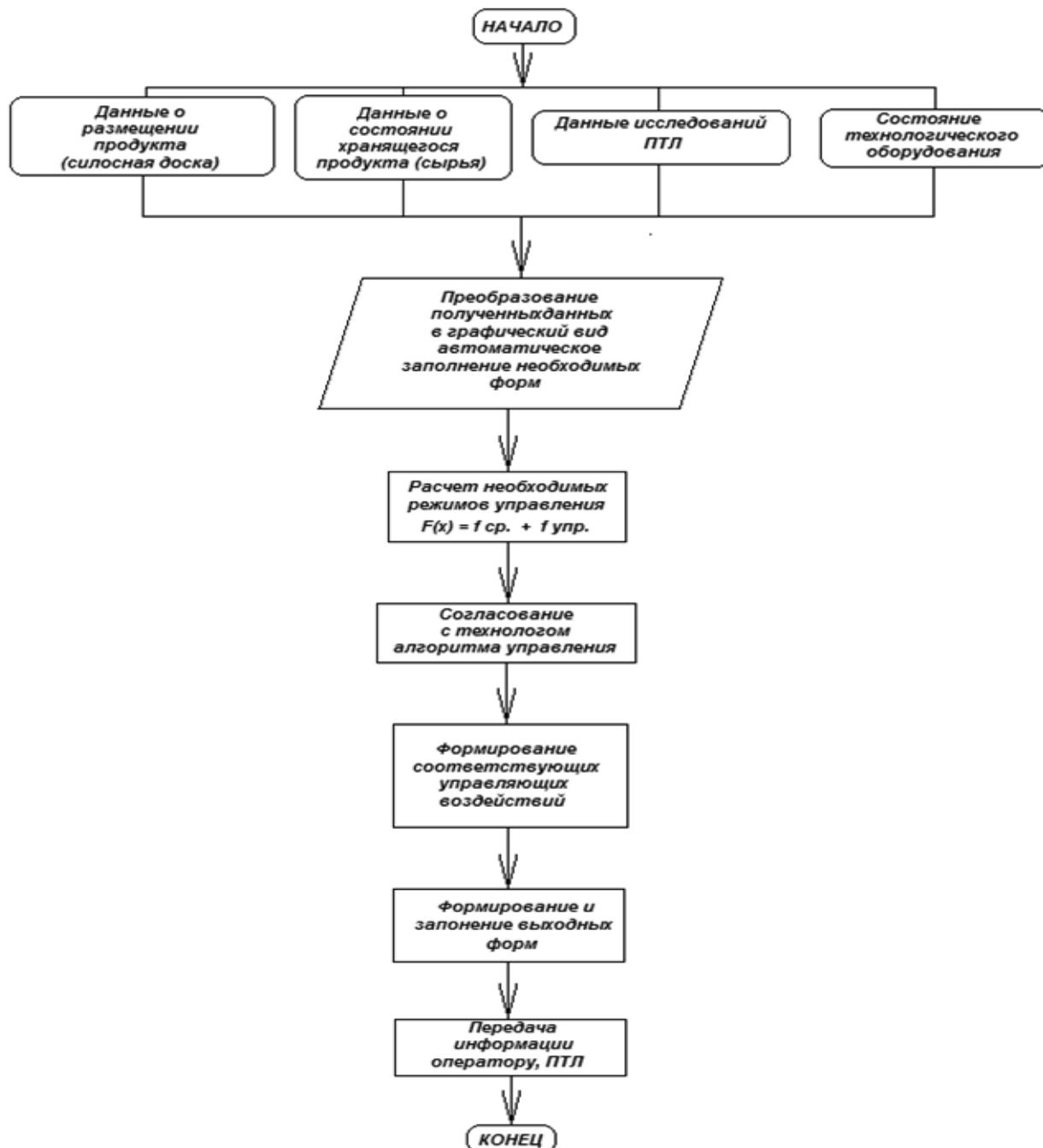


Рисунок 2. Алгоритм программы автоматизированного рабочего места технолога

АРМ ПТЛ.

Обзорная – кроме информации о видах, температуре зерна, степени заполнения силосов включает в себя также максимальную температуру хранения зерна в каждом силосе, неисправности термоподвесок или их элементов (в разработанном АРМ диагностирование производится автоматически по специальным алгоритмам).

Детализированная – конкретизирует обзорную по количественно-качественным характеристикам и температуре зерна в каждом силосе. Приводится в силосных (штабельных) ярлыках и условных изображениях термоподвесок в силосе, которые вызываются непосредственно на электронный план силосного корпуса с обзорной информацией.

Динамическая – информирует о движении зерна по элеватору при его приемке, выполнении необходимых технологических операций для улучшения качественных показателей зерна, изменении его характеристик и температурного режима в течение последних 30 суток и отпуске. Она приведена на электронной силосной доске и в журналах, на графиках изменения температур.

Протокольная – кроме сводки нарушений температурного режима информирует руководство предприятия и службу контрольно-измерительных приборов и автоматики о следующем:

- температурах по каждому силосному корпусу с отображением номера силоса, вида продукта, значений температур, измеренных всеми датчиками термоподвесок, даты и времени измерения, температуры окружающей среды во время измерения;

- автоматически выявленных неисправностях в электрических цепях подключения термоподвесок к коммутационной аппаратуре и контроллеру с указанием номеров силоса, коммутационного шкафа и датчика. Является удобным информационным источником для проведения ремонтно-восстановительных работ, а также способствует проверке своевременности осуществления ремонта. Она выводится на бумажные носители при помощи принтеров.

Взаимодействие пользователя с АРМ осуществляется через экранный интерфейс с помощью манипулятора типа «мышь». Клавиатура используется только как дублирующее устройство ввода данных, команд и встречающихся впервые текстов, прежде всего, имен новых поставщиков.

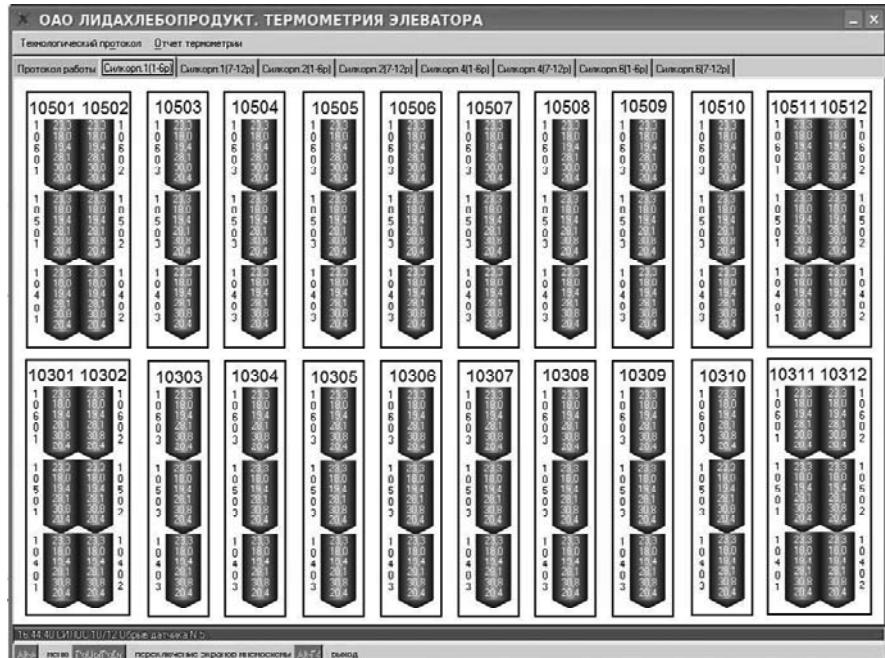


Рисунок 3. Экран рабочей станции оператора

Главные принципы построения интерфейса (рис. 3) – максимальная естественность и очевидность действий оператора в сочетании с максимальной наглядностью и комментариями. Это делает работу пользователя достаточно простой, не требует специального дополнительного обучения и создания бумажных инструкций пользователя. Последовательность осуществляемых пользователем действий носит интуитивно понятный характер. При создании интерфейса использовались пожелания и рекомендации специалистов-технологов ведущих зерноперерабатывающих предприятий Республики Беларусь. Разработанные АРМ технолога элеватора внедрены в производство на ОАО «Лидахлебпродукт», ОАО «Краснознаменский ККЗ», ОАО «Климовичский комбинат хлебопродуктов» и т.д..

Следует также отметить, что АРМ технолога может войти важной составляющей в АРМ руководителей предприятий более высоких должностных уровней – от заведующего лабораторией до директора.

Заключение

1. Проведен анализ и систематизированы задачи, решаемые при управлении технологическим процессом приема, хранения и отпуска зерна на элеваторах.

2. Разработано и внедрено автоматизированное рабочее место технолога элеватора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бритинов, Д.А. Разработка способа стабилизации термовлажностных характеристик зерна при сушке и хранении: автореф. дис. канд. техн. наук – Воронеж, 2006.

ОПОРНЫЕ СВОЙСТВА ШИН ДЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

Г.И. Гедроить, канд. техн. наук (УО БГАТУ)

Аннотация

Обобщены экспериментальные данные по определению размеров и площади пятна контакта с жестким основанием широкопрофильных и арочных шин, оценен уровень их воздействия на почву. Приведены формулы и эмпирические коэффициенты для расчета этих показателей для прогнозируемых шин.

Введение

Агротехнические и тягово-цепные свойства колесных машин в значительной степени определяются способностью шины деформироваться в радиальном направлении и изменять при этом площадь пятна контакта с опорным основанием. Опорные свойства шин характеризуются площадью пятна контакта, средним и максимальным давлением в контакте [1]. Согласно [2, 3] в качестве допустимых показателей процесса воздействия ходовых систем на почву приняты максимальные давления на почву и максимальные нормальные напряжения в почве на глубине 0,5 м под движителями. Определение перечисленных выше показателей базируется на исходных данных по параметрам пятна контакта шин на жестком основании. Закономерности деформирования шины на жестком основании используют также при аналитических исследованиях процесса взаимодействия ходовых систем с почвой.

Экспериментальное определение параметров пятна контакта шин на жестком основании дает наиболее точные результаты. Но эти результаты могут быть отнесены только к конкретным шинам и условиям испытаний. При решении задач оптимизации ходовых систем, определении размеров шин, удовлетворяющих допустимым нормам воздействия на почву, экспериментально определить параметры пятна контакта часто невозможно. Поэтому важным является получение и обобщение экспериментальных данных по определенным группам шин. Ниже приведены сведения о параметрах пятна контакта и закономерностях деформирования шин, применяемых преимущественно на машинах для внесения удобрений, прицепах и др. сельскохозяйственной технике.

Основная часть

Предпринят ряд попыток получить аналитические модели для определения деформации шин, контурной площади и размеров пятна контакта [1]. Как правило, развивается и уточняется известная формула Хедекеля

$$\lambda = \frac{G}{\pi P_w \sqrt{DB}}, \quad (1)$$

где λ , G , P_w , D , B – соответственно нормальная деформация шины, нормальная нагрузка на колесо,

давление воздуха в шине, диаметр и ширина протектора шины.

Формула (1) основана на допущениях о том, что среднее давление в контакте равняется давлению воздуха в шине и, что шина вне зоны контакта не деформируется. Считается также, что форма пятна контакта эллиптическая. Соответственно площадь и размеры пятна контакта определяются по формулам для эллипса. Названные допущения справедливы для идеализированной шины, т.е. торoidalной оболочки с гибкими, нерастяжимыми стенками.

Реальные шины из-за жесткости каркаса деформируются не только в контакте, а ее форма в попечном сечении не является тором. Изгибаются боковины, деформируется беговая дорожка вне зоны контакта [4]. В результате уменьшаются длина и ширина пятна контакта, его форма отличается от эллиптической. С учетом этого формулы для определения размеров и площади контакта можно записать в виде:

$$a = 2K_L \sqrt{2R\lambda - \lambda^2} \approx 2K_L \sqrt{2R\lambda}; \quad (2)$$

$$b = 2K_B \sqrt{2r\lambda - \lambda^2} \approx 2K_B \sqrt{2r\lambda}; \quad (3)$$

$$F = \frac{\pi}{4} \varepsilon ab \approx 2\pi K_L K_B \lambda \varepsilon \sqrt{Rr}, \quad (4)$$

где F, a, b – соответственно контурная площадь, длина и ширина пятна контакта;

R, r – соответственно радиусы шины и беговой дорожки протектора;

K_L, K_B – коэффициенты длины и ширины пятна контакта. Показывают во сколько раз реальные длина и ширина пятна контакта меньше, чем расчетные по формулам Хедекеля (хорд окружностей с радиусами R и r);

ε – коэффициент формы пятна контакта. Показывает во сколько раз контурная площадь пятна контакта отличается от расчетной по формуле для эллипса.

В формулах (2)...(4) переход от точных выражений к приближенным сделан в связи с тем, что в подкоренных выражениях второй член значительно меньше первого.

Таким образом, при вычислении размеров и площади пятна контакта наряду с размерами и деформацией шин необходимо знать эмпирические коэффициенты

K_L , K_B , ε . Для отдельных групп шин, например, ведущих тракторных, накоплен значительный статистический материал по значениям указанных коэффициентов [5,6]. Однако механическое использование этих результатов для шин других групп может привести к существенным погрешностям [1].

Автором выполнены экспериментальные исследования по определению характеристик шин на жестком основании. Модели и основные размеры шин приведены в табл.1.

Таблица 1. Геометрические размеры шин, мм

Шина	Наруж- ный диа- метр	Ширина профиля	Высота профиля	Статиче- ский ради- ус	Ширина беговой дорожки протектора	Высота беговой дорожки протектора
16,5/70-18 мод. КФ-97	1075	425	306	486	350	54
16,5L18	1070	460	306	463	460	94
22/70-20 мод. Ф-118	1320	560	406	571	460	70
600/50-22,5	1170	600	300	483	540	88
1300x750 мод. Я-186	1280	750	300	564	684	118
1140x600 мод. Я-404	1150	605	261	496	530	62
1140x700 мод. Я-170A	1160	710	266	515	640	110
1140x700 мод. Я-369	1160	710	266	515	630	62

По форме профиля шины относятся к следующим типам: 22/70-20 мод. Ф-118, 16,5/70-18 мод. КФ-97 – широкопрофильные; 16,5L18 – низкопрофильная; 1140x700 мод. Я-170A, 1140x700 мод. Я-369, 1300x750 мод. Я-186, 1140x600 мод. Я-404 – арочные. Шины 16,5/70-18 мод. КФ-97, 1140x700 мод. Я-170A, 1300x750 мод. Я-186 – серийные, шины 22/70-20 мод. Ф-118, 16,5L18, 1140x700 мод. Я-369, 1140x600 мод. Я-404 взяты из опытных партий шин, созданных для снижения давления на почву. Шина 600/50-22,5 – импортная и является аналогом шины 1140x600 мод. Я-404. Новые шины позволяют снизить давление на почву ходовых систем машин для внесения удобрений, прицепов без значительного изменения их компоновки (количества колес, нормальной нагрузки на колесо, положения центра тяжести, ширины колеи, подвески).

Исследования проводились в лабораторных условиях с использованием стенда для определения статических характеристик шин на жестком основании. Снимали отпечатки шин, определяли их нормальную деформацию и размеры.

Значения коэффициентов K_L , K_B , ε и среднего давления исследованных шин на жестком основании, а также расчетные значения максимальных давлений шин на почву и максимальных нормальных напряжений в почве под шинами на глубине 0,5 м приведены в табл.2. Расчет показателей воздействия на почву проведен по ГОСТ 26953-86 и ГОСТ 26954-86 [7,8]. Изменение параметров контакта шин на почве по

сравнению с жестким основанием учитывалось с помощью коэффициентов, приведенных в вышеуказанных источниках.

Указанные в табл. 2 нормальные нагрузки на шины и соответствующие им давления воздуха рекомендованы в нормативной документации и являются максимальными для исследованных шин. Нормальная деформация шины при этом является допустимой. Отношение допустимой нормальной деформации шины к высоте профиля шины называется допустимой относительной нормальной деформацией шины $[\lambda']$.

При использовании шин для меньших нагрузок уменьшается и рекомендованное давление воздуха, исходя из условия обеспечения допустимой относительной нормальной деформации шины [6]. В последнем случае давление в контакте и напряжение в почве несложно пересчитать на основе данных табл. 2.

Анализ результатов подтверждает закономерности деформирования шин с уменьшением длины и ширины пятна контакта, отклонением формы пятна контакта от эллиптической.

Значения коэффициентов K_L , K_B , ε для разных шин изменяются соответственно в пределах 0,71...0,83, 0,73...0,67 и 1,04...1,14. Средние значения указанных коэффициентов составляют 0,78, 0,81, 1,07. Следовательно реальная длина пятна контакта шин меньше, чем хорда окружности при одинаковой деформации в 1,28 раза, ширина – в 1,23 раза, а контурная площадь больше, чем расчетная по формуле для эллипса в 1,07 раза. Отметим, что во всех случаях ширина пятна контакта была меньше ширины протектора.

Арочные шины развивают пятно контакта лучше. Так, если для широкопрофильных шин значения коэффициентов K_L , K_B , ε составляют соответственно 0,76, 0,80 и 1,06, то для арочных – 0,81, 0,81, 1,09. Наиболее высокие значения коэффициента ε для шин 600/50-22,5 и 1140x700 мод. Я-369. Это связано с более плоской формой профиля шины в поперечной плоскости. Так, шина 1140x700 мод. Я-369 имеет радиус беговой дорожки протектора 830 мм, что в 1,6 раза больше, чем у шины 1140x700 мод. Я-170A такого же типоразмера. Соответственно значения коэффициента ε составляют 1,14 и 1,07.

Серийная шина 16,5/70-18 мод. КФ-97 оказывает в 1,5...2,3 раза большее давление на почву, чем друг-

Таблица 2. Эмпирические коэффициенты и расчетные показатели уровня воздействия шин на почву

Шина	Нагрузка, кН	Давление воздуха, кПа	K_L	K_B	ε	Среднее давление на жесткое основание, кПа	Макс. давл. на почву, кПа	Макс. напряж. в почве, кПа	[λ']
16,5/70-18 мод. КФ-97	32,0	370	0,71	0,87	1,04	375	469	52,2	0,17
16,5L18	17,0	110	0,75	0,73	1,04	157	197	26,6	0,24
22/70-20 мод. Ф-118	40,0	200	0,80	0,81	1,05	203	263	55,2	0,22
600/50-22,5	34,7	140	0,79	0,79	1,09	157	197	45,7	0,34
1300x750 мод. Я-186	50,0	250	0,80	0,85	1,06	242	315	68,3	0,25
1140x600 мод. Я-404	33,0	180	0,79	0,77	1,07	172	216	45,5	0,30
1140x700 мод. Я-170A	30,0	200	0,83	0,82	1,07	181	226	43,0	0,24
1140x700 мод. Я-369	36,6	200	0,81	0,81	1,14	176	220	49,2	0,24

гие шины. Однако напряжения в почве на глубине 0,5 м под всеми шинами отличаются незначительно. Исключение, ввиду меньшей нагрузки, составляет шина 16,5L18. Сравнение данных по шинам 600/50-22,5, 1140x600 мод. Я-404, 1140x700 мод. Я-170A, 1140x700 мод. Я-369 с шиной 16,5/70-18 мод. КФ-97 показывает, что при снижении максимального давления на почву более чем в два раза максимальные напряжения в почве на глубине 0,5 м снижаются в среднем в 1,14 раза. Это связано с тем, что при сопоставимой нагрузке последняя шина имеет меньшую площадь контакта.

Следовательно, при использовании разработанных шин (или с аналогичными параметрами) можно ожидать улучшения свойств почвы, в основном, в пахотном слое.

Для вычислений по формулам (2)...(4) необходимо знать деформацию шин. В табл.3 приведены уравнения регрессии для определения нормальной деформации исследованных шин. Уравнения регрессии получены в результате реализации ортогонального центрального композиционного плана 2². Пользуясь полученными уравнениями, можно получить значения нормальной деформации шин в широком диапазоне нагрузок и давлений воздуха в шинах. Нормальная нагрузка на колесо может изменяться в ходе технологического процесса и при использовании шин для разных машин. В последнем случае изменяется и давление воздуха в шинах. Давление воздуха может устанавливаться разным также в зависимости от твердости опорного основания, скоростного режима. В общем случае зависимость деформации шин от нагрузки и

Таблица 3. Уравнение регрессии для определения деформации шин

Шина	Уравнение регрессии	Область эксперимента		Критерий Фишера	
		G, кН	P_w , МПа	F_3	F_T
16,5/70-18 мод. КФ-97	$\lambda = 23,3 + 3,33G - 175,4P_w + 372,9P_w^2 - 5,38P_wG$	15...35	0,13...0,37	1,91	2,93
16,5L18	$\lambda = 17,85 + 8,29G - 504,4P_w - 0,063G^2 + 2530P_w^2 - 22,35P_wG$	4...20	0,06...0,13	2,13	3,16
22/70-20 мод. Ф-118	$\lambda = 52,74 + 3,41G - 376,3P_w - 0,0113G^2 + 792P_w^2 - 4,95P_wG$	10...45	0,15...0,25	2,73	3,16
600/50-22,5	$\lambda = 89,25 + 5,88G - 1571P_w - 0,0174G^2 + 6756P_w^2 - 16,9P_wG$	15...35	0,06...0,15	2,74	3,16
1300x750 мод. Я-186	$\lambda = 30,1 + 2,79G - 235,3P_w - 0,0109G^2 + 583,3P_w^2 - 3,54P_wG$	10...50	0,13...0,25	1,83	3,16
1140x600 мод. Я-404	$\lambda = 17,6 + 4,6G - 207,1P_w - 0,0257G^2 + 584P_w^2 - 7,62P_wG$	10...30	0,11...0,21	2,23	2,96
1140x700 мод. Я-170A	$\lambda = 32,34 + 3,98G - 346P_w - 0,0168G^2 + 979,7P_w^2 - 6,92P_wG$	12...36	0,07...0,23	2,24	3,16
1140x700 мод. Я-369	$\lambda = 25,95 + 2,74G - 211,35P_w + 621,9P_w^2 - 6,06P_wG$	12...36	0,07...0,23	0,89	2,93

давления воздуха нелинейная. В уравнениях размерность λ – в мм, G – в кН, P_w – в кПа.

Ввиду того, что экспериментальное определение деформации шин значительно проще, чем определение площади пятна контакта, представляет интерес зависимость площади пятна контакта от деформации шины. Эксперимент показал, что для всех исследованных шин эта связь выражается линейным уравнением регрессии

$$F = C_1 + C_2 \lambda, \quad (5)$$

где размерность F – м², λ – мм.

Значения параметров C_1 , C_2 приведены в табл.4. Здесь же даны значения коэффициента корреляции r_K , экспериментальное t_3 и табличное t_T значения критерия Стьюдента при 5%-ном уровне значимости. Корреляция во всех случаях значима.

Однако в эксперименте минимальная деформация шин составляла 20...40% от допустимой. В области меньших деформаций возможна нелинейность и отклонение от уравнения (5).

Приведенной информации достаточно, чтобы определить параметры пятна контакта, оценить показатели воздействия исследованных шин на почву. Для определения контурной площади и размеров пятна контакта шин при прогнозировании оптимальных параметров ходовых систем необходимые геометрические размеры шин (диаметр, ширину, высоту профиля, радиус или размеры беговой дорожки протектора) можно задать. Допустимая нормальная деформация шин $[\lambda]$ в этом случае может быть определена из выражения

$$[\lambda] = [\lambda'] H, \quad (6)$$

где $[\lambda']$ – допустимая относительная нормальная деформация шины;

H – высота профиля шины.

Таблица 4. Параметры уравнения регрессии для определения площади пятна контакта

Шина	$C_1 * 10^2, \text{м}^2$	$C_2 * 10^3, \text{м}^2 / \text{мм}$	r_K	t_3	t_T
16,5/70-18 мод. КФ-97	-0,325	1,802	0,939	18,58	2,31
16,5L18	-1,388	1,703	0,998	41,85	2,31
22/70-20 мод. Ф-118	-3,854	2,638	0,994	26,44	2,31
600/50-22,5	-3,652	2,634	0,994	26,72	2,31
1300x750 мод. Я-186	-2,749	3,150	0,993	22,81	2,37
1140x600 мод. Я-404	-0,633	2,500	0,985	16,32	2,31
1140x700 мод. Я-170A	-2,630	3,012	0,996	27,92	2,37
1140x700 мод. Я-369	-1,188	3,417	0,994	24,86	2,37

Значения $[\lambda']$ приведены в специальной литературе и изменяются в пределах 0,14...0,30. Для исследованных шин значения допустимой относительной деформации шин приведены в табл.2.

Отметим, что при известных значениях ширины и высоты беговой дорожки протектора радиус кривизны беговой дорожки протектора вычисляется по формулам для сектора круга.

Более сложно рассчитать нормальную деформацию шины, отличающуюся от допустимой. Анализ показывает, что наиболее рационально использовать в этом случае формулу, полученную в результате обработки большого количества экспериментальных данных [9]. В системе единиц СИ формула имеет вид:

$$\lambda = K \frac{G^{3/4}}{100 + P_w}, \quad (7)$$

где размерности λ – м, G – кН, P_w – кПа, K – $\frac{\kappa H^{3/4}}{m}$;

100 – постоянная величина равная 100 кПа.

Сравнение значений деформации шины, рассчитанных по формуле (6), с экспериментальными данными по исследованным шинам показывает, что погрешность не превышает 8 %.

Для расчетов по формуле (7) необходимо знать значения коэффициента K и давление воздуха в шинах. Если предварительно определить $[\lambda]$ по формуле (6), то коэффициент K можно найти из выражения

$$K = \frac{[\lambda] (100 + P_w)}{G^{3/4}}. \quad (8)$$

Значения нормальной нагрузки и давления воздуха при расчете по формуле (8) должны соответствовать допустимой нормальной деформации шины. Среднее значение коэффициента K для исследования широко-профильных шин составляет 1,76, для арочных – 1,46.

В предварительных расчетах проектируемых ходовых систем, при известных (заданных) размерах шин, соответствующее известной нагрузке давление воздуха в шинах можно определить, преобразовав формулу (1) с учетом изложенных выше результатов. Формула может быть записана в виде:

$$\lambda = \frac{G}{2\pi P_w \varepsilon K_L K_B \sqrt{Rr}}.$$

Следовательно, давление воздуха вшине при ее допустимой нормальной деформации можно рассчитать из выражения

$$P_w = \frac{G}{2\pi \varepsilon K_L K_B [\lambda] \sqrt{Rr}}. \quad (9)$$

Полученное значение P_w используется для вычислений по формулам (7, 8).

Таким образом, при известной нормальной нагрузке на колесо и заданных основных размерах шины, используя последовательно выражения (6), (2), (3), (4) и полученные значения коэффициентов K_L, K_B, ε , можно рассчитать параметры контакта прогнозируемой шины с жестким основанием и оценить по методике [7,8] уровень воздействия ее на почву при допустимой нормальной деформации шины. Если нормальная деформация шины отличается от допустимой, то аналогичные расчеты можно выполнить, определив указанную деформацию шины по формуле (7).

Заключение

Выполненные исследования и проведенный анализ подтверждают существенное изменение параметров контакта с жестким основанием шин, используемых на сельскохозяйственной технике, в сравнении с идеализированными. В среднем реальная длина пятна контакта при равной деформации меньше в 1,28 раза, ширина – в 1,23 раза, а контурная площадь больше, чем расчетная по формуле для эллипса в 1,07 раза.

Полученные данные, а также приведенные в статье закономерности позволяют определять показатели опорных свойств, оценить уровень воздействия на почву ряда широкопрофильных и арочных шин в широком диапазоне нагрузок на колеса и значений давления воздуха в шинах, оценивать указанные параметры для шин и ходовых систем с прогнозируемыми параметрами.

Решение проблемы снижения уровня воздействия ходовых систем на почву путем применения шин с пониженным давлением без изменения компоновки машин может позволить снизить более чем в два раза максимальные давления на почву. При этом из-за увеличения площади контакта существенного

уменьшения напряжений в подпахотном слое почвы не происходит.

ЛИТЕРАТУРА

1. Проходимость машин/ В.А. Скотников [и др.]. – Мн.: Наука и техника, 1982. – 328с.
2. Русанов, В.А. Проблема переуплотнения почв движителями и эффективные пути ее решения/ В.А. Русанов. – М.: ВИМ, 1998. – 368 с.
3. Техника сельскохозяйственная мобильная. Нормы воздействия движителей на почву: ГОСТ 26955-86. – М.: Издательство стандартов, 1986. – 7 с.
4. Агейкин, Я.С. Проходимость автомобилей/ Я.С. Агейкин. – М.: Машиностроение, 1981. – 242с.
5. Экспериментальные исследования деформации тракторных шин от нормальной нагрузки/ Э.Б. Станкевич [и др.] //Тракторы и сельхозмашины. – 1985, №6. – С.22-24.
6. Бойков, В.П. Шины для тракторов и сельскохозяйственных машин/ В.П. Бойков, В.П. Белковский. – М.: Агропромиздат, 1988. – 240 с.
7. Техника сельскохозяйственная мобильная. Методы определения воздействия движителей на почву: ГОСТ 26953-86. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 11 с.
8. Техника сельскохозяйственная мобильная. Метод определения максимального нормального напряжения в почве: ГОСТ 26953-86. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 4 с.
9. Расчет нормальной жесткости шин для оценки их эксплуатационных показателей/ А.И. Евграфов [и др.] //Автомобильная промышленность. – 1977, №3. – С. 20-22.

УДК 621.31

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 29.05.2009

СОСТОЯНИЕ ОБЕСПЕЧЕННОСТИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИЕЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Г.И. Янукович, канд. техн. наук, профессор, Н.Г. Королевич, канд. экон. наук, доцент (УО БГАТУ)

Аннотация

Показаны источники электрической энергии в Республике Беларусь, их общая установленная мощность и распределение ее по республиканским унитарным предприятиям (РУП). Приведены показатели по РУП производства и потребления электроэнергии. Дан анализ обеспеченности установленными энергетическими мощностями областей республики из расчета на единицу площадей общего земельного фонда, сельхозугодий, пашни, а также на один миллион человек всего населения, сельского населения, трудовых ресурсов.

Введение

Энергосистема Беларусь представляет собой вертикально интегрированную компанию, основная деятельность которой связана с производством, передачей и распределением электрической энергии. Энергетическая система – это сложный комплекс, включающий

электростанции, котельные, электрические и тепловые сети, которые объединены общностью режима их работы на всей территории республики.

Управляет Белорусской энергосистемой государственное производственное объединение (ГПО) «Белэнерго», которое подчинено Министерству энергетики.

ГПО «Белэнерго» осуществляет функции управления хозяйственной деятельностью электроэнергетического комплекса Республики Беларусь, а также деятельностью по следующим направлениям:

- производство, передача и распределение электрической и тепловой энергии;
- поддержание в надлежащем состоянии электростанций, а также электрических и тепловых сетей;
- оперативно-диспетчерское управление технологическим процессом производства и поставок электроэнергии;
- технический надзор за состоянием электростанций и сетевых объектов Белорусской энергосистемы;
- организация работ, обеспечивающих сбалансированное развитие энергосистемы (в том числе прогнозирование спроса на энергию, проектирование, инвестирование, строительство энергетических объектов).

В Белорусской энергосистеме в настоящее время работает 32 ТЭЦ, мощность которых составляет 4180,3 МВт, 2 КЭС мощностью 3504,5 МВт, 19 ГЭС мощностью 9,1 МВт и 66 промышленных блок-станций мощностью 305,3 МВт. Таким образом, общая мощность всех электростанций энергосистемы на 1 января 2009 года составила 7999,2 МВт. Только в 2008 году мощность Белорусской энергосистемы увеличилась на 44 МВт (на Лукомльской ГРЭС на 15 МВт, Гомельской ТЭЦ-2 – на 4 МВт, Лидской ТЭЦ –

на 25 МВт) и по блок-станциям на 79,8 МВт. Протяженность высоковольтных (35–750 кВ) линий электропередач составляет более 35 тыс. км. В 2008 году было произведено 33,7 млрд. кВт·ч электроэнергии, в том числе 0,025 млрд. кВт·ч выработано на гидроэлектростанциях, 2,4 млрд. кВт·ч электроэнергии было импортировано. ГПО «Белэнерго» способно полностью обеспечить потребности республики в электрической энергии и на 50% в тепловой. В качестве ресурсов первичной энергии государственное производственное объединение использует в основном два вида топлива: природный газ (95%) и мазут [1, 2].

Энергосистема Республики Беларусь включает 6 (по числу областей) самостоятельных республиканских унитарных предприятий: «Брестэнерго», «Витебскэнерго», «Гомельэнерго», «Гродноэнерго», «Минскэнерго», «Могилевэнерго». Она имеет электрические связи между областными объединениями и энергосистемами сопредельных государств: России, Украины, Литвы, Польши. Кроме того, в состав ГПО «Белэнерго» входят строительно-монтажный комплекс, ряд заводов, ремонтно-наладочные предприятия, выполняющие работы в основном для предприятий энергетики.

Основная часть

Авторами публикации дан анализ обеспеченности установленными энергетическими мощностями областей Республики Беларусь в расчете на единицу площадей общего земельного фонда, сельхозугодий, пашни, а также на один миллион человек различных категорий населения. Основные показатели энергообеспеченности представлены в табл. 1.

Как видно из таблицы, наиболее обеспеченной установленными энергетическими мощностями электростанций является Витебская область. Так, в данной области на 1 миллион гектаров общего земельного фонда приходится 780 МВт, что в 2,1 раза больше, чем в среднем по республике.

Витебщина – высокоразвитый индустриальный регион Беларуси. Производством и распределением электроэнергии в данной области занимается РУП «Витебскэнерго», в состав которого

Таблица 1. Основные показатели энергообеспеченности Республики Беларусь по областям (по состоянию на 01.01.2009 г.)

Показатели	По Республике Беларусь	Области					
		Брестская	Витебская	Гомельская	Гродненская	Минская	Могилевская
Установленная мощность тепловых электростанций РУП ГПО «Белэнерго», МВт	7684,8	1108,8	3116,2	900	233,9	1766,5	559,4
Приходится установленной мощности электростанций на единицу площадей, МВт/млн.га:							
• общего земельного фонда;	371,8	336,9	780,0	236,6	76,7	444,6	191,8
• сельхозугодий;	874,5	774,2	495,5	692,4	151,9	971,6	416,2
• пашни.	1403,9	1377,3	3403,1	1174,4	229,7	1417,4	657,5
Приходится установленной мощности электростанций на 1 миллион человек, МВт/млн.чел:							
• всего населения;	793,1	772,7	2447,3	612,8	160,0	539,1	495,2
• сельского населения;	2976,3	2198,3	8670,6	2169,2	354,4	2676,5	1974,6
• трудовых ресурсов.	1231,3	1257,1	3867,2	974,0	257,3	794,3	777,1

входят такие структурные единицы как Лукомльская и Белорусская ГРЭС, Новополоцкая, Витебская и Оршанская ТЭЦ, Витебские тепловые сети, Витебские, Полоцкие, Оршанские и Глубокские электрические сети. Установленная электрическая мощность электростанций – 3116,2 МВт.

Витебская область занимает первое место практически по всем показателям энергообеспеченности установленными мощностями тепловых электростанций в нашей республике. Так, на каждого жителя Витебщины приходится 2447,3 МВт, что в 3,1 раза больше, чем в среднем по республике. Из расчета на одного человека сельского населения и на один миллион гектар пашни также почти в 3 раза лучшая обеспеченность установленными мощностями. В Витебской области в 2008 году выработано 15137,6 млн. кВт·ч электроэнергии, что составляет 46 % от суммарной выработки по республике. Вместе с тем Витебская область потребляет только 14 % электроэнергии от общего потребления по республике (табл. 2).

Таблица 2. Динамика потребления электроэнергии по областям Республики Беларусь

Областные РУП ГПО «Белэнерго»	2004 г.		2005 г.		2006 г.		2007 г.		2008 г.	
	млн. кВт·ч	%								
Брестэнерго	3312,4	10	3392,5	10	3672,0	10	3610,8	10	3720,5	10
Витебскэнерго	5031,8	15	5064,5	15	5470,0	15	5377,5	15	5309,5	14
Гомельэнерго	6409,0	19	6552,7	19	6844,2	19	6827,3	19	7065,4	19
Гродноэнерго	3633,2	11	3671,0	11	3809,0	11	3830,4	11	3885,8	11
Минскэнерго	12092,0	34	12272,3	34	12514,8	34	12635,4	34	12883,9	35
Могилевэнерго	3660,4	11	3700,5	11	3830,7	11	3860,2	11	3970,9	11
Итого по ГПО	34138,7	100	34653,4	100	36140,6	100	36141,7	100	36835,9	100

Из этого потребления 14,5 % электроэнергии расходуется на производственные нужды сельскохозяйственных потребителей (табл. 3).

Самой крупной тепловой электростанцией, как в Витебской области, так и в Белоруссии, является Лу-

комльская ГРЭС. Строительство ее было начато в 1964 году, а пуск первого энергоблока состоялся в 1969 году. Установленная мощность станции на 01.01.2008 года составляла 2429,5 МВт. После модернизации в 2008 году энергоблока №2 ее мощность возросла на 15 МВт. В настоящее время мощность станции составляет 30,6 % от установленной мощности энергосистемы Республики Беларусь.

Сегодня Лукомльская ГРЭС остается одной из самых надежных и экономичных конденсационных электростанций Беларуси.

Второй в Республике по обеспеченности установленными энергетическими мощностями является Минская область. В настоящее время – это одна из наиболее экономически развитых областей Беларуси. Чрезвычайно выгодное географическое положение, наличие природно-ресурсного потенциала – определяющие факторы социально-экономического развития области. Электроснабжение данного региона обеспечивает РУП «Минскэнерго», в состав которого вхо-

дят: Минская ТЭЦ-4, Минская ТЭЦ-3, Жодинская ТЭЦ, Дирекция строящейся Минской ТЭЦ-5, Минские тепловые сети, Борисовские, Минские, Молодечненские, Слуцкие и Столбцовские электрические сети, Минские кабельные сети. Установленная электрическая мощность данного унитарного

предприятия составляет 1766,5 МВт. Протяженность электрических сетей около 60 тыс. км.

На 1 миллион гектаров земельных площадей Минской области приходится 444,6 МВт установленной мощности электростанций, что в 1,1 раза превышает средний уровень обеспеченности по республике, однако в 1,75 раза меньше, чем в Витебской области. Необходимо отметить очень высокий уровень энергообеспеченности сельскохозяйственных земель – 971,6 МВт/млн.га, что на 12 % превышает среднереспубликанский уровень. Таким образом, в общем объеме отпуска электроэнергии на производственные нужды сельскохозяйственных потребителей ГПО «Белэнерго» удельный вес «Минскэнерго» занимает лидирующую позицию – 29,2 % (табл. 3).

Таблица 3. Динамика полезного отпуска электроэнергии на производственные нужды сельскохозяйственных потребителей Республики Беларусь

Областные РУП ГПО «Белэнерго»	2005г.		2006г.		2007г.		2008г.	
	млн. кВт·ч	% к итогу						
«Брестэнерго»	213,7	15,2	227,6	14,9	206,7	15,7	208,8	14,8
«Витебскэнерго»	206,6	14,7	207,5	13,6	199,3	14,1	203,5	14,5
«Гомельэнерго»	199,6	14,3	214,3	14,1	203,2	14,4	202,2	14,4
«Гродноэнерго»	246,8	17,6	256,6	16,8	225,7	16,0	227,3	16,1
«Минскэнерго»	375,9	26,8	447,3	29,4	415,8	29,4	412,2	29,2
«Могилевэнерго»	159,8	11,4	169,8	11,2	158,8	11,3	154,6	11,0
Итого по ГПО	1402,4	100	1523,1	100	1409,5	100	1408,6	100

Такое положение вызвано еще и тем, что помимо высокого уровня энергообеспеченности земельных площадей сельскохозяйственные угодья Минской области занимают 21 % от всех сельхозугодий республики.

Выработка электроэнергии электростанциями Минской области в 2008 году составила 24 % от общей выработки по республике, а потребление – 35 %.

Самой мощной тепловой электростанцией РУП «Минскэнерго», а также одной из крупнейших не только в СНГ, но и в Европе является Минская ТЭЦ-4. Установленная электрическая мощность Минской ТЭЦ-4 составляет 1035 МВт, а тепловая – 1519 Гкал/час. На ней вырабатывается ежегодно около 15 % электроэнергии, производимой в Беларуси, и примерно такое же количество от общего производства ГПО «Белэнерго» тепловой энергии.

Работа по экономии топливно-энергетических ресурсов является приоритетным направлением в деятельности коллектива электростанции. Основными мероприятиями, реализуемыми на Минской ТЭЦ-4, являются оптимизация состава и режимов работы основного и вспомогательного оборудования, а также внедрение регулируемых электроприводов на насосном и вентиляторном оборудовании. Общий эффект от внедрения за последние 10 лет данных и других мероприятий состоит в том, что на Минской ТЭЦ-4 удельный расход топлива на отпуск электрической энергии снизился до 200 г у.т./кВт·ч, а на отпуск тепловой энергии – до 168,84 кг/Гкал, что является одним из лучших показателей в энергетической отрасли СНГ.

Третьей по обеспеченности установленными энергетическими мощностями в республике является Брестская область. Общая установочная мощность тепловых электростанций РУП «Брестэнерго» составляет 1108,8 МВт. К ним относятся Березовская ГРЭС, Брестская ТЭЦ, Барановичская ТЭЦ, Пинская ТЭЦ и Западная МТЭЦ г. Пинска.

Энергообеспеченность земельного фонда в Брестской области составляет 336,9 МВт/млн. га, что соответствует 91 % от среднего общереспубликанского уровня. Пашня и сельхозугодия в данном регионе обеспечены установленными энергетическими мощностями «Брестэнерго» соответственно 1377,3 и 774,2 МВт/млн. га. Полезный отпуск электрической энергии по РУП «Брестэнерго» на производственные нужды сельскохозяйственных потребителей занимает 14,8 %. Суммарная выработка электроэнергии электростанциями Брестской области в 2008 году составила 14 %, а потребление – 10 % от общих показателей по республике.

Наиболее мощной в данном регионе является Березовская ГРЭС – 1060 МВт, которая является первой в стране блочной тепловой электростанцией. Бере-

зовская ГРЭС построена в 1961-1967 годах. Она является энергетической базой для развития промышленности и аграрного комплекса в западных областях Беларуси. За весь период работы Березовской ГРЭС РУП «Брестэнерго» выработано более 174,0 млрд. кВт·ч электрической энергии. Этой энергии достаточно для обеспечения потребности Беларуси в течение пяти лет.

С 1994 года производство электроэнергии по Березовской ГРЭС РУП «Брестэнерго» резко сократилось в силу более высоких топливных затрат и, в конечном итоге, более высокой себестоимости, чем на других электростанциях Беларуси и за ее пределами. Это привело к необходимости модернизации энергоблоков. Реконструкция энергоблоков – это уникальный проект, предусматривающий надстройку на существующую паросиловую установку двух газовых турбин по 25 МВт каждая. При этом за счет газовых турбин повышается мощность энергоблока, а также его тепловая экономичность.

Четвертую позицию по объемам установленных энергетических мощностей республиканского производственного объединения занимает РУП «Гомельэнерго» – 900 МВт. Это позволяет обеспечивать земельный фонд Гомельской области в размере 236,6 МВт/млн. га (63,6 % от среднего общереспубликанского уровня), а в расчете на 1 млн. га сельхозугодий и пашни – 692,4 и 1174,4 МВт (79,5 % и 83,6 % соответственно). На 1 миллион человек сельского населения приходится 2169,2 МВт тепловых электростанций, что соответствует 73 % от общереспубликанского уровня (четвертое место по Беларуси). В структуре полезного отпуска электрической энергии на производственные нужды сельскохозяйственных потребителей РУП «Гомельэнерго» занимает также четвертую позицию – 14,4 % среди остальных областных РУП. Электростанции РУП «Гомельэнерго» в 2008 году выработали 3038,6 млн. кВт·ч электроэнергии или 9 % от суммарной выработки по ГПО «Белэнерго». Потребление электроэнергии в этом году составило 19 % от общего потребления по республике.

Самой крупной электростанцией в данном регионе является Гомельская ТЭЦ-2 мощностью 540 МВт, оборудование которой в результате 75-летней эксплуатации уже давно отработало свой ресурс и требует модернизации. В результате, разработано технико-экономическое обоснование, предусматривающее не только модернизацию оборудования, но и установку турбодетандерного агрегата единичной мощностью 6 МВт. Это позволит станции обеспечить население тепловой мощностью более 250 Гкал в час.

Могилевскую область, самый восточный регион Беларуси, снабжает электроэнергией РУП «Могилевэнерго» установленной мощностью 559,4 МВт. Данная

мощность в расчете на 1 млн. га площадей от общереспубликанского уровня составляет: общего земельного фонда области — 52 %; сельхозугодий — 48 %; пашни — 47 %. В расчете на 1 миллион человек сельского населения — 66 % от среднего общереспубликанского уровня.

В структуре полезного отпуска электрической энергии по РУП «Могилевэнерго» удельный вес производственных нужд сельскохозяйственных потребителей занимает 11,0 %, что соответствует последнему месту по республике.

Суммарная выработка электроэнергии в 2008 году по РУП «Могилевэнерго» 1422,3 млн. кВт·ч, что составляет 4 % от общей выработки по ГПО «Белэнерго». Потребление энергии составило 3970,9 млн. кВт·ч, или 11 %.

Наименьший уровень обеспеченности установленными энергетическими мощностями в Гродненской области. Мощность всего РУП «Гродноэнерго» составляет 233,9 МВт, что в 10,4 раза меньше мощности одной Лукомльской ГРЭС. Удельный вес полезного отпуска электроэнергии на производственные нужды сельскохозяйственным потребителям по «Гродноэнерго» составляет 16,1 %, что соответствует высокому уровню по республике, второе место после РУП «Минскэнерго». Выработка электроэнергии за 2008 год по РУП «Гродноэнерго» составила 984,7 млн. кВт·ч, или 3 % от общей выработки по республике. Потребление составило 3885,8 млн. кВт·ч, или 11 %.

Таким образом, анализ электрообеспеченности областей республики показывает, что в наиболее худшем положении находятся Гродненская и Могилевская области.

Установленной мощности на душу населения в Гродненской области приходится в 19,3 раза меньше, чем в Витебской, а на душу сельского населения — в 16 раз. В Могилевской области — соответственно в 4,9 и 4,4 раза. Потребление электроэнергии на душу населения по областям незначительно отличается. Так, в Гродненской области оно составляет 3511 кВт·ч, Могилевской — 3515 кВт·ч, Витебской — 4170 кВт·ч. Наименьшее потребление электроэнергии на душу населения в Брестской области — 2593 кВт·ч.

Такая же картина и по распределению установленной мощности электростанций на единицу площадей общего земельного фонда, сельхозугодий и пашни. Так, в Гродненской области на 1 миллион гектаров пашни приходится в 14,8 раза, а в Могилевской — в 5,2 раза меньше установленной мощности, чем в Витебской области [3, 4, 5].

Структура полезного отпуска электрической энергии промышленным и приравненным к ним потребителям выглядит по ГПО «Белэнерго» следующим образом: «Брестэнерго» — порядка 46 %, «Ви-

тебскэнерго» — 67 %, «Гомельэнерго» — около 75 %, «Гродноэнерго» и «Могилевэнерго» — около 65 % и «Минскэнерго» — 54 %. Как видим, отпуск электроэнергии промышленным потребителям также имеет различную величину.

Заключение

Анализируя динамику полезного отпуска электроэнергии по ГПО «Белэнерго» необходимо отметить тенденцию увеличения отпуска на производственные нужды сельскохозяйственных потребителей Республики Беларусь. Так, если в 2005 году полезный отпуск электроэнергии на производственные нужды сельскохозяйственных потребителей был 1402,4 млн. кВт·ч, то в 2008 году он составил 1408,6 млн. кВт·ч, или возрос на 0,4 %. При этом наибольший рост произошел в Минской области, на 11,9 %.

Учитывая, что потребление электроэнергии по областям отличается незначительно, а установленной мощности электростанций в Гродненской и Могилевской областях недостаточно, электроэнергию в эти регионы приходится перераспределять из других областей республики. Такая ситуация вызывает дополнительные потери электроэнергии в электрических сетях. С целью их снижения необходимо строительство новых электростанций или увеличение мощностей существующих в Гродненской и Могилевской областях, а также более широкое использование нетрадиционных источников электрической энергии.

Строительство в Гродненской области атомной электростанции и ряда ГЭС на реке Неман улучшит положение в этом регионе республики. Ситуация в Могилевской области остается пока сложной.

ЛИТЕРАТУРА

1. Отчеты Министерства энергетики РБ о структуре полезного отпуска по группам потребителей электрической энергии по республиканским унитарным предприятиям за 2005-2008 гг.
2. Об итогах работы организаций Министерства энергетики РБ за 2008 г. и задачах на 2009 г.: пост. Министерства энергетики РБ №6 от 13.02.09. — Mn., 2009. — 28 с.
3. Статистический ежегодник РБ / Министерство статистики и анализа Республики Беларусь. — Mn., 2008. — 600 с.
4. Республика Беларусь в цифрах: стат. сб. / Министерство статистики и анализа Республики Беларусь. — Mn., 2008. — 600 с.
5. Сельское хозяйство Республики Беларусь: стат. сб./ Министерство статистики и анализа Республики Беларусь.— Mn., 2008. — 148 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАВИСИМОСТИ МОЩНОСТИ ОТ ВЕЛИЧИНЫ ПОЛЮСНОГО ДЕЛЕНИЯ ТРЕХФАЗНЫХ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

О.Ю. Селицкая, ст. преподаватель, Е.М. Рак, студент (УО БГАТУ)

Аннотация

В статье представлены исследования зависимости мощности трехфазных асинхронных электродвигателей от конструктивных параметров магнитопровода. В результате исследований получены зависимости, позволяющие с приемлемой степенью точности по величине полюсного деления определить мощность асинхронных электродвигателей серии 4A, а также взрывозащищенных двигателей серии ВАО.

Введение

Цель публикации заключается в том, чтобы на основе современных достижений науки провести исследование и получить математическую зависимость мощности асинхронных электродвигателей от типоразмеров их магнитопровода; оптимизацию процедуры перерасчёта современных асинхронных электромашин при проектировании и модернизации.

Для повышения эффективности системы проектирования и ремонта электродвигателей необходимо учитывать не только перечисленные выше факторы, но также пути улучшения структуры системы ремонтов, технологии изготовления ее отдельных деталей, агрегатов, блоков, узлов в целом в опытных и серийных образцах.

Поэтому расчет и моделирование асинхронного двигателя представляют собой математически неопределенную задачу со многими решениями, так как число определяемых неизвестных больше числа уравнений, связывающих их. Вследствие этого на начальном этапе проектирования приходится задаваться определенными значениями некоторых электромагнитных и конструктивных величин, базируясь на рекомендациях, полученных в процессе проектирования двигателей подобного класса.

Основная часть

Конструктивное оформление асинхронных электродвигателей, их мощность и габариты зависят от назначения и условий работы.

Технико-экономические показатели – размеры, масса и стоимость электродвигателя зависят от его главных размеров: внутреннего диаметра сердечника статора и его длины.

В свою очередь, главные размеры зависят от мощности двигателя, частоты вращения, а также основных электромагнитных нагрузок в номинальном режиме – индукции в воздушном зазоре B_δ и линейной нагрузки A . Величины B_δ и A определяют среднюю касательную силу F_K на единицу поверхности статора (рис. 1).

$$F_K = \alpha_\delta \cdot K_B \cdot K_{ob} \cdot B_\delta \cdot A \quad (1)$$

Здесь α_δ – коэффициент полюсной дуги, учитывающий действие индукции B_δ в пределах полюсного деления (только на протяжении расчетной полюсной дуги $\alpha_\delta \tau$); K – коэффициент, зависящий от формы кривой магнитного поля в воздушном зазоре; K_{ob} – обмоточный коэффициент.

Умножив F_K на площадь поверхности статора $\pi D L$ и на плечо $D/2$, получим выражение электромагнитного момента:

$$M_{\text{эм}} = \frac{\pi}{2} \cdot \alpha_\delta \cdot K_B \cdot K_{ob} \cdot D^2 \cdot L \cdot B_\delta \cdot A, \quad (2)$$

где D и A – соответственно внутренний диаметр и длина сердечника статора, мм.

Умножив выражение (2) на синхронную угловую скорость магнитного поля статора ω_1 ($\omega_1 = 2\pi n / 60$) или на частоту вращения n_p , получим зависимость $P_{\text{эм}}$ от основных геометрических размеров, электромагнитных нагрузок и скорости вращения машины:

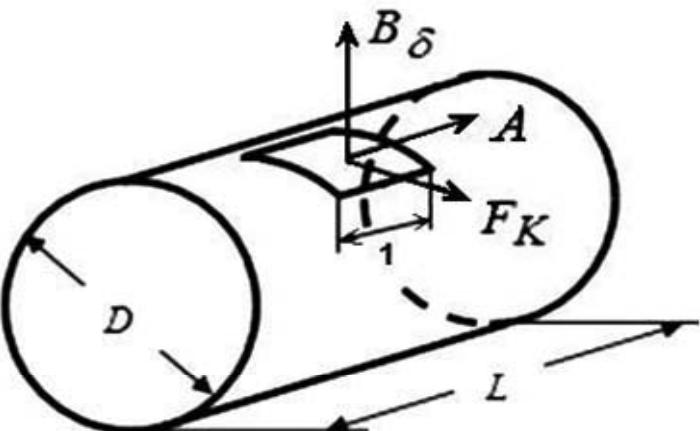


Рисунок 1. Определение средней касательной силы

$$P_{\text{ЭМ}} = \frac{\pi}{2} \cdot \alpha_{\delta} \cdot K_B \cdot K_{ob} \cdot D^2 \cdot L \cdot B_{\delta} \cdot A \cdot \omega_1$$

или

$$P_{\text{ЭМ}} = \frac{\pi^2}{60} \cdot \alpha_{\delta} \cdot K_B \cdot K_{ob} \cdot D^2 \cdot L \cdot B_{\delta} \cdot A \cdot n_1. \quad (3)$$

Из формулы (3) следует, что при неизменной электромагнитной мощности, чем выше электромагнитные нагрузки B_{δ} и A , тем меньше габариты машины и ее масса, расход активных материалов и стоимость. В одном и том же габарите машины высокоскоростные имеют мощность выше низкоскоростных. Машинная постоянная определяется по формуле:

$$\frac{D^2 \cdot L \cdot n_1}{P_{\text{ЭМ}}} = \frac{60}{\pi^2 \cdot \alpha_{\delta} \cdot K_B \cdot K_{ob} \cdot A \cdot B_{\delta}} = C. \quad (4)$$

Задачей моделирования является определение параметров формулы (4), для оптимальных типоразмеров магнитопровода при максимальной мощности на валу, развиваемой машиной.

Все величины в формуле (4), кроме синхронной частоты вращения магнитного поля статора n_1 , неизвестны, но на выбор параметров A , B_{δ} , α_{δ} , K_B , K_{ob} имеются рекомендации в литературе по проектированию электрических машин.

Остаются два неизвестных D и L . От размеров D и L и от соотношений между ними зависят вес машины и ее стоимость, а также технико-экономические характеристики и надежность.

Проектирование электрической машины сводится к многократному расчету зависимостей между основными показателями в формуле (4), заданных в виде системы формул, эмпирических коэффициентов, графических зависимостей.

При решении поставленной задачи требуется выполнять проверки условий с целью уточнения значений параметров, принятых в начале проектирования, значениям этих же параметров, полученных в процессе проектирования.

Если пренебречь потерями в роторе электродвигателя, то можно считать, что $P_{\text{ЭМ}} = P_2$, где P_2 – полезная мощность:

$$P_2 = C(\tau) \cdot L \cdot D^2 \cdot n_1, \quad (5)$$

где n_1 – синхронная частота вращения магнитного поля статора, мин⁻¹.

Таким образом, для определения полезной мощности трёхфазных асинхронных электродвигателей можно применить формулу (5), позволяющую связать между собой все параметры моделируемой машины.

В формуле (5) C – функция, определяющая модель и зависимая от полюсного деления τ :

$$\tau = \frac{\pi \cdot D}{2 \cdot p_1}, \quad (6)$$

где p_1 – число пар полюсов в машине. Определяется по формуле: $p_1 = 60 \cdot f_1 / n_1$,

где f_1 – частота напряжения сети, Гц.

На основе выборки и обобщения экспериментальных данных была получена эмпирическая формула функции C по методу наименьших квадратов [1] в виде логарифмической зависимости:

$$C(\tau) = a \cdot \ln \tau + b, \quad (7)$$

где a и b – некоторые постоянные коэффициенты, имеющие размерность $\times 10^{-9}$.

При этом в ходе исследования был сделан важный вывод, что постоянная ядра машины C – это величина, распределяемая относительно полюсного деления по закону натурального логарифма.

Под экспериментальными данными понимаются данные, полученные в ходе анализа существующего спектра асинхронных машин серии 4А (также отдельно ВАО – взрывозащищённые двигатели), выпускаемых промышленностью в настоящее время, систематизированных по типу, мощности, геометрическим параметрам и числу пар полюсов.

Двигатели серии 4А спроектированы оптимальными для нужд народного хозяйства. Критерием оптимизации была принята суммарная стоимость двигателя в производстве и эксплуатации, которая должна быть минимальной. Серия охватывает диапазон мощностей от 0,6 до 400 кВт и построена на 17 стандартных высотах оси вращения от 50 до 355 мм. Серия включает основное исполнение двигателей, ряд модификаций и специализированное исполнение.

Численные данные анализа, представленные в виде массива, будем называть таблично-заданной функцией $C=f(\tau)$.

Приведём в качестве примера некоторые данные для двигателей основного исполнения IP44 скоростью 1500 мин⁻¹, их технические характеристики представлены в табл. 1 и 2 для машин различных классов мощности. Здесь C – постоянная машины, полученная по справочным данным с использованием формулы (4).

Вывод формулы зависимости основывается на поиске приближенной функции для расширения дискретной области определения таблично-заданной зависимости до непрерывной области.

Для формирования численной модели была использована система *Wolfram Research Mathematica 7* [2, 3].

На рис. 2 и 3 представлены графики функции $C=f(\tau)$, для двигателей малой и средней мощности основного исполнения IP44 с частотой вращения 1500 мин⁻¹.

Для двигателей средней мощности величина максимума значения относительной погрешности составляет $\varepsilon=4.81\%$, для двигателей малой мощности $\varepsilon=3.72\%$.

Таблица 1. Двигатели серии 4А малой мощности

Типоразмер	P, кВт	n, мин ⁻¹	2p	D, мм	L, мм	C	T, мм
4A71A4У3	0,55	1500	4	70	65	1,151	54,978
4A71B4У3	0,75	1500	4	70	74	1,379	54,978
4A80A4У3	1,1	1500	4	84	78	1,332	65,973
4A80B4У3	1,5	1500	4	84	98	1,446	65,973
4A90L4У3	2,2	1500	4	95	100	1,625	74,613
4A100S4У3	3	1500	4	105	100	1,814	82,467
4A100L4У3	4	1500	4	105	130	1,861	82,467
4A112M4У3	5,5	1500	4	126	125	1,848	98,960
4A132S4У3	7,5	1500	4	145	115	2,068	113,883
4A132M4У3	11	1500	4	145	160	2,180	113,883
$C(\tau) = a \cdot \ln \tau + b$, где $a = 1.202 \cdot 10^{-9}$, $b = -3.570 \cdot 10^{-9}$ (8)							

Таблица 2. Двигатели серии 4А средней мощности

Типоразмер	P, кВт	n, мин ⁻¹	2p	D, мм	L, мм	C	T, мм
4A160S4У3	15	1500	4	185	140	2,087	145,299
4A160M4У3	18,5	1500	4	185	180	2,002	145,299
4A180S4У3	22	1500	4	211	145	2,272	165,719
4A180M4У3	30	1500	4	211	185	2,428	165,719
4A200M4У3	37	1500	4	238	170	2,562	186,925
4A200L4У3	45	1500	4	238	215	2,463	186,925
4225M4У3	55	1500	4	264	200	2,630	207,345
4A250S4У3	75	1500	4	290	220	2,702	227,765
4A250M4У3	90	1500	4	290	260	2,744	227,765
4A280S4У3	110	1500	4	335	220	2,970	263,108
4A280M4У3	132	1500	4	335	240	3,267	263,108
4A315S4У3	160	1500	4	335	290	3,277	263,108
4A315M4У3	200	1500	4	335	360	3,300	263,108
4A355S4У3	250	1500	4	380	360	3,206	298,451
4A355M4У3	315	1500	4	380	470	3,094	298,451
$C(\tau) = a \cdot \ln \tau + b$, где $a = 1.679 \cdot 10^{-9}$, $b = -6.279 \cdot 10^{-9}$ (9)							

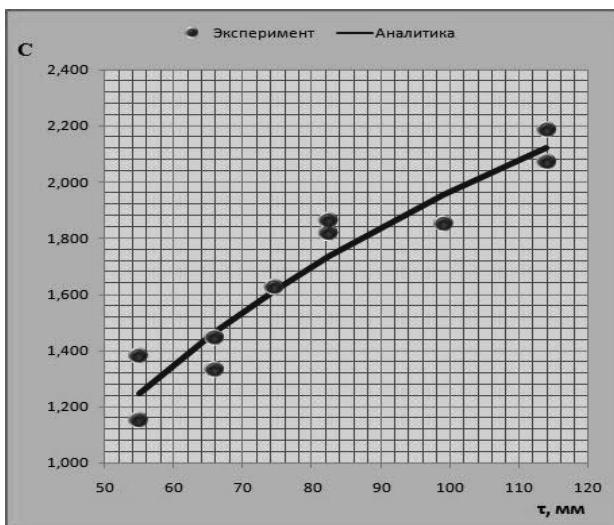


Рисунок 2. Графики функций $C=f(\tau)$ для двигателей малой мощности

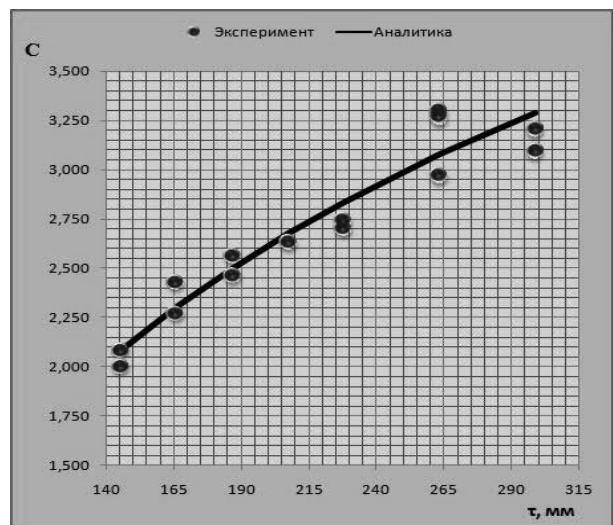


Рисунок 3. Графики функций $C=f(\tau)$ для двигателей средней мощности

**Таблица 3. Результаты исследований асинхронных
двигателей серий 4А и ВАО**

Скорость, мин ⁻¹	Диапазон мощностей, кВт	Коэффициенты зави- симости $C(\tau) = a \cdot \ln \tau + b$		Примечание
		$a \times 10^{-9}$	$b \times 10^{-9}$	
Единая серия 4А (двигатели малой мощности)				
750	0.55...11	0.78	-1.96	-
1000	0.55...11	1.05	-2.77	-
1500	0.55...11	1.20	-3.57	-
3000	0.55...11	0.94	-3.23	-
Единая серия 4А (двигатели средней мощности)				
750	> 11	0.40	0.71	-
1000	> 11	1.15	-3.15	-
1500	> 11	1.68	-6.28	-
3000	> 11	1.22	-4.65	-
Серия ВАО (двигатели малой мощности)				
750	0.4...13	0.10	0.87	Габарит «0»-«6»
1000	0.4...13	0.37	-0.32	Габарит «0»-«6»
1500	0.4...13	0.64	-1.57	Габарит «0»-«6»
3000	0.4...13	0.46	-1.26	Габарит «0»-«6»
Серия ВАО (двигатели средней мощности)				
750	10...100	0.99	-2.89	Габарит «6»-«8»
1000	10...100	0.05	1.57	Габарит «6»-«8»
1500	10...100	1.60	-6.29	Габарит «6»-«8»
3000	10...100	0.97	-3.95	Габарит «6»-«8»

Кроме представленных выше зависимостей, для двигателей со скоростью 1500 мин⁻¹ были получены аналогичные зависимости для двигателей со скоростями

750, 1000 и 3000 мин⁻¹ для серии 4А и для серии ВАО (табл. 3).

Выходы

Таким образом, в результате проведенного исследования получена методика расчёта мощности электродвигателя, которая позволяет унифицировать рассчитываемые машины, т.е. варьировать их геометрические параметры, влияя, тем самым, на стоимость отдельных узлов машины. Использование методики позволит проводить корректировку затрачиваемых ресурсов на производство, ремонт и модернизацию асинхронных двигателей, так как эти критерии зависят, в первую очередь, от расчётного значения их мощности.

ЛИТЕРАТУРА

- Лоусон, Ч. Численное решение задач методом наименьших квадратов / Ч. Лоусон, Р. Хенсон; пер. с англ. – М.: Наука, 1986. – 232 с.
- Advanced Engineering Mathematics / Alan Jeffrey. – Harcourt: «Academic Press», 2002. – 1081 p.
- Nonlinear Physics with Mathematica for Scientists and Engineers / Richard H. Enns, George C. McGuire. – Boston: «Birkhauser», 2001. – 726 p.

Кроме представленных выше зависимостей, для двигателей со скоростью 1500 мин⁻¹ были получены аналогичные зависимости для двигателей со скоростями

“Агропанорама” - научно-технический журнал для работников агропромышленного комплекса. Это издание для тех, кто стремится донести результаты своих исследований до широкого круга читателей, кого интересуют новые технологии, кто обладает практическим опытом решения задач.

Журнал “Агропанорама” включен в список изданий, рекомендуемых Высшей аттестационной комиссией для опубликования результатов диссертационных исследований по сельскохозяйственным и техническим наукам (сельскохозяйственное машиностроение, транспорт, геоэкология, энергетика).

Журнал выходит раз в два месяца, распространяется по подписке и в розницу в киоске БГАТУ. Подписной индекс в каталоге Республики Беларусь: для индивидуальных подписчиков - 74884, предприятий и организаций - 748842. Стоимость подписки на второе полугодие 2009 года: для индивидуальных подписчиков - 26670 руб., ведомственная подписка - 52599 руб.

ПЕРСПЕКТИВЫ РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЯ В ПРУДОВОМ ТОВАРНОМ РЫБОВОДСТВЕ

С.Н. Пантелей, ст. научн. сотрудник (РУП «Институт рыбного хозяйства» РУП «НПЦ НАН Беларуси по животноводству»)

Аннотация

В ходе сопоставления ряда биологических и экономических показателей, полученных при выращивании товарной рыбы в прудах Беларуси при разном уровне интенсивности производства, выявлен оптимальный вариант использования производственной площади. Увеличение эффективности использования реализуется за счёт снижения себестоимости продукции, обусловленной ресурсосбережением. При этом наблюдается снижение производственных показателей прудов (в 1,75 раза) по сравнению с нормативной величиной при интенсивном выращивании карпа в монокультуре.

Введение

Известно, что при выращивании товарной рыбы в прудах по традиционной интенсивной технологии, основу себестоимости продукции составляют концентрированные корма. Экстенсивное ведение хозяйства в климатических условиях Беларуси, характеризующихся естественной рыбопродуктивностью прудов на уровне 1,2 -1,5 ц/га, не позволяет рассматривать этот способ как перспективную замену ресурсо затратным интенсивным технологиям.

Опыт отечественных и зарубежных исследователей показывает, что экосистемы нагульных прудов отзывчивы к появлению в них аллохтонных биогенов и источников углерода, т. е. к совместному органическому и минеральному удобрению. Стоимость минеральных удобрений высока, однако значительную часть их способны заменить органические субстраты, содержащие большое количество биогенов и представляющие собой распространённые вторичные ресурсы пищевой промышленности.

Наибольшей биологической эффективностью функционирования отличаются экосистемы, представленные широким спектром видов ассимилирующих продукцию всех экологических ниш, составляющих биоценоз. Основой прудовой аквакультуры Беларуси является карп, относящийся к консументам II порядка. При выращивании его в монокультуре продукция изымается из третьего звена трофической цепи экосистемы водоёма, т. е. передача вещества и энергии от продуцентов к карпу опосредована. Это обуславливает значительные потери вещества и энергии естественной кормовой базы водоёма и низкую естественную рыбопродуктивность прудов даже при использовании удобрений в полном объёме [1]. Последняя величина в этом случае составляет 2,2-2,7 ц/га.

Использование такого интенсификационного резерва, как растительноядные рыбы амурского ком

плекса, позволяет использовать кормовую базу прудов более эффективно, за счёт чего наблюдается существенный прирост рыбопродуктивности [2,3]. В то же время специальных исследований, направленных на выявление оптимального, с рыбоводно-биологической и экономической точки зрения, варианта использования прудовой площади и естественной кормовой базы прудов для выращивания товарной рыбы, не проводилось.

Увеличение рыбоводных показателей эксплуатации прудов 163 колхозов и совхозов (4,59 тыс. га прудовых площадей), производственные мощности которых в значительной степени недоиспользуются (средняя рыбопродуктивность – 1,0 ц/га, что ниже показателей даже вышеуказанной нормативной естественной продуктивности прудов), позволяет говорить о возможности увеличения производства рыбной продукции без использования концентрированных кормов, за счёт вышеперечисленных интенсификационных резервов.

Материал и методика исследований

Материалом для исследований послужили рыбоводные данные и среднесезонные показатели развития фитопланктона в типичных рыбоводных прудах Беларуси (рыбхоз «Вилейка», II зона рыбоводства), полученные при ресурсосберегающем выращивании поликультур прудовых рыб разного видового состава в 2003-2004 и 2006 гг.

Целью исследований было проведение сравнительного анализа эффективности функционирования гидробиоценозов рыбоводных прудов при выращивании в них поликультуры прудовых рыб и выявление экосистемы, отличающейся наибольшим коэффициентом трансформации энергии первичных продуцентов (фитопланктона) в рыбопродукцию.

Фотосинтетическую активность и деструкционную деятельность планктона оценивали скляночным методом [4]. Показатель рыбопродуктивности опре-

делялся непосредственно при облове прудов. При проведении анализа использовались пересчёты коэффициенты и эквиваленты: содержание сухого вещества в сырой массе фитопланктона – 20%, рыб – 20% [5]. Средняя энергетическая ценность сухого вещества – 5 ккал/мг. Один мг кислорода эквивалентен 3,4 кал. Показатель эффективности утилизации энергии фитопланктона определялся прямым соотношением величин продуктивности звеньев.

Приведенные экономические величины получены в соответствии с общепринятой в рыбоводстве практикой [6]. При расчёте себестоимости учитывали следующие статьи расходов: сырьё, материалы, в том числе корма, минеральные, органические удобрения, пивная дробина, остаточные пивные дрожжи, известковые мелиоранты, основная зарплата производственных рабочих, отчисления на соцстрахование (30,7%), транспортные расходы, цеховые расходы, в том числе амортизация, общезаводские расходы, налоги (экологический, на землю).

Необходимо отметить, что применение минеральных и органических удобрений в объемах, использованных при проведении исследований, при дробном внесении в течение сезона вдоль береговой линии по урезу воды, является общепринятой в рыбоводстве практикой и не наносит ущерба экосистемам водной сети республики, поскольку аллохтонные биогены и органика в этом случае быстро ассимилируются компонентами кормовой базы прудов и в итоге депонируются в конечной продукции – рыбе, изымаемой в дальнейшем из гидро-биоценоза пруда.

Основная часть

Более высокая по сравнению с традиционными технологиями эффективность функционирования экосистем прудовых водоёмов при ресурсосберегающем выращивании рыбы подтверждается результатами собственных исследований.

Следует отметить, что при применении равных количеств удобрений, использованных для стимулирования развития естественной кормовой базы опытных прудов, составивших варианты 1 и 2 (навоз – 3,0 т/га, аммофос – 0,4 т/га, пивная дробина – 0,8 т/га, остаточные пивные дрожжи – 0,4 т/га), и, несмотря на более высокий уровень развития фитопланктона в варианте 1, где в качестве дополнительных объектов использовались лишь годовики карася (100 экз/га) и белого амура (150 экз/га), в рыбной продукции аккумулировалось лишь 1,6% энергии фитопланктона, в то время как увеличение плотности посадки за счёт годовика пёстрого толстолобика (400-500 экз/га), не составляющего пищевой конкуренции для основного

вида – карпа (1000 экз/га), увеличивало фактическую величину перехода энергии фитопланктона в рыбную продукцию до 9,8%, т.е. в 6,1 раза (табл. 1).

Таблица 1. Биологическая эффективность функционирования экосистем прудов при выращивании в них различных по видовому составу поликультур рыб

Вариант	Сезонная продукция фитопланктона, ккал/м	Рыбопродуктивность, ккал/м ³	Аккумулировано в рыбе, %
1*	15,00±3,40	0,24±0,04	1,60±0,41
2**	5,94±0,88	0,58±0,07	9,76±0,55
3***	7,76	0,42	5,54 (2,22)

* - экстенсивное пастищное содержание;
** - поликульптура с пёстрым толстолобиком и личинкой щуки;
*** - интенсивное выращивание трёхлетков карпа и добавочных видов рыб, базовый вариант.

Третий вариант включал экосистемы пруда, где выращивание карпа и добавочных видов рыб осуществлялось интенсивно, т. е. при высокой плотности посадки (5200 экз/га), при этом основным выращиваемым видом был карп – двухгодовик. Кормление карпа осуществлялось в соответствии с общепринятыми нормативами – концентрированным кормом К-111 и фуражным зерном. Довольно высокая фактическая величина перехода продукции фитопланктона в рыбопродукцию обусловлена наличием в экосистеме аллохтонного источника энергии (искусственного корма). Сходные величины рыбопродуктивности во втором (суммарная рыбопродукция – 611,4 кг/га, рыбопродуктивность – 574,9 кг/га) и в третьем (суммарная рыбопродукция – 814,9 кг/га, рыбопродуктивность – 425,9 кг/га) вариантах при наблюдавшемся снижении себестоимости выращивания рыбы во втором варианте на 39,0%, как видно из данных табл. 2, позволяют охарактеризовать выращивание карпа в поликульптуре с пёстрым толстолобиком и личинкой щуки (вар.2) как оптимальный способ использования производственной площади.

В первом варианте также наблюдается снижение себестоимости выращивания рыбы на 27,8%, однако низкая рыбопродуктивность не позволяет говорить об этом способе как о перспективной замене ресурсозатратного базового варианта (табл. 3).

Рассмотренный I вариант – экстенсивное получение рыбной продукции за счёт нерационального использования производственной площади не позволяет рассматривать его как перспективный способ получения рыбной продукции, поскольку в этом случае достигается наименьшая величина показателя прибыли (95,8 у.е./га). III вариант использования производственной площади позволил получить прибыль – 238,9 у.е./га. Экономическая эффективность использования производственной площади в этом случае несколько выше по сравнению с I вариантом (в 2,51 раза) и существенно ниже (в 2,40 раза) по сравнению со II вариантом.

Таблица 2. Структура затрат на выращивание товарной рыбы в производственных прудах ХРУ «Вилейка»

Наименование статей расходов	Затраты на 1 ц, у.е.		
	Экстенсив- ная (вари- ант I)	Ресурсосбе- регающая (вариант II)	базовая (вариант III)
Сырье	12,4	17,4	67,8
Материалы			
в т.ч.:			
а) корма	0,0	0,0	52,1
б) удобрения минеральные	0,0	30,6	0,0
в) удобрения органические	0,0	2,4	0,0
г) дробина	0,0	8,7	0,0
д) известь	0,0	0,1	0,1
Основная заработка производственных рабочих	49,0	15,0	22,4
Отчисления на соцстрахование (30,7%)	15,3	5,6	6,9
Транспортные расходы*	7,9	9,8	2,4
Цеховые расходы	9,0	1,8	0,0
в т.ч. амортизация	9,0	1,8	1,8
Общезаводские расходы	26,3	26,3	26,3
Налоги (экологический, на землю)	11,5	2,3	2,3
Производственная себестоимость	131,4	110,0	182,1
Снижение себестоимости, % от базового варианта	27,8	39,0	0,0

* - при транспортировке отходов пивоваренной промышленности грузовым автотранспортом в пределах 80 км

Таблица 3. Экономические показатели эксплуатации опытных и производственных прудов ХРУ «Вилейка» при выращивании в них товарной рыбы по различным технологическим схемам

Вариант	Себестоимость выращенной рыбы, у.е./ц	Средняя реализационная цена, у.е./ц	Рыбопродуктивность, ц/га	Прибыль с га, у.е.
I	131,4	211,2	1,2	95,8
II	110,0	211,2	5,7	581,8
III	182,1	211,2	4,3	238,9

Следует отметить, что нормативные величины рыбопродуктивности интенсивно эксплуатирующихся нагульных прудов в среднем для рыбхозов Беларуси составляют 10,0-12,0 ц/га в зависимости от климатической зоны, что превышает показатели, достигнутые в опыте по ресурсосберегающему выращиванию рыбы в 1,75-2,0 раза. В таком случае экономические показатели эксплуатации рыбоводных площадей при интенсивном и ресурсосберегающем выращивании рыбы будут близки.

Выводы

Проведенные исследования позволили сделать следующие выводы:

1. Результаты исследований подтверждают более высокую по сравнению с традиционными технологиями

эффективность функционирования экосистем прудовых водоёмов.

2. Использование минеральных, органических удобрений и вторичных ресурсов (навоз – 3,0 т/га, аммофос – 0,4 т/га, пивная дробина – 0,8 т/га, остаточные пивные дрожжи – 0,4 т/га) позволяет поддерживать развитие естественной кормовой базы прудов на уровне, достаточном для получения 5,7 ц/га рыбопродуктивности.

3. Наибольшая величина перехода энергии фитопланктона в рыбопродукцию наблюдается в прудах II варианта, где культивируется поликультура годовиков карпа (1000 экз/га) и рыб – консументов 1 порядка (пёстрый толстолобик – 400-500 экз/га, белый амур – 150 экз/га), кроме того, карася (100 экз/га) и личинки щуки (500 экз/га), составив в среднем 9,76%.

Отсутствие в поликультуре пёстрого толстолобика (вариант I) снижает величину показателя до 1,60%.

4. Наибольшая рыбоводная эффективность наблюдалась во II варианте (суммарная рыбопродукция – 611,4 кг/га, рыбопродуктивность – 574,9 кг/га). Хотя в III варианте суммарная рыбопродукция достиглась 814,9 кг/га, рыбопродуктивность составила лишь 425,9 кг/га. Экстенсивное использование производственной площади (I вариант) позволило достигнуть весьма низкой величины показателя рыбопродуктивности (1,2-2,4 ц/га).

5. Наблюдавшееся снижение себестоимости выращивания рыбы во II варианте (на 39,0%) по сравнению с III вариантом позволяет охарактеризовать выращивание карпа в поликультуре с пёстрым толстолобиком и личинкой щуки как оптимальный способ использования производственной площади и естественных ресурсов прудов. Экстенсивное получение рыбной продукции нерационально в связи с низкой величиной рыбопродуктивности, достигаемой в этом случае (1,2-2,4 ц/га).

Перевод площадей колхозов и совхозов (4,6 тыс.га) на ресурсосберегающее выращивание товарной рыбы в поликультуре позволяет значительно увеличить их продуктивность, получить дополнительно до 2,6 тыс. тонн рыбы в год, при этом продукция

имеет более низкую себестоимость (110,0 у.е/ц) и может быть реализована населению по более низкой цене, что весьма актуально для отрасли.

ЛИТЕРАТУРА

1. Винберг, Г.Г. Удобрение прудов/ Г.Г.Винберг, В.П.Ляхнович. – М.: «Пищ. пром.». – 1965. – 272 с.
2. Выращивание товарной рыбы на естественных кормах в условиях поликультуры/Г.П.Воронова [и др.]/Стратегия развития аквакультуры в условиях XXI века: материалы Междунар. науч. – практич. конф., Минск, 23-27 августа 2004 г./ Мин: ОДО «Тонпик», 2004. – С. 282-285.
3. Рыбоводно-биологические нормы для эксплуатации прудовых хозяйств/ В.И.Федорченко [и др.]. – М., 1985. – 54 с.
4. Винберг, Г.Г. Первичная продукция водоемов/ Г.Г.Винберг. – Мин.: АН БССР. – 1960. – 329 с.
5. Продукция планктонных ракообразных в трех озерах разного типа/ Г.Г. Винберг [и др.] //Зоологич. ж-л, 1965. – Т. XLIX. – Вып. 5. – С. 676-688.
6. Гордон, Л.М. Пути повышения эффективности товарного рыбоводства/Л.М.Гордон, Л.А.Эрман. – М: Пищ. пром. – 1974. – 286 с.

УДК 629.114.2 – 182.8

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 9.06.2009

ВЛИЯНИЕ ГРУЗОПОДЪЁМНОСТИ ТРАКТОРОВ “БЕЛАРУС” НА ФОРМИРОВАНИЕ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

В.Б. Попов, канд. техн. наук, доцент (УО ГГТУ им. П.О. Сухого)

Аннотация

В статье рассмотрена методика формирования математической модели подъема навесной машины при помощи подъемно-навесного устройства (ПНУ) колесного трактора. Получены аналитические выражения, позволяющие рассчитать грузоподъемность его ПНУ, а также параметры МТА, ограничивающие грузоподъемность. Приводится расчет выходных параметров подъемно-навесного устройства «Беларус-1221», агрегатируемого с валковой жаткой ЖСК-4В

Введение

Выпускаемые ПО “МТЗ” трактора “Беларус”, широко распространены как в Республике Беларусь, так и за её пределами. На повестке дня всегда стоял вопрос об агрегатировании колесных тракторов с различными навесными рабочими орудиями и машинами. Обоснованное положительное заключение о возможности агрегатирования тракторов “Беларус” с наибольшим количеством типов навесных орудий и машин отечественного и импортного производства является предпосылкой как для расширения рынка сбыта этих образцов отечественной техники, так и для более широкого их использования в хозяйствах.

Для агрегатирования колесного трактора с навесной машиной необходимо обеспечение следующих условий:

– достаточной грузоподъемности подъемно-навесного устройства;

– выполнение условия управляемости МТА в режиме транспортного переезда;

– выполнение компоновочных ограничений для МТА с рабочим орудием в транспортном положении.

В данных по подъемно-навесным устройствам тракторов “Беларус” [1] сообщается об их грузоподъемности на оси подвеса и на вылете 610 мм, опреде-

ляющих возможность перевода навесной машины (НМ) из рабочего положения в транспортное. Эти данные позволяют лишь ориентировочно судить о возможности агрегатирования в энергетическом аспекте. Среди прочего, грузоподъемность ПНУ трактора зависит также от регулировки раскосов и верхней тяги механизма навески (МН), которые, в свою очередь, зависят от присоединительных параметров НМ. В создавшихся условиях необходим инструмент, обеспечивающий гибкое реагирование по проблеме агрегатирования с новым или модернизированным рабочим орудием (машиной).

Целью работы является выработка рекомендаций о возможности агрегатирования трактора и навесной машины по результатам вычислительного эксперимента на сформированной функциональной математической модели.

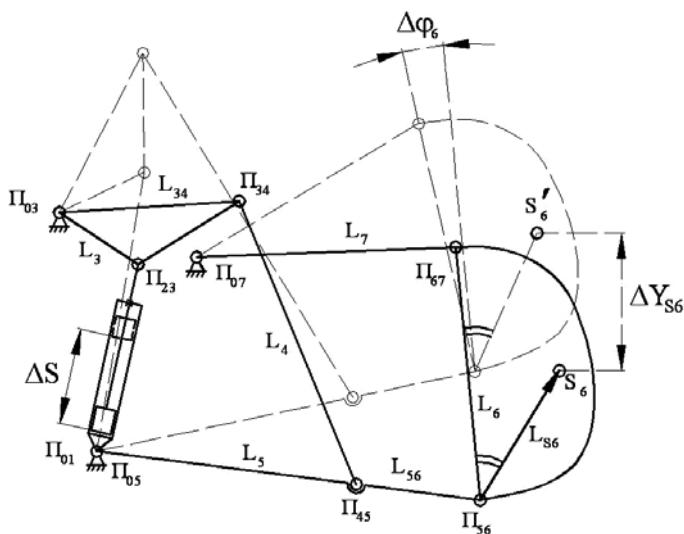
Основная часть

Под грузоподъемностью ПНУ трактора понимается его способность переводить из рабочего положения в транспортное навесную машину, характеризующуюся поднимаемым весом и координатами центра тяжести [2].

В качестве примера в работе аналитически были определены грузоподъемность ПНУ трактора “Беларус 1221” на оси подвеса и на расстоянии 610 мм от нее, а

также параметр управляемости МТА при транспортном переезде.

Для этого была разработана математическая модель (ММ), описывающая перевод навесной машины из рабочего положения в транспортное (рис.1), и позволяющая провести анализ геометрических, кинематических и силовых выходных параметров ПНУ.



*Рисунок 1. Схема перевода навесной машины в транспортное положение механизмом навески колесного трактора:
 L_{ij} – линейные размеры звеньев МН; Π_{ij} – шарнирные пары МН*

МН трактора “Беларус1221” представляет собой пространственный механизм, геометрическая модель которого, с целью понижения порядка ММ, преобразуется в её плоский аналог путём проецирования элементов МН на продольно-вертикальную плоскость симметрии МТА. Структурно плоский аналог МН включает четырехзвенник, к которому последовательно присоединены две группы Ассура 2-го порядка, 1-го вида. МН и НМ формируют замкнутую кинематическую цепь в виде одноподвижного восьмизвездного рычажного механизма. Изменение входной координаты (ΔS) МН однозначно связано с изменением его выходных координат ($\Delta\phi_6$, ΔY_{s6} , ΔX_{s6}).

Механизмы навески тракторов “Беларус” отличаются лишь ориентацией 1-го четырехзвенника – механизма с качающимся цилиндром. Анализ замкнутой кинематической цепи выполняется последовательно, в соответствии с её структурой и на основании метода замкнутых векторных контуров [3]. Так, например, анализ замкнутого контура $\Pi_{01}, \Pi_{23}, \Pi_{03}, \Pi_{34}$ (рис. 2) позволяет определить его выходные параметры: углы φ_{12} , φ_3 , φ_{34} и координаты центров подвижных шарниров Π_{23} и Π_{34} в зависимости

от обобщенной координаты S .

Анализ геометрических и кинематических параметров механизма проводился по методу замкнутых векторных контуров с дифференцированием аналитических выражений по обобщенной координате.

В результате кинематического анализа были получены аналитические выражения для определения передаточных чисел МН и грузоподъемности ПНУ.

Передаточное число МН на оси подвеса [4]:

$$I_m(S) = \varphi'_5(S) \cdot L_{56} \cdot \cos(\varphi_5(S)),$$

где $\varphi'_5(S) = \frac{d\varphi_5}{dS}$ – аналог угловой скорости нижней тяги;

L_{56} – длина нижней тяги;

$\varphi_5(S)$ – угол, образуемый нижней тягой в правой системе координат.

Передаточное число МН на расстоянии 610 мм от оси подвеса:

$$I_{610}(S) = I_m(S) + \varphi'_6(S) \cdot L_{610} \cdot \cos(\varphi_6(S)),$$

где $\varphi'_6(S) = \frac{d\varphi_6}{dS}$ – аналог угловой скорости навесной машины;

$\varphi_6(S)$ – угол наклона навесной машины;

$$L_{610} = 610 \text{ мм}.$$

Изменение грузоподъемности ПНУ при переводе навесной машины из рабочего положения в транспортное обусловлено изменением передаточного числа МН, тогда как параметры гидросистемы остаются неизменными. Грузоподъемность ПНУ определяется по формулам:

$$G_m(S) = \frac{P_2^{\max} \cdot \eta \cdot S_{ГЦ}}{I_m(S)};$$

$$G_{610}(S) = \frac{P_2^{\max} \cdot \eta \cdot S_{ГЦ}}{I_{610}(S)},$$

где $G_m(S)$ – грузоподъемность ПНУ на оси

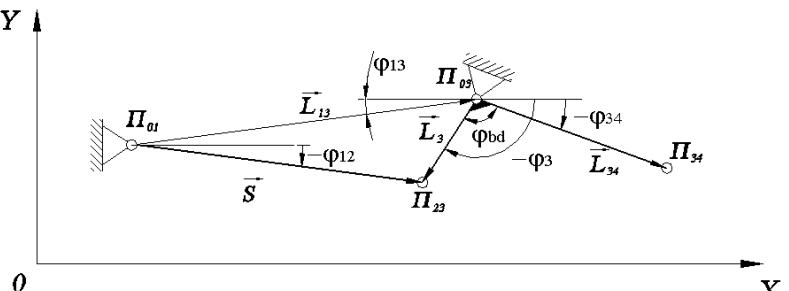


Рисунок 2. Векторная интерпретация 1-го четырехзвенника МН трактора “Беларус 1221”

подвеса;

$G_{610}(S)$ – грузоподъемность ПНУ на расстоянии 610мм от оси подвеса;

P_c^{\max} – максимально возможное давление в гидроцилиндре МН;

η – кпд МН;

$S_{ГЦ}$ – суммарная площадь поршней рабочих гидроцилиндров.

Время перевода НМ из рабочего положения в транспортное определяется как отношение рабочего объема гидроцилиндров к подаче насоса с учетом объемного КПД насоса, при этом не учитывается время переходного процесса нарастания давления в гидроцилиндре при переключении гидрораспределителя гидросистемы трактора из-за его сравнительной быстротечности:

$$t_{\text{под}} = \frac{V_{\text{зу}}}{q \cdot n \cdot \eta_{\text{об}}},$$

где $V_{\text{зу}}$ – суммарный рабочий объем гидроцилиндров;

$\eta_{\text{об}}$ – объемный КПД гидронасоса;

q – производительность гидронасоса;

n – частота вращения вала гидронасоса.

Расчет показывает, что время перевода навесной машины в транспортное положение составляет 3.5-3.8 с. Скорость подъёма при этом составляет 0.06-0.07 м/с. В связи с относительной тихоходностью механизма навески в ФММ не учитывались силы инерции, возникающие при переводе НМ в транспортное положение [5].

В транспортном положении НМ опрокидывающий момент относительно точки А, создаваемый её весом приобретает максимальное значение [6]. Из практики эксплуатации МТА было принято, что для устойчивого управления движением агрегата часть его веса, приходящаяся на мост управляемых колес (точка А), должна составлять не менее 20% от общего веса МТА (рис. 3).

Для расчёта параметра управляемости трактора при транспортном переезде было составлено уравнение равновесия моментов сил, действующих на МТА относительно точки опоры ведущих колес:

$$\sum M_B = P_{\text{ep}} \cdot (a + L) + P_{\text{mp}} \cdot b - P_6 \cdot X_{S6} - R_A \cdot L = 0,$$

где P_{ep} – вес противовеса; P_{mp} – вес трактора;

P_6 – вес навесной машины;

R_A – нагрузка, приходящаяся на мост управляемых колёс;

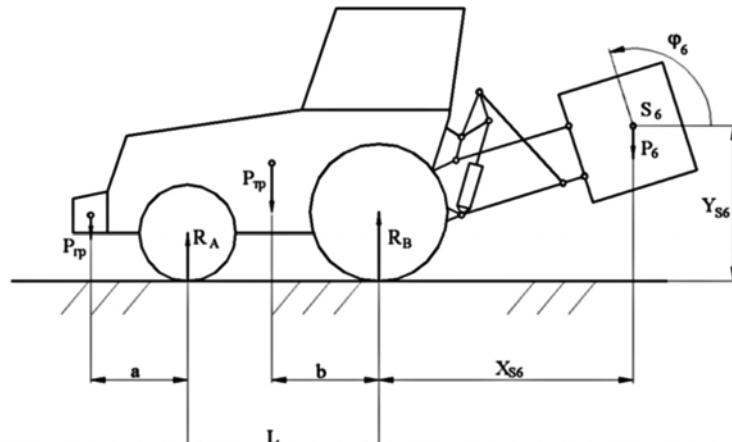


Рисунок 3. Схема сил, действующих на опорную поверхность со стороны машинно-тракторного агрегата при поднятой навесной машине

X_{S6} – горизонтальная координата центра тяжести навесной машины;

L – база трактора;

a и b – расстояние от вертикальной проекции центра тяжести трактора до вертикальных проекций центра тяжести противовеса и оси моста ведущих колес соответственно.

Разрешив уравнение моментов сил, относительно реакции на управляемом колесе, вместе с упомянутым выше ограничением получим систему, состоящую из уравнения и неравенства:

$$\begin{cases} R_A = \frac{P_{\text{mp}} \cdot (L - b) - P_6 \cdot (X_{S6}^{\max} - L) + P_{\text{ep}} \cdot (L + a)}{L} \\ R_A \geq 0.2 \cdot (P_{\text{mp}} + P_6 + P_{\text{ep}}) \end{cases}. \quad (1)$$

В результате решения системы (1) получаем условие управляемости МТА, ограничивающее вес агрегатируемого с трактором рабочего орудия:

$$P_6 \leq \frac{P_{\text{mp}} \cdot (b - 0.2 \cdot L) + P_{\text{ep}} \cdot (a + 0.8L)}{X_{S6} + 0.2 \cdot L},$$

$$\text{откуда } R_B = \frac{P_{\text{ep}} \cdot (a + L) + P_{\text{mp}} \cdot b - P_6 \cdot X_{S6}}{L}.$$

$$\text{Параметр управляемости } k = \frac{R_A}{P_{\text{mp}} + P_{\text{ep}} + P_6}.$$

Результаты анализа подъема жатки валковой ЖСК-4В

В результате вычислительного эксперимента на основе разработанной ММ были получены выходные характеристики нагруженного подъемно-навесного устройства, которые представлены в графической (рис. 4, 5) и табличной форме. Расчет параметров ПНУ велся при агрегатировании трак-

Таблица 1. Выходные параметры МН и НМ

Геометрические параметры					Кинематические параметры				
S	Y ₅₆ (S)	X ₅₆ (S)	Y ₅₆ (S)	φ ₆ (S)	φ _{3'} (S)	U ₅₃ (S)	U ₆₃ (S)	φ _{6'} (S)	I _S (S)
[M]	[M]	[M]	[M]	[ГРАД]	[1/M]	[-]**	[-]	[1/M]	[-]
0,515	0,191	-*	-	-	13,309	0,597	0,222	2,954	8,695
0,535	0,305	1,819	0,340	88,551	9,365	0,651	0,284	2,662	7,164
0,555	0,403	1,832	0,478	91,606	7,958	0,675	0,339	2,697	6,647
0,575	0,492	1,831	0,608	94,777	7,260	0,685	0,393	2,852	6,427
0,595	0,577	1,818	0,736	98,174	6,888	0,687	0,448	3,089	6,343
0,615	0,657	1,794	0,862	101,882	6,709	0,682	0,506	3,396	6,336
0,635	0,733	1,759	0,989	105,983	6,668	0,670	0,566	3,772	6,369
0,655	0,806	1,711	1,117	110,554	6,746	0,651	0,625	4,217	6,411
0,675	0,875	1,650	1,246	115,670	6,944	0,624	0,680	4,722	6,426
0,695	0,941	1,574	1,374	121,390	7,285	0,586	0,723	5,264	6,362
0,715	1,002	1,481	1,499	127,731	7,824	0,535	0,741	5,795	6,148

* – расчет агрегатирования жатки валковой ЖСК-4В выполнен для условия, когда высота оси подвеса (Y_{56}) МН “БЕЛАРУС 1221” в рабочем положении составляет 0.30 м.

** [-] – безразмерная величина.

тора «Беларус 1221» с жаткой валковой ЖСК-4В. В дальнейшем планируется проанализировать работу этого ПНУ и с другими навесными с/х машинами и орудиями (плугами).

Геометрические и кинематические выходные параметры МН “Беларус 1221” представлены в табл. 1.

Расчеты выходных параметров ПНУ «Беларус 1221» представлены в табл. 2.

Выводы

Рабочее орудие, имеющее, с позиций грузоподъемности ПНУ, минимальную массу, в процессе подъема может нарушить управляемость МТА.

Грузоподъемность МТА всегда меньше грузоподъемности ПНУ, поскольку последняя ограничивается требованием управляемости МТА. В самом деле, установив в механизм навески гидроцилиндры с большей площадью сечения поршня, можно увеличить грузоподъемность ПНУ, но это не изменит соотношение параметров, определяющих управляемость МТА.

Грузоподъемность, как показатель качества агрегатирования трактора с рабочим орудием, определяется одновременно:

- параметрами гидропривода ПНУ;
- величинами аналогов вертикальных скоростей

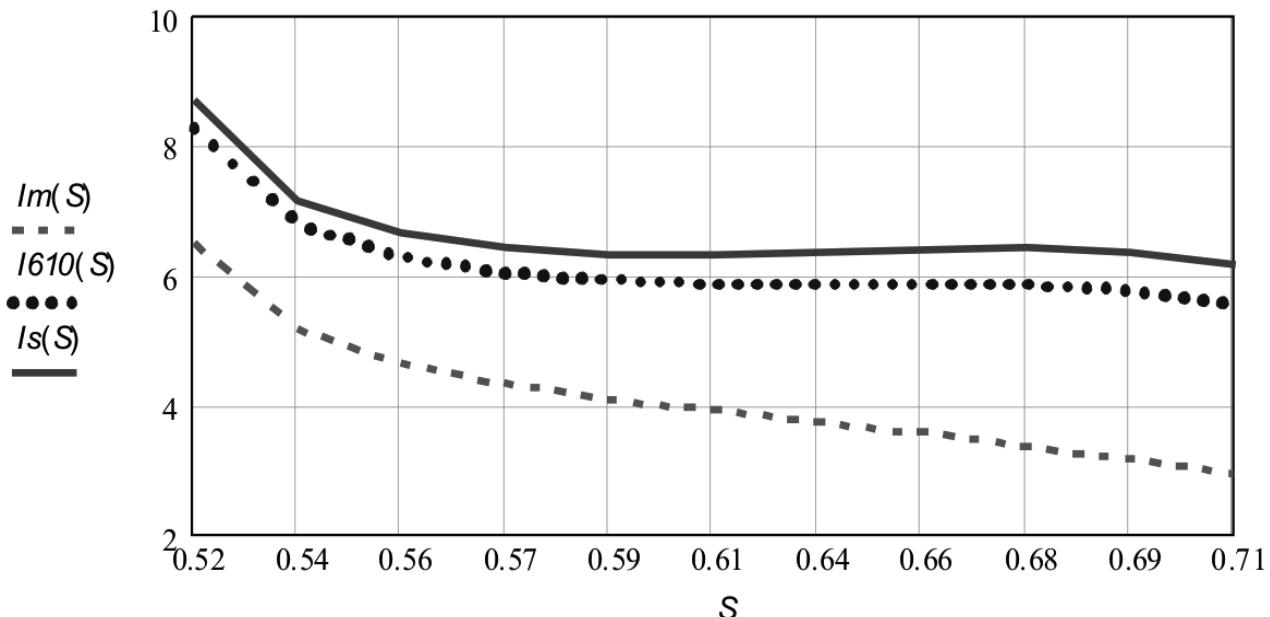


Рисунок 4. Зависимости передаточных чисел МН “Беларус 1221” на оси подвеса (пунктир) и на вылете 610 мм (точки) от обобщённой координаты

**Таблица 2. Силовые параметры
ПНУ “БЕЛАРУС 1221”**

S	G _s (S)	R ₃₄ (S)	R ₀₃ (S)	R ₀₅ (S)	R ₀₇ (S)	F _{ПР} (S)	P ₂ (S)
[M]	[КН]	[КН]	[КН]	[КН]	[КН]	[КН]	[МПА]
0,515	-*	-	-	-	-	-	-
0,535	23,03	20,55	116,11	15,82	18,43	107,52	10,132
0,555	24,82	21,11	110,12	14,96	18,69	99,71	9,368
0,575	25,67	21,83	108,23	14,25	19,02	96,43	9,057
0,595	26,01	22,73	108,31	13,64	19,39	95,15	8,939
0,615	26,04	23,73	109,52	13,11	19,74	95,04	8,929
0,635	25,90	24,84	111,30	12,66	20,03	95,53	8,975
0,655	25,73	26,06	113,32	12,36	20,19	96,17	9,035
0,675	25,67	27,29	115,11	12,28	20,12	96,39	9,056
0,695	25,93	28,36	115,63	12,44	19,69	95,42	8,965
0,715	26,83	28,99	113,80	12,76	18,75	92,23	8,665

характерных точек МН и НМ;

– массово-геометрическими параметрами МТА и его развесовкой.

Таким образом, навесоспособность колесного трактора “Беларус 1221” определяется грузоподъемностью ПНУ, а ограничивается параметром управляемости МТА.

На основе приведенных в статье аналитических выражений для выходных параметров ПНУ трактора “Беларус 1221” возможен анализ процесса подъема для

ПНУ других тракторов “Беларус”, агрегируемых с различными навесными с/х машинами и плугами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Амельченко, П.А. Агрегатирование тракторов “Беларус”: учеб. пособ. / П.А. Амельченко, Б.Я. Шнейсер, Н.Г. Шатуня. – Мин.: Ураджай, 1993. – С. 302.

2. Гуськов, В.В. Тракторы. Конструирование и расчет / В.В. Гуськов, И.П. Ксеневич, Ю.Е. Атаманов, А.С. Солонский. – Мин.: Вышэйш. шк., 1981. – Ч.3. – С. 383.

3. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин. М: Машиностроение, 1988. – С. 687.

4. Попов, В.Б. Аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей / В.Б. Попов // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – №2, 2000. – С. 25-29.

5. Тарасик, В.П. Математическое моделирование технических систем: учеб. для вузов. – Мин.: Дизайн-Про, 1997. – С. 640.

6. Попов, В.Б. Расчет выходных параметров подъемно-навесного устройства трактора «Беларус 1523» / В.Б. Попов, А.А. Воробьев // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – №2, 2007. – С. 3-10.

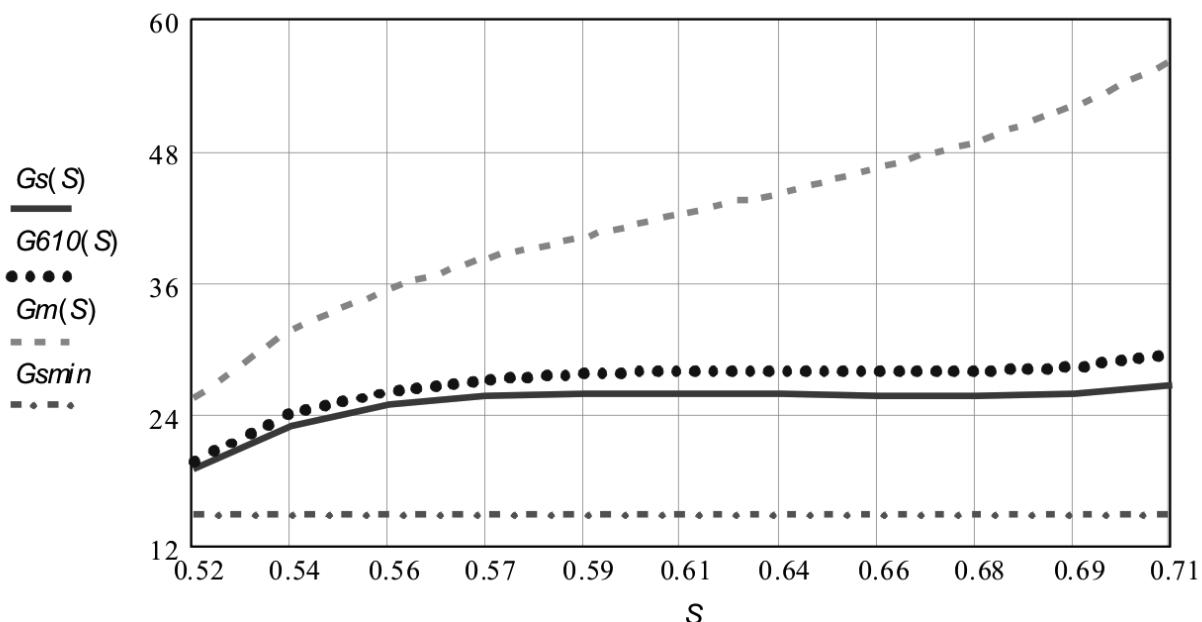


Рисунок 5. Характеристики грузоподъемности ПНУ “Беларус 1221” на оси подвеса (пунктир) и на вылете 610 мм (точки) от обобщенной координаты

УДК 631.3-52

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 24.06.2009

ОСОБЕННОСТИ СИНТЕЗА СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ПУТЕМ МОДЕЛИРОВАНИЯ НА ЭВМ

Ю.А. Сидоренко, канд. техн. наук, доцент (УО БГАТУ)

Аннотация

Рассмотрены особенности синтеза систем автоматического управления путем моделирования на ЭВМ. Метод предусматривает идентификацию объекта и синтез оптимального управляющего устройства при детерминированных или случайных воздействиях с применением моделирования на ЭВМ и поисковых экспериментальных методов оптимизации.

Введение

В процессе эксплуатации большинство сельскохозяйственных агрегатов работает в условиях случайного характера возмущающих воздействий. Примерами таких воздействий являются изменения урожайности, изменения рельефа местности на полях, изменения влажности зерна, подаваемого в зерновые сушилки, и т.д. Естественно, что целью синтеза в таких условиях является обеспечение эффективности работы систем управления сельскохозяйственных агрегатов при случайных воздействиях.

Основная часть

Синтез является системной задачей [1] и, в рамках декомпозиции задачи, включает три основных этапа: получение математической модели объекта управления, получение математических моделей воздействий и собственно синтез алгоритма управления.

Математическая модель объекта управления должна связать возмущающие и управляющие воздействия на объект с управляемыми величинами. Поэтому первым этапом является анализ условий функционирования объекта с целью выявления воздействий и управляемых величин.

Математическая модель объекта может быть получена двумя путями: аналитическим и путем идентификации.

Аналитический путь предполагает использование известных закономерностей той области знаний, к которой относится объект, конечно с использованием общих методов составления математических моделей. Однако часто теория объектов из-за сложности протекающих в них процессов недостаточно изучена, или неизвестны параметры конкретного объекта, что характерно для многих сложных сельскохозяйственных объектов, и тогда математическую модель получают путем идентификации – получении математической модели объекта на основании совместного анализа экспериментально полученных воздействий на объект и реакции объекта на эти воздействия.

В данной работе будут рассмотрены особенности идентификации. Идентификация может проводиться при случайных и детерминированных воздействиях.

Идентификация при случайных воздействиях проводится на основании известных зависимостей, связывающих характеристики стационарного случайного процесса на входе линейного объекта и его выходе [2].

1. Во временной области уравнение Винера-Хопфа

$$R_{yf}(\tau) = \int_0^{\infty} w(t) R_f(\tau - t) dt .$$

2. В частной области

$$S_{yf}(\omega) = W(j\omega) S_f(\omega);$$

$$S_y(\omega) = [A(\omega)]^2 S_f(\omega),$$

где $R_{yf}(\tau)$ и $S_{yf}(\omega)$ – взаимные коррекционная функция и спектральная плотность входного $f(t)$ и выходного $Y(t)$ процессов; $R_f(\tau)$ и $S_f(\omega)$ – корреляционная функция и спектральная плотность входного процесса; $S_y(\omega)$ – спектральная плотность выходного процесса; $W(j\omega)$ – частотная передаточная функция объекта; $A(\omega)$ – амплитудная частотная характеристика объекта; $w(t)$ – импульсная переходная функция объекта.

Методика идентификации с использованием этих характеристик изложена в работе [2]. Здесь же изложены некоторые проблемы, связанные с такой идентификацией. Дополнительно следует указать и на другие проблемы. Такая идентификация проводится для получения математического описания объекта по возмущающему воздействию. Заранее должно быть известно, что объект достаточно точно описывается линейным уравнением. Входные воздействия должны быть стационарными, а это не всегда выполнимо на практике, даже если из априорной информации известно, что эти процессы стационарны. Например, в

процессе записи экспериментальной информации о влажности зерна на входе зерновой сушилки, влажность может существенно изменяться из-за изменения погодных условий. Заранее неизвестны длина реализации и дискретность случайного процесса, поскольку для этого должны быть заранее оценены спектральная плотность входного процесса или частотные характеристики объекта для оценки верхней и нижней граничных частот (известные трудности идентификации как системной задачи). Сам процесс исследования трудоемкий и связан с записью информации в процессе нормальной эксплуатации объекта. Кроме того, получение математической модели объекта по управляющему воздействию является не менее важной задачей, а иногда превращается в основную задачу. На наш взгляд, если есть практическая возможность, идентификации лучше проводить при детермированных воздействиях.

Рассмотрим некоторые особенности проведения идентификации при детермированных воздействиях.

Прежде всего, необходимо понимать, что процесс идентификации является системной и творческой задачей. Хотя при идентификации объект изначально рассматривается как «черный ящик», всегда полезно и необходимо собрать все априорные сведения об объекте и рассмотреть (хотя бы качественно) физические процессы функционирования объекта. Как правило, это позволяет выбрать гипотезы о структуре математического описания объекта, что существенно облегчает решение задачи.

Рассмотрим случай, когда на объект можно подать ступенчатые воздействия различные по величине и направленности и записать переходные функции.

При линейном объекте вид переходных функций не будет зависеть от величины и направленности воздействий. Это значит, что переходные функции будут подобны. Признаками этого является следующее. Для всех переходных функций Y_k отношения их приращений от исходного состояния $\Delta Y_k(t_i)/\Delta Y_k(t_j)$ для любых моментов времени t_i, t_j являются приблизительно постоянными (будут отличаться в пределах погрешности эксперимента). Отношения $\Delta Y_k/\Delta X_k$ приращений ΔY_k к величине воздействия ΔX_k для момента времени t_i приблизительно постоянны. Для статических объектов длительность переходных процессов приблизительно постоянна.

При соблюдении вышеперечисленных условий можно принимать гипотезу о линейности объекта управления по воздействию X . Такой исход обуславливает наиболее простой путь дальнейшего процесса идентификации.

Линейные объекты описываются передаточными функциями следующего общего вида:

$$W(p) = \frac{Y(p)}{X(p)} = \frac{k_0 + k_1 p + k_2 p^2 + \dots + k_m p^m}{T_n p^n + T_{n-1} p^{n-1} + \dots + T_1 p + 1} e^{-p\tau},$$

1 2 3

где 1 – статическая часть объекта; 2 – интегрирующая часть объекта; 3 – звено чистого запаздывания.

На практике передаточные функции линейных объектов обычно аппроксимируются следующими простыми звенями.

Апериодическое звено 1-го порядка или это звено с чистым запаздыванием:

$$W(p) = \frac{k}{T_1 p + 1}; \quad (1)$$

$$W(p) = \frac{k}{T_1 p + 1} e^{-p\tau}. \quad (2)$$

Апериодическое звено 2-го порядка, колебательное звено или это звенья с чистым запаздыванием:

$$W(p) = \frac{k}{T_2^2 p^2 + T_1 p + 1}; \quad (3)$$

$$W(p) = \frac{k}{T_2^2 p^2 + T_1 p + 1} e^{-p\tau}. \quad (4)$$

$T_1 > 2T_2$ для апериодического звена; $T_1 < 2T_2$ для колебательного звена.

Интегрирующее звено или это звено с чистым запаздыванием:

$$W(p) = \frac{k}{p}; \quad (5)$$

$$W(p) = \frac{k}{p} e^{-p\tau}. \quad (6)$$

Последовательное соединение интегрирующего звена со статическим звеном $W_c(p)$ вида (1), (3) или это же звено с чистым запаздыванием:

$$W(p) = W_c \frac{k}{p}; \quad (7)$$

$$W(p) = W_c \frac{k}{p} e^{-p\tau}. \quad (8)$$

Гипотезы о виде звена легко выдвинуть по виду переходных функций. Легко так же дать начальную оценку параметров звена вида (1)...(6) по виду переходных функций типовых линейных звеньев [3]. Начальную оценку параметров звеньев вида (7), (8) целесообразно сделать путем их пробного моделирования на ЭВМ. Это связано с тем, что начальный участок переходного процесса этих астатических звеньев затянут вследствие наличия звена W_c , и имеет, для звеньев вида (7), (8), следующий вид (рис. 1, 2).

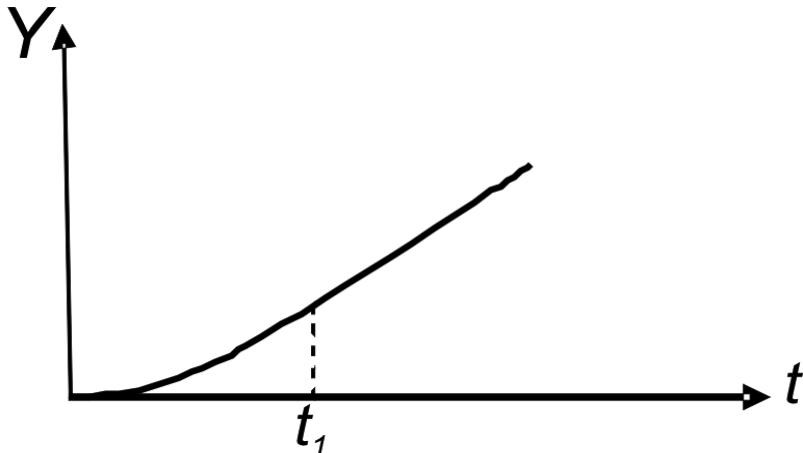


Рис.1. Возможный вид переходного процесса звена вида (7)

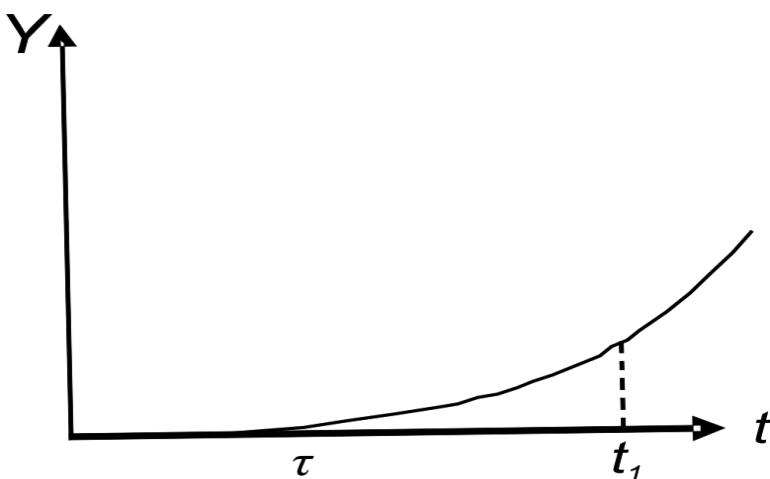


Рис.2. Возможный вид переходного процесса звена вида (8)

Путем пробного моделирования достаточно оценить постоянные времени звена W_c . Чистое запаздывание τ можно оценить визуально, коэффициент k можно оценить по участку переходного процесса с линейным нарастанием Y , поскольку переходный процесс звена W_c на этом участке заканчивается. Переходный процесс на этом линейном участке описывается выражением

$$Y = Y(t) + k \int_{t_1}^{\infty} X dt.$$

Поскольку $X=\text{const}$, то

$$Y = Y(t_1) + kX\Delta t.$$

Тогда на этом участке

$$\Delta Y = kX\Delta t \quad \text{и} \quad k = \frac{\Delta Y}{X\Delta t},$$

где ΔY и Δt – приращение переходного процесса и времени на любом отрезке этого участка.

Оптимизацию параметров математической модели объекта наиболее целесообразно провести путем

экспериментального исследования модели на ЭВМ. Для этого лучше всего использовать поисковые экспериментальные методы оптимизации [4]. Хорошо себя зарекомендовал последовательный симплексный метод (ПСМ) [5]. В качестве критерия оптимальности можно использовать интеграл (сумму) квадрата отклонений экспериментального переходного процесса от расчетного.

Далее проводится сравнение экспериментальных и расчетных переходных процессов, не использованных при идентификации. Эта процедура проводится путем моделирования на ЭВМ. Обычно, точность модели достаточна, если отклонение экспериментальных переходных процессов от расчетных не превышает 5% от приращения ΔY в переходном процессе.

Если удовлетворительного результата не удалось добиться, то следует перейти к выбору других гипотез о структуре объекта, что связано с наращиванием порядка чисителя и знаменателя модели в соответствии с общим видом.

Рассмотрим случай, когда динамические характеристики объекта линейные, а статические нелинейные. Признаком этого является несоблюдение постоянства отношения $\Delta Y/\Delta X$ для момента времени t_i . Остальные условия соблюдаются.

В этом случае математическую модель объекта можно принять в виде последовательного соединения нелинейного статического звена $Y=f(X)$ и линейного динамического звена. Если есть возможность получить экспериментальные данные о виде статической характеристики, то зависимость $Y=f(X)$ получают путем регрессионного анализа. В остальном путь идентификации аналогичен вышеизложенному.

Очень часто получить переходные процессы объекта при стандартных воздействиях на практике невозможно из-за особенностей объекта и условий его функционирования. В отличие от аналитических методов, ЭВМ позволяет провести моделирование при любом характере воздействий, как линейных, так и нелинейных объектов.

В этих случаях основной проблемой является построение ряда гипотез о структуре объекта. Построение таких гипотез является творческой задачей и осуществляется с максимальным привлечением априорной информации с рассмотрением физических особенностей протекания процессов на объекте. Как

правило, в этих случаях ограничиваются вышеприведенными простыми моделями вида (1)...(8).

После принятия гипотезы задача сводится к параметрической оптимизации математической модели объекта путем экспериментального исследования модели на ЭВМ с применением экспериментальных поисковых методов оптимизации. Обязательным является проверка соответствия экспериментальных переходных процессов, неиспользованных при оптимизации параметров, и расчетных при различных воздействиях.

Если гипотеза не подтверждается, переходят к проверке новой гипотезы и т.д.

Идентификация возмущающих воздействий

Идентификация возмущающих воздействий заключается в записи достаточно длинных реализаций случайных процессов на входе системы и получении на основании этих реализаций математической модели возмущающего воздействия в виде коррекционных функций или однозначно связанных с ней спектральных плотностей стационарных случайных процессов.

На первом этапе решается задача выбора достаточной длины реализации. Поскольку запись реализации может осуществляться в дискретной форме, а расчет коррекционных функций или спектральных плотностей осуществляется на ЦВМ, важен выбор шага дискретизации.

Существуют два подхода при выборе длины реализации и шага дискретизации.

Если из априорных данных известна оценка спектральной плотности процесса, то оценивают верхнюю граничную частоту процесса. В качестве такой частоты обычно выбирают частоту, ниже которой сосредоточено до 95% и более дисперсии случайного процесса. Для выбора шага дискретизации используют теорему Котельникова, согласно которой шаг дискретизации выбирают равным половине периода верхней граничной частоты и обеспечивают некоторый запас, уменьшив этот шаг.

В качестве нижней граничной частоты выбирают частоту, выше которой сосредоточено до 95% и более дисперсии случайного процесса. Длину реализации выбирают равной (или большей) 10 периодам нижней граничной частоты. Задача является системной. После получения оценок коррекционных функций и спектральных плотностей, шаг дискретизации может быть уточнен в меньшую сторону, а длина реализации в большую сторону.

Другим подходом является оценка длины реализации и шага дискретизации по амплитудной частотной характеристике объекта. Предполагается, что математическая модель объекта уже получена.

Если объект линейный, то рассчитывают амплитудную частотную характеристику объекта (АЧХ). Обычно в качестве верхней граничной частоты ω_v выбирают частоту, на которой АЧХ равна 5% АЧХ на

нулевой частоте. В качестве нижней граничной частоты обычно выбирают частоту, на которой АХЧ объекта равна 95% АЧХ на нулевой частоте.

Для нелинейного объекта АЧХ может быть получена путем моделирования объекта на ЭВМ при гармонических воздействиях.

Методика собственно получения оценок коррекционных функций и спектральных плотностей приведена в работе [2].

В настоящее время имеются готовые программные средства исследования систем автоматического управления на ЭВМ. Наиболее известным является Simulink в составе пакета Matlab. Существует также рекуррентный алгоритм моделирования на ЭВМ случайных процессов с заданной коррекционной функцией [6], который был использован в работе [5] и хорошо зарекомендовал себя. Алгоритм может быть использован при разработке оригинальных программных средств.

Моделирование случайного процесса при исследовании систем выбирается равным шагу моделирования системы, но этот шаг должен быть не больше шага дискретизации при получении модели случайного процесса.

Особенности синтеза закона управления путем моделирования на ЭВМ

Теоретический синтез оптимального управляющего устройства является сложной задачей и может быть проведен в ограниченных случаях. Обычно решение получается в виде квазиоптимального управляющего устройства (квазиоптимальной системы). На наш взгляд, такой синтез с применением моделирования на ЭВМ может быть проведен следующим путем.

Проводится анализ требований к качеству управления. На основании такого анализа строится ранжированный ряд гипотез из возможных законов регулирования. На практике (кроме специальных случаев) этот ряд составляют типовые законы регулирования. Таковыми являются линейные законы: П-закон, И-закон, ПИ-закон, ПИД-закон, типовые линейные законы с импульсным прерыванием изменения управляющего воздействия на объект, которые обеспечивают улучшение процесса регулирования для объектов с транспортным запаздыванием, типовые линейные законы с приближенной реализацией, когда на исполнительное устройство подается релейно-импульсный сигнал [7], позиционные законы регулирования.

Таким образом, задача синтеза оптимальной системы сводится к последовательной проверке ряда гипотез путем параметрической оптимизации регулятора:

- обосновывается критерий оптимальности;
- формируются ограничения и граничные условия;
- выбирается метод оптимизации.

Оптимизация параметров (в соответствии с выбранной гипотезой) проводится путем экспериментального исследования систем на ЭВМ.

Рассмотрим особенности такого синтеза.

Оптимизация параметров управляющего устройства может проводиться двумя путями.

Первый путь заключается в оптимизации параметров при случайных воздействиях. Критерий оптимальности обосновывается для каждой конкретной задачи. Например, пусть задача сводится к обеспечению точности поддержания управляемой величины на заданном уровне. Тогда в качестве критерия оптимальности выбирается дисперсия ошибки, которая должна стремиться к своему минимальному значению (в рамках проверяемой гипотезы). Гипотезы проверяются и отвергаются до тех пор, пока не будет достигнута требуемая точность. Как правило, в некоторых режимах система может работать при резком изменении возмущающего воздействия. Поэтому, после принятия гипотезы, проверяется качество переходных процессов системы, например, при ступенчатом воздействии. Выбор формы такого детерминированного воздействия проводится при анализе условий функционирования системы.

Второй путь заключается в оптимизации параметров регулятора при детерминированном воздействии, например, ступенчатом. В этом случае в качестве критерия оптимальности может быть выбран, например, квадратичный интегральный критерий качества переходных процессов, или минимальное время регулирования. После окончания процесса выбора закона регулирования и оптимальных параметров регулятора, проверяется работа системы при случайных воздействиях. Гипотеза окончательно принимается только после такой проверки при положительном результате.

При оптимизации параметров применяются экспериментальные методы оптимизации [4]. Хорошо зарекомендовал себя последовательный системный метод (ПСМ) [5].

Выводы

Рассмотренный метод позволяет провести идентификацию объекта управления при любом характере воздействий и синтезировать оптимальное управляющее устройство с учетом реальной его реализации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сидоренко, Ю.А. Моделирование на ЭВМ как системный экспериментально-теоретический метод анализа и синтеза систем автоматического регулирования/ Ю.А. Сидоренко// Агропанорама, 2007. – № 2. – С.13-14.
2. Моделирование сельскохозяйственных агрегатов/А.Б. Лурье, И.С. Нагорский, В.Г. Озеров [и др.]. – Л.: Колос. Ленингр. отд-ние, 1979. – 312с.
3. Сидоренко, Ю.А. Теория автоматического управления: учеб. пособ. / Ю.А. Сидоренко. – Минск: Изд-во БГАТУ, 2007. – 124с.
4. Красовский, Г.И. Планирование эксперимента/ Г.И. Красовский, Г.Ф. Филаретов. – Минск: Изд-во БГУ, 1982. – 302с.
5. Сидоренко, Ю.А. Повышение производительности самоходного кормоуборочного комбайна КСК-100 путем автоматизации управления загрузкой его двигателя: дис. ... канд. техн. наук: 05.12.83/ Ю.А. Сидоренко. – Минск, 1983. – 146 с.
6. Быков, В.В. Цифровое моделирование в статистической радиотехнике/ В.В. Быков. – М.: Советское радио, 1971.
7. Сидоренко, Ю.А. Математическое моделирование цифровых регуляторов/ Ю.А. Сидоренко// Агропанорама, 2005. – №3. – С.13-16.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЦЕЛЕВЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПО ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЮ В СОПОСТАВИМЫХ УСЛОВИЯХ ДЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ И ДРУГИХ ОРГАНИЗАЦИЙ МИНСЕЛЬХОЗПРОДА

Предназначена для осуществления единого методического подхода при расчете целевого показателя по энергосбережению для республиканских органов государственного управления и иных государственных организаций, подчиненных

Правительству Республики Беларусь, областей и города Минска.

В методике приведены указания по расчету целевых показателей по энергосбережению для сельскохозяйственных и других организаций, подчиненных Министерству сельского хозяйства и продовольствия Республики Беларусь.

ПРАВИЛА ДЛЯ АВТОРОВ

1. Журнал «Агропанорама» помещает достоверные и обоснованные материалы, которые имеют научное и практическое значение, отличаются актуальностью и новизной, способствуют повышению экономической эффективности агропромышленного производства, носят законченный характер.

Приказом Председателя ВАК от 4 июля 2005 г. № 101 журнал «Агропанорама» включен в Перечень научных изданий Республики Беларусь для опубликования результатов диссертационных исследований по сельскохозяйственным и техническим наукам (сельскохозяйственное машиностроение, транспорт, геоэкология, энергетика).

2. Объем научной статьи, учитываемой в качестве публикации по теме диссертации, должен составлять, как правило, не менее 0,35 авторского листа (14000 печатных знаков, включая пробелы между словами, знаки препинания, цифры и др.), что соответствует 8 стр. текста, напечатанного через 2 интервала между строками (5,5 стр. в случае печати через 1,5 интервала).

Рукопись статьи, передаваемая в издательство, должна удовлетворять основным требованиям современной компьютерной верстки. К набору текста и формул предъявляется ряд требований:

1) рукопись, подготовленная в электронном виде, должна быть набрана в текстовом редакторе Word версии 6.0 или более поздней. Файл сохраняется в формате «doc»;

2) текст следует сформатировать без переносов и выравнивания правого края текста, для набора использовать один из самых распространенных шрифтов типа Times (например, Times New Roman Сut, Times ET);

3) знаки препинания (.,!?:...) не отделяются пробелом от слова, за которым следуют, но после них пробел обязателен. Кавычки и скобки не отделяются пробелом от слова или выражения внутри них. Следует различать дефис«-» и длинное тире «--». Длинное тире набирается в редакторе Word комбинацией клавиш: Ctrl+Shift+«-». От соседних участков текста оно отделяется единичными пробелами. Исключение: длинное тире не отделяется пробелами между цифрами или числами: 1991-1996;

4) при наборе формул необходимо следовать общепринятым правилам:

а) формулы набираются только в редакторе формул Microsoft Equation. Размер шрифта 12. При длине формулы более 8,5 см желательно продолжение перенести на следующую строку;

б) буквы латинского алфавита, обозначающие:

переменные, постоянные, коэффициенты, индексы и т.д., набираются курсивом;

в) элементы, обозначаемые буквами греческого и русского алфавитов, набираются шрифтом прямого начертания;

г) цифры набираются шрифтом прямого начертания;

д) аббревиатуры функций набираются прямо;

е) специальные символы и элементы, обозначаемые буквами греческого алфавита, использованные при наборе формул, вставляются в текст только в редакторе формул Microsoft Equation.

ж) пронумерованные формулы пишутся в отдельной от текста строке, а номер формулы ставится у правого края.

Нумеруются лишь те формулы, на которые имеются ссылки в тексте.

3. Рисунки, графики, диаграммы необходимо выполнять с использованием электронных редакторов и вставлять в файл документа Word. Изображение должно быть четким, толщина линий более 0,5 пт, размер рисунка по ширине: 5,6 см, 11,5 см, 17,5 см и 8,5 см.

4. Цифровой материал должен оформляться в виде таблиц. Каждая таблица должна иметь заголовок и номер (если таблиц несколько). Рекомендуется установить толщину линии не менее 1 пт. В оформлении таблиц и графиков не следует применять выделение цветом, заливку фона.

Фотографии должны иметь контрастное изображение и быть отпечатаны на глянцевой бумаге размером не менее 9x12 см. В электронном виде фотографии представляются отдельно в файлах формата «tif» с разрешением 300 dpi.

Научные статьи, публикуемые в изданиях, включенных в перечень научных изданий Республики Беларусь для опубликования результатов диссертационных исследований, должны включать:

- аннотацию;
- фамилию и инициалы автора (авторов) статьи, ее название;
- введение;
- основную часть, включающую графики и другой иллюстративный материал (при их наличии);
- заключение, завершающее четко сформулированными выводами;
- список цитированных источников;
- дату поступления статьи в редакцию.

В разделе «Введение» должен быть дан краткий обзор литературы по данной проблеме, указаны не решенные ранее вопросы, сформулирована и обоснована цель работы.

Основная часть статьи должна содержать описание методики, аппаратуры, объектов исследования и подробно освещать содержание исследований, проведенных авторами.

В разделе «Заключение» должны быть в сжатом виде сформулированы основные полученные результаты с указанием их новизны, преимуществ и возможностей применения.

Дополнительно в структуру статьи могут быть включены:

- индекс УДК;
- перечень принятых обозначений и сокращений.

5. Литература должна быть представлена общим списком в конце статьи. Библиографические записи располагаются в алфавитном порядке на языке оригинала или в порядке цитирования. Ссылки в тексте обозначаются порядковой цифрой в квадратных скобках. Ссылки на неопубликованные работы не допускаются.

6. Статьи из научно-исследовательских или высших учебных заведений направляются вместе с сопроводительным письмом, подписанным директором и приложенной экспертной справкой по установленной форме.

7. Статьи принимаются в электронном виде с распечаткой в одном экземпляре. Распечатанный текст статьи должен быть подписан всеми авторами. В конце статьи необходимо указать полное название учреждения, организации, предприятия, колхоза и т. д., учченую степень и учченое звание (если есть), а также полный почтовый адрес и номер телефона (служебный или домашний) каждого автора.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

При предъявлении копии годовой (полугодовой)
подписной квитанции на наш журнал статьи
рассматриваются в режиме наибольшего
благоприятствования.

*Авторские материалы для публикации в журнале «Агропанорама» направляются в редакцию по адресу:
220023 Минск, пр. Независимости, 99, корп. 1, к. 333.
УО БГАТУ.*

СИСТЕМА ОЧИСТКИ МОТОРНОГО МАСЛА ПРИ СТЕНДОВОЙ ОБКАТКЕ ОТРЕМОНТИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Предназначена для очистки моторного масла от механических примесей при проведении стендовой обкатки отремонтированных двигателей



Основные технические данные:

Производительность системы, л/мин не менее	15
Диапазон рабочего давления, МПа	0,8-1,0
Давление на входе в блок фильтрования, МПа	0,6-0,8
Объем заправочной емкости, л	100
Тонкость очистки, мкм	15-30
Потребляемая мощность, кВт	1,5

Такая конструкция позволяет при обкатке двигателей расходовать масло без остатка, не снижать качество повторно используемого моторного масла, постоянно добавляя в него свежее товарное масло (гомогенизировать), полностью устранив расход электроэнергии,

необходимой для подогрева масла, отказаться от необходимости хранения и утилизации отработанного масла.

Данную систему можно использовать также для профилактической очистки свежих масел, в которых количество загрязнений выше допустимых пределов. Она может использоваться и на предприятиях по ремонту и техническому сервису машинно-тракторного парка, а также непосредственно в хозяйствах.