

что сила прижатия ленты к обрабатываемой поверхности также возрастает от минимального значения в момент входа ленты в контакт до максимального в момент выхода ее из контакта с обрабатываемой поверхностью. Такое изменение силы прижатия ленты приводит к тому, что увеличение съема металла будет происходить в сторону возрастания силы натяжения, т.е. съем металла по сечению витка пружины будет неравномерным. Устраняется указанный недостаток тем, что обработку производят одновременно двумя лентами, движущимися навстречу друг другу. В этом случае съем металла по периметру сечения витка пружины будет равномерным.

Обработка пружины предложенным нами способом приводит к повышению производительности процесса в 1,5 раза, качество обработки повышается за счет уменьшения некруглости в 2–3 раза, шероховатость поверхности Ra снижается до значения 0,05...0,1 мкм, а также в результате снижения коэффициента трения при шлифовании с наложением ультразвука продолжительность работы увеличивается в 2–3 раза по сравнению с обработкой без наложения ультразвука.

Заключение. Предложен способ поверхностного упрочнения изделий сложной геометрической формы с применением ультразвуковых колебаний, разработано устройство, позволяющее оптимизировать процесс обработки деталей сложной геометрической формы и в частности коленчатые валы.

Наилучшей износостойкостью обладают образцы, обработанные ультразвуком до шероховатости $Ra=0,2$ мкм.

Разработанный способ шлифования и полирование деталей с выпуклой формой, например пружин, позволяет повысить производительность процесса в 1,5 раза, качество обработки изделий и продолжительность их работы в 2–3 раза.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. А.с. ССР 1426764, МПК В 08В 3/12, 1984.
2. Муханов, И.И. Импульсная упрочняюще-чистовая обработка деталей машин ультразвуковым инструментом. – М.: Машиностроение, 1978. – С. 15–17, 31.
3. Патент № 7285, РБ, 2005.

Материал поступил в редакцию 15.10.09

KLUBOVICH V.V., ABRAMOVA A.V. Superficial processing of products of the complex geometrical form with application of ultrasonic fluctuations

The ways of ultrasonic surface treatment of items with complex geometry for engine shafts in an internal combustion engine, as well as surface grinding and polishing for a spiral spring coil with the application of ultrasonic vibrations have been investigated.

УДК 678.05

Барсуков В.Г., Грахольская Е.В., Волк О.С.

ВЛИЯНИЕ УГЛА ПРИ ВЕРШИНЕ ГРЕБНЯ ВИТКА НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ШНЕКА ЭКСТРУДЕРА

Введение. Современный этап промышленного развития характеризуется расширением номенклатуры полимерных и композиционных материалов, перерабатываемых с использованием методов экструзии, а также вовлечением в переработку растительного сырья в виде измельченных волокнистых частиц и семян [1–3]. Одновременно ведутся исследования и разработки, направленные на создание новых видов экструзионных машин и оборудования, в том числе экструдеров на базе двухопорных шнеков с усиленным сердечником (рис. 1) [4, 5].

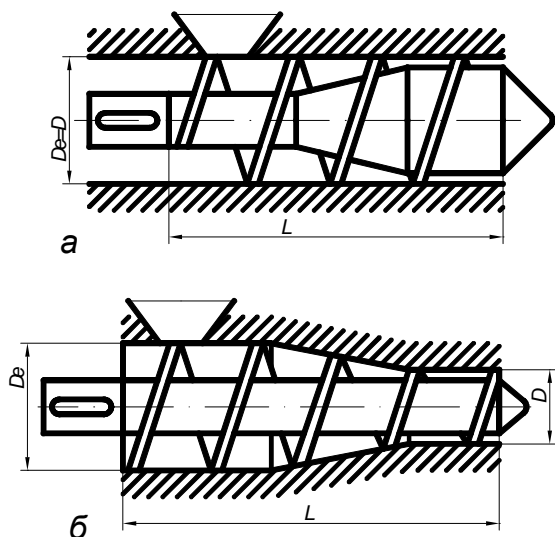


Рис. 1. Конструктивные схемы исполнения шнеков экструдеров: а – традиционный, б – с усиленным сердечником. D_e – диаметр шнека в зоне загрузки; D – диаметр шнека в зоне выхода материала; L – длина нарезной части шнека

Однако многие вопросы, связанные с обеспечением работоспособности таких устройств, не изучены, методики расчета параметров винтовой нарезки в должной мере не разработаны. Имеющиеся в литературе рекомендации созданы применительно к типовым конструкциям шнеков на основе многочисленных дорогостоящих экспериментов по изучению влияния конструктивных параметров шнека на процессы переработки традиционных полимерных материалов. Так, только фирмами Дюпон и Майлафер было изготовлено и испытано свыше 600 шнеков различной конструкции [6]. Обобщением экспериментов стали эмпирические и полуэмпирические формулы для расчета параметров типовых шнеков, приводимые в литературе [6–8]. Вопрос возможности переноса этих данных на конструкции шнеков для других групп материалов с существенно отличающимися технологическими свойствами остается открытым. Лишь немногие из испытанных шнеков зарекомендовали себя с положительной стороны [3], что является следствием недостаточной теоретической разработанности данной проблемы. Более или менее полно разработана теория для зон вязкотекучего состояния расплава. [3, 8]. Для зон питания и сжатия, в которых преимущественно создается рабочее давление, имеются теоретические решения, основанные на законе трения Кулона, применимость которого к области действия высоких давлений и температур не подтверждена. Более того, в ряде работ [9, 12] показана существенная зависимость коэффициента трения полимерных (и не только) материалов от давления и обоснована необходимость применения нелинейных моделей фрикционного контакта перерабатываемого материала с деталями формообразующего инструмента и оснастки. Применительно к экструзионным машинам такие исследования и разработки выполнены только для шнеков с прямоугольным сечением винтового канала [1, 10].

Влияние формы и размеров гребня витка на работоспособность шнеков мало изучено, что и послужило основанием для проведения исследований, представленных в настоящей работе.

Барсуков В.Г., Грахольская Е.В., Волк О.С., Гродненский государственный университет имени Янки Купалы. Беларусь, ГрГУ, 230023 г. Гродно, ул. Э. Ожешко, 22.

Влияние формы и размеров витка на работоспособность шнеков. Движение экструдруемого материала вдоль винтового канала шнека, его сжатие и последующее выдавливание обеспечиваются за счет разности положительной силы трения F_{fp} , действующей на поверхности контакта перерабатываемого материала с цилиндром экструдера, и отрицательной силы трения F_{fn} , действующей на рабочей поверхности винтового канала шнека. Учитывая, что в процессе эксплуатации экструзионных машин изначально закладываемые конструкторами различия в шероховатости рабочих поверхностей шнека и цилиндра постепенно исчезают, существенное значение для снижения отрицательной силы трения приобретает уменьшение площади поверхности винтового канала, что может быть достигнуто увеличением угла α при вершине гребня (рис. 2). Однако при этом происходит одновременно уменьшение полезной площади осевого сечения этого канала, что может отрицательно сказаться на производительности устройства.

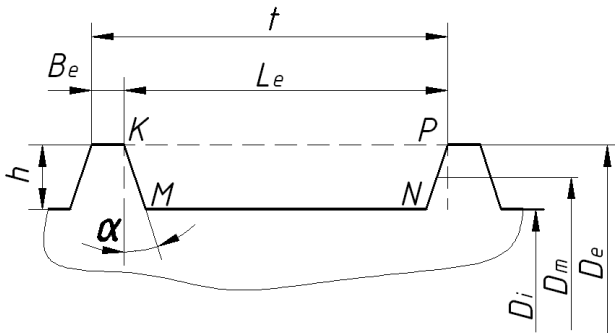


Рис. 2. Схема осевого сечения винтового канала шнека: h – глубина канала; t – шаг витка; L_e – ширина канала; B_e – ширина гребня витка шнека; α – угол при вершине гребня витка; D_i – диаметр сердечника шнека; D_e – внешний диаметр шнека (по гребню витков); D_m – средний диаметр шнека

Исследуем влияние угла α при вершине гребня на транспортирующую способность шнека. Анализ будем производить с использованием расчетных схем, составленных для части червяка длиной, равной шагу нарезки t (рис. 2 и рис. 3).

Площадь рабочей поверхности цилиндра $A_{ц1}$ («толкающей» поверхности) вычислим по формуле:

$$A_{ц1} = \pi D t - A_{ep1}, \quad (1)$$

где A_{ep1} – площадь витка гребня, определяемая произведением длины винтовой линии по наружной поверхности L_1 на ширину на наружной поверхности гребня B_e и на косинус угла φ_e между ними:

$$A_{ep1} = L_1 B_e \cos \varphi_e. \quad (2)$$

Из рис. 3 видно, что длина винтовой линии по наружной поверхности L_1 определяется следующим выражением:

$$L_1 = \frac{t}{\sin \varphi_e}. \quad (3)$$

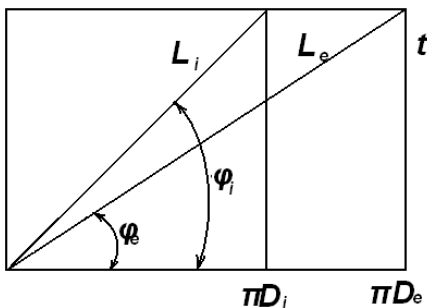


Рис. 3. Схема развертки винтовых линий шнека по наружному D_e и внутреннему D_i диаметрам

Подставив значение L_1 из выражения (3) в (2), получим формулу для расчёта площади витка гребня

$$A_{ep1} = \frac{t}{\sin \varphi_e} B_e \cos \varphi_e = \frac{t B_e}{t g \varphi_e}. \quad (4)$$

Площадь поверхности винтовой канавки шнека A_{w1} на длине, равной шагу нарезки, может быть определена как сумма

$$A_{w1} = A_{щц} + 2A_{б}. \quad (5)$$

где $A_{щц}$ – площадь цилиндрической поверхности сердечника шнека, $A_{б}$ – площадь боковой поверхности гребня.

Для вычисления площади цилиндрической поверхности сердечника шнека $A_{щц}$ воспользуемся формулой:

$$A_{щц} = \pi d t - A_{ep2} = \pi (D - 2h) t - A_{ep2}, \quad (6)$$

где d – диаметр сердечника шнека, D – диаметр шнека, h – высота гребня, а A_{ep2} – площадь гребня витка у основания, которая определяется аналогично площади витка гребня.

$$A_{ep2} = L_2 B_i \cos \varphi_i.$$

$$\text{Поскольку } L_2 = \frac{t}{\sin \varphi_i}, \text{ то } A_{ep2} = \frac{t}{\sin \varphi_i} B_i \cos \varphi_i = \frac{t B_i}{t g \varphi_i}.$$

Учитывая, что $B_i = B_e + 2htg\alpha$ и используя тот факт, что $t = \pi (D - 2h) t g \varphi_i$, получаем:

$$A_{ep2} = \pi (D - 2h) (B_e + 2htg\alpha). \quad (7)$$

Подстановка в (6) выражения (7) дает:

$$A_{щц} = \pi (D - 2h) (t - (B_e + 2htg\alpha)). \quad (8)$$

Найдём площадь элементарного участка боковой поверхности dA_b

$$dA_b = L_{e(y)} ds = L_{e(y)} \frac{dy}{\cos \alpha}, \quad (9)$$

где $L_{e(y)}$ – длина винтовой линии на поверхности, находящейся на расстоянии y от поверхности цилиндра сердечника шнека;

$$ds = \frac{dy}{\cos \alpha} - \text{длина элементарного участка боковой поверхности.}$$

ности.

Аналогично выражению (3) определяется длина винтовой линии на поверхности, находящейся на расстоянии y от поверхности цилиндра сердечника шнека $L_{e(y)}$

$$L_{e(y)} = \frac{t}{\sin \varphi}, \quad (10)$$

где φ – угол подъёма винтовой линии в рассматриваемом сечении.

Поскольку шаг t винтовой нарезки является величиной постоянной, то угол подъёма винтовой линии φ в любом сечении может быть выражен через угол подъёма на наружной поверхности φ_e или внутренней поверхности φ_i при помощи очевидных соотношений

$$t = \pi D t g \varphi_e = \pi (D - 2h) t g \varphi_i = \pi (D - 2h + 2y) t g \varphi \quad (11)$$

откуда

$$t g \varphi = \frac{D t g \varphi_e}{D - 2h + 2y}. \quad (12)$$

Для нахождения $\sin \varphi$ в формуле (10) используем следующие тригонометрические тождества

$$\sin \varphi = t g \varphi \cos \varphi, \quad \cos \varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + t g^2 \varphi}}$$

тогда

$$\sin \varphi = \frac{t g \varphi}{\sqrt{1 + t g^2 \varphi}} = \frac{D t g \varphi_e}{\sqrt{(D - 2h + 2y)^2 + D^2 t g^2 \varphi_e}}$$

и формула для расчёта длины винтовой линии примет вид:

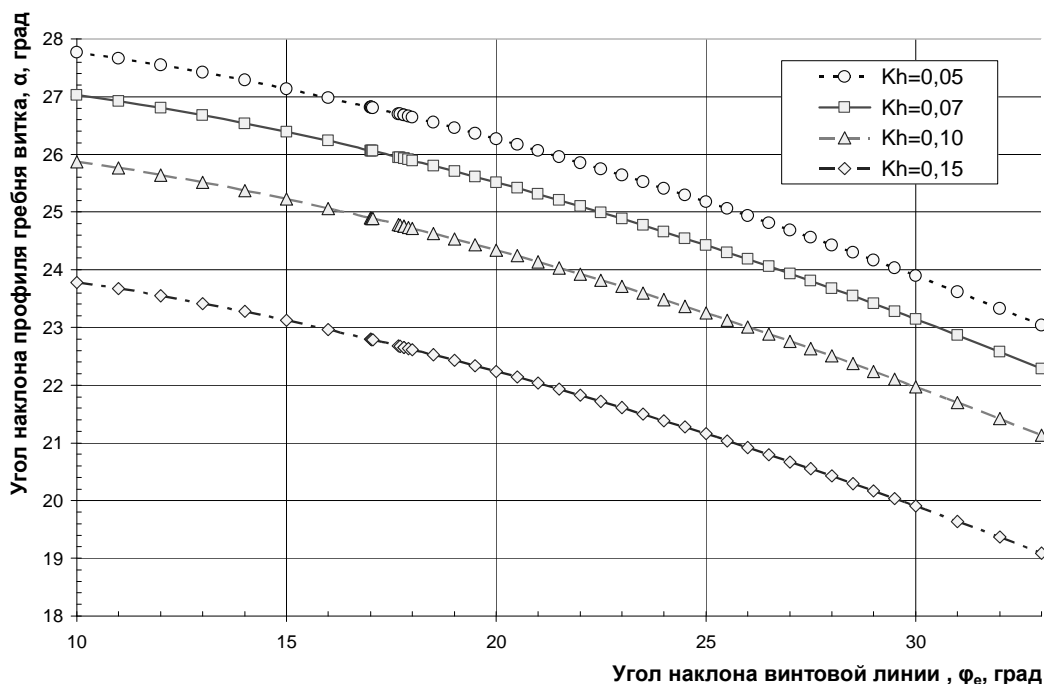


Рис. 4. Зависимость расчетного угла наклона профиля гребня витка α , от угла наклона винтовой линии φ_e при $K_b=0,1$

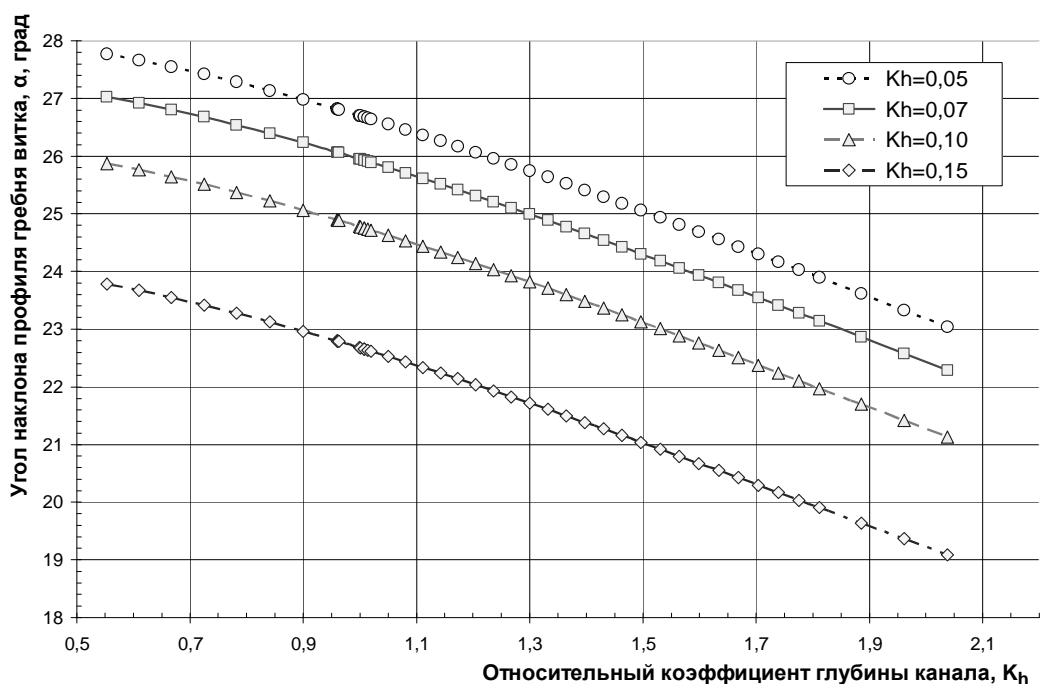


Рис. 5. Зависимость расчетного угла наклона профиля гребня витка α от относительного коэффициента глубины K_h при $K_b=0,1$

$$L_{\alpha(y)} = t \sqrt{1 + \frac{(D-2h+2y)^2}{D^2 \operatorname{tg}^2 \varphi_e}} \quad (13)$$

Зная величину $L_{\alpha(y)}$, можно определить элементарную площадь боковой поверхности канавки, подставив (13) в (9):

$$dA_{\alpha} = L_{\alpha(y)} \frac{dy}{\cos \alpha} = \frac{t}{\cos \alpha} \sqrt{1 + \frac{(D-2h+2y)^2}{D^2 \operatorname{tg}^2 \varphi_e}} \quad (14)$$

Интегрируя (14) в пределах от 0 до h , найдём площадь боковой поверхности гребня

$$A_{\alpha} = \frac{t}{\cos \alpha} \int_0^h \sqrt{1 + \frac{(D-2h+2y)^2}{D^2 \operatorname{tg}^2 \varphi_e}} dy \quad (15)$$

Для вычисления интеграла в формуле (15) введём замену переменной $z = D - 2h + 2y$, $dz = 2dy$, $dy = \frac{dz}{2}$ с пределами интегрирования $y = 0$; $z_0 = D - 2h$; $y = h$; $z = D$.

Тогда искомый интеграл преобразовывается к виду:

$$\int_0^h \sqrt{1 + \frac{(D-2h+2y)^2}{D^2 \operatorname{tg}^2 \varphi_e}} dy = \int_{D-2h}^D \sqrt{1 + \frac{z^2}{D^2 \operatorname{tg}^2 \varphi_e}} dz \quad (16)$$

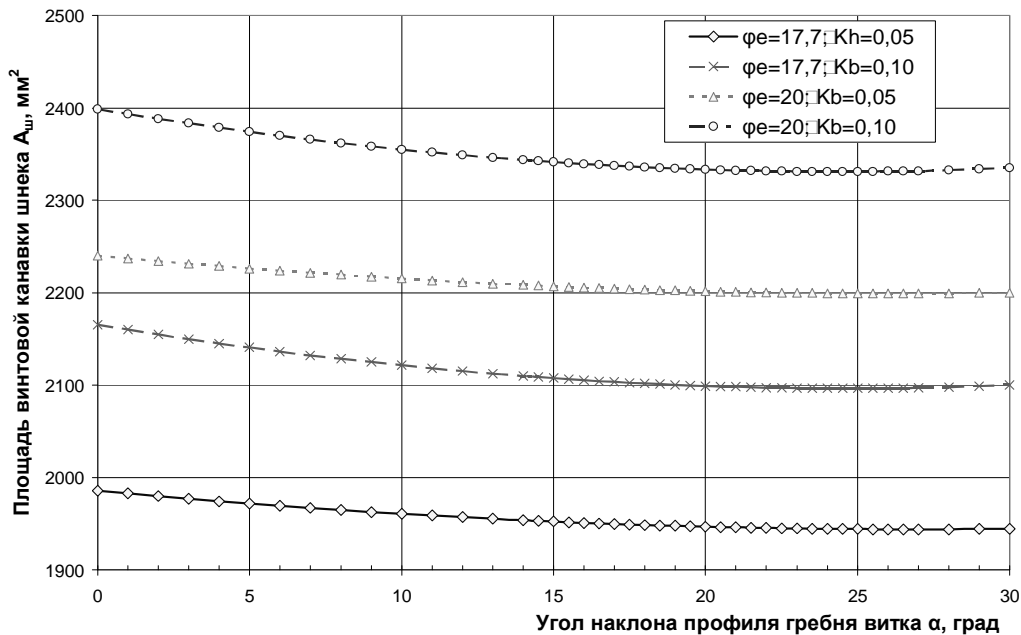


Рис. 6. Зависимость площади винтового канала шнека от угла наклона профиля гребня витка (α) для шнеков с внешним диаметром 25 мм, для двух различных углов наклона винтовой линии, значение $K_b=0,1$

Вычисление интеграла (16) удобно производить по частям, используя подстановку $a = D \operatorname{tg} \varphi_e$

Тогда

$$\int u dv = uv - \int v du, \text{ где } u = \sqrt{a^2 + z^2}, \text{ } dv = dz, \text{ } v = z;$$

$$du = \frac{2z dz}{2\sqrt{a^2 + z^2}} = \frac{z dz}{\sqrt{a^2 + z^2}}$$

Опуская промежуточные выкладки, с учетом табличного интеграла $\int \frac{dz}{\sqrt{a^2 + z^2}} = \ln |z + \sqrt{z^2 + a^2}| + C$ для площади боковой поверхности окончательно запишем

$$A_6 = \frac{t}{\cos \alpha} \left(\frac{D}{2} \sqrt{1 + \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \varphi_e}} - \frac{D-2h}{2} \sqrt{1 + \frac{(D-2h)^2}{D^2 \operatorname{tg}^2 \varphi_e}} + \frac{D \operatorname{tg} \varphi_e}{2} \ln \left| \frac{D + D \operatorname{tg} \varphi_e \sqrt{1 + \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \varphi_e}}}{D - 2h + D \operatorname{tg} \varphi_e \sqrt{1 + \frac{(D-2h)^2}{D^2 \operatorname{tg}^2 \varphi_e}}} \right| \right). \quad (17)$$

Зная площадь боковой поверхности, можно определить расчетную площадь поверхности винтового канала шнека A_{w1} на длине, равной шагу нарезки.

Подставив в (5) выражения (8) и (17), после преобразований получим:

$$A_{w1} = \pi (D - 2h) [t - (B_e + 2htg\alpha)] + \frac{t}{\cos \alpha} \left[D \sqrt{1 + \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \varphi_e}} - (D - 2h) \sqrt{1 + \frac{(D - 2h)^2}{D^2 \operatorname{tg}^2 \varphi_e}} + D \operatorname{tg} \varphi_e \ln \left| \frac{D + D \operatorname{tg} \varphi_e \sqrt{1 + \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \varphi_e}}}{D - 2h + D \operatorname{tg} \varphi_e \sqrt{1 + \frac{(D - 2h)^2}{D^2 \operatorname{tg}^2 \varphi_e}}} \right| \right].$$

Представим полученное выражение в безразмерном виде, используя следующие равенства: $K_t = \frac{t}{D}$, $K_b = \frac{B_e}{D}$, $\overline{A_{w1}} = \frac{A_{w1}}{D^2}$.

Тогда формула для расчетной площади винтового канала шнека на длине, равной шагу нарезки (площадь сопротивления), примет вид:

$$\overline{A_{w1}} = A_1 - A_2 \operatorname{tg} \alpha + \frac{A_3}{\cos \alpha}, \quad (18)$$

где $A_1 = \pi(1 - 2K_h)(K_t - K_b)$; $A_2 = \pi(1 - 2K_h)2K_h$;

$$A_3 = K_t \left[\frac{1}{\sin \varphi_e} - (1 - 2K_h) \sqrt{1 + \frac{(1 - 2K_h)^2}{\operatorname{tg}^2 \varphi_e}} + \operatorname{tg} \varphi_e \ln \left| \frac{1 + \sqrt{\operatorname{tg}^2 \varphi_e + 1}}{1 - 2K_h + \sqrt{\operatorname{tg}^2 \varphi_e + (1 - 2K_h)^2}} \right| \right].$$

Для нахождения угла, при котором площадь винтового канала минимальна, а, соответственно, проталкивающая способность шнека максимальна, продифференцируем функцию (18) по углу α и приравняем полученную производную к нулю

$$\frac{\partial \overline{A_w}}{\partial \alpha} = 0 - \frac{A_2}{\cos^2 \alpha} + \frac{A_3 \sin \alpha}{\cos^2 \alpha} = 0.$$

Откуда для угла α , соответствующего точке минимума на зависимости площади «сопротивления» от угла наклона профиля образующей гребня витка, найдем

$$\alpha = \arcsin \frac{A_2}{A_3}.$$

Влияние конструктивных параметров нарезки шнека (угла подъема винтовой линии φ_e и коэффициента K_h глубины нарезки винтового канала) на значение оптимальных углов наклона профиля гребня витка представлено на рис. 4 и 5.

Из приведенных данных видно, что в исследованном диапазоне изменения углов подъема винтовой линии шнека φ_e и глубин K_h нарезки витка значения угла α , наклона профиля гребня витка, соответствующие положению точки минимума на функции зависимости площади поперечного сечения винтового канала от α находятся в диапазоне 19–28°.

При этом сама зависимость $A_{ш1}(\alpha)$ (рис. 6), а также отношение площади «толкающей» поверхности цилиндра $A_{ц}$ к площади «сопротивления» шнека $A_{ш1}$ (рис. 7), являются пологими функциями, заметно изменяющимися в диапазоне $0-15^\circ$, менее заметно в диапазоне $15-20^\circ$ и почти не зависимыми от α в диапазоне от 20 до 30° . Таким образом, при проектировании новых типоразмеров шнеков можно рекомендовать назначать угол наклона образующей гребня витка в диапазоне $20-30^\circ$. Шнек с прямоугольным сечением витка имеет меньшую работоспособность, чем с трапецидальным.

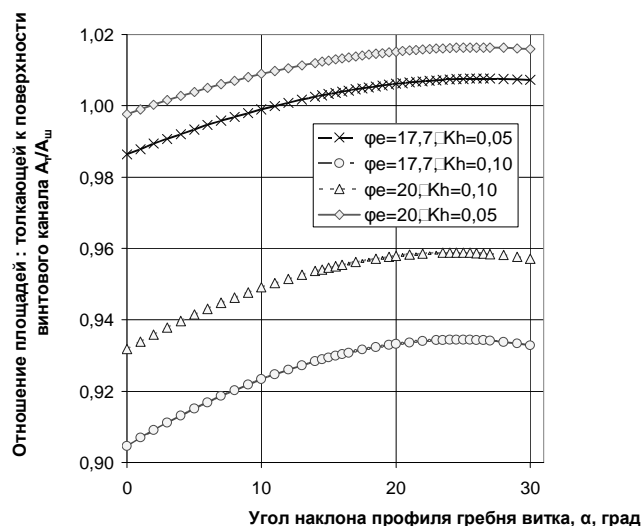


Рис. 7. Зависимость отношения «толкающей» площади цилиндра к площади «сопротивления» винтового канала шнека $\eta=A_{ц}/A_{ш1}$ от угла наклона профиля витка α при $K_b=0,1$

Заключение. Изучено влияние угла наклона образующей гребня витка и угла подъема винтовой линии для шнеков с трапецидальной формой сечения витка на транспортирующую способность. Установлены оптимальные значения этих параметров с позиций обеспечения работоспособности для случая наиболее неблагоприятного соотношения удельных сил трения по шнеку и цилиндру.

Обозначения

D_e – внешний диаметр шнека в зоне загрузки; D – диаметр шнека в зоне выхода материала; L – длина нарезной части шнека; F_{fp} – положительная сила трения, действующая на поверхности контакта перерабатываемого материала с цилиндром экструдера; F_{fn} – отрицательная сила трения, действующая на рабочей поверхности вин-

тового канала шнека; t – шаг винтовой нарезки; B_e – ширина гребня витка; h – высота гребня витка; α – угол наклона при вершине гребня; L_e – ширина межвиткового пространства; D_i – диаметр сердечника шнека; D_m – средний диаметр шнека; A – полезная площадь осевого сечения винтового канала шнека; η – отношение полезной площади к длине образующей; K_t – коэффициент шага витка; K_B – коэффициент ширины гребня витка; K_h – коэффициент глубины нарезки канала.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Шаповалов, В.М. Технология переработки высоконаполненных композитов: под общ. ред. Ю.М. Плескачевского / В.М. Шаповалов, В.Г. Барсуков, Б.И. Купчинов – Гомель: ИММС НАНБ, 2000. – 260 с.
2. Roman Hejft. Gisljeniowa aglomeracja materialow roslinnych. Bialystok: Politechnika Bialostocka, Instytut technologii Eksploatacji w Radomiu. 2002. – 260 s.
3. Переработка пластмасс / Шварц О., Эбелинг Ф.-В., Фурт Б. // Под общ. ред. А.Д. Панматченко. – СПб.: Профессия, 2005. – 320 с.
4. Грахольская, Е.В. Параметры контактного взаимодействия деталей исполнительного механизма в одночервячных экструдерах с усиленным сердечником при отсутствии материала в межвитковой зоне / Е.В. Грахольская, В.Г. Барсуков // Вестник БрГТУ. – 2007. – №4 (46): Машиностроение – С. 69–75.
5. Грахольская, Е.В. Модернизированные конструкции экструзионных машин для переработки полимерных материалов / Е.В. Грахольская, В.Г. Барсуков, А.И. Свириденко // Материалы, технологии, инструменты – 2007. – Т. 12. – № 3. – С. 84–90.
6. Грузнов, Г.Ф. Машины для переработки пластических масс. – М.: Машиностроение, 1966. – 225 с.
7. Завгородний, В.К. Оборудование предприятий по переработке пластмасс / В.К. Завгородний, Э.Л. Калинин, Е.Г. Махаринский – Л.: Химия, 1972. – 463 с.
8. Басов, Н.И. Расчет и конструирование оборудования для производства и переработки полимерных материалов / Н.И. Басов, Ю.В. Казанков, В.А. Любартович – М.: Химия, 1986 – 488 с.
9. Теплофизические и реологические характеристики и коэффициенты трения наполненных термопластов: справочник / В.А. Пахаренко, В.Г. Зверлин, В.П. Привалко [и др.] – Киев: Наукова думка, 1983. – 280 с.
10. Барсуков, В.Г. Технологическое трение при экструзии композитов / В.Г. Барсуков, А.И. Свириденко – Гродно: ГрГУ, 1998. – 201 с.
11. Mroz Z., Stupkiewicz S. Constitutive model of adhesive and ploughing friction in metal-forming process // Int. J.Mech.Sci. 1998. – Vol. 40. – № 2–3. P. 281–303.
12. Коликов, П.И. Новые процессы деформации металлов и сплавов / П.И. Коликов, А.В. Полухин, А.П. Крупин [и др.] – М.: Высшая школа, 1986. – 88 с.

Материал поступил в редакцию 14.10.09

BARSUKOV V.G., GRAHOLSKAJA E.V., VOLK O.S. The influence of the channel turn angle on extruder screw work ability

The influence of the shape and sizes of the channel turn and helix angle on extruder screw work ability is investigated. The optimal parameters for the efficiency in the most work ability unfavorable ratio of the specific friction forces acting on the screw and cylinder are established.

УДК 621.891.67

Голуб В.М., Голуб М.В.

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИЗГОТОВЛЕНИЕ И ИСПЫТАНИЯ ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Введение. Работа контактных уплотнений торцового типа характеризуется режимом трения основного его элемента – пары трения, смазка которой осуществляется перекачиваемой средой. Перекачиваемая по трубопроводам нефть в полной мере не отвечает требованиям, предъявляемым к смазкам узлов трения. Так, нефть, обладая сравнительно хорошей маслянистостью, содержит различ-

ные механические примеси, в виде абразивных частиц, песка и твердых химических соединений. В нефти содержится пластовая вода, сераорганические и хлороорганические соединения, сопутствующие газы (азот, сероводород, углекислый газ и др.).

При промывке резервуаров и очистке трубопроводов содержание механических примесей в нефти возрастает и доходит до 0,1% и более.

Голуб Владимир Михайлович, к.т.н., доцент кафедры машиноведения Брестского государственного технического университета.

Голуб Михаил Владимирович, д.т.н., профессор кафедры машиноведения Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, 224023, г. Брест, ул. Московская, 267.