



МЕТОДИКА РАСЧЁТА ЗЕЕРНОЙ КАМЕРЫ ШНЕКОВОГО ПРЕССА

Дидур В.А., д.т.н.,

Ткаченко А.В., к.т.н.,

Ткаченко В.А., к.т.н.,

Таврический государственный агротехнологический университет

Ковальчук Ю.А., к.т.н.,

Каричковский Д.Л., к.с.-х.н.

Уманский национальный университет садоводства

Тел.: (0619) 44-02-74

Аннотация – работа посвящена повышению надёжности и долговечности зерной камеры шнекового пресса для переработки семян масличных культур путем создания методики прочностного расчёта зерной камеры как оболочки с кольцевыми и продольными подкреплениями.

Ключевые слова – шнековый пресс, зерная камера, оболочка, переработка семян, повышение надёжности, прочностной расчёт, кольцевые и продольные подкрепления.

Постановка проблемы. При прочностных расчётах оборудования для переработки семян масличных культур одним из ответственных и сложных расчётов является зерная камера шнекового пресса. По данным И.П. Колпакова [1] удельное давление внутри зерного цилиндра составляет от 25 МПа в прессах первого отжима – форпрессах и до 40 МПа – в прессах второго отжима. В.А. Масликов после анализа экспериментальных и расчётных данных приходит к заключению, что в форпрессах масло отжимается при давлении, не превышающем 5,0 МПа [2]. Зерную камеру можно приближённо представить как оболочку с кольцевыми (шпангоутами) и продольными (стрингерами) подкреплениями. Тогда оболочка будет представлена в виде пакета зерных планок, зажатых фланцами. К такой конструкции правомочно применить методику расчёта устойчивости подкреплённых оболочек [3].

Анализ последних исследований. При исследовании процессов прессования в шнековых прессах большое внимание уделяется степени сжатия мезги, определению создаваемого удельного давления и за-

конам её сжатия [2, 4]. Опубликованных работ по методике прочностного расчёта зерной камеры нами не найдено.

Формулировка целей статьи. Целью данной работы является повышение надёжности и долговечности зерной камеры шнекового пресса, работающего под большим давлением и при повышенной температуре.

Основная часть. Потеря несущей способности тонкостенных конструкций может происходить в результате внезапного роста прогибов и деформаций, когда внешние нагрузки достигают критического значения. Такое явление называют потерей устойчивости, оно связано обычно с возникновением новых форм равновесия конструкции при значительных отклонениях от первоначального положения.

Обычный расчёт состоит в определении запаса устойчивости

$$n_y = \frac{P_{кр}}{P_{max}}, \quad (1)$$

где $P_{кр}$ – значение силового фактора (усилия, давления, момента), при котором возникает потеря устойчивости конструкции;

P_{max} – максимальное расчётное значение силового фактора в рабочих условиях.

В зависимости от назначения конструкции, её ответственности, последствий потери устойчивости и других факторов принимают

$$n_y = 1,5 \div 5,$$

причём большие значения используют при наличии первоначальных отклонений от правильной геометрической формы и т.п.

При форпрессовом отжиме давление в зерной камере достигает 100 – 200 кг/см², а при экспеллерном прессовании 200 – 300 кг/см². Для повышения устойчивости оболочки целесообразно не увеличивать толщину оболочки, а применить кольцевые и продольные подкрепления (рис.1, рис.2).

Критическое давление для оболочки средней длины $\left(\frac{l}{r} < 3\sqrt{\frac{r}{h}}\right)$,

$$q_{\epsilon\delta} = \frac{4\pi}{4\sqrt{27}}(1-\nu^2)^{1/4} \frac{A_x^{1/4} D_\theta^{3/4}}{lr\sqrt{r}} = 5.38 \frac{A_x^{1/4} D_\theta^{3/4}}{lr\sqrt{r}}, \quad (2)$$

где l, r, h – длина, радиус и толщина оболочки.

A_x – жёсткость на растяжение в продольном направлении;

D_θ – жёсткость на изгиб в окружном направлении,

$$A_x = \frac{Eh}{1-\nu^2} + \frac{E_c F_c}{l_c}; \quad (3)$$

$$D_\theta = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} + \frac{E_{ш} J_{ш}}{l_{ш}}, \quad (4)$$

E, h, ν – модуль упругости, толщина обшивки, коэффициент Пуансона;

E_c, F_c, l_c – модуль упругости, площадь поперечного сечения, шаг по окружности продольных ребер (стрингеров),

$$l_c = \frac{2\pi r}{N_c}, \quad (5)$$

где N_c – общее число продольных ребер;

$E_{ш}, J_{ш}, l_{ш}$ – модуль упругости, момент инерции, шаг по длине кольцевого подкрепления (шпангоута);

$l_{ш} = l / (N_{ш} + 1)$, $N_{ш}$ – число шпангоутов.

Моменты инерции сечений шпангоутов вычисляются (запас устойчивости) относительно осей, проходящих через их центры тяжести.

Из равенства (2) следует, что при действии внешнего давления целесообразно применить кольцевые подкрепления (шпангоуты), продольные ребра не эффективны.

Если оболочка подкреплена только кольцами (шпангоутами), то

$$q_{кр} = 0,92 \frac{Eh^2}{lr} \sqrt{\frac{h}{r}} \left[1 + \frac{J_{ш}}{J_{об}} (N_{ш} + 1) \right]^{3/4}, \quad (6)$$

где

$$J_{об} = \frac{lh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (7)$$

– момент инерции продольного сечения оболочки;
 ν – коэффициент Пуансона ($\nu \approx 0.3$).

Следует проверить устойчивость пролёта оболочки между двумя шпангоутами по формуле

$$q_{кр.пр} = 0,92 (N_{ш} + 1) \frac{Eh^2}{lr} \sqrt{\frac{h}{r}}. \quad (8)$$

Наименьший вес оболочки при следующем значении момента инерции шпангоута

$$J_{ш} = J_{об} \left[(N_{ш} + 1)^{1/3} - \frac{1}{N_{ш} + 1} \right]. \quad (9)$$

При $N_{ш} = 5$ в соответствии с равенством (9) $J_{ш} / J_{об} = 1,65$.

Условно можно считать, что мезга в цилиндре пресса располагается в виде полого цилиндра, основаниями которого служат передняя поверхность витка шнека и рабочая поверхность регулятора давления и толщины жмыха. Образующими поверхностями – внутренняя поверхность зернового цилиндра и вал шнека. Так как шнековый вал вращается, то каждое сечение этого цилиндра, перпендикулярное к оси, будет стремиться участвовать в двух движениях: поступательном – вдоль оси пресса, от витка к диафрагме, и вращательном – вокруг оси.

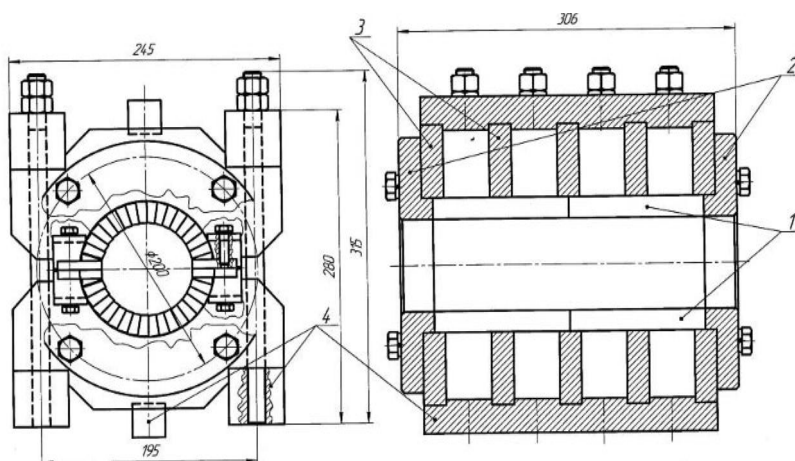


Рис. 1. Зер в сборе: 1 – зерная планка, 2 – фланец, 3 – шпангоут, 4 – стрингер.



Рис. 2. Зер лабораторного пресса.

Давление p , которое возникает на отдельном витке при сжатии мезги до определённого объёма, представляется вектором, нормально направленным к поверхности передней грани нитки.

В существующих конструкциях витков нитка наклонена под некоторым углом α к торцу витка; в поперечном сечении нитка представляет собой трапецию с углом наклона передней грани нитки β (рис. 3).

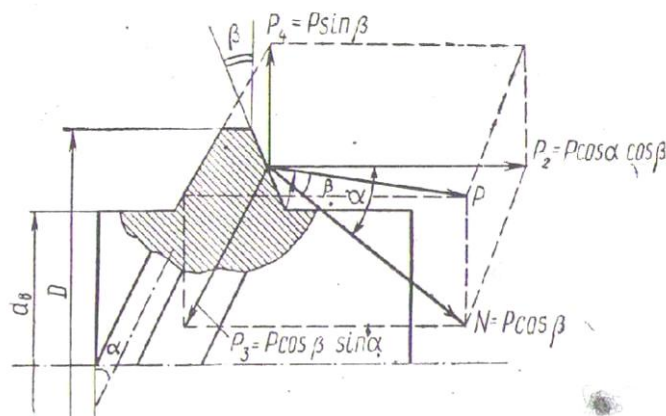


Рис. 3. Силы, действующие на витке шнека.

Нормально направленный виток может быть разложен по трём координатным осям. В результате разложения этого вектора получаем три составляющих давления: p_2, p_3, p_4 .

$$p_2 = p \cos \alpha \cos \beta. \tag{10}$$

$$p_3 = p \cos \beta \sin \alpha. \tag{11}$$

$$p_4 = p \sin \beta. \tag{12}$$

где p_2 – это давление витка на мезгу, направленное вдоль оси шнекового вала. Поэтому сила, противодействующая этому нажатию, т.е. сила упругих деформаций мезги, будет направлена в обратную сторону. Она является осевым усилием, которое воспринимает упорный подшипник шнекового вала.

Давление p_3 направлено против вращения шнекового вала и таким образом, препятствует его вращению. Она создаёт тот крутящий момент, который преодолевает шнековый вал.

p_4 – радиальное давление, направленное от вала к внутренней поверхности зернового барабана; оно прижимает мезгу к этой поверхности. Кроме того, под действием давления p_4 происходит выдавливание масла из толщи прессуемой мезги к щелям зернового барабана, через которые оно и удаляется. Однако нужно иметь в виду, что дав-

ление p_4 является лишь одной из составляющих полного радиального давления.

При сжатии тела в замкнутом пространстве силой, нормально направленной к поверхности сжимаемого тела, будет создаваться также радиальное давление

$$P = \xi P_n, \quad (13)$$

где P_n – нормальное давление, МПа;

ξ – коэффициент бокового давления

$$\xi = \frac{\mu}{1 - \mu}, \quad (14)$$

где μ – коэффициент Пуассона; для порошкообразных материалов $\mu = 0,28 \div 0,32$.

Для мезги примем среднее значение коэффициента Пуассона равным 0,3; тогда коэффициент бокового давления

$$\xi = \frac{0,3}{1 - 0,3} = 0,428.$$

Таким образом, создаваемое радиальное давление:

$$p' = 0,428P \cos \beta \cos \alpha. \quad (15)$$

Следовательно, полное удельное радиальное давление, МПа

$$p_p = p_4 + p' = p(0,428 \cos \beta \cos \alpha + \sin \beta). \quad (16)$$

В тех направлениях, где имеется перемещение, возникают силы трения, направленные в сторону, обратную движению. В данном случае мезга перемещается вдоль линии действия давления p_3 ; поэтому развивающаяся сила трения

$$T = fN = fp \cos \beta, \quad (17)$$

где f – коэффициент трения мезги о поверхность витка.

Следовательно, суммарное удельное давление в направлении p_3 , МПа.

$$p_T = p \cos \beta \sin \alpha + T = p(\cos \beta \sin \alpha + f \cos \beta). \quad (18)$$

Сила, давящая на нитку витка, Н

$$S = F_B p_T = [F_B p (\cos \beta \sin \alpha + f \cos \beta)] \cdot 10^6 \quad (19)$$

где F_B – боковая проекция площади нитки витка, м².

Боковая проекция площади нитки витка не представляет собой кольцо, так как шаг нитки больше длины витка, следовательно, на боковой проекции будет некоторый разрыв, равный углу θ . Поэтому боковая проекция площади нитки витка

$$F_B = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \frac{360 - \theta}{360}, \quad (20)$$

где D и d – наружные диаметры нитки и ступицы витка, м.

Сила S приложена на некотором расстоянии от оси шнекового вала, это расстояние равно среднему радиусу витка

$$r_{cp} = \frac{D + d}{4}.$$

В.А. Маслиников приводит данные, что закон сжатия мезги в шнековом валу форпресса (ФП) можно описать степенной функцией вида [2]

$$\epsilon_{ш.в.} = \frac{V_1}{V_n} = n^{1,145}. \quad (21)$$

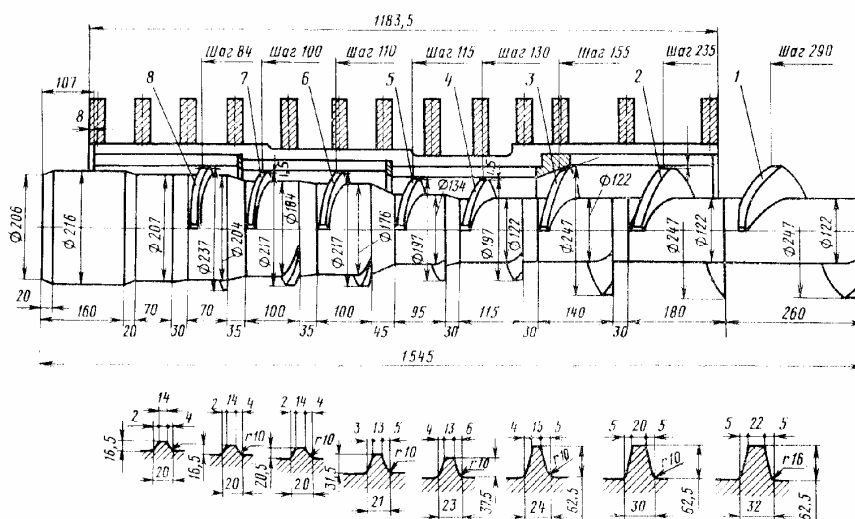


Рис. 4. Шнековый вал форпресса ФП: 1 – приёмный виток; 2 – 8 – прессующие витки.

Полученная степень сжатия на шнековом валу (табл.1), позволила проверить степень точности предлагаемой функции. На рис.5 представлены зависимости сжатия мезги в прессе ФП, полученные

тремя путями: 1 – на основе геометрических параметров витков вала пресса, 2 – по формуле (21), 3 – на основании проведенной нами статистической обработке геометрических параметров. Для дальнейших исследований использовали степень сжатия в витках пресса, полученные на основе фактических параметров пресса ФП. Так по расчётам степень сжатия мезги на шнековом валу составила 10,80.

При работе внутри зеера возникают пять потоков: вынужденный поток (прямой поток), противоток, циркуляционный поток и два потока утечки один в зазоре между вершиной нитки и внутренней поверхностью зеера, второй в угле разрыва нитки витка [5]. Гидродинамика всех пяти потоков, особенно потоков утечки, влияет на степень сжатия мезги в рабочей полости витков. Для проведения численных исследований полученных уравнений гидродинамики необходимо экспериментально определить реологические константы индекса течения и индекса её маслячности и плотности мезги различных семян при изменении режимов влаготепловой подготовки. Однако утечки легко определяются экспериментально-расчётным путём через коэффициенты возврата [2].

Теоретическую степень сжатия мезги в прессе $\varepsilon_{пр}^T$ можно представить как степень сжатия мезги, создаваемую шнековым валом $\varepsilon_{ш.в.}$, умноженную на некоторый коэффициент, величина которого зависит от ширины выходной щели пресса

$$\varepsilon_{пр}^T = k\varepsilon_{ш.в.}, \tag{22}$$

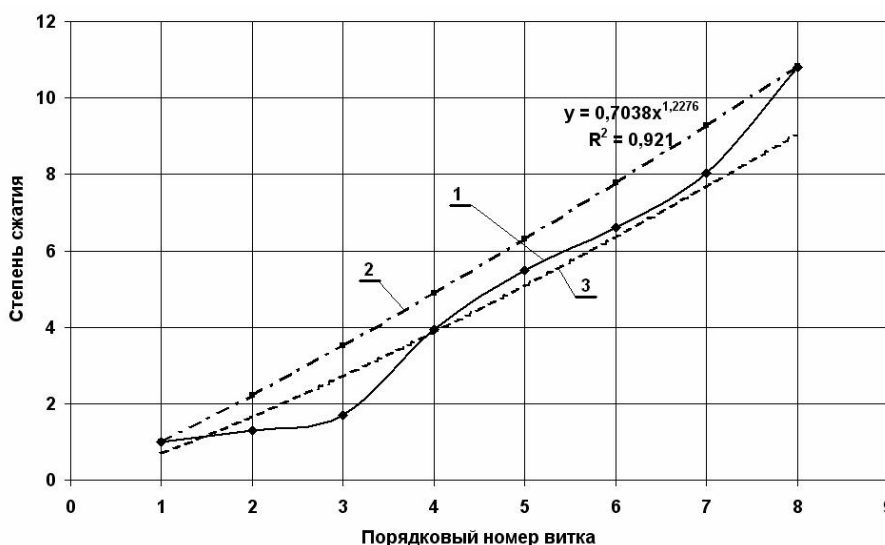


Рис. 5. Зависимость степени сжатия мезги в шнековом валу пресса ФП: 1 – полученная на основе геометрических параметров витков вала; 2 – полученная на основании зависимости (21); 3 - линия тренда кривой 1.

Математическая обработка экспериментальных данных зависимости степени сжатия мезги шнекового вала от ширины выходной щели регулировочного устройства, полученных на прессе ФП позволила найти следующую эмпирическую зависимость коэффициента **k**

$$\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{T}} = \frac{10,2\varepsilon_{\text{ш.в.}}}{\delta^{0,85}}, \tag{23}$$

где δ – ширина выходной щели (в мм), при которой работает пресс.

Фактическая степень сжатия мезги в прессе ФП получена в виде следующего уравнения [9].

$$\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{п}} = 0,97 \left[\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{T}} - (21,8 - 1,16\delta) \right]. \tag{24}$$

Фактическая степень сжатия на прессующем витке шнека

$$\varepsilon_{\text{в}}^{\text{п}} = 1 + \frac{\varepsilon_{\text{в}}^{\text{T}} - 1}{\nu}, \tag{25}$$

где $\varepsilon_{\text{в}}^{\text{ф}}$; $\varepsilon_{\text{в}}^{\text{T}}$ – фактическая и теоретическая степени сжатия мезги на витке;

ν – отношение теоретической к практической степени сжатия мезги на конусе пресса при рабочей ширине выходной щели

$$\nu = \frac{\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{T}} - 1}{\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{п}} - 1}, \tag{26}$$

Определяем теоретическую $\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{T}}$ и фактическую степень сжатия пресса $\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{ф}}$ с учётом противотоков по разработанной методике.

Таблица 1– Расчёт параметров сжатия пресса ФП

δ	k	$\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{T}}$	$\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{ф}}$	ν
6	2,224189	24,03592	8,9200424	2,908560186
7	1,951043	21,08414	7,1820158	3,248801143
8	1,741701	18,82187	6,1128139	3,485726324
9	1,575774	17,02876	5,4986972	3,562978188
10	1,440788	15,57002	5,2089194	3,461700882
11	1,328668	14,35838	5,1588286	3,212053509
12	1,233946	13,33476	5,2911172	2,874486859

Результаты расчётов теоретической и фактической степеней сжатия мезги в прессе представлены в табл.1. Где δ – ширина выход-

ной щели (в мм) при которой работает пресс; k – некоторый коэффициент, величина которого зависит от ширины выходной щели прессы; ν – отношение теоретической к практической степени сжатия мезги на конусе прессы при рабочей ширине выходной щели

Результаты расчёта фактической степени сжатия на витках прессы ФП в зависимости от ширины выходной щели прессы представлены в табл. 2. Где $\varepsilon_{ш.в.}$ – степень сжатия мезги, создаваемая шнековым валом.

Расчёты показали, что степень сжатия в витках шнекового вала прессы ФП по свободному объёму витков изменяется от 1 до 10,8 (табл. 2). Фактическая степень сжатия мезги на витках при ширине выходной щели 6 мм изменяется от 1,42 до 8,9 (табл.2); при ширине щели 8 мм от 1,21 до 6,11, а при щели 12 мм от 1 до 5,29. За основу дальнейших расчётов принята ширина выходной щели 8 мм, т.е. при степени сжатия мезги не выше 6,11.

Таблица 2 – Результаты расчёта фактической степени сжатия мезги на витках прессы ФП

№ прессыющ. витка	Длина шнеков. вала	$\varepsilon_{ш.в.}$	δ – ширина выходной щели, мм						
			6	7	8	9	10	11	12
			Фактическая степень сжатия на прессующем витке шнека						
1	210	1	1,42	1,29	1,21	1,16	1,12	1,10	1,08
2	350	1,2927	1,64	1,47	1,36	1,29	1,25	1,22	1,20
3	495	1,6904	1,94	1,71	1,56	1,47	1,41	1,38	1,37
4	590	3,9471	3,67	3,06	2,68	2,46	2,35	2,32	2,34
5	735	5,4862	4,85	3,99	3,45	3,14	2,99	2,95	3,00
6	870	6,6111	5,71	4,66	4,02	3,64	3,46	3,42	3,49
7	975	8,0225	6,79	5,51	4,72	4,27	4,05	4,01	4,09
8	1075	10,8066	8,92	7,18	6,11	5,50	5,21	5,16	5,29

На рис. 6 представлены полученные расчётным путём зависимости степени сжатия мезги на витках шнекового прессы при различной ширине выходной щели прессы.

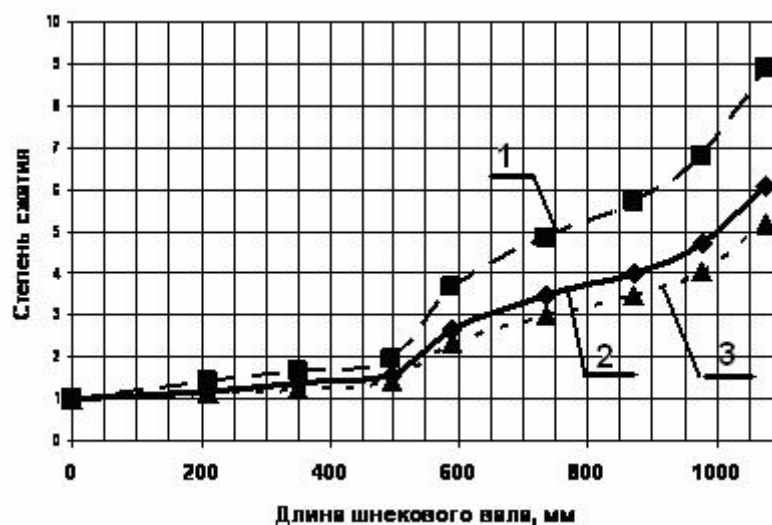


Рис. 6. Степень сжатия мезги на витках шнекового пресса при различной ширине выходной щели.

В.А. Масликов [2] изучил кривые прессования подсолнечной мезги (рис.1) в зависимости от влажности, температуры жарения и прессования и степени сжатия и получил следующее обобщенное уравнение, связывающее эти переменные

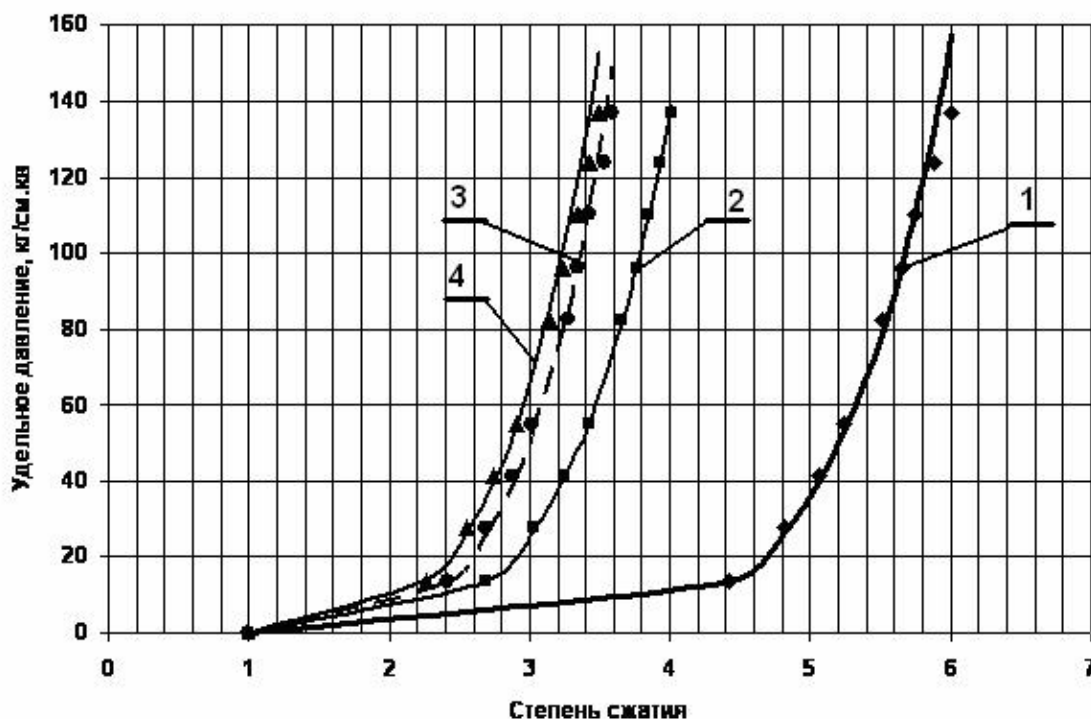


Рис. 7. Зависимость изменения удельного давления от степени сжатия в диапазоне степени сжатия от 1 до 6 при температуре жарения и прессования мезги 90⁰С: 1 – влажности 6,55%, 2 – влажности 1,8%, 3 – влажности 0,945%, 4 – влажности 0,22%.

$$p = \frac{25,2a\varepsilon^{5,5}}{e^{0,022W}}, \quad (27)$$

где p – удельное давление, кг/см²;

ε – степень сжатия мезги;

W – влажность прессуемой мезги (%) при постоянной температуре;

a – коэффициент, зависящий от влажности мезги и температуры её жарения и прессования. Так при $t = 90^{\circ}C$ и $W = 4\%$ $a = 0,00090$ [4, табл. 3].

Выводы. На основании проведенного анализа работы шнекового пресса при переработке семян масличных культур можно сделать следующие выводы:

1. При форпрессовом отжиме давление в зерной камере достигает 100 – 200 кг/см², а при экспеллерном прессовании 200 – 300 кг/см². Для повышения надёжности пресса необходима отработанная методика прочностного расчёта зерной камеры.

2. Конструкция зерной камеры при прочностном расчёте позволяет использовать методику расчёта устойчивости подкреплённых оболочек совместно с теоретическим расчётом эффективной, фактической степени сжатия на витках пресса в зависимости от перерабатываемой культуры семян, места пресса в технологической схеме переработки и величины выходной щели регулировочного устройства.

Литература

1. *Колпаков И.П.* Руководство по эксплуатации шнековых прессов ФП и ЕП при переработке подсолнечных семян / *Колпаков И.П.* – М.: Пищепромиздат. 1951. – 128 с.

2. *Масликов В.А.* Технологическое оборудование производства растительных масел / *Масликов В.А.* – М.: Пищевая промышленность, 1974. – 440 с.

3. *Биргер И.А.* Расчёт на прочность деталей машин: Справочник / *И.А. Биргер, БФ. Шорр, Г.Б. Иосилевич.* – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – с. 494 – 516.

4. *Масликов В.А.* Упругие свойства мезги и работа, затрачиваемая на её сжатие / *Масликов В.А.* – Известие вузов. Пищевая промышленность, 1962, №2, – с.128 – 133.

5. *Дидур В.А.* Влияние противотоков на режим работы шнекового пресса. / *Дидур В.А., Ткаченко В.А., Ткаченко А.В., Дидур В.В.* // Праці ТДАТУ – Мелітополь, 2011. – Вип.11, том 4, – С.20 – 34.

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ЗЕЕРНОЇ КАМЕРИ ШНЕКОВОГО ПРЕСА

Дідур В.А., Ткаченко О.В., Ткаченко В.О., Ковальчук Ю.О.,
Каричковський Д.Л.

Анотація – робота присвячена підвищенню надійності й довговічності зернової камери шнекового преса для переробки насіння олійних культур шляхом створення методики міцностного розрахунку зернової камери як оболонки з кільцевими й поздовжніми підкріпленнями.

DESIGN PROCEDURE LATTICED OF THE CHAMBER IN SPIRAL OF THE PRESS

V. Didur, A. Tkachenko, V. Tkachenko, Yu. Kovalchuk,
D. Karichkovskii

Summary

Work is devoted reliability and durability increase latticed chambers spiral the press for processing of seeds of olive cultures by technique creation durability calculation latticed chambers as covers with ring and longitudinal.