

Оценка влияния наклона винтовой поверхности последнего витка шнека волчка на давление сырья в зоне резания

Д-р техн. наук **В.В. Пеленко**, pelenko1@rambler.ru
канд. техн. наук **В.П. Иваненко**, vpi.vladimir@yandex.ru

*Санкт-Петербургский государственный университет промышленных технологий и дизайна
198095, Россия, Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4*

Д-р техн. наук **Е.И. Верболоз**, elenaverboloz@mail.ru
И.И. Усманов, ilhomusmanov@mail.ru

*Университет ИТМО
191002, Россия, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9*

Поставлена и решена аналитическими методами задача оптимизации одного из основополагающих параметров функционирования измельчительно-режущих машин, а именно угла наклона винтовой линии последнего витка винта шнека, а также осуществлена оценка влияния этого угла на момент затяжки центральной зажимной гайки волчка. Подробно и тщательно обоснованы и изложены положения, из которых логически следует возможность оптимизации угла наклона нормали винтовой поверхности шнека волчка к его продольной оси. Показано, что эта задача является одной из наиболее важных и логически завершающих элементов оптимального синтеза шнековых винтовых машин, их аналитического описания и математического моделирования, не нашедших исчерпывающего освещения в существующей литературе. На стадии описания внутренних связей элементов модели и особенностей взаимодействия их компонентов приняты во внимание и учтены деформационные характеристики обрабатываемого продукта, кинематические, динамические и конструктивные параметры узлов оборудования, а также направленность их влияния на качественные и количественные выходные данные технологического процесса измельчения. Чрезвычайно важным и принципиальным фактором разработанной математической модели оптимизации является учет условия нераскрытия стыка в режущей паре нож–решетка, которое обеспечивается необходимой обоснованной величиной момента затяжки зажимной гайки волчка. Осуществлено моделирование общего оптимального момента затяжки центральной гайки, обеспечивающего как условие нераскрытия стыка в зоне нож–решетка, так и условие необходимой компенсации рабочего давления мясного сырья на выходе измельчителя. Значимость, важность и результативность решения этой задачи предопределяет не только энергоемкость самого процесса измельчения мясного сырья и качественные характеристики вырабатываемой продукции, но и износные характеристики ножей и решеток, являющихся наиболее слабым звеном в конструкциях шнекового измельчительного оборудования.

Ключевые слова: винтовые (шнековые) мельницы; оборудование для измельчения; винтовая линия; угол наклона; момент затяжки; давление; скорость подачи сырья; нераскрытие стыка; напряжение смятия.

DOI: 10.17586/2310-1164-2018-11-3-26-34

The effect of inclination for the helical surface of the mincer screw last coil on the pressure of the raw material in the cutting zone

D. Sc. **Valeriy V. Pelenko**, pelenko1@rambler.ru
Ph. D. **Vladimir P. Ivanenko**, vpi.vladimir@yandex.ru

*St. Petersburg State University of Industrial Technology and Design
4, Ivan Chernykh str., St. Petersburg, 198095, Russia*

D. Sc. **Elena I. Verboloz**, elenaverboloz@mail.ru
Ilkhom I. Usmanov, ilhomusmanov@mail.ru

*University ITMO
9, Lomonosov str., St. Petersburg, 191002, Russia*

Analytical technique is put forward and a fundamental problem of optimizing cutting machine parameters, namely, the angle of the helical screw last fillet, as well as assessing the impact of this angle at the tightening torque of mincer screw central locknut, is solved. The provisions of which the optimizability of the angle of the mincer screw helical surface normal to its longitudinal axis is followed logically are described in details. It is shown that this task is one of the most important and logically final elements for optimal synthesis of screw machines, their analytical description, and mathematical

modeling, but it did not find exhaustive coverage in the existing literature. At the stage of describing the internal relationships of the model elements and characteristics of interaction of its components the deformation characteristics of the processed product, kinematic, dynamic, and constructive features of the equipment, as well as the direction of their impact on the output quantity and quality of the technological process of cutting are taken into consideration. The most important and principal factor of the developed mathematical model for the optimization its taking into account the joint density conditions in the knife-lattice cutting pair, which is provided by the required reasonable size of tightening torque for mincer screw locknut. Modelling the total optimal tightening of central locknut providing both joint density in the knife–lattice zone and necessary condition for compensation of working pressure at the outlet of the meat chopper is carried out. The significance, importance, and impact of solving this task is due to the energy intensity of the meat raw materials mincing process, the output quality of roduct, and wear-related properties of knives and lattices - the weakest part in the construction of screw grinding equipment.

Keywords: screw; helical line; angle; torque; pressure; velocity of raw materials flow; joint density; tension bearing failure.

Введение

Одной из проблем, не рассмотренных достаточно глубоко при структурном анализе и математическом моделировании мясорубок и волчков [1–3] является вопрос определения оптимального угла наклона винтовой линии последнего витка шнека измельчителя. Эта задача является одной из наиболее важных и логически завершающих элементов анализа и синтеза волчков и мясорубок, их аналитического описания и математического моделирования, не нашедших исчерпывающего изучения и освещения в литературе, особенно в части взаимодействия ножа с решеткой [2–4]. Предварительный анализ показывает [4–6], что решение этой задачи необходимо искать в оптимизационной парадигме.

Целью настоящего исследования является получение аналитических зависимостей, позволяющих однозначно и корректно вычислять оптимальное значение угла наклона винтовой линии последнего витка шнека к его оси, а также значение требуемого момента затяжки центральной зажимной гайки волчка как функции физико-механических характеристик мясного сырья и конструктивно-технологических параметров волчка.

Для достижения поставленной цели решались три взаимосвязанные задачи:

- аналитическое моделирование оптимальной величины угла наклона винтовой линии последнего витка шнека;
- моделирование момента затяжки центральной зажимной гайки волчка;
- определение аналитического соотношения для его оптимального значения.

Действительно, величина необходимого давления P_0 на наружную поверхность ножа в зоне резания мясного сырья, то есть на сторону ножа, не прилежащую к решетке, формирует силовой вектор F , действующий перпендикулярно поверхности ножа, имеющий направление параллельное продольной оси шнека и проектирующийся на нее из вектора нормальной к витку шнека силы F_0 ($F_0 = P_0 \cdot S_n$) через косинус угла наклона нормали винтовой поверхности шнека к продольной оси шнека (S_n – площадь поверхности ножа).

$$F = F_0 \cos \gamma = P_0 \cdot S_n \cos \gamma. \quad (1)$$

Таким образом, оценка деформационных характеристик выходной перфорированной решетки и ножа с целью обеспечения их изгиба по эквидистантным упругим линиям и, как итог, определение значения момента затяжки центральной гайки, прижимающей перфорированную ножевую решетку к самому ножу (с силой такой величины, чтобы скомпенсировать давление мясного сырья в зоне резания – P_0 , а также не допустить проникновения мясных волокон в стык между ножом и решеткой), явным образом зависит от угла наклона нормали винтовой поверхности шнека к продольной оси шнека γ .

Из уравнения (1) становится очевидным, что проблема количественного определения и оптимизации величины момента затяжки центральной зажимной гайки выходной решетки определяется оптимальным значением γ .

Объект исследования

Возможность оптимизации величины угла наклона нормали винтовой поверхности шнека волчка к продольной оси шнека γ , и, тем самым, момента затяжки центральной зажимной гайки выходной решетки и, соответственно, усилия прижатия решетки к ножу логически обусловлена двумя обстоятельствами.

Обстоятельство первое. Очевидно, что при значительном (больше оптимального) угле наклона нормали винтовой поверхности шнека к продольной оси шнека увеличивается шаг винта, и при одинаковой угловой скорости вращения шнека ω пропорционально шагу увеличивается скорость подачи пищевого материала (мясного сырья). Превышение скорости подачи сырья при расчетной производительности неминуемо приводит к явлению шлюзования (обратный поток мясного сырья) и как следствие к мятию сырья, выдавливанию мясного сока, снижению удельной производительности (примерно на 30–40%) и увеличению удельного расхода энергии на измельчение (на 20–30%), а также повышению давления в предматричной зоне, износу в паре нож–решетка и снижению качества фарша. (Режим недостаточного уровня режущей способности пары нож–решетка).

Обстоятельство второе. В случае малого (меньше оптимального) угла наклона нормали винтовой поверхности шнека к продольной оси шнека уменьшается шаг винта, и при одинаковой угловой скорости вращения шнека ω пропорционально уменьшению шага уменьшается скорость подачи пищевого материала (мясного сырья). Недостаточная скорость подачи мясного сырья при расчетной производительности неминуемо приводит к снижению давления в предматричной зоне, качества резания и существенному снижению реальной производительности.

Безусловно, что в таких обстоятельствах нахождение оптимального значения угла наклона нормали винтовой поверхности шнека к его продольной оси является задачей не только актуальной, но исключительно значимой и определяющей.

Методы исследования

Решение поставленной задачи будем осуществлять аналитически, приравнивая математические значения определяемых параметров, найденных из кинематической и динамической модели, соответственно. Физический смысл метода состоит в нахождении точки равновесия производительности механизма подачи сырья и производительности режущей головки.

1. Из кинематических соображений расход мясного сырья при работе волчка определяется соотношением

$$Q = \rho(\pi d^2/4)nV_\phi, \quad (1.1)$$

где ρ – плотность мясного сырья;

d – диаметр отверстия выходной решетки;

n – количество отверстий выходной решетки;

V_ϕ – скорость истечения фарша.

Скорость истечения фарша через отверстия выходной решетки, исходя из (1.1), составит величину

$$V_\phi = 4Q/\rho\pi d^2 n. \quad (1.2)$$

При скорости вращения шнека ω найдем время одного оборота

$$t = 2\pi/\omega. \quad (1.3)$$

За время одного оборота мясное сырье при известных допущениях продвинется на один шаг винта шнека. Длина этого шага, как известно, составляет величину

$$H = \pi D_n \operatorname{tg} \gamma, \quad (1.4)$$

где H – шаг винтовой линии шнека;

D_n – наружный диаметр шнека;

γ – угол наклона винтовой линии последнего витка шнека.

Учитывая, что скорость перемещения сырья в шнековом канале равна величине

$$V = H/t, \quad (1.5)$$

то из кинематических предпосылок (1.3), (1.4) получим

$$V = (1/2) D_n \omega \operatorname{tg} \gamma. \quad (1.6)$$

Из условия неразрывности запишем соотношение между скоростью перемещения сырья в шнековом канале и скоростью истечения фарша из отверстий решетки

$$V_\phi = \phi V, \quad (1.7)$$

или $4Q/\rho\pi d^2 n = \phi V$, где ϕ представляет собой отношение проходных сечений шнекового канала и выходной решетки.

Из динамических соображений в работах [7, 8] получено выражение

$$Q = \rho \frac{M_{\text{пр}} - M_{\text{тр.ц.окр}} - M_{\text{н.рез}} - M_{\text{н.деф}} - M_{\text{тр.нр}}}{F_{\text{о.тр}} + F_{\text{о.рез}} + F_{\text{деф.м}} + F_{\text{ц.тр}} + F_{\text{ш.тр}}} \cdot \frac{\pi}{4} (d^2) \cdot n \cdot \omega \cdot \left[1 - \frac{4mS_{\text{л}}}{\pi(D_{\text{н}} + D_{\text{в}})} \right], \quad (1.8)$$

где обобщенные силы и моменты имеют следующий смысл:

$M_{\text{пр}}$ – крутящий момент на валу привода;

$M_{\text{тр.ц.окр}}$ – момент трения во вращательном движении мясного сырья (окружном) о внутреннюю поверхность корпуса волчка;

$M_{\text{н.рез}}$ – момент сил резания ножа во вращательном движении;

$M_{\text{н.деф}}$ – момент деформационных сил во вращательном движении мясного сырья;

$M_{\text{тр.нр}}$ – момент сил трения в паре нож–решетка;

$M_{\text{тр.нр}} = f(M_{\text{зат}})$;

$M_{\text{зат}}$ – момент затяжки решетки зажимной гайкой волчка;

$F_{\text{о.тр}}$ – сила трения мясного сырья о поверхность отверстий выходной решетки волчка;

$F_{\text{о.рез}}$ – усилие резания мясного сырья на кромке отверстия решетки;

$F_{\text{деф.м}}$ – деформационная сила сжатия мясного сырья;

$F_{\text{ц.тр}}$ – сила трения мясного сырья о внутреннюю цилиндрическую поверхность корпуса волчка в осевом движении;

$F_{\text{ш.тр}}$ – сила трения мясного сырья о наружную поверхность шнека;

$D_{\text{н}}$ – наружный диаметр винтового шнека;

$D_{\text{в}}$ – внутренний диаметр (впадин) винтового шнека;

m – количество лезвий ножа;

$S_{\text{л}}$ – ширина лезвия ножа;

ω – угловая скорость вращения винтового шнека и ножа волчка.

Решая совместно систему уравнений (1.2) – (1.8) и учитывая равенство динамической и кинематической составляющей скоростей получим

$$4Q/\phi\pi d^2 n\rho = D\omega \operatorname{tg} \gamma (1/2). \quad (1.9)$$

Уравнение (1.9) является условием равенства скоростей выхода мясного сырья в виде фарша, найденных из динамических и кинематических соображений, Q – уравнение (1.8), V – уравнение (1.6).

$$V = \frac{M_{\text{пр}} - M_{\text{тр.ц.окр}} - M_{\text{н.рез}} - M_{\text{н.деф}} - M_{\text{тр.нр}}}{F_{\text{о.тр}} + F_{\text{о.рез}} + F_{\text{деф.м}} + F_{\text{ц.тр}} + F_{\text{ш.тр}}} \omega. \quad (1.10)$$

Здесь V или Q вычисляется по модели (1.10) или (1.8).

Физический смысл соотношения (1.9) состоит в согласовании таких параметров волчка, как производительность по подаче сырья к режущей головке и производительность по режущей способности этой головки.

До настоящего времени такая задача решалась графическими методами [6].

Полученное аналитическое уравнение (1.9) позволяет корректно определить тангенс оптимального угла наклона винтовой линии последнего витка шнека к его оси

$$\operatorname{tg} \gamma = 8Q/\phi\pi d^2 n\rho D\omega, \quad (1.11)$$

Таким образом, окончательное значение оптимального угла из (1.11) запишется в виде

$$\gamma = \operatorname{arctg}(8Q/\phi\pi d^2 n\rho D\omega). \quad (1.12)$$

2. Оценка влияния угла наклона последнего витка шнека на момент затяжки центральной зажимной гайки волчка

Материалы данного раздела, как и аналитическая формула (1.12), позволяют получить значение требуемого момента затяжки центральной зажимной гайки волчка как функции 15 переменных, а именно пяти физико-механических характеристик мясного сырья $\sigma_{см}$; f ; μ ; $P_{уд}$; ρ и десяти конструктивно-технологических параметров волчка S_n ; S_p ; d ; δ ; f_p ; D ; j ; n ; ω ; Q .

2.1. Запишем условие нераскрытия стыка в паре нож–решетка в режиме уравнивания моментом затяжки зажимной гайки волчка усилия давления мясного сырья P_0 на выходную решетку площадью S_p с учетом угла наклона винтовой поверхности последнего витка шнека.

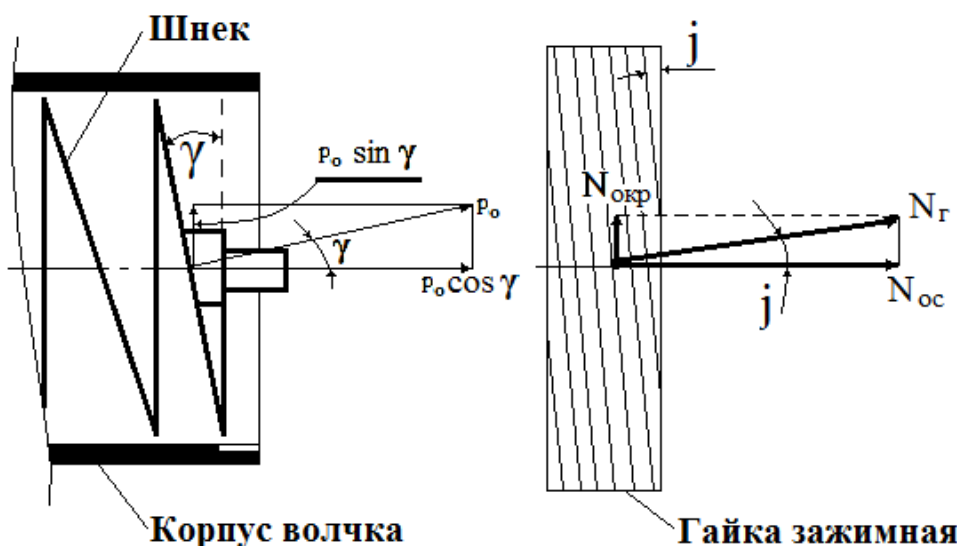


Рисунок 1 – Схема действия сил на последний виток шнека и на резьбу зажимной гайки волчка
 Fig. 1 – The action of forces on the screw last fillet and on the thread of mincer locknut

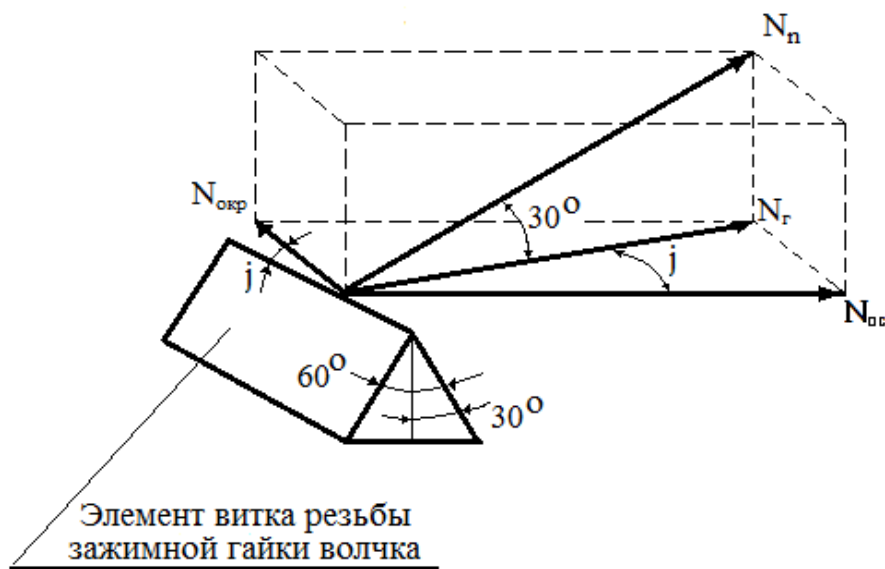


Рисунок 2 – Схема действия сил на резьбу зажимной гайки волчка
 Fig. 2 – The action of forces on the thread of mincer locknut

Из схемы нагружения резьбового соединения зажимной гайки с корпусом волчка (рисунок 1) следует

$$N_{ос} = p_0 \cos \gamma S_p$$

где p_0 – давление мясного сырья на выходную решетку;

S_p – площадь выходной решетки;

N_{oc} – проекция на горизонтальную ось, параллельную оси корпуса волчка, нормального усилия резьбы зажимной гайки волчка (рисунок 1 и 2).

$$N_r = N_{oc}/\cos\gamma = p_0 S_p \cos\gamma / \cos j,$$

где N_r – проекция нормального усилия резьбы на горизонтальную плоскость (рисунок 2);

γ – угол наклона винтовой поверхности последнего витка шнека к плоскости решетки;

j – угол наклона резьбы зажимной гайки волчка.

$$N_n = N_r / \cos 30^\circ = p_0 S_p \cos\gamma / \cos j \cos 30^\circ,$$

где N_n – нормальное усилие в резьбе зажимной гайки волчка (рисунок 2);

$\cos 30^\circ$ – косинус угла профиля резьбы резьбового соединения зажимная гайка-корпус волчка (рисунок 2).

$$F_{тр} = f_p N_n,$$

где $F_{тр}$ – сила трения скольжения резьбы зажимной гайки по посадочной резьбе корпуса волчка;

f_p – коэффициент трения скольжения резьбы зажимной гайки по посадочной резьбе корпуса волчка.

$$F_{тр} = p_0 S_p \cos\gamma f_p / \cos j \cos 30^\circ,$$

$$M_1 = M_{окр} + M_{тр}, \quad (2.1)$$

где M_1 – момент затяжки зажимной гайки, уравновешивающий усилие давления мясного сырья на решетку.

$$M_{окр} = N_{окр} D / 2,$$

где $M_{окр}$ – составляющая момента затяжки зажимной гайки преодолевающая окружное усилие;

D – диаметр резьбы зажимной гайки решетки волчка;

$$N_{окр} = N_r \sin j;$$

$N_{окр}$ – окружное усилие;

$$N_{окр} = p_0 S_p \cos\gamma \operatorname{tg} j;$$

$$M_{окр} = (D/2) p_0 S_p \cos\gamma \operatorname{tg} j; \quad (2.2)$$

$$M_{тр} = F_{тр} D / 2,$$

где $M_{тр}$ – составляющая момента затяжки зажимной гайки, преодолевающая силу трения в резьбе.

$$M_{тр} = p_0 S_p \cos\gamma D f_p / 2 \cos 30^\circ \cos j. \quad (2.3)$$

Подставив (2.3) и (2.2) в (2.1) окончательно получим:

$$M_1 = (D/2) p_0 S_p \cos\gamma (\operatorname{tg} j + f_p / \cos 30^\circ \cos j).$$

2.2. Запишем условие обеспечения требуемого минимального давления в зоне резания, то есть нераскрытия стыка в паре нож–решетка в режиме уравновешивания моментом затяжки зажимной гайки волчка напряжений смятия мясных волокон.

$$N_{oc} = \sigma_{см} S_n, \quad (2.4)$$

где $\sigma_{см}$ – напряжение смятия мясного сырья;

$$S_n = 4_m S_l (D_n - D_b);$$

S_n – площадь контакта поверхности ножа с поверхностью решетки.

$$N_r = N_{oc} / \cos j;$$

$$N_n = N_r / \cos 30^\circ;$$

$$N_n = N_{oc} / \cos 30^\circ \cos j; \quad (2.5)$$

$$N_{окр} = N_{oc} \operatorname{tg} j; \quad (2.6)$$

$$M_{окр} = N_{окр} D / 2.$$

С учетом (2.6) и (2.4) получим:

$$M_{окр} = \sigma_{см} S_n \operatorname{tg} j D/2; \tag{2.7}$$

$$M_{тр} = F_{тр} D/2;$$

$$F_{тр} = N_n f_p. \tag{2.8}$$

С учетом (2.5) и (2.4), уравнение (2.8) примет вид:

$$F_{тр} = \sigma_{см} S_n f_p / \cos 30^\circ \cos j,$$

тогда

$$M_{тр} = \sigma_{см} S_n f_p D/2 \cos 30^\circ \cos j. \tag{2.9}$$

С учетом (2.9) и (2.7) запишем значение момента затяжки центральной зажимной гайки из условия нераскрытия стыка нож–решетка M_2 как сумму, аналогично соотношению (2.1)

$$M_2 = M_{окр} + M_{тр};$$

$$M_2 = \sigma_{см} S_n (D/2) (\operatorname{tg} j + f_p / \cos 30^\circ \cos j).$$

Исходя из принципа суперпозиции действия сил, окончательно запишем общее значение момента затяжки $M_{зат}$ в виде

$$M_{зат} = M_1 + M_2$$

или

$$M_{зат} = (\sigma_{см} S_n + p_0 S_p \cos \gamma) (\operatorname{tg} j + f_p / \cos 30^\circ \cos j) D/2.$$

Учтем полученное ранее выражение для p_0 [7, 8] через физико-механические свойства сырья

$$p_0 = 4P_{уд} / \{d - 2f\mu \delta / [1 - \mu(1 - f)]\},$$

где $P_{уд}$ – удельное усилие резания мясного сырья;

d – диаметр отверстия решетки волчка;

f – коэффициент трения скольжения мясного сырья по поверхности выходного отверстия решетки;

μ – коэффициент Пуассона для мясного сырья;

δ – длина цилиндрического канала, то есть толщина решетки,

тогда запишем

$$M_{зат} = \left[\sigma_{см} S_n + \frac{4P_{уд} S_p \cos \gamma}{d - \frac{2f\mu\delta}{1 - \mu(1 - f)}} \right] (\operatorname{tg} j + f_p / \cos 30^\circ \cos j) \frac{D}{2}. \tag{2.10}$$

Обсуждение результатов

Суммируя полученные математические модели, удалось определить требуемый момент затяжки центральной зажимной гайки волчка как функцию физико-механических характеристик мясного или иного сырья и конструктивно-технологических параметров волчка.

Полученное нами уравнение (2.10) дает возможность определять момент затяжки центральной гайки в зависимости от физико-механических свойств сырья $\sigma_{см}$; f ; μ ; $P_{уд}$ и конструктивных параметров элементов волчка S_n ; S_p ; d ; δ ; f_p ; D ; j ; γ , то есть от 12 характеристик, включая особо значимую – угол наклона винтовой поверхности последнего витка шнека γ .

3. Оценка оптимального момента затяжки центральной гайки, обеспечивающего условие компенсации давления мясного сырья и условия нераскрытия стыка нож–решетка

Подставляя в полученное нами выражение (2.10) для момента затяжки центральной прижимной гайки волчка, полученное нами ранее в разделе 1 значение (1.12) оптимального угла наклона винтовой линии (поверхности) последнего витка шнека, найдем оптимальное значение момента затяжки центральной гайки волчка.

При этом будет обеспечена расчетная из динамических условий (1.8), (1.10) производительность [7, 8] и минимизирована сила трения в паре нож–решетка с обеспечением условия нераскрытия их стыка. А именно, решаем систему уравнений (3.1) – (3.2)

$$M_{зат} = \left[\sigma_{см} S_H + \frac{4P_{уд} S_p \cos \gamma}{d - \frac{2f\mu\delta}{1-\mu(1-f)}} \right] (tgj + f_p / \cos 30^\circ \cos j) \frac{D}{2} \tag{3.1}$$

$$\gamma = \arctg(8Q / \pi d^2 n \rho D \omega) \tag{3.2}$$

В результате получим

$$M_{зат} = \left[\sigma_{см} S_H + \frac{4P_{уд} S_p \cos \arctg(8Q / \pi d^2 n \rho D \omega)}{d - \frac{2f\mu\delta}{1-\mu(1-f)}} \right] (tgj + f_p / \cos 30^\circ \cos j) \frac{D}{2} \tag{3.3}$$

Учитывая известное тригонометрическое соотношение между $\cos \gamma$ и $tg \gamma$, преобразуем соотношение (3.3) к следующему виду

$$M_{зат} = \left[\sigma_{см} S_H + \frac{4P_{уд} S_p \pi d^2 n \rho D \omega}{\left[d - \frac{2f\mu\delta}{1-\mu(1-f)} \right] \sqrt{\pi d^2 n \rho D \omega + 64Q^2}} \right] (tgj + f_p / \cos 30^\circ \cos j) \frac{D}{2} \tag{3.4}$$

Записывая соотношение для площади решетки

$$S_p = \frac{\pi D^2}{4},$$

и подставляя его в числитель второго слагаемого первой скобки соотношения (3.4), получим окончательную запись для вычисления оптимального момента затяжки центральной гайки волчка, обеспечивающего расчетную производительность, минимальную силу трения в паре нож–решетка и гарантирующего условие нераскрытия их стыка.

$$M_{зат} = \left[\sigma_{см} S_H + \pi^2 D^2 \frac{P_{уд} d^2 n \rho \omega}{\left[d - \frac{2f\mu\delta}{1-\mu(1-f)} \right] \sqrt{\pi d^2 n \rho D \omega + 64Q^2}} \right] (tgj + f_p / \cos 30^\circ \cos j) \frac{D}{2} \tag{3.5}$$

Выводы

Полученное аналитическое уравнение (1.12) позволяет однозначно и корректно определить оптимальное значение угла наклона винтовой линии последнего витка шнека к его оси.

Нами разработана математическая модель и получено аналитическое выражение для требуемого момента затяжки (3.5) центральной зажимной гайки волчка как функции 15 переменных, а именно пяти физико-механических характеристик мясного сырья $\sigma_{см}$; f ; μ ; $P_{уд}$; ρ и десяти конструктивно-технологических параметров волчка S_H ; S_p ; d ; δ ; f_p ; D ; j ; n ; ω ; Q из условия обеспечения минимального давления в паре нож–решетка, то есть нераскрытия стыка, исходя из уравновешивания моментом затяжки зажимной гайки волчка, усилия давления мясного сырья и компенсации напряжений смятия.

Вопросом дальнейшего рассмотрения является более глубокое изучение особенностей подачи мясного сырья в зону резания посредством шнека с переменным шагом в условиях стесненного сжатия [9–11].

Литература

1. *Ивашов В.И.* Технологическое оборудование предприятий мясной промышленности. Часть 2. Оборудование для переработки мяса. СПб.: ГИОРД, 2007. 464 с.
2. *Арет В.А., Верболоз Е.И., Пеленко Ф.В., Пеленко В.В.* Внешнее трение в моделировании работы червячного экструдера // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Процессы и аппараты пищевых производств. 2012. № 1.
3. *Krickmeier J., Schnackel D., Pongjanyanukul W., Schnackel W., Micklisch I.* Untersuchungen zur Optimierung des Wolfprozesses. Teil 2: Verteilung der notwendigen Arbeiten beim Scheren in Abhängigkeit von maschinen- und rohstoffbedingten Einflüssen. *Fleischwirtschaft*. 2012, no. 1, pp. 88–92.
4. *Некоз О.И., Осипенко В.И., Філімонова Н.В., Батраченко О.В.* Гідравлічний опір різального вузла вовчків // Вісник Хмельницького національного університету. 2015. № 6. С. 13–19.
5. *Андрющенко А.Г.* Исследование эксплуатационных и конструктивных параметров волчков малой производительности с целью их совершенствования: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1979. 23 с.
6. *Сидоряк А.Н.* Совершенствование процесса измельчения мяса: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 2007.
7. *Пеленко В.В., Малявко Д.П., Усманов И.И., Екимов В.Г., Крысин А.Г.* Оптимизация процесса измельчения пищевых материалов в волчках // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Процессы и аппараты пищевых производств. 2016. № 2. С. 32–39.
8. *Пеленко В.В., Зуев Н.А., Ольшевский Р.Г., Иваненко В.П., Крысин А.Г.* Оценка зависимости производительности измельчителей мяса от их конструкции и физико-механических свойств сырья // Вестник Международной академии холода. 2015. № 1. С. 9–15.

9. Фатыхов Ю., Канопка Л. Экструзионные технологии пищевых производств. Вильнюс: Вильнюсский технический университет. 2007. 88 с.
10. Припоров И.Е. Обоснование винтовой поверхности шнека переменного шага пресс-экструдера // Известия Оренбург. гос. аграрн. ун-та. 2017. № 1(63). С. 67–70.
11. Остроух А.С., Абалдова В.А. Расчет производительности шнековых прессов механической обвалки с учетом противодавления // Теория и практика переработки мяса. 2016. № 3. с. 66–80.

References

1. Ivashov V.I. *Tekhnologicheskoe oborudovanie predpriyatii myasnoi promyshlennosti* [Technological equipment of meat industry enterprises]. Part 2. Meat Processing Equipment. St. Petersburg, GIORD Publ., 2007, 464 p.
2. Aret V.A., Verboloz E.I., Pelenko F.V., Pelenko V.V. Vneshnee trenie v modelirovanii raboty chervyachnogo ekstrudera [External Friction in the Simulation of the Screw Extruder]. *Processes and Food Production Equipment*. 2012, no. 1.
3. Krickmeier J., Schnackel D., Pongjanyanukul W., Schnackel W., Micklisch I. Untersuchungen zur Optimierung des Wolfprozesses. Teil 2: Verteilung der notwendigen Arbeiten beim Scheren in Abhängigkeit von maschinen- und rohstoffbedingten Einflüssen. *Fleischwirtschaft*. 2012, no. 1, pp. 88–92.
4. Nekoz A.I., Osipenko V.I., Filimonova N., Batrachenko A.V. Gidravlichesкое soprotivlenie rezhushchego uzla volchkov [Hydraulic resistance of the cutting node of tops]. *Vestnik of the Khmel'nitsky National University*. 2015, no. 6, pp. 13–19.
5. Andryushchenko A.G. Issledovanie ekspluatatsionnykh i konstruktivnykh parametrov volchkov maloi proizvoditel'nosti s tsel'yu ikh sovershenstvovaniya [Investigation of operational and design parameters of small-capacity tops for the purpose of their improvement]. *Extended abstract of candidate's thesis*. Moscow, 1979, 23 p.
6. Sidoryak A.N. Sovershchenstvovanie protsessa izmel'cheniya myasa [Improving the process of grinding meat]. *Extended abstract of candidate's thesis*. Moscow, 2007.
7. Pelenko V.V., Malyavko D.P., Usmanov I.I., Ekimov V.G., Krysin A.G. Optimizatsiya protsessa izmel'cheniya pishchevykh materialov v volchkakh [Optimization of Food Grinding Process in Grinders]. *Processes and Food Production Equipment*. 2016, no. 2, pp. 32–39.
8. Pelenko V.V., Zuev N.A., Ol'shevskii R.G., Ivanenko V.P., Krysin A.G. Otsenka zavisimosti proizvoditel'nosti izmel'chitelei myasa ot ikh konstruksii i fiziko-mekhanicheskikh svoistv syr'ya [Evaluation of meat grinder performance depending on their design and physical and mechanical properties of raw-material]. *Vestnik of International Academy of Refrigeration*. 2015, no. 1, pp. 9–15.
9. Fatykhov Yu., Kanopka L. *Ekstruzionnye tekhnologii pishchevykh proizvodstv* [Extrusion technology of food production]. Vilnius: Vilnius Technical University Publ., 2007, 88 p.
10. Priporov I.E. Obosnovanie vintovoi poverkhnosti shneka peremennogo shaga press-ekstrudera [Substantiation of the Helical Surface of the Variable Pitch Screw of the Press-extruder]. *Izvestia Orenburg State Agrarian University*. 2017, no. 1(63), pp. 67–70.
11. Ostroukh A.S., Abaldova V.A. Raschet proizvoditel'nosti shnekovykh pressov mekhanicheskoi obvalki s uchetom protivodavleniya [Calculation of Performance for Mechanical Deboning Screw Presses Considering Counterpressure]. *Theory and practice of meat processing*. 2016, no. 3, pp. 66–80.

Статья поступила в редакцию 22.06.2018