

Савуляк В. І.
Березюк О. В.
Вінницький
державний
технічний
університет

УДК 629.114.4

ВПЛИВ МАТЕРІАЛІВ НАПРЯМНИХ ПЛИТИ ДЛЯ ПРЕСУВАННЯ ВІДХОДІВ НА ДИНАМІКУ ГІДРОПРИВОДА

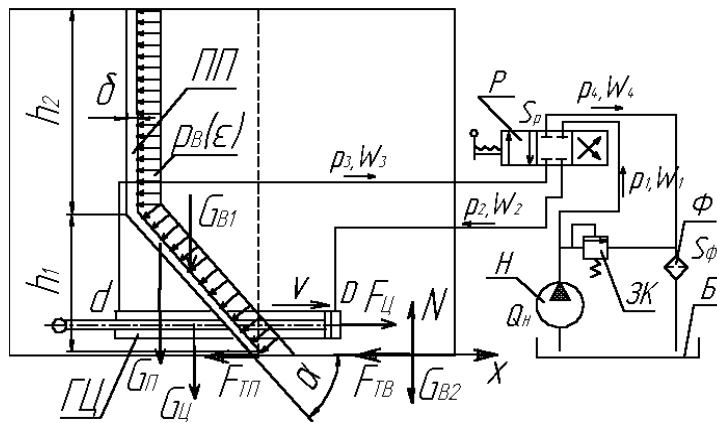
Динамика гидропривода плиты для прессования твердых бытовых отходов рассмотрена с использованием математического моделирования. Изучены аспекты влияния параметров привода и конструкции, материалов для направляющих. Показана целесообразность использования в приводе композиционных направляющих со стабильными характеристиками трения.

The expediency of use in a drive composite directing with the stable characteristics of friction is shown.

Перевезення твердих побутових відходів (ТПВ) до місця їх утилізації пов'язане з величезними затратами на паливе [1]. Актуальною є проблема забезпечення надійності приводу та механізмів, що забезпечують ущільнення та вивантаження ТПВ.

На рис. 1 представлена розрахункова схема роботи гідроприводу плити для пресування ТПВ, на якій позначені наступні структурні елементи: ПП - плита для пресування, ГЦ - гідроциліндр, Р - гідророзподільник, Н - гідронасос, ЗК - запобіжний клапан, Ф - фільтр, Б - бак із робочою рідиною. На схемі також представлені наступні основні геометричні, кінематичні та силові параметри: p_1 , p_2 , p_3 , p_4 - тиски відповідно на виході насоса, на вході гідроциліндра, на виході гідроциліндра та на вході фільтра; W_1 , W_2 , W_3 , W_4 -

об'єми трубопроводів між насосом та гідророзподільником, гідророзподільником та входом гідроциліндра, виходом гідроциліндра та гідророзподільником, гідророзподільником та фільтром; Q_H - фактична подача насоса; S_P - площа прохідного отвору розподільника; S_Φ - площа поверхні фільтруючого елемента; D, d - діаметри поршня та штока; G_{Π} - вага плити для пресування; G_{Π} - вага гідроциліндра; G_{B1} - вага частини відходів, що знаходяться над плитою для пресування; G_{B2} - вага частини відходів, що знаходяться поза плитою для пресування; $F_{ТП}$ - сила тертя між плитою для пресування та напрямними; $F_{ТВ}$ - сила, необхідна для подолання тертя між ТПВ та кузовом; F_{Π} - сила, яку розвиває гідроциліндр; h_1, h_2 - висота нижньої та верхньої частини плити для пресування; b - ширина плити для пресування



(на схемі не вказана); δ - товщина плити для пресування; α - кут нахилу плити для пресування; x - переміщення плити для пресування.

Рис. 1. Розрахункова схема роботи гідропроводу плити для пресування ТПВ

В процесі пресування на елементи приводу плити діють значні навантаження, викликані перехідними процесами під час пуску. Враховуючи значну масу плити (біля 300 кг) та значну різницю між тертям спокою та тертям ковзання в напрямних плити пускові перевантаження можуть

досягати значних величин. Особливу небезпеку це становить для вузлів з'єднання гідроциліндр-плита, гідроциліндр-рама, а також для гнучких трубопроводів високого тиску, які підводять робочу рідину до гідроциліндра. Такі стрибки тиску в режимі перехідних процесів є причиною розриву трубопроводів високого тиску, виходу обладнання з робочого стану та значних втрат робочої рідини (як правило це високовартісне мінеральне мастило). В даній роботі вищевказані проблеми досліджуються шляхом математичного моделювання роботи гідроприводу на ЕОМ.

При розробці математичної моделі роботи гідроприводу сміттєвоза на операції пресування ТПВ були прийняті наступні припущення: коефіцієнт стисливості робочої рідини (РР) не суттєво залежить від тиску і тому вважається постійним; витрати робочої рідини на перетікання з області високого тиску в область низького тиску прямопропорційно залежать від перепаду тисків на межі цих областей; величина тиску в магістралі між фільтром і маслобаком є незначною і до уваги не приймається; коефіцієнт тертя ТПВ по сталі бункера рівний середньому арифметичному коефіцієнтів тертя по сталі складових ТПВ пропорційно до їх відсоткового вмісту по масі.

З врахуванням припущень операція пресування ТПВ може бути описана відповідною системою диференційних (1-5) та алгебраїчного рівняння (6). Диференціальні рівняння (1-4) описують витрати РР на всіх ділянках гідросистеми і враховують фактичну подачу насоса, втрати РР через елементи гідроприводу, витрати РР на перетікання з області високого тиску в область низького тиску та деформацію трубопроводів. Диференціальне

рівняння (5) описує рух плити для пресування і враховує силу, що розвиває гідроциліндр; силу інерції рухомих елементів; силу в'язкого тертя; силу опору ТПВ при їх ущільненні; сили сухого тертя між плитою для пресування та кузовом, а також між ТПВ та кузовом. Рівняння (6) описує пружно-пластичні властивості ТПВ [1]. Сила тертя розглядалася як характеристика, незалежна від швидкості ковзання в напрямних (для композитних матеріалів, рис. 2а) та з падаючою характеристикою (для металів, рис. 2б) [2].

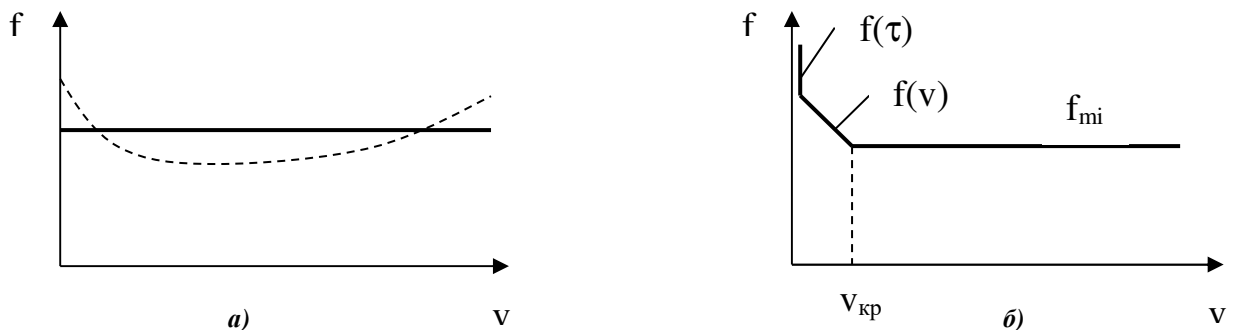


Рис. 2. Характеристики тертя:
а) незалежна від швидкості ковзання в напрямних; б) падаюча

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_H = \mu \cdot S_P \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho_{PP}}} + \sigma \cdot (p_1 - p_2) + k \cdot W_1 \cdot \dot{p}_1; \quad (1) \\ \mu \cdot S_P \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho_{PP}}} = \dot{x} \cdot S_{\Pi 1} + \sigma \cdot (p_2 - p_3) + k \cdot W_2 \cdot \dot{p}_2; \quad (2) \\ \dot{x} \cdot S_{\Pi 2} = \mu \cdot S_P \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_3 - p_4)}{\rho_{PP}}} + \sigma \cdot (p_3 - p_4) + k \cdot W_3 \cdot \dot{p}_3; \quad (3) \\ \mu \cdot S_P \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_3 - p_4)}{\rho_{PP}}} = k_{\Phi} \frac{p_4}{\mu_D} S_{\Phi} + \sigma \cdot p_4 + k \cdot W_4 \cdot \dot{p}_4; \quad (4) \\ (p_2 \cdot S_{\Pi 1} - p_3 \cdot S_{\Pi 2}) = m_P \cdot \ddot{x} + \beta \cdot \dot{x} + p_B(\epsilon) \cdot S_{\Pi 1} + F_{ТП} + F_{ТВ}. \quad (5) \\ p_B = A \cdot \epsilon^6 + B \cdot \epsilon^5 + C \cdot \epsilon^4 + D \cdot \epsilon^3 + E \cdot \epsilon^2 + F \cdot \epsilon + G, \quad (6) \end{array} \right.$$

В результаті імітаційного моделювання на ЕОМ, використовуючи числовий метод Рунге-Кутта-Фельдберга та описану вище математичну модель, отримано графіки впливу кута нахилу плити для пресування (рис. 3), об'єму контейнера (рис. 4) та об'єму ТПВ в кузові на якість перехідних процесів в гідроприводі. Суцільною лінією показано криві для падаючої характеристики тертя, а штриховою - для характеристики тертя, незалежної від швидкості ковзання в напрямних.

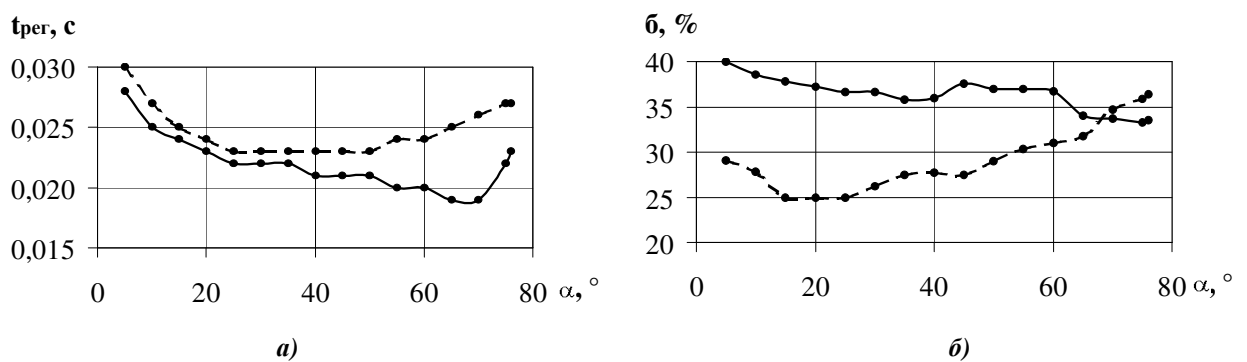


Рис. 3. Вплив кута нахилу плити для пресування на якість перехідних процесів в гідроприводі: а) на час регулювання; б) на відносне перерегулювання

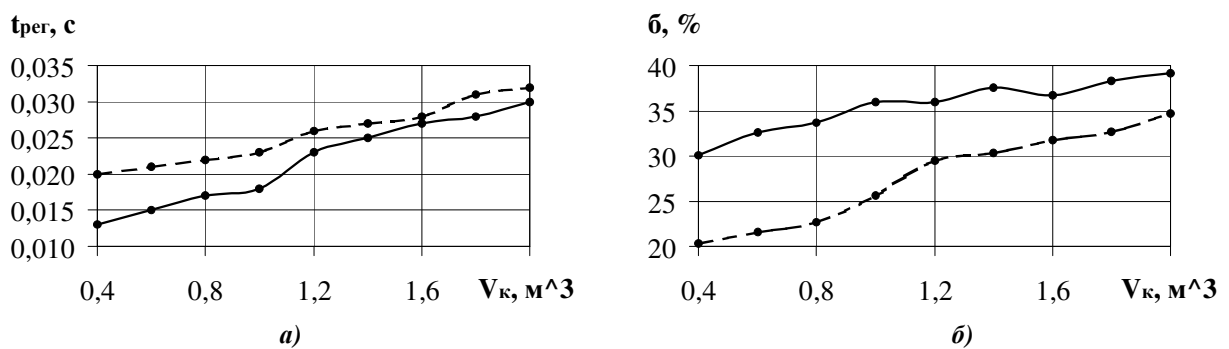


Рис. 4. Вплив об'єму контейнера для ТПВ на якість перехідних процесів в гідроприводі: а) на час регулювання; б) на відносне перерегулювання

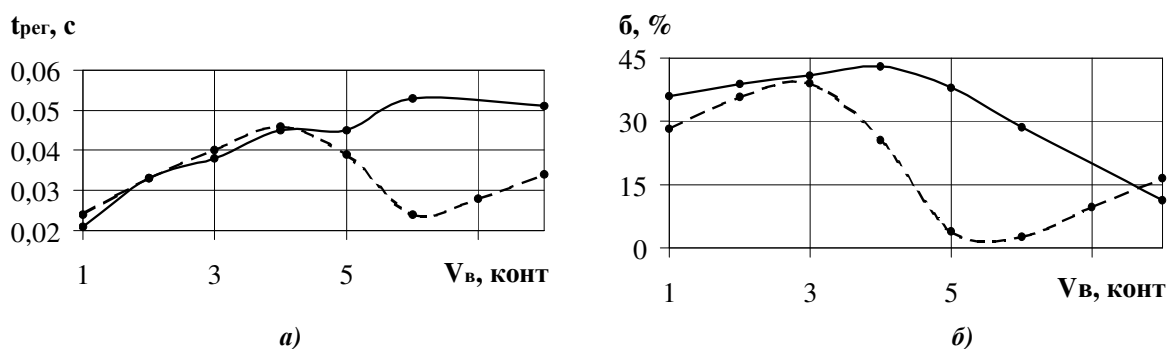


Рис. 5. Вплив об'єму ТПВ в кузові на якість перехідних процесів в гідроприводі: а) на час регулювання; б) на відносне перерегулювання

Аналіз графіків, представлених на рис. 3-5 показав, що час регулювання менший для падаючої характеристики тертя, а відносне перерегулювання менше для характеристики тертя, незалежної від швидкості ковзання. Як видно із рис.3 найкраще співвідношення показників якості перехідних процесів досягається при $\alpha=25^\circ \dots 50^\circ$ в випадку використання композитних пар тертя. Збільшення об'єму контейнера V_k більше ніж до $1,2 \text{ м}^3$ з ТПВ негативно впливає на якість перехідних процесів для композитних пар тертя.

ВИСНОВКИ

1. Підвищення якості перехідних процесів дозволяє використання композитних напрямних із стабільним коефіцієнтом тертя.
2. Для забезпечення якісної роботи гідроприводу для пресування ТПВ кут нахилу плити рекомендується виконувати в межах $\alpha=25^\circ \dots 50^\circ$.
3. Найбільш сприятливим для роботи гідропривода сміттєвоза КО-436 є використання контейнерів з об'ємом $1,2 \text{ м}^3$.

ЛІТЕРАТУРА

1. Савуляк В.І., Березюк О.В. Технічні проблеми збирання та транспортування твердих побутових відходів.// Збірник наукових статей до IV Міжнародної науково-практичної конференції "Проблеми збору, переробки та утилізації відходів". - Одеса: ОЦНТІ, 2002. - с. 188-191.
2. Немировский И.А., Маркин В.Ф., Серода Л.П. Гидроприводы сельскохозяйственных машин. - К.: Техніка, 1979. - 139 с.