**ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ШНЕКОВОГО ЭКСПАНДЕРА
ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ ВЫСОКОПРОТЕИНОВЫХ КУЛЬТУР**

*М. Г. Загоруйко, канд. техн. наук, доцент; А. С. Дорохов, доктор техн. наук,
член-корреспондент РАН; А. М. Марадудин, канд. техн. наук, доцент*

Федеральное государственное бюджетное научное учреждение
«Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ», г. Москва, Россия,
тел. +79270548000, e-mail: zagorujko.misha2013@yandex.ru

В статье приводится способ повышения производительности одной из разновидностей шнекового пресса – экспандера. Применение экспандера позволяет изготавливать комбикорма в виде нетвердой крупки, которая благотворно влияет на процесс усвояемости животными. Для исправления существующего недостатка экспандера – обратного выдавливания рабочей массы через зазор между шнеком и корпусом авторами предложен комбинированный профиль винтовой канавки шнека: левая боковая («толкающая») поверхность канавки имеет форму полуокружности, а правая боковая поверхность – в нижней части также форму полуокружности, а в средней и верхней – наклонной прямой линии. Теоретические исследования показали, что данный профиль способствует возникновению разности сил бокового давления со стороны пограничных частиц на основную массу материала, в отличие от шнеков со стандартной винтовой канавкой, выполненной в форме треугольника, трапеции или полуокружности. В свою очередь, неравномерное распределение бокового давления будет препятствовать обратному выдавливанию перерабатываемого материала через зазор между шнеком и корпусом, тем самым повышая производительность экспандера. Получены теоретические зависимости, позволяющие на базе основных геометрических параметров шнека геометрически описать конфигурацию шнека предложенной конструкции для последующего ее изготовления.

Ключевые слова: экспандер, прессование, экструзия, шнек, приготовление кормов, переработка, экструдер.

Введение

Проанализировав мировой опыт обработки семян – термический, гидротермический и термомеханический, приходим к выводу, что наиболее перспективным способом приготовления кормов для животных является экспандирование. Ввод экспандера в производственную линию по термообработке высокопротеиновых культур позволит получать на выходе высококачественный продукт [1, 2]. Экспандирование позволяет изготавливать комбикорма в виде нетвердой крупки, которая благотворно влияет на процесс усвояемости животными [15]. При экспандировании качество корма значительно улучшается, особенно у труднопрессуемых компонентов [5]. Экспандант можно использовать вместо гранулированного комбикорма. Экспандирование дает возможность получать кормовую массу с вводом кормового жира, мелассы, рыбного гидролиза и прочих жидких добавок [1]. Кроме того, структура корма, получаемая экспандированием, может быть пористой, с увеличенной площадью поверхности час-

тиц, за счет чего обеспечивается более легкое проникновение собственных ферментов, участвующих в преобразовании корма в экспандант. Экспандирование – по сути тот же процесс экструдирования, только при более мягких условиях и со своими технологическими особенностями [12].

Экспандер работает следующим образом [18]: после прохождения измельченной массой кондиционера дозатором подается подготовленная смесь в рабочую камеру, где шнеком происходит прессование массы. Термомеханическая обработка в экспандере проводится при высокой влажности 20-35 % и нагреве до рабочей температуры 105-140 °С путем ввода пара и воздействия силы трения [17]. Непостоянство физико-механических свойств смеси, поступающей в экспандер, вызывает колебания давления внутри экспандера, а, следовательно, нестабильность процесса [9]. Получаемая после кондиционирования влажная смесь имеет неоднородный состав и свойства и, как следствие, повышенную энергоемкость [14].

Рис. 1. Конструктивно-технологическая схема экспандера:
1 – корпус; 2 – шнек; 3 – область загрузки; 4 – нагревательные элементы;
5 – головка; 6 – фильера

Как известно, при работе шнекового пресса, особенно в зонах с высоким давлением, в ряде случаев наблюдается обратное выдавливание рабочей массы через зазор между шнеком и корпусом, что приводит к снижению производительности экспандера [3, 7, 8, 18]. Следовательно, задача по исправлению данного негативного процесса является перспективной.

Методы и материалы

Для снижения обратного выдавливания рабочей массы через зазор между шнеком и корпусом, повышения производительности и снижения энергозатрат предлагается выполнить профиль винтовой канавки шнека комбинированным: левая боковая («толкающая») поверхность канавки будет иметь форму полуокружности, а правая боковая поверхность в нижней части также форму полуокружности, а в средней и верхней – наклонной прямой линии. Таким образом, форма винтового канала будет образовываться совмещением двух основных форм профиля, применяемых при изготовлении шнека – полуокружности и треугольника.

Для теоретического исследования влияния предложенного профиля винтового канала на уменьшение обратного выдавливания кормовой массы через зазор между шнеком и корпусом возьмем продольное сечение одного витка шнека. Рассмотрим схему сил, действующих на одинаковые материальные точки M_1 и M_2 , расположенные на одном расстоянии от осевой линии шнека на левой боковой и правой боковой поверхностях канавки соответственно (рис. 2). Проведем ось x через материальные точки M_1 и M_2 параллельно оси вращения шнека. Положительное направление оси x будет совпадать с направлением осевого перемещения материала в шнеке. Схему сил будем рассматривать в проекции на плоскость продольного сечения шнека.

На материальные точки M_1 и M_2 будут действовать следующие силы [13]:

- силы тяжести $\bar{G}_1$ и $\bar{G}_2$; $G_1 = m_1 \cdot g$, $G_2 = m_2 \cdot g$, где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; m_1 и m_2 – массы материальных точек, кг. Так как точки M_1 и M_2 одинаковые, то $m_1 = m_2$. Следовательно, $G_1 = G_2$;

Рис. 2. Схема сил, действующих на материальные точки M_1 и M_2 в канале шнека

- проекции равнодействующих сил давления перемещаемого материала на материальные точки $\bar{T}_1$ и $\bar{T}_2$. Так как материальные точки M_1 и M_2 расположены на одном расстоянии по вертикали, то примем, что данные силы равны по модулю, т. е. $T_1 = T_2$, а их вектора направлены симметрично вертикальной линии и образуют с осью x угол γ ;

- проекции нормальных реакций опор $\bar{N}_1$ и $\bar{N}_2$;

- проекции сил трения материальных точек по поверхности шнека $\bar{F}_{\text{тр}1}$ и $\bar{F}_{\text{тр}2}$; $F_{\text{тр}1} = f N_1$, $F_{\text{тр}2} = f N_2$, где f – коэффициент трения материала по поверхности шнека.

На рисунке 2 α – угол наклона прямой правой боковой поверхности к оси x ; β – угол наклона касательной, проведенной к округлой левой боковой поверхности в точки ее соприкосновения с материальной точкой M_1 , к оси x .

Спроецируем системы сил, действующих на материальные точки M_1 и M_2 на ось x . Тогда проекции равнодействующих систем сил на ось x R_{1x} и R_{2x} могут быть определены по следующим формулам:

$$\begin{aligned} R_{1x} &= N_1 \cos 90^\circ - \beta - F_{\text{тр}1} \cos \beta \\ &= N_1 \sin \beta - f \cos \beta T_1 \beta \cos \gamma, \\ R_{2x} &= T_2 \cos \gamma - F_{\text{тр}2} \cos \beta N_2 \alpha \cos \alpha \\ &= T_2 \cos \gamma - N_2 \sin \alpha \cos \alpha. \end{aligned}$$

Из анализа полученных выражений видно, что вектора равнодействующих систем сил R_{1x} и R_{2x} направлены навстречу друг другу под определенным углом к оси x . Данные равнодействующие будут харак-

теризовать давление, оказываемое материальными точками, расположенными в непосредственной близости от поверхности шнека, на остальной материал. Для сравнения бокового давления, оказываемого точками M_1 и M_2 на перемещаемый материал, найдем сумму проекций равнодействующих на ось x :

$$R_x = R_{1x} + R_{2x} = N_1 \sin \beta - f \cos \beta T_1 \beta \cos \gamma + T_2 \cos \gamma - N_2 \sin \alpha \cos \alpha. \quad (1)$$

Величина нормальных реакций опор N_1 и N_2 будет зависеть от величин сил давления перемещаемого материала на материальные точки T_1 и T_2 , а также сил тяжести самих точек G_1 и G_2 . Однако, в зонах шнека с высоким давлением силы T_1 и T_2 будут намного превышать силы тяжести G_1 и G_2 , поэтому при рассмотрении таких зон влияние сил тяжести на нормальные реакции опоры будет незначительным и его можно исключить. Так как ранее нами было сделано допущение, что $T_1 = T_2$, то модули нормальных реакций опор материальных точек M_1 и M_2 будут примерно равны между собой, т. е. $N_1 \approx N_2$.

Тогда величина разности давления, оказываемого материальными точками, расположенными в непосредственной близости от поверхности шнека, на остальной материал, равная сумме проекций равнодействующих ΔR_x , будет зависеть от соотношения углов α и β .

Угол β будет менять свое значение в зависимости от высоты, на которой расположена материальная частица в интервале от 120° в верхней части левой боковой поверхности канавки до 0° в нижней точке боковой поверхности канавки. Угол α будет

Рис. 3. Схема к расчету основных геометрических параметров винтового канала шнека

постоянным в верхней и средней частях правой боковой поверхности канавки, а в нижней части, поскольку там правая боковая поверхность канавки имеет форму полуокружности, значение угла α будет изменяться с начального значения до 0° .

На основании вышесказанного предлагается левую боковую поверхность канавки выполнить в форме дуги $\cup AB$ окружности с радиусом R (рис. 3), причем угол наклона касательной, проведенной к дуге окружности, к горизонтали должен лежать в интервале $0^\circ \leq \beta \leq 120^\circ$ (в точке B угол $\beta = 0^\circ$, а в точке A $\beta = 120^\circ$). Правая боковая поверхность канавки в нижней части выполняется в форме дуги $\cup BC$ окружности с радиусом R , а в точке C , в которой угол наклона проведенной к дуге окружности касательной к горизонтали $\beta = 60^\circ$, полуокружность заменяется прямой линией (отрезок CD), наклоненной к горизонту под углом $\alpha = 60^\circ$. При этом профиль нижней части левой и правой боковых сторон винтовой канавки выполняется симметричным, поэтому неравномерного распределения бокового давления наблюдаться не будет. В средней и верхней части разность профилей правой и левой боковых сторон канала шнека обеспечат неравномерное распределение бокового давления, оказываемого материальными точками, расположенными в непосредственной близости от поверхно-

сти шнека, причем эта разность будет возрастать с удалением от внутренней поверхности шнека к периферии.

Предлагаемый профиль канала шнека можно условно разделить на две элементарные геометрические фигуры – полуокружность ABC радиусом R и прямоугольный треугольник $\triangle ACD$. Тогда площадь поперечного сечения винтового канала S будет находиться как сумма площадей составляющих ее элементарных геометрических фигур, т. е.

$$S = S_1 + S_2, \quad (2)$$

где S_1 – площадь полуокружности ABC радиусом R , m^2 ; $S_1 = \frac{\pi R^2}{2}$;

S_2 – площадь прямоугольного треугольника $\triangle ACD$, m^2 ; $S_2 = R a$,

где a – длина катета CD , m .

Из рисунка 4 $a = R \tan \psi$, где ψ – угол, на который ось симметрии полуокружности ABC отклоняется от вертикали.

При изготовлении шнека указанные параметры будут иметь следующие значения: R – радиус фрезерования, m ; ψ – угол установки фрезы в вертикальной плоскости, град.

Тогда $S_2 = R^2 \cdot \tan \psi$, а выражение (2) примет вид

$$S = R^2 \frac{\pi}{2} \tan \psi. \quad (3)$$

Рис. 4. Общий вид предлагаемого винтового канала шнека: а – изометрическое изображение; б – вид сбоку; в – вид сверху

Ширина канала шнека b , м, из рисунка 3 равна $b = \frac{2R}{\cos \psi}$, (4)

а глубина канала шнека h , м:

$$h = R(1 + \sin \psi). \quad (5)$$

С целью предотвращения обратного выдавливания органических отходов через зазор между шнеком и корпусом и снижения энергоемкости процесса прессования материала предлагается канал шнека выполнить сужающимся от начала к концу (рис. 4).

Из рисунка 4 угол сужения канала в горизонтальной плоскости θ_1 , град, может быть найден по формуле

$$\theta_1 = \arcsin \frac{b_n - b_k}{2L_0}, \quad (6)$$

где b_n , b_k – начальная и конечная ширина канала шнека, м;

L_0 – длина образующей винтового канала шнека, м.

Угол сужения канала в вертикальной плоскости θ , град, будет равен

$$\theta = \arcsin \frac{h_n - h_k}{L}, \quad (7)$$

где h_n , h_k – начальная и конечная высота канала шнека, м;

L – длина канала шнека, м.

Длина образующей винтового канала шнека L_0 может быть найдена по формуле [10]:

$$L_0 = \frac{\pi D z}{\cos \alpha}, \quad (8)$$

где D – диаметр шнека, м;

z – количество витков шнека;

α – угол подъема винтовой линии шнека, град.

В соответствии с рисунком 4 длина канала шнека L определится по формуле

$$L = \sqrt{L_0^2 - \frac{b_n^2 - b_k^2}{4}},$$

или с учетом выражений (4) и (8):

$$L = \sqrt{\frac{\pi^2 D^2 z^2}{\cos^2 \alpha} - \frac{R^2 r^2}{c^2 s}}, \quad (9)$$

где R и r – начальный и конечный радиусы образующей полуокружности ABC (рис. 4), м.

На основании ранее полученных формул (4, 5, 8, 9) выражения для определения углов θ и θ_1 примут вид:

$$\theta_1 = \arcsin \frac{R - r \cos \alpha}{\pi D z \cos \alpha}, \quad (10)$$

$$\theta = \arcsin \frac{R - r + \frac{1}{s} \sin \psi}{\sqrt{\frac{\pi^2 D^2 z^2}{\cos^2 \alpha} - \frac{R^2 r^2}{c^2 s}}}. \quad (11)$$

При изготовлении шнека невозможно добиться, чтобы радиус образующей полуокружности ABC уменьшался равномерно от начального значения R до конечного значения r . На практике указанный радиус будет оставаться неизменным на протяжении длины одного витка, а на следующем витке уменьшаться. Величина изменения значения радиуса образующей полуокружности δ , м, может быть определена как

$$\delta = \frac{R - r}{z - 1}. \quad (12)$$

Рис. 5. График функции $y = \sin x - f \cdot \cos x$

Тогда радиус образующей полуокружности i -го витка r_i , м, будет равен:

$$r_i = R \sin \delta_i \quad (13)$$

Средний диаметр i -го витка шнека $D_{ср\ i}$, м:

$$D_{ср\ i} = D - r_i \sin \psi \quad (14)$$

Результаты

Для анализа выражения (1) построим график зависимости вида $y = \sin x - f \cdot \cos x$ на промежутке значений аргумента x $[0^\circ \dots 90^\circ]$ (рис. 5).

Из анализа графика функции $y = \sin x - f \cdot \cos x$ и выражения (1) следует, что при значении угла наклона прямой правой боковой поверхности к горизонтали $\alpha = 37^\circ$ и промежутке значений угла наклона касательной, проведенной к округлой левой боковой поверхности, к горизонтали $\beta = 37^\circ \dots 120^\circ$ сумма проекций равнодействующих ΔR_x будет иметь положительное значение. Следовательно, силы бокового давления со стороны пограничных частиц на основную массу материала будут больше с правой боковой части, чем с левой. Вместе с тем в шнеках со стандартной винтовой канавкой, выполненной в форме треугольника, трапеции или полуокружности, вследствие симметричности профиля такой разности сил боковых давлений возникать не будет.

Заключение

Теоретические исследования показали, что неравномерное распределение бокового давления с левой и правой сторон будет препятствовать обратному выдавливанию перерабатываемого материала через зазор между шнеком и корпусом.

Задаваясь основными геометрическими параметрами шнека (начальным R и конечным r радиусами фрезерования шнека, углом установки фрезы в вертикальной плоскости ψ , количеством витков шнека z , шагом винтовой линии шнека) на базе выведенных формул (3-5) и (8-14) можно геометрически описать конфигурацию шнека предложенной конструкции с сужающимся каналом, а, именно, определить ширину b_i , глубину h_i , средний диаметр $D_{ср\ i}$ и площадь поперечного сечения S_i каждого витка шнекового канала, его общую длину L и длину образующих L_o , а также углы сужения канала в вертикальной θ и горизонтальной θ_1 плоскостях.

В совокупности данное обоснование конструкции шнека экспандера позволит повысить производительность рабочего процесса экструзии, а в перспективе и снизить энергозатраты на переработку.

Литература

1. Akdogan H. High moisture food extrusion. International Journal of Food Science and Technology, 1999, № 34, p. 195-207.
2. Bordoloi R., Ganguly, S. Extrusion technique in food processing and a review on its various technological parameters. Indian Journal Of Scientific Research and Technology, 2014, № 2 (1), p.1-3.
3. Kohlgrüber K. Co-rotating twin-screw extruders. Munich: Carl Hanser Verlag, 2008, 354 p.
4. Адигамов К. А., Черненко Г. В., Зеленщиков А. В. Влияние угла подъема ребра кожуха на производительность вертикального шнекового конвейера. Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии, 2010, № 2/3 (280), с. 20-22.
5. Азаров Б. М. Формование давлением изделий пищевой промышленности (реологические основы расчета параметров и режимов): диссертация доктора технических наук. Москва: МТИП, 1972, 458 с.
6. Барсуков В. Г., Грахольская Е. В., Волк О. С. Влияние угла при вершине гребня витка на работоспособность шнека экструдера. Вестник Брестского государственного технического университета. Серия Машиностроение, 2009, № 4 (58), с. 87-91.
7. Бостанджиян С. А., Столин А. М. Течение неньютоновской жидкости между двумя параллельными плоскостями. Известия АН СССР. Механика, 1965, № 1, с. 185-188.
8. Геррман Х. Шнековые машины в технологии. Ленинград: Химия, 1975, 232 с.
9. Груздев И. Э., Мирзоев Р. Г., Янков В. И. Теория шнековых устройств. Ленинград: Издательство Ленинградского университета, 1978, 144 с.
10. Дидык Т. А. Снижение энергозатрат технологического процесса экструдирования зернового материала за счёт совершенствования конструктивных параметров шнека пресс-экструдера: диссертация кандидата технических наук. Саратов, 2006, 140 с.
11. Евстратова Н. Н., Алачанов А. С., Григорьев В. И. Математическая модель процесса движения глиняной массы в винтовом канале шнекового пресса при производстве керамического кирпича. Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки, 2009, № 5, С. 85-88.
12. Зубкова Т. М. Повышение эффективности работы одношнекового экструдера для производства кормов на основе параметрического синтеза: диссертация доктора технических наук. Оренбург, 2006, 318 с.
13. Клейн Г. К. Строительная механика сыпучих тел. Москва, 1977, 256 с.

14. Коновалов В. В., Орси́к И. Л., Успенская И. В. Оптимизация конструктивно-технологических параметров направителя пресс-экструдера по неравномерности давления в зоне загрузки. Вестник Ульяновской государственной сельскохозяйственной академии, 2015, № 2 (30), с. 161-165.
15. Крючкова Л. Г., Доценко С. М., Бурмага А. В., Чередов Г. В. Научные основы повышения эффективности процессов приготовления и раздачи кормовых смесей свиньям: монография. Благовещенск: Изд-во ДальГАУ, 2014, 275 с.
16. Масликов В. А., Чечевицын П. И. Коэффициент возврата и его расчет. Известия вузов. Пищевая технология, 1966, № 5, с. 127-132.
17. Остриков А. Н., Платов К. В., Соколов И. Ю. Исследование процесса экструзии чечевичных палочек. Фундаментальные исследования, 2004, № 4, с. 55-56.
18. Раувендааль К. Экструзия полимеров. Санкт-Петербург: Профессия, 2008, 768 с.

UDC 631.363.285

DOI 10.36461/NP.2020.2.55.019

SUBSTANTIATION OF THE BASIC PARAMETERS OF THE SCREW EXPANDER FOR PROCESSING HIGH PROTEIN CROPS

*M. G. Zagoruiko, Candidate of Technical Sciences, Assistant-professor; A. S. Dorohov,
Doctor of Technical Sciences, Corresponding Member, Russian Academy of Sciences;
A. M. Maradudin, Candidate of Technical Sciences, Assistant-professor*

Federal State Budgetary Scientific Institution «Federal Scientific Agroengineering Center VIM »,
Russia, Moscow, phone +79270548000, e-mail: zagorujko.misha2013@yandex.ru

The article provides a way to increase the productivity of a screw press variety - the expander. The use of an expander makes it possible to produce compound feed in the form of non-solid whole meals, which has a beneficial effect on the process of digestibility by animals. To correct the existing drawback of the expander - the reverse extrusion of the working mass through the gap between the screw and the body, the authors proposed a combined profile of the screw spiral groove: the left lateral (pushing) surface of the groove has the shape of a semicircle, and the right lateral surface has a semicircular shape in the lower part, and in the middle and upper - the shape of a sloping straight line. Theoretical studies have shown that this profile contributes to the appearance of a difference in lateral pressure forces from the side of boundary particles on the bulk of the material, in contrast to screws with a standard spiral groove made in the form of a triangle, trapezium, or semicircle. In turn, the uneven distribution of lateral pressure will prevent backward extrusion of the processed material through the gap between the auger and the body, thereby increasing the performance of the expander. Theoretical dependencies have been obtained that allow, on the basis of the basic geometric parameters of the screw, to describe geometrically the configuration of the screw of the proposed design for its subsequent manufacture.

Keywords: expander, pressing, extrusion, screw, feed preparation, processing, extruder.

References:

1. Akdogan H. High moisture food extrusion. International Journal of Food Science and Technology, 1999, № 34, p. 195-207.
2. Bordoloi R., Ganguly, S. Extrusion technique in food processing and a review on its various technological parameters. Indian Journal Of Scientific Research and Technology, 2014, № 2 (1), p.1-3.
3. Kohlgrüber K. Co-rotating twin-screw extruders. Munich: Carl Hanser Verlag, 2008, 354 p.
4. Adigamov K. A., Chernenko G. V., Zelenshchikov A. V. Influence of the angle of elevation of the casing rib on the productivity of the vertical screw conveyor. Fundamentalnye i Prikladnye Problemy Tekhniki i Tekhnologii, 2010, № 2/3 (280), p. 20-22.
5. Azarov B. M. Pressure molding of food products (rheological foundations for calculating parameters and modes): dissertation of Doctor of Technical Sciences. Moscow: MTIPP, 1972, 458 p.
6. Barsukov V. G., Grakholskaya E. V., Wolk O. S. Influence of the angle at the top of the turn ridge on the performance of the extruder screw. Bulletin of Brest State Technical University. Series of Mechanical Engineering, 2009, № 4 (58), p. 87-91.
7. Bostanjiyan S. A., Stolin A. M. Non-Newtonian fluid flow between two parallel planes. Izvestiya AN USSR. Mechanics, 1965, № 1, p. 185-188.
8. Herrman H. Screw machines in technology. Leningrad: Khimiya, 1975, 232 p.
9. Gruzdev I. E., Mirzoev R. G., Yankov V. I. The theory of screw devices. Leningrad: Leningrad University Publishing House, 1978, 144 p.

10. Didyk T. A. Reducing the energy consumption of the technological process of extrusion of grain material by improving the design parameters of the screw press extruder: Ph. D. thesis. Saratov, 2006, 140 p.
11. Evstratova N. N., Apachanov A. S., Grigoriev V. I. Mathematical model of the process of movement of clay mass in the screw channel of the screw press in the production of ceramic bricks. Proceedings of higher educational institutions. North Caucasian region. Technical science, 2009, № 5, pp. 85-88.
12. Zubkova T. M. Improving the efficiency of a single-screw extruder for the production of feed based on parametric synthesis: Ph. D. thesis. Orenburg, 2006, 318 p.
13. Klein G. K. Building mechanics of bulk solids. Moscow, 1977, 256 p.
14. Kononov V. V., Orsik I. L., Uspenskaya I. V. Optimization of the design and technical parameters of the press-extruder guide by pressure unevenness in the loading zone. Bulletin of the Ulyanovsk State Agricultural Academy, 2015, № 2 (30), p. 161-165.
15. Kryuchkova L. G., Dotsenko S. M., Burmaga A. V., Cheredov G. V. Scientific bases for increasing the efficiency of the processes of preparation and distribution of feed mixtures to pigs: monograph. Blagoveshchensk: Dal-SAU Publishing House, 2014, 275 p.
16. Maslikov V. A., Chechevitsyn P. I. Return rate and its calculation. Proceedings of universities. Food technology, 1966, № 5, p. 127-132.
17. Ostrikov A. N., Platonov K. V., Sokolov I. Yu. Investigation of the extrusion process of lentil sticks. Fundamental research, 2004, № 4, p. 55-56.
18. Rauvendaal K. Extrusion of polymers. St. Petersburg: Professiya, 2008, 768 p.