

## ФІЗИЧНІ ПРОЦЕСИ, ЩО ВИЗНАЧАЮТЬ КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА ПЛАСТОВОЇ РІДИНИ

**Горовий Сергій Олександрович**

кандидат технічних наук, доцент  
Сумський національний аграрний університет  
ORCID: 0000-0003-4136-5965  
e-mail: gorovyj64@gmail.com ,  
sergiy.gorovoy@snaeu.edu.ua

**Головченко Галина Степанівна**

старший викладач  
Сумський національний аграрний університет  
ORCID: 0000-0003-3662-6163  
e-mail: golgalstep@gmail.com

*Потужні енергетичні машини з внутрішнім гідроприводом у вигляді багатоступінчатої турбіни та насосної частини з розвинутою системою автоматичного розвантаження вісьової сили – це турбонасосні агрегати пластової рідини. При цьому економічна доцільність їх використання потребує досягнення високого коефіцієнта корисної дії (к.к.д.), головна складова якого створюється максимально можливим зовнішнім об'ємним к.к.д. за рахунок проектування статично стійкої системи вісьового автоматичного розвантаження з мінімально можливими витоками робочої рідини. Транспортування рідини до місця споживання супроводжується втратами енергії рідини, які зумовлені як внутрішніми, так і зовнішніми чинниками цього процесу. Значну частину цих втрат складають зовнішні механічні втрати. Ці втрати пропорційні третьому ступеню частоти обертання ротора ТНА. Реальні значення частот обертання сягають десяти тисяч обертів на хвилину, тому зовнішні механічні втрати можуть сягати десятків кіловат. Свій енергетичний внесок в значення загального к.к.д. дає як насосна, так і турбінна частини агрегата. Розрахунок загального к.к.д. турбонасосного агрегата доцільно вести методом послідовних наближень з виконанням необхідної умови балансу потужностей турбінної та насосної частин з урахуванням зовнішніх втрат енергії.*

**Ключові слова:** турбонасосний агрегат, відцентровий насос, ротор насоса, шпаринне ущільнення, виток рідини, тиск рідини, напор рідини, гідродинамічні сили.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnaeu.2021.2.6>

**Постановка проблеми у загальному вигляді.** Турбонасосні агрегати (ТНА) з гідравлічним приводом досить широко застосовуються в різних технологічних процесах, а саме там, де потрібні малі діаметральні габарити та можливість саморегулювання. При цьому в кожному випадку враховуються свої специфічні вимоги до конструктивних параметрів ТНА та на використання деяких матеріалів для робочих органів проточної частини агрегатів, незмінним залишається лише загальний фізичний підхід, коли обертальний момент, створюваний турбінним блоком ТНА, є приводним для насосної частини, яка виконує корисну роботу відповідну до місця застосування установки. Економічна доцільність використання ТНА потребує досягнення ним значного коефіцієнта корисної дії (к.к.д.).

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** ТНА пластової рідини мають свої специфічні властивості, виходячи з умов експлуатації в гідравлічній мережі системи підтримання пластового тиску [1].

По перше, ці агрегати виконуються обмеженого зовнішнього діаметру, виходячи з внутрішніх розмірів обсадних труб водогазопровідної свердловини. По друге, вони повинні створювати значні гідравлічні напори для підняття рідини на поверхню та транспортування по мережі труб до накопичувального резервуара. Вказані особливості потребують створення багатоступінчатих ТНА з потужною системою гідравлічного автоматичного розвантаження значної вісьової сили в середині агрегата. Транспортування рідини до місця споживання су-

проводжується втратами енергії рідини, які зумовлені як внутрішніми, так і зовнішніми чинниками цього процесу. Значну частину цих втрат складають зовнішні механічні втрати. Методи визначення цих втрат докладно викладені в роботах [2, 3, 4]. Слід лише зауважити, що ці втрати пропорційні третьому ступеню частоти обертання ротора ТНА, отже, враховуючи вельми значні частоти обертання, а це п'ять – десять тисяч обертів на хвилину, можуть сягати десятків кіловат.

**Формулювання цілей статті (постановка завдання).** Турбонасосні агрегати (ТНА) пластової рідини з гідравлічним приводом внаслідок особливостей їх робочого процесу проектується як багатоступінчаті гідравлічні машини (до десяти насосних ступенів та до десяти – дванадцяти турбінних ступенів) з потужною системою автоматичного розвантаження значної (до десятків тисяч ньютонів) вісьової сили в середині самого агрегата. При цьому економічна доцільність їх використання потребує досягнення високого к.к.д., головна складова якого створюється максимально можливим зовнішнім об'ємним к.к.д. за рахунок проектування статично стійкої системи вісьового автоматичного розвантаження з мінімально можливими витоками робочої рідини. Розрахунок загального к.к.д. ТНА доцільно вести методом послідовних наближень з виконанням необхідної умови балансу потужностей турбінної та насосної частин з урахуванням зовнішніх втрат енергії.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Якщо умовно розділити всі витрати енергії в ТНА на внутрішні та

зовнішні, то загальний к.к.д. можна отримати у вигляді формули:

$$\eta_{ТНА} = \eta_{ТНА}^{внутр.} \cdot \eta_{ТНА}^{зовн.} \quad (1)$$

До внутрішніх втрат енергії потрібно віднести всі гідравлічні витрати в окремій ділянці насоса чи турбіни, при цьому к.к.д. однієї ділянці при умові використання швидкісного напорю в наступній.

Зовнішні витрати енергії поділяються на гідравлічні, об'ємні та механічні.

Зовнішні гідравлічні - це втрати енергії (тиску) в підводі та у відводі насосної частини ТНА, підводі та у відводі турбінної частини, а також так звані втрати з вихідною швидкістю з останньої ділянці турбіни. Ці види витрат дуже залежать від геометричної конфігурації проточної частини ТНА, тому їх обчислюють для конкретної конфігурації агрегату. При значних тисках багатоступінчатих ТНА відносна доля цих втрат незначна, тому можна ними нехтувати.

Зовнішні об'ємні витрати враховують витоки рідини в насосній та турбінній частинах ТНА в місця з меншим тиском. Для агрегатів пластової рідини в насосній частині ці втрати практично відсутні, а в турбінній частині вони дуже суттєві, бо це є виток рідини через пристрій вісьового розвантаження; цей виток може сягати 10...20 % від загального витоку крізь гідравлічний тракт турбіни.

Зовнішні механічні втрати - це втрати потужності на тертя в підшипникових опорах та втрати на дискове тертя всіх внутрішніх частин ТНА, які обертаються в рідині, окрім робочих колес.

Оскільки головний внесок в склад витрат енергії в ТНА вносять зовнішні об'ємні витрати, які зумовлені витоком крізь дроселі пристрою авторозвантаження, котрий, в свою чергу, є наслідком дії невірноваженої вісьової сили, потрібно більш детально розглянути процес визначення вісьової сили.

Для ТНА пластової рідини обмеження за діаметральними габаритами не дають можливості застосувати в якості

автоматичного розвантажувального пристрою традиційну гідравлічну п'яту. В той же час величина вісьового зусилля, що діє на ротор ТНА в робочому діапазоні витоків-тисків, може сягати десятків тисяч ньютонів (тонн сили). Тому для ефективного розвантаження вісьової сили використовується „обернена” гідроп'ята, в якій циліндричний дросель виконаний на більшому діаметрі, ніж торцевий дросель пристрою авторозвантаження.

В насосній частині ТНА ця сила може бути досить точно визначена за методикою роботи [3]. Вісьова сила (Тн) має напрям в бік входу рідини в насосний агрегат.

В турбінній частині вісьова сила за напрямом співпадає з насосною; величина її може бути обчислена виходячи з припущення, що рідина перед робочим колесом вісьової турбіни рухається за законом:  $\rho_u \cdot r = const$ , тобто зі сталим моментом тангенціальної складової швидкості, а також зі сталою складовою швидкості  $\rho_z = const$ , якою зумовлюється загальний виток робочої рідини крізь турбіну. Нехтуючи статичним розподілом тисків, маємо:

$$\frac{P}{\rho q} + \frac{g^2}{2q} = \frac{P_c}{\rho q} + \frac{g_0^2}{2q}, \quad (2)$$

де:  $P$  та  $g$  - тиск та швидкість на довільному радіусі;

$P_c$  та  $g_c$  - тиск та швидкість на середньому радіусі турбінної ступені.

Враховуючи з трикутника швидкостей, що:  $g^2 = g_z^2 + g_u^2$  та  $g_z = const$ , отримуємо вираз для тиску:

$$P = P_c + \frac{\rho}{2} \cdot g_u^2 \cdot \left(1 - \frac{r_c^2}{r^2}\right), \quad (3)$$

Складова вісьової сили, що діє на тильний бік лопатевої решітки турбінного колеса обчислюється за формулою:

$$T_{T1} = \int_{r_k}^{r_n} P \cdot 2\pi r \cdot dr = \pi \cdot (r_n^2 - r_k^2) \cdot \left( P_c + \frac{\rho g_u^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{2r_c^2 \cdot \ln\left(\frac{r_n}{r_k}\right)}{r_n^2 - r_k^2}\right) \right), \quad (4)$$

де  $r_k$  - радіус кореня лопатки турбоколеса;

$r_n$  - радіус периферії турбоколеса.

Складова вісьової сили, яка діє на безлопатевий тильний бік турбінного колеса, може бути визначена з припущення, що рідина після ущільнення в зазорі між нерухомою частиною та ступицею колеса обертається за законом твердого тіла з кутовою швидкістю  $u_p = \frac{u}{2}$ .

В цьому випадку маємо параболічний закон розподілу тиску по радіусу [3].

$$P_D = P_k - \frac{\rho \cdot u^2}{8} \cdot \left[1 - \left(\frac{r}{r_k}\right)^2\right], \quad (5)$$

де „ $k$ ” - індекс змінного радіуса.

Вісьова сила, зумовлена тиском  $P_D$  (дисковим тиском), обчислюється за формулою:

$$T_{T2} = \int_{r_{cm}}^{r_k} P_D \cdot 2\pi r \cdot dr = \pi \cdot (r_k^2 - r_{cm}^2) \cdot \left( P_k + \frac{\rho u^2}{8} \cdot \left(1 - \frac{r_k^2 - r_{cm}^2}{2r_k^2}\right) \right) \quad (6)$$

де  $P_k$  - обчислюється за формулою (3).

Вісьова сили від дії тиску на ступицю колеса турбіни обчислюється таким чином:

$$T_{T3} = P_{cm} \cdot \pi \cdot (r_{cm}^2 - r_{вала}^2), \quad (7)$$

де  $P_{cm}$  - перепад тиску на колесі турбіни;

$r_{\text{вала}}$  - радіус вала турбіни.

Загальна вісьова сила турбінної частини ТНА дорівнює:

$$T_T = (T_{T1} + T_{T2} + T_{T3}) \cdot Z, \quad (8)$$

де  $Z$  – кількість ступенів турбіни (коліс).

Загальна вісьова сила ТНА в цілому:

$$T = T_H + T_T \quad (9)$$

Ця вісьова сила врівноважується „оберненою” гідравлічною п'ятою за рахунок різниці тисків на торцеві кільцеві поверхні до - та після - циліндричного дроселя гідравлічної п'яти, а також на кільцеву поверхню змінного торцевого дроселя та в просторі за цим дроселем. Оскільки величина витоку крізь торцевий дросель зумовлює зовнішні об'ємні втрати, потрібно провести статичний розрахунок системи вісьового розвантажування ротора ТНА.

Статичний розрахунок зводиться до визначення статичної характеристики „оберненої” гідравлічної п'яти - залежності безрозмірного торцевого зазору  $u$  від величини вісьової сили  $T$ . Ця залежність знаходиться з умови вісьової врівноваженості ротора ТНА:

$$T = F, \quad (10)$$

$$F = F_1 P_1 - (0,5 F_3 + F_4) P_3 - (F_2 + 0,5 \cdot F_3) P_2, \quad (11)$$

де  $F$  – сумарна сила, яка діє на торцеві кільцеві поверхні „оберненої” гідравлічної п'яти;

$F_1$  - кільцева площа на вході в гідравлічну п'яту (між валом ТНА та зовнішнім діаметром гідравлічної п'яти);

$F_2$  - кільцева площа за циліндричним дроселем до торцевого дроселя;

$F_3$  - кільцева площа торцевого дроселя;

$F_4$  - кільцева площа за торцевим дроселем (між валом ТНА та нижнім діаметром гідроп'яти);

$P_1, P_2, P_3$  - тиски перед п'ятою, між дроселями п'яти та за п'ятою торцевого дроселя.

Методика побудови статичної характеристики прямої гідравлічної п'яти докладно викладена в роботі [3]. Принципова різниця для „оберненої” гідравлічної п'яти відсутня, лише потрібно враховувати, що напрям течії рідини в „оберненій” гідравлічній п'яті відбувається в торцевому дроселі від периферії до центру. Безрозмірний торцевий зазор  $u$  (відношення робочого зазору  $X$  до базової величини  $X_\delta$ ) може бути отриманий як складна функція декількох параметрів: вісьової сили, тисків до - та після п'яти, кільцевих площ п'яти та гідравлічних провідностей дроселів п'яти.

Рівняння балансу витоків крізь дроселі п'яти має вигляд:

$$q_1 \cdot (P_1 - P_2)^{0,5} = q_2 \cdot (P_2 - P_3)^{0,5}, \quad (12)$$

де  $q_1$  та  $q_2$  - провідності циліндричного та торцевого дроселів п'яти, які є параметрами геометричних розмірів дроселів та безрозмірного торцевого зазору.

Звідси отримуємо вираз для тиску  $P_2$  між дроселями:

$$P_2 = \frac{q_1^2 \cdot P_1 + q_2^2 \cdot P_3}{q_1^2 + q_2^2} \quad (13)$$

Маючи вираз для провідності  $q_2$  через базову провідність  $q_{2\delta}$ , а саме:

$$q_2 = q_{2\delta} \cdot u^{3/2}, \quad (14)$$

та вводячи коефіцієнт провідності:

$$\alpha_{21} = \frac{q_{2\delta}^2}{q_1^2}, \quad (15)$$

приводимо рівняння (13) до вигляду:

$$P_2 = \frac{P_1 + \alpha_{21} \cdot u^3 \cdot P_3}{1 + \alpha_{21} \cdot u^3} \quad (16)$$

Маємо співвідношення площ „оберненої” п'яти:

$$F_1 - F_2 - 0,5 F_3 = 0,5 F_3 + F_4 = F_m \quad (17)$$

Повертаємося до формули (13), з урахуванням виразів (16) та (17), отримуємо вираз:

$$F = (P_1 - P_3) \cdot \frac{(F_m + F_1 \cdot \alpha_{21} \cdot u^3)}{(1 + \alpha_{21} \cdot u^3)} \quad (18)$$

Після підстановки формули (18) в формулу (10) отримуємо вираз для безрозмірного зазору  $u$  як функції вісьової сили  $T$ :

$$u = \left[ \frac{1}{\alpha_{12}} \cdot \frac{(T - F_m \cdot (P_1 - P_3))}{(F_1 \cdot (P_1 - P_3) - T)} \right]^{1/3} \quad (19)$$

Робочий діапазон системи автоматичного розвантаження зумовлюється вимогою:  $u > 0$ .

З формули (19) очевидно витікає висновок, що ця умова виконується, коли:

$$F_m \cdot (P_1 - P_3) < T < F_1 \cdot (P_1 - P_3) \quad (20)$$

Гідростатична жорсткість системи автоматичного розвантаження знаходиться таким чином:

$$\chi = \frac{\partial F}{\partial u} = 3 \cdot (P_1 - P_3) \cdot \alpha_{21} \cdot u^2 \cdot \frac{(F_1 - F_m)}{(1 + \alpha_{21} \cdot u^3)^2} > 0 \quad (21)$$

Додатне значення виразу (21) є свідченням статичної стійкості системи автоматичного розвантаження.

Різниця тисків ( $P_1 - P_3$ ) для ТНА пластової рідини може бути обчислена як тиск, котрий спрацьовується на турбіні:

$$(P_1 - P_3) = \rho \cdot q \cdot H_m.$$

Зовнішній виток крізь „обернену” гідравлічну п'яту пропорційний квадратному кореню з перепаду тисків на гідравлічній п'яті:

$$g_m \sim \sqrt{(P_1 - P_3)}, \text{ або: } g_m \sim \sqrt{\rho q H_m}. \quad (22)$$

З урахуванням формули (16) маємо:

$$\varepsilon_m = q_1 \cdot \left( \frac{\alpha_{21} \cdot u^3 \cdot \rho q H_m}{1 + \alpha_{21} \cdot u^3} \right) \quad (23)$$

Тоді зовнішній об'ємний коефіцієнт корисної дії дорівнює:

$$\eta_{ТНА}^{зовн.} = 1 - \frac{\varepsilon_m}{Q_m}, \quad (24)$$

де  $Q_m$  - загальний виток рідини крізь турбіну.

**Висновки з даного дослідження.** Загальний коефіцієнт корисної дії ТНА може бути отриманий розрахунковим шляхом, як функція зовнішнього об'ємного коефіцієнта корисної дії. Розрахунок зовнішнього об'ємного коефіцієнта корисної дії базується на визначенні величини вісьової сили та зумовленим наявністю цієї сили виток рідини в системі автоматичного розвантаження. Система автоматичного розвантаження вісьових сил відповідає конструктивній схемі „оберненої” гідравлічної п'яти. Розрахунок загального коефіцієнта корисної дії доцільно вести шляхом послідовних наближень з використанням відомих характеристик робочих ступенів насосної та турбінної частин ТНА.

#### Список використаної літератури.

1. Євтушенко А.А. Сквжинная гидродинамическая установка для пластовых вод /М.И. Кравцов, И.Б. Твердохлеб - Труды 8-ой Международной научно-технической конференции. «Насосы - 96» - Т.1- Сумы: ИПП „Мрія” ЛТД, 1996. - с. 77 - 86.
2. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. / Г. Шлихтинг - М.: ИИЛ, 1969.- 744 с.
3. Марцинковский В.А. Насосы атомных электростанций. / В.А. Марцинковский, П.Н. Ворона - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 256 с.
4. Марцинковский В. А. Вибрации роторов центробежных машин. В 2-ух книгах. / В.А. Марцинковский - Книга 1. Гидродинамика дросселирующих каналов. - Сумы: Изд-во СумДУ , 2002. - 337 с.

**Gorovoy S.A.,** Sumy National Agrarian University (Ukraine)

**Golovchenko G.S.,** Sumy National Agrarian University (Ukraine)

#### **Physical processes determining the efficiency of the turbospass unit of layer liquid**

Powerful energy machines with an internal hydraulic drive in the form of a multistage turbine and a pumping section with a developed system of automatic axial force unloading are turbo-pumping units of formation fluid. At the same time, the economic feasibility of their operation requires the achievement of a high efficiency factor (efficiency), the main component of which is created by the maximum possible external volumetric efficiency by designing a statically stable axial automatic unloading system with the lowest possible flow rate of the working fluid. The transportation of liquid to the place of consumption is accompanied by losses of energy of the liquid, which are caused by both internal and external factors of this process. External mechanical losses account for a significant part of these losses. These losses are proportional to the third power of the TNA rotor speed. Real values of rotation frequencies reach ten thousand revolutions per minute, therefore external mechanical losses can reach tens of kilowatts. Its energy contribution to the value of the overall efficiency gives both the pumping and turbine parts of the unit. Calculation of the overall efficiency It is advisable to carry out TNA by the method of successive approximations with the fulfillment of the necessary condition for the balance of the capacities of the turbine and pumping parts, taking into account external energy losses.

**Keywords:** turbo-pump unit, centrifugal pump, pump rotor, throat seal, fluid flow, fluid pressure, fluid pressure, hydrodynamic forces.

Дата надходження до редакції: 05.05.2021