

3. Патент України. Заявка №а200812720 від 30.10.2008р., МПК (2006) В 01 J 2/16. Спосіб отримання гранул пористої структури та пристрій для його здійснення / Артюхов А.Є., Склабінський В.І., Жеба К.В.
4. Патент №88558 С2 Україна, МПК В01D45/04. Спосіб вловлювання високодисперсної краплинної рідини з газорідного потоку і пристрій для його здійснення / Склабінський В.І., Ляпощенко О.О., Логвин А.В., Міщенко О.С.; заявник та патентовласник Сумський державний університет — №200802372; заявлено 25.02.2008; надрук. 26.10.2009, Бюл. №20, 2009.
5. А.с. 1197707 СССР, МКИЗ В 01 D 53/18. Вихревой распыливающий массообменный аппарат. /Холин Б.Г., Склабинский В.И. - Б.И. № 46, 1985.
6. Патент України. Заявка № u 2009 11023 Україна, МПК(2009)В01D53/14. Спосіб очищення та осушування природного газу / О.О.Ляпощенко, Ю.О.Толстун, Я.М.Бакаєва. Заявлено 02.11.2009.
7. Склабінський В.І. Розрахунок гідродинамічних параметрів закручених потоків у вихрових грануляторах аналітичним методом / В.І.Склабінський, А.Є.Артюхов // Вісник Сумського державного університету. – 2008. – № 3. – С. 62-70.
4. Жеба К.В. Гідродинаміка двофазних вихрових потоків. Вплив на габарити грануляційного обладнання / К.В. Жеба, В.І. Склабінський, А.Є. Артюхов // Хімічна промисловість України. – 2009. – № 4. – С. 47-52.
5. Склабинский В.И. Определение гидродинамических характеристик дисперсной фазы в малогабаритных вихревых аппаратах / В.И. Склабинский, А.Е. Артюхов // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – 2009. – Вип. 6/2009 (59), частина 1. – С.196-201.
6. Склабінський В.І. Дослідження високоефективного інерційно-фільтруючого сепараційного обладнання компресорних установок нафтогазової промисловості / В.І.Склабінський, О.О.Ляпощенко // Вісник Сумського державного університету. — 2006. — №10(94). — С. 112-119.
7. Логвин А.В. Визначення гідродинамічних показників інерційно-фільтруючих сепараторів за допомогою комп'ютерного моделювання та фізичного експерименту / Логвин А.В., Склабінський В.І., Ляпощенко О.О. // «Наукові дослідження – теорія та експеримент '2009»: Матеріали четвертої міжнародної науково-практичної конференції. Т.6. — Полтава: Вид-во «ІнтерГрафіка» 2009. - С.54-56.

УДК 678.023

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСУ ДЛЯ ПЕРЕКАЧУВАННЯ ВИСОКОВ'ЯЗКИХ РІДИН

Корнієнко Я.М. д-р. техн. наук, професор, Швед М.П. канд. техн. наук,
Домінова Г.В., Сафонов С.В., Швед Д.М.
Національний Технічний Університет України «КПІ», м. Київ

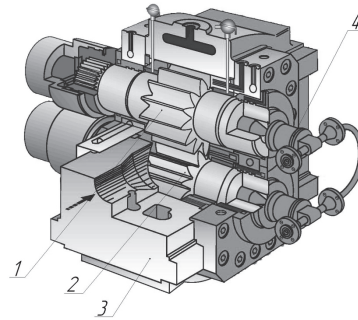
В статті надані результати аналітичних та експериментальних досліджень енергетичних параметрів шестеренного насоса, які дали змогу розробити методику розрахунку потужності об'ємного насоса для перекачування високов'язких рідин.

This article is about results of the theoretical analysis and experimental researches of the gear pump's energy parameters, which gave an opportunity to design a power calculation method for high viscosity fluid transferring.

Ключові слова: екструзія, неньютонівська рідина, дозування, шестеренний насос.

З кожним днем використання шестеренних насосів в лініях для екструзії полімерів стає дедалі популярнішим. Це пов'язано не тільки з тим, що шестеренні насоси дають можливість отримувати кінцевий продукти вищої якості, але й з тим, що вони використовуються як загально визнаний інструмент для покращення ефективності та зручності в використанні всієї екструзійної лінії. Працюючи з екструдером як єдина система шестеренні насоси поєднали в собі такі ключові характеристики, без яких сьогодні неможливо було б відповідати постійно зростаючим вимогам до якості продукції та економічності. Шестеренні насоси можна використовувати не лише в нових екструзійних лініях, але й при модифікуванні вже існуючих. Але в обох випадках присутня єдина мета – вивести етап виробництва на якісно новий рівень, досягти більшої точності та якості при виготовленні продукції й збільшити

керованість процесу. Шестеренні насоси, як дозатори, використовуються при виготовленні моноволокон, багатошарових матеріалів, орієнтованої плівки, труб, листів, композиційних матеріалів, профільно-погонажних виробів, резини і таке інше[1].



1 – ведуча шестерня, 2 – ведена шестерня, 3 – корпус, 4 – система термостатування

Рис.1 – Шестеренний насос для комплектації технологічних ліній для переробки полімерів

Основною проблемою існуючих екструзійних ліній є використання черв'ячного екструдера як дозуючого та нагнітаючого насосу, що призводить до значної перевитрати сировини та енергії. Дослідження енергетичних параметрів шестеренного насосу по суті зводиться до визначення необхідної потужності.

Потужність приводу шестеренного насосу витрачається на подолання сил тертя та на створення тиску. В нашому випадку сили тертя в зазорах та по поверхні контакту досягають значних величин, тому при визначенні потужності необхідно враховувати вплив цих сил. Загальна формула потужності може бути записана у наступному вигляді:

$$N_{заг} = N_{\Delta P} + N_{mp} + N_{x.x.} \tag{1.10}$$

де $N_{\Delta P}$ – потужність, що витрачається на створення тиску та подолання сил тертя в підшипниках;

N_{mp} – потужність, що витрачається на подолання сил тертя в зазорах та по поверхні тертя.

Величина $N_{\Delta P}$ може бути визначена за відомою залежністю:

$$N_{\Delta P} = \Delta P \cdot Q_{\phi} \tag{1.11}$$

А значення потужності, що витрачається на подолання сил тертя можна розписати в свою чергу для елементарного об'єму як:

$$dN_{mp} = dN_n + dN_z \tag{1.12}$$

dN_z – потужність, яка витрачається на зсув розплаву в зазорі;

dN_n – потужність, яка витрачається на зсув розплаву по поверхні.

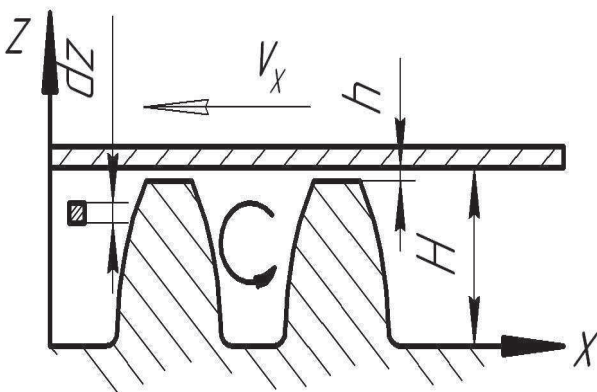


Рис. 2 – Схема елементарного об'єму полімеру в насосі в різних напрямках координатних осей

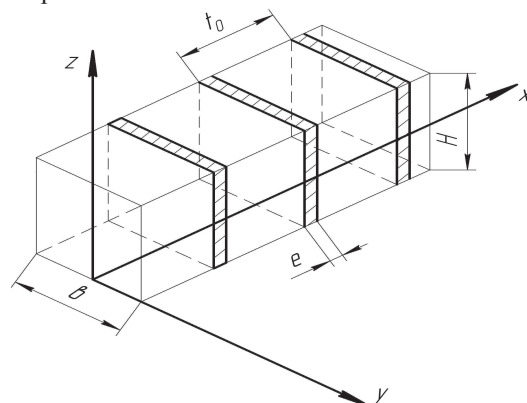


Рис. 3 – Схема параметрів зубів шестерні

Для сталої ізотропної течії нестисливої рідини рівняння руху в напрямі осі x можна записати в наступному вигляді[2]:

$$\rho \cdot \left[v_y \cdot \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} \right) + v_z \cdot \left(\frac{\partial v_x}{\partial z} \right) + v_x \cdot \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} \right) \right] = - \frac{\partial P}{\partial x} + \eta \cdot \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} \right) \quad (1.13)$$

Члени лівої частини рівняння (1.13) представляють собою прискорення, якими у випадку повільної течії високов'язких розплавів полімерів можна знехтувати.

Для аналізу використаної потужності в насосі необхідно розглянути компоненти вектора швидкості v_z та v_y . Якщо припустити, що потік встановлений, в'язкість постійна, а членами, які виражають прискорення – знехтувати, то компоненти по осям z та y в рівняннях руху приймають вигляд:

$$\frac{1}{\eta} \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial y} \right) = \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \quad (1.14)$$

$$\frac{1}{\eta} \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial z} \right) = \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \quad (1.15)$$

В нашому випадку ширина каналу в кілька разів перевищує глибину, а тому, можна припустити, що:

$$\frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} \ll \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \quad (1.16)$$

При такому припущенні рівняння (1.14) спроститься та набуде вигляду:

$$\frac{1}{\eta} \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial y} \right) = \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \quad (1.17)$$

Рішення рівняння (1.17) що задовольняє граничні умови:

$$v_y(0)=0; v_y(H) = -v_x \quad (1.18)$$

Можна записати в наступному вигляді:

$$v_y = -z \left(\frac{V_x}{H} \right) - \frac{z(H-z)}{2 \cdot \eta} \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial y} \right) \quad (1.19)$$

Поява в рівнянні складової швидкості v_y зумовлене циркуляцією розплаву, отже:

$$\int_0^H v_y dz = 0 \quad (1.20)$$

Гradient тиску в напрямі y знаходять підстановкою рівняння (1.19) в рівняння (1.20) та інтегруванням останнього. В результаті отримують:

$$\frac{\partial P}{\partial y} = - \left(\frac{6 \cdot \eta \cdot V_x}{H^2} \right) \quad (1.21)$$

Підстановка рівняння (1.21) в рівняння (1.19) дає вираз:

$$v_y = z \cdot \left(\frac{V_x}{H} \right) \cdot \left[2 - \left(\frac{3 \cdot z}{H} \right) \right] \quad (1.22)$$

Звідки

$$\left(\frac{\partial v_y}{\partial z} \right)_{z=H} = - \left(\frac{4 \cdot V_x}{H} \right) \quad (1.23)$$

Слід відзначити, що розподіл швидкостей не залежить від в'язкості рідини та від gradientу тисків.

Перетворюючи аналогічно рівняння (1.15) отримаємо:

$$\frac{1}{\eta} \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial z} \right) = \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \quad (1.24)$$

Розв'язок рівняння (1.24) при граничних умовах:

$$v_z(0) = 0; v_z(\epsilon_1) = -V_x \quad (1.25)$$

має вигляд:

$$v_z = -y \cdot \left(\frac{V_x}{\epsilon_1} \right) - \frac{y \cdot (\epsilon_1 - H)}{2 \cdot \eta} \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial z} \right) \quad (1.26)$$

Так як v_z зумовлена циркуляцією розплаву, то:

$$\int_0^{\epsilon_1} v_z \cdot dy = 0 \quad (1.27)$$

Гradient тиску в напрямі осі z знайдемо підстановкою рівняння (1.26) в рівняння (1.27) в результаті отримуємо:

$$\frac{\partial P}{\partial z} = -\left(\frac{6 \cdot \eta \cdot V_x}{\epsilon_1^2}\right) \quad (1.28)$$

Підставляючи рівняння (1.28) в (1.26), отримаємо:

$$v_z = y \cdot \left(\frac{V_x}{\epsilon_1}\right) \cdot \left[2 - \left(\frac{3 \cdot y}{\epsilon_1}\right)\right] \quad (1.29)$$

Звідки:

$$\left(\frac{\partial v_z}{\partial z}\right)_{y=\epsilon_1} = -\left(\frac{4 \cdot V_x}{\epsilon_1}\right) \quad (1.30)$$

Потужність dN_3 , що затрачається на зсув розплаву в зазорі, можна розрахувати за формулою:

$$dN_3 = z_k \cdot V_x^2 \left(\frac{\epsilon \cdot \eta}{h}\right) \cdot dx \quad (1.31)$$

де z_k – число робочих зубів шестерні.

Загальні втрати потужності на тертя виражається залежністю:

$$\begin{aligned} N_{mp} &= N_n + N_3 = \int_0^{\epsilon_1} \int_0^L (\tau_{zy} \cdot V_y + \tau_{zx} \cdot V_x) dy \cdot dx + z_k \cdot V_x^2 \cdot \int_0^e \left(\frac{\epsilon \cdot \eta}{h}\right) dx = \\ &= \left[\epsilon \cdot \int_0^L \frac{4 \cdot \eta \cdot V_x^2}{H} + H \cdot \int_0^L \frac{4 \cdot \eta \cdot V_x^2}{\epsilon_1} \right] \cdot dx + z_k \cdot V_x^2 \cdot \int_0^e \left(\frac{\epsilon \cdot \eta}{h}\right) \cdot dx = \\ &= \frac{\epsilon \cdot 4 \cdot \eta \cdot V_x^2 \cdot L}{H} + \frac{H \cdot 4 \cdot \eta \cdot V_x^2 \cdot L}{\epsilon_1} + \frac{z_k \cdot V_x^2 \cdot \epsilon \cdot \eta \cdot e}{h} \end{aligned} \quad (1.32)$$

З врахуванням втрат потужності на створення тиску та втратами тиску по всіх групах зазорів загальна формула визначення потужності матиме вигляд:

$$\begin{aligned} N_{заз} &= \Delta p \cdot Q_\phi + N_{x.x.} + 2 \cdot \frac{\epsilon \cdot 4 \cdot \eta \cdot V_x^2 \cdot (L - 13 \cdot e)}{H} + 8 \cdot \frac{H \cdot 4 \cdot \eta_1 \cdot V_{x_1}^2 \cdot \left(L - 13 \cdot \frac{t}{2}\right)}{\frac{t}{4}} + \\ &+ 2 \cdot \frac{z_k \cdot e \cdot \epsilon \cdot \eta_2 \cdot V_x^2}{h_R} + 4 \cdot \frac{z \cdot H \cdot \eta_3 \cdot V_{x_1}^2 \cdot \frac{t}{2}}{h_T} + 4 \cdot \frac{B \cdot 4 \cdot \eta_4 \cdot V_{x_2}^2 \cdot L_1}{h_T} \end{aligned} \quad (1.33)$$

де $V_x = \frac{\pi \cdot D_e \cdot n}{60}$ – швидкість руху поверхні зубів шестерні.

$V_{x_1} = \frac{\pi \cdot D_g \cdot n}{60}$ – швидкість руху на дільному колі зубів шестерні.

$V_{x_2} = \frac{\pi \cdot \left(\frac{D_i + D_e}{2}\right) \cdot n}{60}$ – середня швидкість руху між колом впадин (D_i) та діаметром вала (D_e);

Δp – перепад тиску;

Q_ϕ – витрата рідини;

$N_{x.x.}$ – потужність холостого ходу.

Експериментальні дослідження по визначенню потужності шестеренного насоса, яка залежить від обертів та продуктивності, проводились в лінії для виробництва рукавної плівки в склад якої входили живильник, дисковий екструдер, шестеренний насос НШ-20, формуюча головка та прийомні пристрої[3].

η – в'язкість, що визначається за швидкістю зсуву $\dot{\gamma} = \frac{V_x}{H}$ та температурою розплаву за рис. 4.1;

η_1 – ефективна в'язкість, що визначається за швидкістю зсуву $\dot{\gamma}_1 = \frac{V_{x1}}{\frac{b}{2}}$;

η_2 – ефективна в'язкість, що визначається за швидкістю зсуву $\dot{\gamma}_2 = \frac{V_x}{h_R}$;

η_3 – ефективна в'язкість, що визначається за швидкістю зсуву $\dot{\gamma}_3 = \frac{V_{x1}}{h_T}$;

η_4 – ефективна в'язкість, що визначається за швидкістю зсуву $\dot{\gamma}_4 = \frac{V_{x2}}{h_T}$;

Насос НШ–20 має наступні параметри: тиск на вході – 2 МПа, тиск на вихіді з насосу – 12–22 МПа, температура розплаву підтримувалась на рівні 180С, матеріал ПЕВТ марки 15803-020 ГОСТ 16337-85.

Параметри насосу:

$H=0,00495$ – висота зуба, м;
 $t = \pi \cdot m=0,007065$ – крок по ділильному колу, м;
 $m=0,00225$ – модуль, м;
 $z=20$ – число зубів шестерні;
 $z_k=13$ – число зубів шестерні, що знаходяться в контакті з поверхнею середньої пластини;
 $L=0,114$ – довжина лінії контакту шестерень, м;
 $e=0,001455$ – ширина вершини зуба, м;
 $h_R=0,00004$ – радіальний зазор, м;
 $h_T=0,00004$ – торцевий зазор, м;
 $B = \frac{D_i - D_e}{2}$ – ширина торцевого зазору між діаметром впадин зубів та діаметром вала, м;

$D_e = 0,0495$ – діаметр виступів шестерні, м;
 $D_g = 0,045$ – діаметр ділильного кола, м;
 $D_o = 0,0422$ – діаметр основного кола, м;
 $D_i = 0,039$ – діаметр впадин шестерні, м;
 $t_0 = 0,00664$ – крок по основному колу, м;
 $D_e = 0,018$ – діаметр виступів шестерні, м;
 $L_1 = \frac{\pi \cdot (D_i + D_e)}{2} = 0,0895$ – середня довжина, на якій відбувається тертя між корпусом бокової пластини та боковою поверхні шестерні, м.

Залежність ефективної в'язкості поліетилену від градієнта швидкості зсуву та температури зображено на рис.4.1

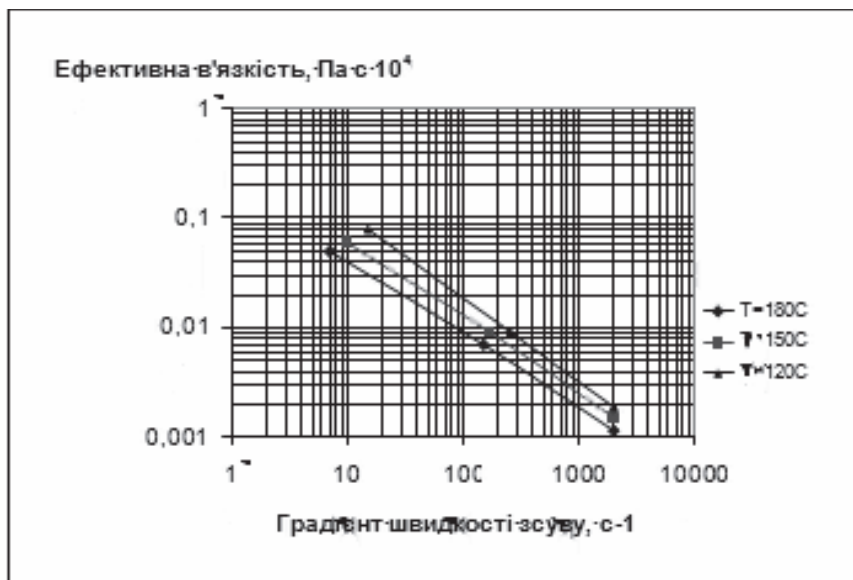


Рис. 4.1 – Залежність ефективної в'язкості поліетилену від градієнта швидкості зсуву та температури

При проведенні експериментальних робіт основна увага була направлена на дослідження енергетичних параметрів шестеренного насосу. В процесі роботи фіксувалася дійсна потужність об'ємного насосу, яка в основному залежить від частоти обертів насосу та від опору формуючої головки (рис 4.2 і рис.4.3).

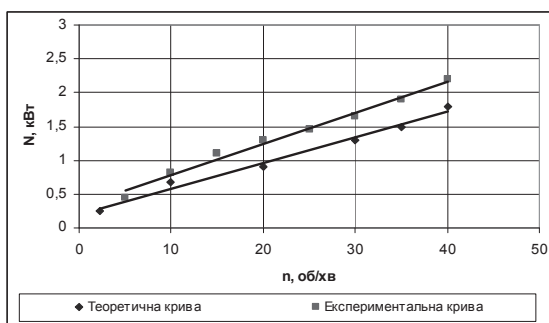


Рис. 4.2 – Залежність привідної потужності шестеренного насосу від числа обертів

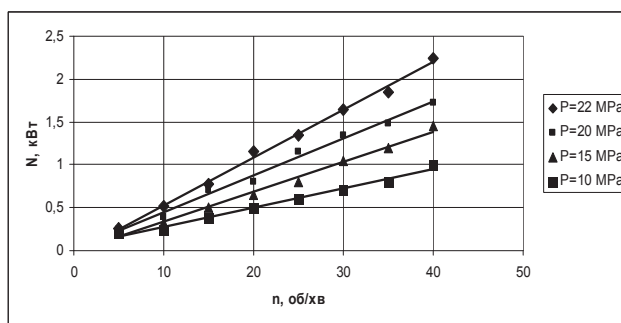


Рис. 4.3 – Залежність гідравлічної потужності від числа обертів шестеренного насосу

Залежність теоретичної потужності тертя в зазорах шестеренного насосу від числа його обертів представлена на рис 4.4 і рис. 4.5. З рисунків видно, що теоретичні втрати в торцях між боковими поверхнями зубів та корпусом насосу по своєму значенню співпадають з радіальними втратами. Такий самий характер властивий і втратам в торцях між боковими поверхнями шестерні та корпусом насосу.

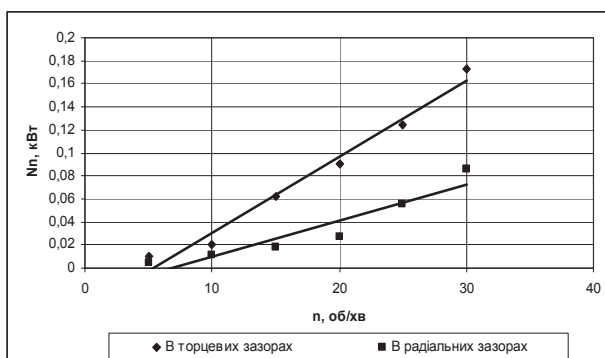


Рис. 4.4 – Залежність теоретичної потужності перетоків в зазорах шестеренного зазору НШ-20 від числа його обертів

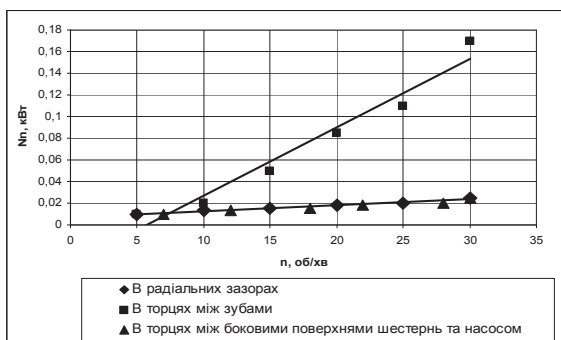


Рис. 4.5 – Залежність теоретичної потужності тертя в зазорах шестеренного зазору НШ-20 від числа його обертів

На рис. 4.6 представлена залежність потужності холостого ходу від числа обертів шестеренного насосу. Ця залежність враховує втрати на тертя в насосі, в шарнірі Гука та в інших частинах передач (в ланцюговій передачі, редукторі і т. д.) і є незначною величиною при невеликих обертах насосу.

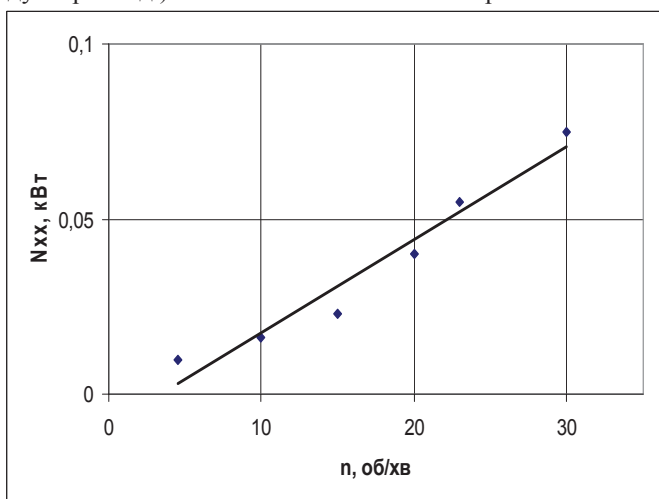


Рис. 4.4 – Залежність потужності холостого ходу від числа обертів шестеренного насосу

Сумуючи перераховані вище втрати теоретичної потужності на перекачування розплаву, полімеру в міжзубних впадинах, тертя в зазорах та холостий хід, та враховуючи, що для подолання опору в формуючій головці необхідний тиск порядку 12-22 МПа, можна визначити необхідну теоретичну потужність для створення цього тиску.

З порівняння теоретичної та експериментальної кривих видно, що похибка визначення затрачуваної потужності не перевищує 20%, що цілком задовільно.

Висновки

Таким чином запропонована методика і рівняння можуть бути використані при розрахунку потужності, що витрачається в шестеренному насосі.

Експериментальні дослідження підтвердили можливість використання об'ємних шестеренних насосів в комбінації з дисковим екструдером і живильником для забезпечення сталого технологічного режиму отримання плівки. Порівняння сумарних енергетичних затрат в каскадному дисково-шестеренному екструдері і черв'ячному при аналогічних умовах показали, що така комбінація дозволяє економити 10-15% електроенергії за рахунок забезпечення нижчої температури розплаву при достатній якості, що неможливо зробити в черв'ячній машині через надлишкову дисипацію енергії при високому опорі формуючого інструменту.

Література

1. Экструзия полимеров/Раувендааль К./Пер. с англ. Под ред. А.Я.Малкина – СПб.: Профессия, 2006. – 768 с.
2. Радченко Л.Б. Переробка термопластів методом екструзії: навч. посіб. [для студ. вищ. навч. закл.] / Радченко Л.Б. — К.: ІЗМН, 1999. — 220 с.
3. Мурдід Н.В., Швед М.П., Мікульонок І.О., Швед Д.М., “Каскадно-шестеренний дисковий екструдер для переробки полімерних матеріалів”. “Наукові вісті КПІ №2009/2” – К.: НТУУ «КПІ», 2008. – С. 74-77.

УДК 678.023

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА В ЛІНІЇ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА РУКАВНОЇ ПЛІВКИ

Кузьміна В.О., Корнієнко Я.М. д-р. техн. наук, професор, Швед М.П. канд. техн. наук, Швед Д.М. Національно технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ

В статті розглянуто процес отримання полімерних плівок в лінії на базі каскадного дисково-шестеренного екструдера. Аналітичні та експериментальні дослідження дали змогу розробити методику розрахунку продуктивності шестеренного насоса для високов'язких рідин.

This article about creation of design procedure zone of dosages disk-cog-wheel extruder. Analytical and experimental researches enabled to work out methodology of calculation of the productivity of cog-wheel pump for high viscosity liquids.

Ключові слова: екструзія, каскадний дисково-шестеренний екструдер, не ньютонівська рідина, дозування, шестеренний насос.

За останні роки у зв'язку з великим попитом на вироби з полімерів, значну увагу у хімічному машинобудуванні приділяють розробленню нових та вдосконаленню вже відомих установок для переробки полімерних матеріалів.

Основним недоліком існуючих технологічних ліній [1, 2] для виробництва полімерних плівок є нестабільність товщини по довжині, яка може збільшуватися на 3-8 % від номінального значення через недосконалість черв'ячного екструдера як дозуючого насосу, що призводить до значних перевищень витрат сировини та енергії.

Для подолання цього недоліку була створена експериментальна лінія на базі каскадного дисково-шестеренного екструдера з шестеренним насосом, який встановлюється між екструдером і формуючою головкою [3]. Основними перевагами насосів цього типу є висока точність об'ємного видатку, конструктивна простота, компактність, надійність, високий ККД, малі габарити та вага, мінімальна трудомісткість виготовлення, простота їх обслуговування, великий ресурс роботи.