

УДК 637.531.45

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАЗДЕЛЕНИЯ МЯСОКОСТНОГО СЫРЬЯ ПТИЦЫ В ШНЕКОВЫХ ОБВАЛОЧНЫХ ПРЕССАХ

Бренч А.А., к.т.н.,

Дацук И.Е., инженер

Белорусский государственный аграрный технический университет

Тел. 8(017) 285 78 97

Аннотация – работа посвящена анализу энергетических составляющих параметров обвалочного пресса со шнековым узлом отжатия в зависимости от конструктивных параметров основных рабочих органов – шнека и перфорированной втулки.

Ключевые слова – мясокостное сырье, разделение, шнековый узел отжатия, обвалочный пресс, мощность, перфорированная втулка.

Постановка проблемы. Важная роль в обеспечении населения полноценными продуктами питания принадлежит птицеперерабатывающей промышленности как наиболее эффективной отрасли животноводства, развивающейся быстрыми темпами. В связи с различными привычками и запросами потребителей мяса птицы возникла объективная потребность реализации мяса птицы не только в виде тушек, но и после разделки ее на отдельные части в соответствии с гастрономическим назначением и экономической целесообразностью. При расчленении тушек птицы наряду с наиболее ценными частями получают и части со значительно меньшим содержанием мышечной ткани – это каркасы и крылья, отделение мясной фракции которых целесообразно проводить механизированным способом, который, в свою очередь, не является совершенным.

Анализ других исследований. При рассмотрении вопроса повышения эффективности работы шнековых прессов необходимым является анализ составляющих затрат мощности. Наиболее полно этот вопрос рассмотрен в работе [1]. Но следует отметить, что автором не учтены затраты мощности на преодоление сил трения при продавливании массы через отверстия перфорированной втулки (сепаратора).

Постановка задачі. Анализ энергопотребления шнековых обвалочных прессов, применяемых для разделения мясокостного сырья, дает возможность повысить в дальнейшем эффективность работы устройств путем изменения конструкций их рабочих органов.

Методика определения энергетических параметров процесса. На птицеперерабатывающих предприятиях с целью разделения мясокостного сырья наибольшее распространение получили обвалочные прессы со шнековым узлом отжатия.

При анализе работы данного типа прессов установлено, что мощность, подводимая к прессу, расходуется на составляющие:

- сжатие мясокостной массы от первоначального объема до конечного в соответствии с существующей в данном прессе степенью разделения мясокостной массы;
- преодоление сил трения, возникающих между сжимаемой мясокостной массой и вращающимся шнеком;
- преодоление сил трения между движущейся мясокостной массой и внутренней поверхностью перфорированного цилиндра (сепаратора);
- преодоление сил трения при продавливании мясной фракции через отверстия перфорированной втулки (сепаратора);
- преодоление сил трения в приводных элементах и подшипниках.

Рассмотрим подробнее эти составляющие.

1. Мощность, потребная на сжатие мясокостной массы.

Удельный расход энергии (Дж/кг) на прессование можно определить, используя интегральное уравнение вида

$$A = \int_{p_n}^{p_k} p \cdot dV, \quad (1)$$

или, пользуясь средним за время прессования давлением p_c

$$A = p_c (V_n - V_k), \quad (2)$$

где V_i – удельный объем продукта до прессования (величина обратная насыпной плотности продукта), м³/кг;

V_k – удельный объем продукта после прессования (величина обратная плотности остатка), м³/кг.

Однако, так как в пресс поступает не 1 кг сырья, а Q кг и, кроме того, вал совершает – n оборотов в секунду, то мощность, потребная на сжатие мясокостной массы в прессе, будет определяться выражением, Вт

$$N_1 = a Q n, \quad (3)$$

где Q – количество мясокостной массы, поступающей в пресс за 1 оборот шнека, кг;

n – частота вращения шнека, с^{-1} .

2. Мощность, потребная на преодоление сил трения между сжимаемой мясокостной массой и вращающимся шнеком.

Давление, которое возникает на отдельном витке шнека при сжатии мясокостной массы до определенного объема, представляется вектором p , нормально направленным к поверхности передней грани витка, которая и воспринимает это давление.

В настоящей конструкции шнека передняя грань витка наклонена под некоторым углом α к торцу шнека, а в поперечном сечении виток представляет собой трапецию с углом наклона передней грани β (рис. 1).

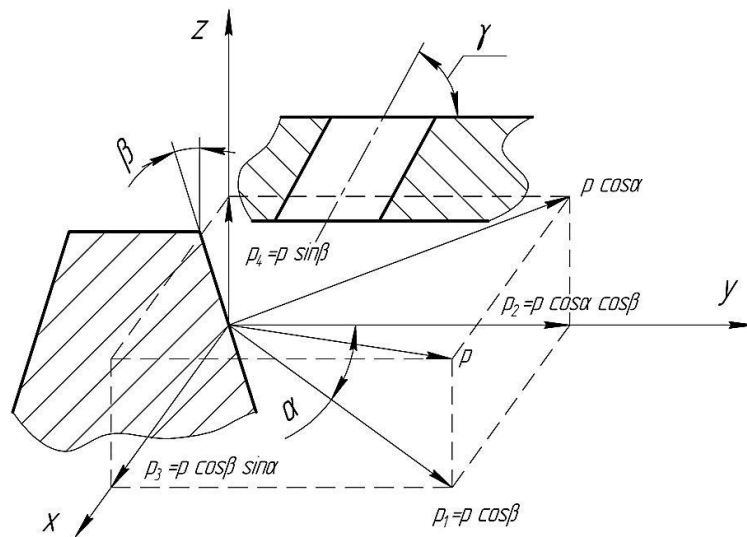


Рис. 1. Схема разложения вектора давления, нормально направленного к передней грани витка шнека.

Нормально направленный вектор может быть разложен по трем координатным осям. В результате разложения этого вектора получаем три составляющих давления: P_2 , P_3 , P_4 :

$$p_2 = p \cos \alpha \cdot \cos \beta, \quad (4)$$

$$p_3 = p \cos \beta \cdot \sin \alpha, \quad (5)$$

$$p_4 = p \sin \beta, \quad (6)$$

где p – давление на данном витке, Па.

Составляющая давления p_2 представляет собой давление, которым виток воздействует на мясостную массу, и направлена вдоль оси шнека. Поэтому сила, противодействующая этому нажатию, т. е. сила упругих деформаций мясостной массы, будет направлена в обратную сторону и будет являться там аксиальным усилием, которое воспринимается упорным подшипником шнекового вала.

Составляющая давления p_3 направлена против вращения шнека и, таким образом, препятствует его вращению. Эта составляющая создает тот крутящий момент, который преодолевает шнек.

Составляющая давления p_4 – радиальная составляющая, направлена от центра вращения шнека к внутренней поверхности перфорированной втулки (сепаратора) и прижимает мясостную массу к ней. Кроме того, под действием этого давления происходит выделение мясной фракции из толщи прессуемой мясостной массы к отверстиям перфорированной втулки (сепаратора), через которые она и удаляется. Однако нужно иметь в виду, что p_4 является лишь одной из составляющих полного радиального давления.

В тех направлениях, где имеется перемещение, возникает сила трения, направленная в сторону, обратную движению. В данном случае имеется движение вдоль оси x , и поэтому развивающаяся сила трения равна, Н

$$T = f \cdot p_1 \cdot S_{\epsilon} = f \cdot S_{\epsilon} \cdot p \cdot \cos \beta, \quad (7)$$

где f – коэффициент трения мясостной массы о поверхность витка;

p_1 – составляющая давления, направленная в сторону движения сырья, Па;

S_{ϵ} – боковая проекция площади витка шнека, м².

Следовательно, суммарная, сила F_c , направленная вдоль оси x , определится, Н

$$F_c = S_{\epsilon} \cdot p (\cos \beta \cdot \sin \alpha + f \cdot \cos \beta). \quad (8)$$

Боковая проекция витка не представляет собой кольцо (рис. 2) т.е. на боковой проекции будет наблюдаться угол разрыва Θ .

Поэтому боковая проекция витка определяется, м²

$$F_{\epsilon} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \frac{360 - \Theta}{360}, \quad (9)$$

где D – наружный диаметр нитки витка, м;

d – наружный диаметр тела витка, м.

Суммарная сила F_c приложена на некотором расстоянии от оси шнекового вала, равном среднему радиусу витка, м

$$r_{cp} = \frac{D + d}{4}. \quad (10)$$

Следовательно, сила F_c будет создавать крутящий момент, Н·м

$$M_{кр} = F_c \cdot r_{cp}. \quad (11)$$

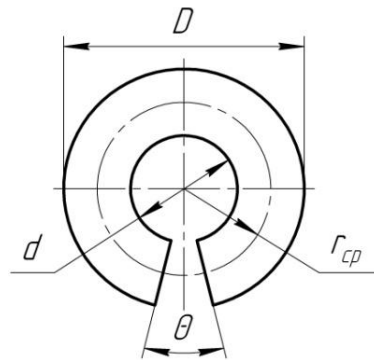


Рис. 2. Схема боковой проекции витка.

Соответственно, мощность, необходимая для вращения шнекового вала, определится по формуле, Вт

$$N_2 = M_{кр} \cdot \omega = 2\pi \cdot S \cdot r_{cp} \cdot n. \quad (12)$$

Так как давление на каждый виток различно, то данную мощность нужно считать по каждому витку шнека отдельно.

3. Мощность, необходимая на преодоление сил трения между движущейся мясистой массой и внутренней поверхностью перфорированной втулки (сепаратора).

Мясистая масса при своем перемещении вдоль перфорированной втулки (сепаратора) прижимается к его внутренней поверхности радиальным давлением p_r .

Известно, что при сжатии тела, помещенного в замкнутом пространстве, давлением, нормально направленным к поверхности сжимаемого тела, будет также создаваться радиальное давление, Па

$$p' = p_n \cdot K, \quad (13)$$

где p_n — нормальное давление, Па;
 K — коэффициент бокового давления.

Коэффициент бокового давления вычисляется при помощи коэффициента Пуассона по уравнению

$$K = \frac{\sigma}{1 - \sigma}, \quad (14)$$

где σ – коэффициент Пуассона ($\sigma = 0,28-0,32$).

Радиальное давление, создаваемое составляющей давления p_2 , Па

$$p' = \frac{\sigma}{1 - \sigma} p \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta. \quad (15)$$

Следовательно, полное радиальное давление, Па

$$p_p = p_4 + p' = p \left(\frac{\sigma}{1 - \sigma} \cos \alpha \cdot \cos \beta + \sin \beta \right). \quad (16)$$

Движущаяся мясокостная масса соприкасается с поверхностью перфорированной втулки, площадь которой на длине этого витка определяется, м²

$$S_{ng} = \pi \cdot D \cdot L, \quad (17)$$

где L – длина витка шнека, м.

Таким образом, общая радиальная сила, действующая на внутреннюю поверхность перфорированной втулки (сепаратора) на длине витка, Н

$$F_p = p_p \cdot S_{ng}. \quad (18)$$

Следовательно, сила трения мясокостной массы о поверхность перфорированной втулки, Н

$$T = f \cdot F_p. \quad (19)$$

Прессуемая мясокостная масса перемещается витком шнека с определенной скоростью, которая может быть приближенно определена из уравнения, м/с

$$v_m = n \cdot t, \quad (20)$$

где t – шаг навивки шнека, м.

Поэтому мощность, потребная на преодоление сил трения между движущейся мясокостной массой и внутренней поверхностью перфорированной втулки, определится как, Вт

$$N_3 = T \cdot v_m \cdot f \cdot S_{нс} \cdot p \left(\frac{\sigma}{1 - \sigma} \cos \alpha \cdot \cos \beta + \sin \beta \right) n \cdot t. \quad (21)$$

Этот расход мощности также следует считать по каждому витку в отдельности.

4. Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения, при продавливании мясной фракции через отверстия перфорированной втулки (сепаратора).

При продавливании мясокостной массы через отверстия перфорированной втулки она прижимается к поверхности отверстий давлением, которое можно, определить, Па

$$p_{омс} = p \cos \alpha \cdot \sin(\gamma - \beta), \quad (22)$$

где γ – угол наклона отверстий перфорированной втулки, град.

Площадь поверхности отверстия перфорированной втулки, с которой контактирует мясная фракция, определится как, м²

$$S_{омс} = \pi \cdot d_{омс} \cdot l, \quad (23)$$

где $d_{омс}$ – диаметр отверстия перфорированной втулки, м;

l – длина отверстия перфорированной втулки (сепаратора), м.

На поверхность отверстия перфорированной втулки (сепаратора), с которой контактирует мясная фракция, оказывает влияние сила, Н

$$F_{омс} = p_{омс} \cdot S_{омс}. \quad (24)$$

Таким образом, сила трения мясной фракции о поверхность отверстия перфорированной втулки (сепаратора), Н

$$T_{омс} = f' \cdot F_{омс}. \quad (25)$$

где f' – коэффициент трения мясной фракции о поверхность отверстий перфорированной втулки (сепаратора).

Скорость, с которой мясная фракция продавливается сквозь отверстия, может быть определена как, м/с

$$v_{отв} = \frac{Q \cdot n \cdot k}{\rho_m \cdot \sum F_{отв}}, \quad (26)$$

где k – технологический коэффициент, учитывающий степень разделения мясокостного сырья;

ρ_i – плотность мясной фракции, кг/м³;

$\sum F_{отв}$ – суммарная площадь поперечного сечения отверстий перфорированной втулки (сепаратора), м².

$$\sum F_{отв} = \frac{\pi \cdot d_{отв}^2}{4} \cdot z, \quad (27)$$

где z – количество отверстий в перфорированной втулке (сепараторе).

С учетом вышеизложенного, мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения, при продавливании мясной фракции через отверстия перфорированной втулки (сепаратора) определится, Вт

$$N_4 = \frac{Q \cdot n \cdot k \cdot l \cdot p}{\rho \cdot d_{отв} \cdot z} \cdot f' \cdot \cos \alpha \cdot \sin(\gamma - \beta). \quad (28)$$

Из-за разности давлений на каждом витке шнека, данную мощность следует рассчитывать на каждом витке шнека отдельно [2].

Таким образом, суммарная мощность для разделения мясокостного сырья в обвалочных прессах со шнековым узлом отжатия состоит из пяти составляющих и может быть найдена как, Вт

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5, \quad (29)$$

где N_5 – затраты мощности на преодоление сил трения в приводных элементах и подшипниках, Вт.

Разработка новых конструкций. 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, вследствие чего

возрастает сила трения при продавливании мясной фракции, что приводит к дополнительному сжатию продукта и увеличению энергозатрат на процесс разделения.

В предложенном техническом решении (рис. 3) отверстия сепаратора выполнены наклонно к его образующей, причем угол наклона осей отверстий γ уменьшается по ходу движения продукта и определяется по формуле, град

$$\gamma_i = 90 - \alpha_i, \quad (30)$$

где α_i – угол наклона i -го ребра нагнетающего шнека, град.

Угол наклона ребер шнека увеличивается по ходу движения продукта (т.к. шнек выполнен нагнетающим), т.е. $\alpha_3 > \alpha_2 > \alpha_1$, соответственно, угол наклона осей отверстий уменьшается, т.е. $\gamma_3 < \gamma_2 < \gamma_1$.

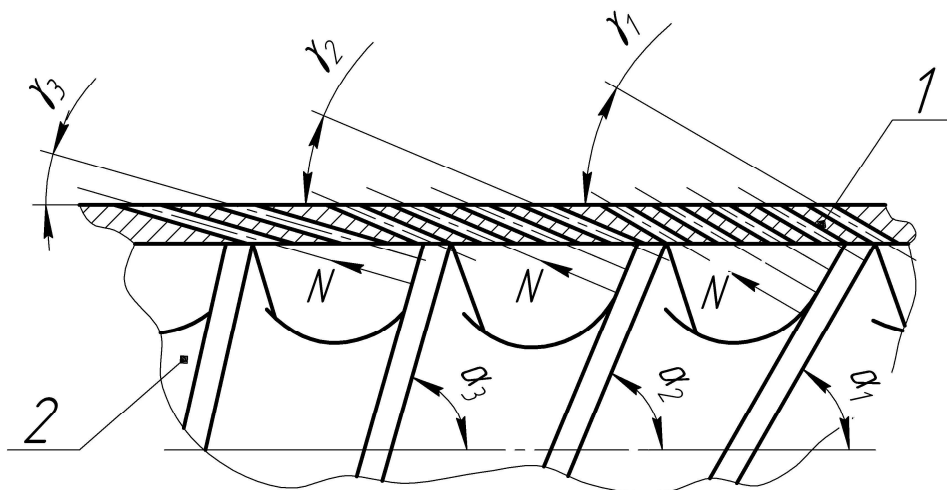


Рис. 3. Схема расположения отверстий в перфорированной втулке шнекового узла отжатия обвалочного пресса.

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 повышает эффективность работы пресса путем снижения удельных энергозатрат на разделение мясокостного сырья шнековым узлом отжатия в обвалочных прессах.[3]

Вывод. Предложенная методика позволяет определить энергетические параметры обвалочного пресса со шнековым узлом отжатия в зависимости от конструктивных параметров основных

рабочих органов (шнека и перфорированной втулки), что играет важную роль при конструировании данного типа устройств. Применение взаимосвязи между направлением силы нормального давления поверхности ребра шнека на продукт и расположением осей отверстий перфорированной втулки (сепаратора) позволяет снизить затраты энергии на разделение мясокостного сырья.

Литература:

1. Масликов В.А. Технологическое оборудование производства растительных масел / В.А. Масликов. – Москва, 1962. – С.221.

2. Бренч, А.А. Методика расчета энергетических параметров шнековых обвалочных прессов / А.А. Бренч, И.Е. Дацук // Инновационные технологии в пищевой промышленности: материалы IX Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 7-8 октября 2010г. / РУП «Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по продовольствию». – Минск, 2010. – С.332-334.

3. Пресс для механической обвалки птицы; пат 8777. Респ. Беларусь, МПК7 А22С17/04 / В.Я.Груданов, А.К.Наварай, А.А.Бренч; заявитель Могилевский гос. ун-т продовольствия. – №а20040057; заявл. 30.01.2004 опубл. 30.09.2004 // Официальный бюл. / Нац. центр интеллектуал. собственности. – 2006. – №6. – С.46.

**ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОЗПОДІЛУ М'ЯСОКОСТНОЇ
СИРОВИНИ ПТАХА В ШНЕКОВИХ ОБВАЛОВУВАЛЬНИХ
ПРЕСАХ**

Бренч А.А., Дацук І.Є.

Анотація - робота присвячена аналізу енергетичних складових параметрів обваловувального преса з шнековим вузлом віджимання залежно від конструктивних параметрів основних робочих органів - шнека і перфорованої втулки.

**RESEARCH OF PROCESS OF DIVISION OF MEAT-AND-BONE
RAW MATERIALS OF THE POULTRY IN SCREW BONING
PRESS**

A. Brench, I. Datsuk

Summary

Work is devoted the analysis of energy parameter of boning press with screw unit of separation depending on design parameters of the basic tools – screw and separating plug.