

УДК 678.027

ВИЗНАЧЕННЯ ТИСКУ ПРИ КАСКАДНІЙ ДИСКОВО-ШЕСТЕРЕННІЙ ЕКСТРУЗІЇ

Швед М.П., Бояркін О.О.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

У даній статті проведений аналіз використання шестеренного насосу в каскадній схемі екструзії для перероблення полімерних матеріалів. Обґрунтовано використання шестеренного насосу для створення тиску в каскадній схемі екструзії. Зроблений аналіз експериментальних досліджень залежності тиску від величини робочого зазору в шестеренному насосі. Проведений аналіз залежності тиску від динамічної в'язкості розплаву. Також узагальнено аналіз експериментальних досліджень.

Ключові слова: екструзія, полімер, шестеренний насос, динамічна в'язкість, гідравлічний опір, внутрішні втрати.

Актуальність дослідження. На сьогоднішній день у світі зростає потреба у природних енергоресурсах, більшість з яких є вичерпними. В хімічній промисловості полімери відіграють важливу роль, тому останнім часом значна увага приділяється покращенню якості продукції та створенню нових економічних високопродуктивних машин для переробки пластичних мас. Основа дослідження процесу виготовлення полімерної плівки полягає у максимальному заощадженні сировини та енергії, підвищуючи при цьому якість продукції та зменшуючи навантаження на екологію.

Постановка проблеми. До основного недоліку існуючих технологічних ліній для виробництва полімерних плівок відносять нестабільність товщини по довжині, яка може збільшуватися на 5-8% від номінального значення, через недосконалість черв'ячного екструдера як дозуючого насосу, що призводить до значних перевищень витрат сировини та енергії [1]. Для вирішення цієї проблеми між екструдером та формуючим інструментом може бути використаний дозуючий шестеренний насос, який вирівнює пульсацію розплаву до 1-2% [2]. Це дозволяє випускати продукцію з меншими допусками на геометричні розміри зі значною економією сировини, що в подальшому призводить до меншої кількості полімерів, які потребують утилізації. Це є головною економічною та екологічною підставою для використання насосів.

Мета статті. Обґрунтування доцільності використання шестеренного насосу в якості генератора тиску при каскадній дисково-шестеренній екструзії.

Виклад основного матеріалу досліджень. Шестеренний насос – це зубчата передача, яка власне, і утворює насос. Розплав, який надходить з розплавлювача-гомогенізатора у вхідний отвір шестеренного насоса, потрапляє в насосну камеру між шестернями і корпусом, проштовхується передачею і витікає з вихідного отвору. Одна шестерня рухається за допомогою зовнішнього джерела, а інша – завдяки першій. Відбувається перенесення розплаву із зони низького тиску в зону високого тиску, при якому частина розплаву повертається назад за рахунок перепаду тисків й забезпечує змащування робочих поверхонь насоса та надійну роботу обладнання. З одного боку, втрати продуктивності мають бути мінімальними, а, з іншого – потрібно забезпечити змащування робочих поверхонь тертя в насосі,

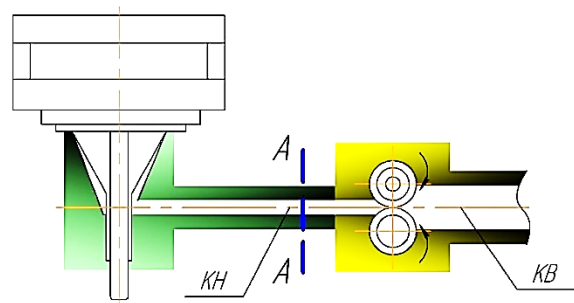
що є пріоритетним завданням під час проектування обладнання (рис. 1) [3, 4].



Рис. 1. Схема процесу проштовхування розплаву через шестеренний насос

Визначаємо необхідні та достатні умови для перекачування розплаву насосом під тиском.

На рис. 2 представлена схема яка пояснює як створюється тиск в насосі на відповідь опору формуючого інструменту.



КВ – камера всмоктування,
КН – камера нагнітання

Рис. 2. Схема створення тиску в шестеренному насосі

Необхідною умовою для перекачування розплаву під тиском є підведення механічної енергії до насоса.

Звернувшись до моделі насоса, яка представлена на рис. 2 проведемо площину А-А в довільному перерізі в камері нагнітання. Відповідно закону Паскаля тиск передається однаково на всі напрямки, а тому тиск вліво від площини А-А передається на подолання опору формуючого інструменту, а вправо від площини А-А сприймається внутрішнім гідравлічним опором насоса. Тоді тиск, який створює насос дорівнює падінню тиску на внутрішніх гідравлічних опорах. Його можна визначити з виразу:

$$p_{max} = \sum R_{en} Q_{вт} \quad (1)$$

де R_{en} – внутрішній гідравлічний опір насосу, Па·с/м³;

$Q_{вт}$ – об'єм втрат насосу, Па.

Це рівняння треба вважати основним яке визначає максимальний тиск насосу.

Аналог закону Ома в гідравліці можна сформулювати наступним чином: фактична втрата рідини з одної сторони і об'єм внутрішніх втрат з іншої сторони між двома фіксованими перерізами потоку пропорційний гідравлічному опору цієї ділянки. Аналітично ця залежність може бути представлена у вигляді:

$$Q_{\phi} = \frac{\Delta p}{R_{зов}} \quad (2)$$

де Δp – перепад тиску між перерізами потоку рідини, Па;

$R_{зов}$ – зовнішній гідравлічний опір, яке визначається навантаженням та опором формуючого інструменту, Па·с/м³.

По аналогії з (2) можна записати для внутрішніх втрат в насосі – $Q_{вт}$

$$Q_{вт} = \frac{p_{max}}{R_{вн}} \quad (3)$$

Виходячи з виразів (2) та (3) можна записати що найважливішою умовою працездатності насоса є виконання умови

$$Q_{вт} R_{зов} = Q_{\phi} R_{вн} \quad (4)$$

де Q_{ϕ} – фактична подача насосу, м³/с;

$Q_{вт}$ – внутрішні втрати в насосі, м³/с;

$R_{зов}$ – зовнішній гідравлічний опір, Па·с/м³;

$R_{вн}$ – внутрішній гідравлічний опір насосу, Па·с/м³.

З виразу (3) отримуємо залежність для тиску яке може розвивати насос:

$$p_{max} = Q_{вт} R_{вн} \quad (5)$$

Фізичний зміст (5) заключається в тому, що тиск який розвиває насос пропорційний гідравлічному опору насосу $R_{вн}$ на шляху через зазори в спряженнях деталей насосу.

Із залежності (3) та (5) і рис. 2 бачимо, що зменшуючи гідравлічний опір внутрішніх втрат насосу $\Delta p_{вн}$ можна досягти такого моменту, при якому насос буде не в змозі подолати внутрішнє навантаження. В цей момент зовнішній і внутрішній гідравлічні опори вирівнюються $R_{зов} = R_{вн}$, в результаті чого стануть рівними подача і внутрішні втрати, тобто буде виконуватись умова $Q_{\phi} = Q_{вт}$, що являється відсутністю подачі рідини. При цьому вся механічна енергія яка підходить до насоса, буде перетворюватись у внутрішню енергію розплаву – іти на її нагрів.

Із залежності (5) та рис. 2 бачимо що навпаки, збільшуючи гідравлічний опір внутрішніх втрат насосу $R_{вн} \rightarrow \infty$, можна досягнути зниженню внутрішніх втрат $Q_{вт} \rightarrow 0$, що дасть можливість збільшити тиск, який розвиває насос $\Delta p_{max} \rightarrow \infty$, і теоретично, рахуючи розплаву нестискуємим, виключити перетворення механічної енергії у внутрішню.

Представимо залежність (4) у вигляді:

$$\frac{Q_{\phi}}{Q_{вт}} = \frac{R_{вн}}{R_{зов}} \quad (6)$$

Із залежності (6) бачимо, що фактична подача насосу при даному тиску в стільки разів більше внутрішніх втрат, в скільки раз внутрішній гі-

дравлічний опір насосу більше зовнішнього. При цьому зовнішній опір визначається опором формуючого інструменту, звідси слідує, що зменшуючи об'єм сумарних внутрішніх втрат шляхом збільшення внутрішнього гідравлічного опору, тим самим збільшуємо відношення виду: $\frac{Q_{\phi}}{Q_{вт}}$, що за своєю суттю являється збільшенням коефіцієнту подачі насосу.

У нових насосах об'ємні втрати на змащування, як правило, не повинні перевищувати 10% від теоретичної продуктивності шестеренного насоса [4]. Тоді:

$$Q_{вт} = \frac{\Delta p b h^3}{12 \mu L} - \pi R_b b n h = 0.1 Q_T \quad (8)$$

$Q_{вт}$ в i -тому зазорі обчислюється за формулою:

$$Q_i = \frac{b_i h^3 \Delta p}{12 \mu_i L_i} \pm \frac{V_i b_i h}{2} \quad (9)$$

Формула (9) перепишеться для всіх груп зазорів в такий вигляд:

$$Q_{вт} = \frac{b_1 h^3 \Delta p}{12 \mu_1 L_1} - \frac{V_1 b_1 h}{2} + \frac{b_2 h^3 \Delta p}{12 \mu_2 L_2} + \frac{V_2 b_2 h}{2} + \frac{b_3 h^3 \Delta p}{12 \mu_3 L_3} + \frac{V_3 b_3 h}{2} + \frac{b_4 h^3 \Delta p}{12 \mu_4 L_4} - \frac{V_4 b_4 h}{2} + \frac{b_5 h^3 \Delta p}{12 \mu_5 L_5} - \frac{V_5 b_5 h}{2} \quad (10)$$

Формула для обчислення тиску набуває вигляду:

$$0.1 Q_T + \frac{V_1 b_1 h}{2} - \frac{V_2 b_2 h}{2} - \frac{V_3 b_3 h}{2} + \frac{V_4 b_4 h}{2} + \frac{V_5 b_5 h}{2} = \Delta p \left(\frac{b_1 h^3}{12 \mu_1 L_1} + \frac{b_2 h^3}{12 \mu_2 L_2} + \frac{b_3 h^3}{12 \mu_3 L_3} + \frac{b_4 h^3}{12 \mu_4 L_4} + \frac{b_5 h^3}{12 \mu_5 L_5} \right) \quad (11)$$

$$\Delta p = \frac{0.1 Q_T + \left(\frac{V_1 b_1 h}{2} - \frac{V_2 b_2 h}{2} - \frac{V_3 b_3 h}{2} + \frac{V_4 b_4 h}{2} + \frac{V_5 b_5 h}{2} \right)}{\frac{b_1 h^3}{12 \mu_1 L_1} + \frac{b_2 h^3}{12 \mu_2 L_2} + \frac{b_3 h^3}{12 \mu_3 L_3} + \frac{b_4 h^3}{12 \mu_4 L_4} + \frac{b_5 h^3}{12 \mu_5 L_5}} \quad (12)$$

В загальному вигляді:

$$\Delta p = \frac{0.2 \pi b n \left(R_b^2 - R^2 - \frac{t_0^2}{12} \right) + \sum_{i=1}^5 \frac{V_i b_i h}{2}}{\sum_{i=1}^5 \frac{b_i h^3}{12 \mu_i L_i}} \quad (13)$$

З отриманого виразу (13) видно, що тиск який розвиває шестеренний насос залежить від багатьох параметрів, а саме від геометрії шестерень: висоти зазору – h , ширини щілини – b , довжини щілини – L та в'язкості розплаву – μ . Аналізуючи рівняння (13) можна помітити, що найбільш суттєвий параметр це висота зазорів – h . Збільшуючи його, тиск який розвиває насос суттєво зменшується. З рівняння (13) тиск прямопропорційний в'язкості розплаву: чим більша в'язкість тим більший тиск який розвиває насос. Зменшуючи ширину щілини – b , з рівняння (13), також буде сприяти зменшенню внутрішніх втрат і підвищенню тиску розплаву який розвиває шестеренний насос.

Використавши рівність (13) побудуємо графік залежності тиску від внутрішніх параметрів насосу типу НШ-32 при наступних значеннях параметрів:

Еквівалентний зазор $\delta_{екв} = 780 \cdot 10^{-6}$ м

Коефіцієнт $k = 48$

Динамічна в'язкість $\mu = 1500$ Па·с

Сумарна довжина зазорів насосу $l = 0.371$ м

Сумарна ширина зазорів насосу $b = 24.5 \cdot 10^{-3}$ м

Номинальна частота оберту насосу $n = 35$ об/с

На рис. 3 представлена залежність тиску який розвиває шестеренний насос від динамічної в'язкості розплаву.

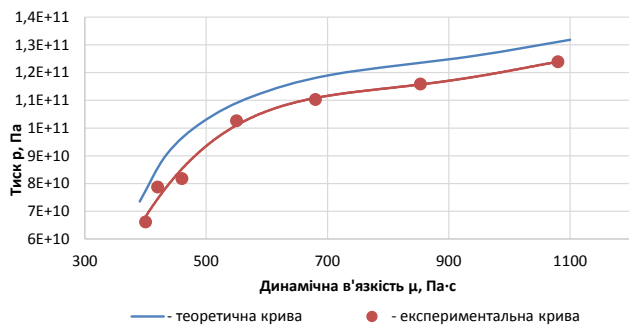


Рис. 3. Залежність тиску який розвиває шестеренний насос від динамічної в'язкості

З рис. 3 бачимо, що залежність відображає зростаючу нелінійну залежність. Чим більша динамічна в'язкість розплаву тим більший тиск може розвинути шестеренний насос.

На рис. 4 представлена залежність тиску насоса від еквівалентного зазору в спряженнях насоса.

На рис. 4 бачимо, що залежність тиску від сумарного зазору відображається кубічною па-

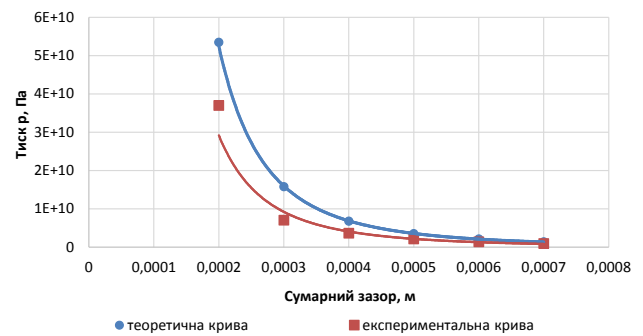


Рис. 4. Залежність тиску насоса від еквівалентного зазору в спряженнях насоса

раболю. Чим менший зазор в спряженнях насосу тим більший тиск може розвинути шестеренний насос.

Висновки. Максимальний тиск який може розвинути шестеренний насос визначається внутрішнім гідравлічним опором насоса. В свою чергу, гідравлічний опір визначається станом і величиною зазорів, через які і проходить розплав, в'язкістю та температурою розплаву.

Список літератури:

1. Раувендааль К. Экструзия полимеров / К. Раувендааль. – СПб.: Профессия, 2006. – 768 с.
2. Кузьміна В.О. Дослідження продуктивності шестеренного насоса в лінії для виробництва рукавної плівки / В.О. Кузьміна, Я.М. Корнієнко, М.П. Швед, Д.М. Швед // Наук. Праці Одеської нац. академії харч. технологій. – 2010. – Т. 36.
3. Раувендааль К. Выявление и устранение проблем в экструзии / К. Раувендааль, М.д.Е. Пилар Норьєга, Х. Харрис; Пер. с англ. Под ред. Володина В.П. – СПб.: Профессия, 2008. – 328 стр., ил.
4. Микаэли В. Экструзионные головки для пластмасс и резины: Конструкция и технические расчеты / В. Микаэли, У. Домбровски, У. Хюзгена, М. Кальв, С. Кауль, Б. Роттер, К. Швенцер; Пер. с англ. Под ред. Володина В.П. – СПб.: Профессия, 2007. – 472 стр., ил.

Швед Н.П., Бояркин О.О.

Национальный технический университет Украины
«Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»

НАХОЖДЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ ПРИ КАСКАДНОЙ ДИСКОВО-ШЕСТЕРЕННОЙ ЭКСТРУЗИИ

Аннотация

В данной статье проведен анализ использования шестеренного насоса в каскадной схеме экструзии для переработки полимерных материалов. Обосновано использование шестеренного насоса для создания давления в каскадной схеме экструзии. Сделан анализ экспериментальных исследований зависимости давления от величины рабочего зазора в шестеренном насосе. Проведенный анализ зависимости давления от динамической вязкости расплава. Также обобщен анализ экспериментальных исследований.
Ключевые слова: экструзия, полимер, шестеренный насос, динамическая вязкость, гидравлическое сопротивление, внутренние потери.

Shved M.P., Boiarkin O.O.

National Technical University of Ukraine
«Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute»

FINDING PRESSURE FOR CASCADE DISK-PHASE EXTRUSION

Summary

This article analyzes the use of a gear pump in a cascade extrusion scheme for the processing of polymer materials. The use of a gear pump to create pressure in a cascade extrusion scheme is justified. An analysis is made of experimental studies of the dependence of pressure on the magnitude of the working gap in a gear pump. The analysis of pressure dependence on the dynamic viscosity of the melt is carried out. The analysis of experimental studies is also generalized.

Keywords: extrusion, polymer, gear pump, dynamic viscosity, hydraulic resistance, internal losses.