

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЙ ГІДРОПРИВОДІВ ПЕРІОДИЧНОЇ ДІЇ З УРАХУВАННЯМ ПРУЖНИХ ДЕФОРМАЦІЙ

The questions of the account of energy of elastic deformations of working machines with a hydrodrive are considered. The preliminary analysis of a running cycle for optimization of designs of such machines is executed with the purpose of minimization of losses of energy.

Під час роботи будь-якої машини її робочий цикл супроводжується періодичним навантаженням та розвантаженням елементів та деталей її конструкції. При цьому неминучі пружні деформації на що витрачається частка енергії робочого циклу. При знятті навантаження енергія пружних деформацій, як правило, втрачається що погіршує робочі характеристики привода, зокрема його коефіцієнт корисної дії (ККД). Особливо важливим є питання економії енергії робочого циклу машин, тобто підвищення їх ККД, оснащених гідравлічними приводами, тому що пружним деформаціям у цьому випадку піддаються не тільки деталі конструкції, а й робоча рідина, модуль пружності якої приблизно у сто разів менший ніж сталі. У зв'язку з цим актуальним є аналіз витрат енергії робочого циклу технологічних машин на пружні деформації, зокрема це стосується на-самперед гідроприводів пресів.

Для оцінки розподілу енергії, що йде на пружні деформації прийнято такі допущення. Серед металевих деталей гідроприводу пружно деформуються лише стінки напірних трубопроводів, стінки робочого гідроциліндра та його шток (плунжер). Пружним деформаціям піддається робоча рідина, що знаходиться в порожнинах напірних трубопроводів та робочого гідро циліндра.

У загальному вигляді енергію пружних деформацій сталевих деталей машин [1, 2] можна виразити залежністю
де σ_{cp} — середнє напруження в матеріалі навантажених деталей; V_m — об'єм матеріалу

$$W_m = \frac{\sigma_{cp}^2 V_m}{2E_m},$$

навантажених деталей приво-ду; E_m — модуль пружності матеріалу деталей приво-ду.

Аналогічною залежністю визначається енергія пружних деформацій робочої рі-дини гідроприводу

де p — максимальний тиск робочої рідини протягом робочого циклу; V_p , E_p — відпові-

$$W_p = \frac{p^2 V_p}{2E_p},$$

$$W_p = \frac{pF}{2E_p} \left(\frac{g_{pu}}{g_{жс}} L + H \right), \quad W_{mn} = \frac{1}{2E_m} \left(\frac{\sigma_{cp}^2 F}{p} \left(\frac{1}{1-p \frac{\sqrt{3}}{\sigma_{cp}}} - 1 \right) \left(\frac{g_{pu} L}{g_{жс}} + H \right) + pFH \right),$$

дно об'єм та модуль пружності робочої рідини гідроприводу.

Виходячи із прийнятих допущень об'єм металевих деталей гідроприводу $V_{мп}$ та об'єм робочої рідини V_p можна оцінити залежністю товщини стінок циліндричних труб та робочого гідроциліндра від тиску робочої рідини [2, 3] та площі прохідного перерізу

$$W_n = \frac{F}{2} \left(\left(\frac{g_{pu}}{g_{жс}} L + H \right) \left(\frac{p}{E_p} + \frac{\sigma_{cp}^2}{pE_m} \left(\frac{1}{1-p \frac{\sqrt{3}}{\sigma_{cp}}} - 1 \right) \right) + \frac{pH}{E_m} \right),$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F g_{pu}}{\pi g_{жс} p}}, \quad d_2 = \frac{d_1}{\sqrt{1-p \frac{\sqrt{3}}{\sigma_{cp}}}}, \quad D_n = \sqrt{\frac{4F}{\pi p}}, \quad D_2 = \frac{D_n}{\sqrt{1-p \frac{\sqrt{3}}{\sigma_{cp}}}},$$

труб, яка залежить, у свою чергу, від ефективної площі штока робочого гідроциліндра та швидкості його переміщення [4], тобто від необхідного зусилля на штоку та тиску робочої рідини. Отже, можна написати такі залежності:

де d_1 — внутрішній діаметр трубопроводів, F — потрібна сила на штоку гідроциліндра, v_{pu} — швидкість штока робочого гідроциліндра, $v_{жс}$ — допустима швидкість робочої рідини в трубопроводах, d_2 — зовнішній діаметр трубопроводів [3], D_n — діаметр поршня (плунжера) робочого гідроциліндра, D_2 — зовнішній діаметр робочого гідроциліндра;

де V_p , $V_{мп}$ — об'єм, відповідно, робочої рідини та металевих частин гідроприводу, L — загальна довжина трубопроводів, H — величина ходу робочого гідроциліндра;

де W_p , та $W_{мп}$ — енергія пружних деформацій робочої рідини гідроприводу та його металевих частин;

$$V_p = \frac{F}{p} \left(\frac{g_{pu} L}{g_{жс}} + H \right), \quad V_{мп} = \frac{F}{p} \left(\left(\frac{1}{1-p \frac{\sqrt{3}}{\sigma_{cp}}} - 1 \right) \frac{g_{pu} L}{g_{жс}} + \frac{H}{1-p \frac{\sqrt{3}}{\sigma_{cp}}} \right),$$

де W_n — енергія пружних деформацій усіх елементів гідроприводу.

За вищенаведеними залежностями розраховано і побудовано ряд діаграм. При цьому прийнято такі номінальні значення параметрів гідроприводу (наприклад кувального пресу):

— зусилля на робочому органі приводу машини (F), H — 1,000E+07;

- робочий тиск рідини у гідроприводі (p), Па — від $8,000E+06$ до $3,200E+07$;
- модуль пружності робочої рідини (E_p , водна емульсія), Па — $2,000E+09$;

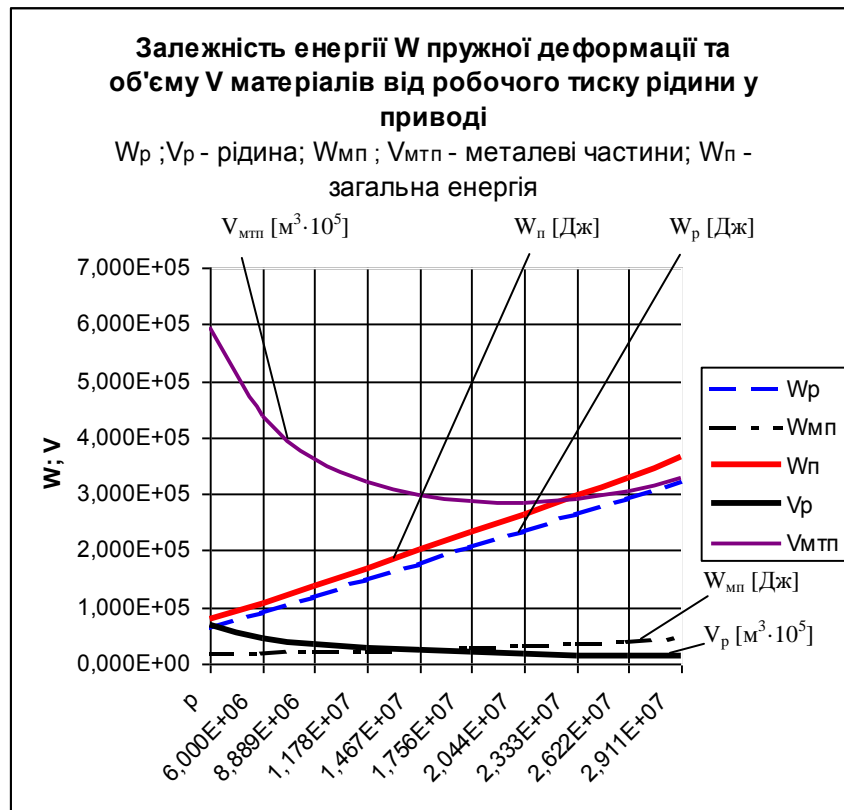


Рис. 1— Енергія пружних деформацій гідропривода та об'єм матеріалу деталей в залежності від номінального тиску рідини

- модуль пружності матеріалу деталей (E_m , сталь), Па — $2,000E+11$;
- швидкість робочого органу на гідроциліндрі ($v_{рц}$), м/с — $0,200$;
- допустима швидкість рідини в гідромагістралях ($v_{ж}$), м/с — $4,000$;
- довжина гідромагістралей (L), м — $20,000$;
- хід робочого органу (H), м — $3,000$;
- середнє напруження у матеріалі деталей приводу, Па — від $8,500E+07$ до $3,000E+08$.

Діаграми на рисунку 1 показують, що зі зростанням максимального робочого тиску рідини в гідроприводі об'єм матеріалу його деталей спочатку зменшується, а потім збільшується при постійному зростанні енергії пружних деформацій усіх елементів гідропривода та зменшенні об'єму робочої рідини у ньому. Розрахунки показують, що при частоті два робочих ходи за секунду у приводі за прийнятими параметрами на пружні деформації витрачається енергія, для компенсації якої необхідно встановлювати додатково потужність більше 180 кВт. Це при тому, що частка енергії пружних деформацій складає біля 4% енергії робочого ходу повзуна преса.

Цікавою є залежність енергії пружних деформацій деталей приводу від середньої розрахункової напруженості в матеріалі його деталей (рис. 2). Як показують діаграми ця залежність суттєво змінюється зі зміною номінального робочого тиску робочої рідини у гідроприводі. Так при робочому тиску 6 МПа енергія пружних деформацій

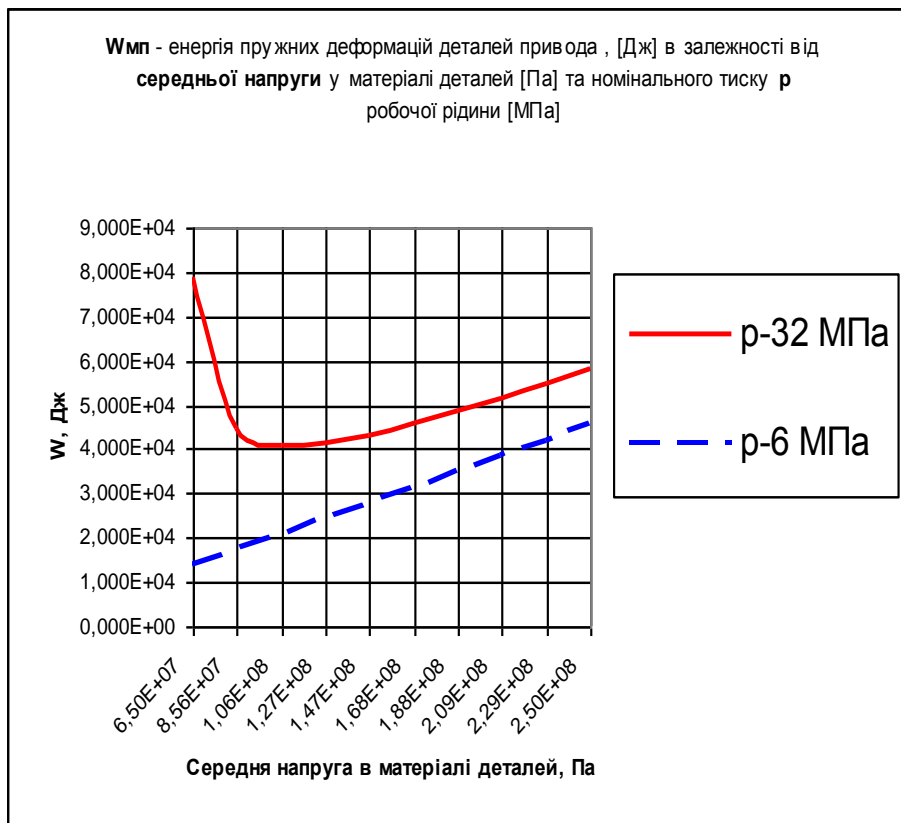


Рис. 2 — Залежність енергії $W_{мп}$ пружних деформацій деталей приво­ду від середнього розрахункового напруження в їх матеріалі та від номі­нального тиску p робочої рідини в гідроприводі

збільшується пропорційно збільшенню середнього розрахункового напруження в мате­ріалі деталей. У той же час коли робочий тиск рідини в гідроприводі збільшити до 32 МПа то при напруженнях в деталях приво­ду у межах 85...85,6 МПа енергія пружних деформацій деталей різко зменшується, далі дещо стабілізується (при напруженнях 85,6...147 МПа) і з подальшим підвищенням напружень у матеріалі деталей енергія пружних деформацій зростає практично пропорційно зростанню цих напружень.

Зменшення номінального тиску робочої рідини забезпечує зменшення витрат енергії на пружні деформації, але при цьому зростає об'єм матеріалу деталей кон­струкції та об'єм робочої рідини. Тобто виникає оптимізацій на задача.

З отриманих результатів можна зробити висновок, що під час розробки кон­струкції гідроприводів періодичної дії можлива її оптимізація за комплексним критерієм, який би враховував оптимальне співвідношення втрати енергії на пружні деформації, витрати на матеріали, експлуатацію та ремонт.

Список літератури:

1. Роганов Л.Л. О некоторых возможностях утилизации энергии упругой дефор­мации деталей машин. // Удосконалення процесів та обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні. Тематичний збірник наукових праць. — Краматорськ: 2000. — С. 347—351.
2. Ицкович Г.М. Сопротивление материалов. М. : 1970. — 488 с.
3. Рудицын М.Н. и др. Справочное пособие по сопротивлению материалов. Минск , "Вышейш. школа", 1970. — 630 с.
4. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика М.:

Машиностроение . 1971. — 672 с.