

ОЦІНОЧНИЙ РОЗРАХУНОК КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА ПЛАСТОВОЇ РІДИНИ

С. О. Горвий, доцент

Г. С. Головченко, старший викладач

Сумський національний аграрний університет

Гідроприводні турбонасосні агрегати (ТНА) пластової рідини проектується як багатоступінчаті гідравлічні машини з потужною системою авторозвантаження вісьової сили. 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 авторозвантаження 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.

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

Постановка проблеми у загальному вигляді. Гідроприводні турбонасосні агрегати (ТНА) 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 водогінної скважини; 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 авторозвантаження значної вісьової сили в середині агрегата.

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. Методики визначення цих втрат докладно викладені в роботах [2,3]. 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). Гідроприводні турбонасосні агрегати (ТНА) пластової рідини внаслідок особливостей їх робочого процесу проектується як багатоступінчаті гідравлічні машини (до десяти насосних ступеней та до десяти – дванадцяти турбінних ступеней) з потужною системою авторозвантаження значної (до десятків тисяч ньютонів) вісьової сили всередині 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 авторозвантаження 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 дільниці насоса чи турбіни, при цьому к.к.д. однієї дільниці при умові використання швидкісного напору 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 дільниці 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 розвантажування; 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 неврівноваженої 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 [4]. Спрямована вісьова сила (Тн) 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: $G_u \cdot r = const$, тобто зі сталим моментом тангенціальної складової швидкості, а також зі сталою складовою швидкості $G_z = const$, 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:

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

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

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

де: r_k - радіус кореня лопатки турбоколеса;

r_n - радіус периферії турбоколеса.

Складова вісьової сили, яка діє на безлопатеви тильний бік турбоколеса, може бути визначена з припущення, що рідина після міжступінного ущільнення в зазорі між нерухомою частиною та ступицею колеса обертається за законом твердого тіла з кутовою швидкістю

$$u_p = \frac{u}{2}.$$

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

де: P_k - обчислюється за формулою (3).

Складова вісьової сили від дії тиску на ступицю турбоколеса обчислюється таким чином:

В цьому випадку маємо параболічний закон розподілу тиску по радіусу [4].

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

де: „k” - індекс змінного радіуса..

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

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

де: P_{cm} - перепад тиску на турбоколесі;

$r_{\text{вала}}$ - 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 (турбоколес).

Загальна вісьова сила ТНА:

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

Ця вісьова сила врівноважується, як вже згадувалося вище, „оберненої” гідроп’яти за рахунок різниці тисків на торцеві кільцеві поверхні до та після циліндричного дроселя гідроп’яти, а також на кільцеву поверхню змінного торцевого дроселя та в заторцевому просторі. Оскільки величина витoku крізь торцевий дросель зумовлює зовнішні об’ємні витрати, потрібно провести статичний розрахунок системи вісьового розвантажування ротора ТНА.

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

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

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

де: F - сумарна сила, яка діє на торцеві кільцеві поверхні „оберненої” гідроп’яти;

F_1 - кільцева площа на вході в гідроп’ятю (між валом ТНА та зовнішнім діаметром гідроп’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 гідроп’яти докладно викладена в роботі [3]. Принципова різниця для „оберненої” гідроп’яти відсутня, лише потрібно враховувати, що напрям течії рідини в „оберненій” гідроп’яті відбувається в торцевому дроселі від периферії до центру. Безрозмірний

торцевий зазор $u = \frac{x}{x_\delta}$ (відношення робочого

зазору x до базової величини x_δ) може бути отриманий як складна функція декількох параметрів: вісьової сили, тисків до- та після п’яти, кільцевих площ п’яти та 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:

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

Використовуючи останню формулу (16) для P_2 та співвідношення площ „оберненої” п’яти:

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

З формули (13) 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 авторозвантаження 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 авторозвантаження знаходиться таким чином:

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

Додатність виразу (21) є свідченням статичної стійкості системи.

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” гідроп’ятю пропорційний квадратному кореню з перепаду тисків на гідроп’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:

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

Тоді зовнішній об'ємний к.к.д. дорівнює:

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

де: Q_m - загальний виток рідини крізь турбіну.

Висновки з даного дослідження. Таким чином, 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 витокком рідини в системі авторозвантаження. Система авторозвантаження вісьових сил відповідає конструктивній схемі „оберненої” гідравлічної п'яти. Розрахунок загального коефіцієнта корисної дії доцільно вести шляхом послідовних наближень з використанням відомих характеристик робочих ступеней насосної та турбінної частин ТНА.

Список використаної літератури:

1. Евтушенко А.А., Кравцов М.И., Твердохлеб И.Б. Сквaziнная гидродинамическая установка для пластовых вод // 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. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. / А.А. Ломакин - М.: Машиностроение, 1966.- 364 с.

С.А. Горовой, Г.С. Головченко Оценочный расчет коэффициента полезного действия турбонасосного агрегата пластовой жидкости

Гидроприводные турбонасосные агрегаты (ТНА) пластовой воды проектируются как многоступенчатые гидравлические машины с мощной системой авторазгрузки осевой силы. При этом экономическая целесообразность их эксплуатации требует достижения высокого к.п.д., главная составляющая которого создается максимально возможным внешним объемным к.п.д. за счет проектирования статически устойчивой системы осевой авторазгрузки с минимально возможными расходами рабочей жидкости. Расчет общего к.п.д. ТНА целесообразно вести методом последовательных приближений с выполнением необходимого условия баланса мощностей турбинной и насосной частей с учетом внешних потерь энергии.

Ключевые слова. Турбонасосный агрегат, центробежный насос, ротор насоса, щелевое уплотнение, расход жидкости, давление жидкости, напор жидкости, гидродинамические силы.

S.A. Gorovoy, G.S. Golovchenko The calculation of efficiency of the turbopump unit system axle automatik balance

The calculation of efficiency and characteristics of the turbopump unit is expedient to conduct by interpolation methods using the known characteristics of the working stage of the unit and defining the external energy losses. The necessary condition is the fulfillment of power balance of the turbine and pump parts taking into consideration the external energy losses.

The gidroprivodni turbopump aggregates (TNA) of liquid are designed as multi-stage hydraulic machines with the powerful system of the force. Thus financial viability of their use needs achievement of high к.к.д., the main constituent of which is created maximally possible external by volume к.к.д. due to planning statically of the proof system of the force with the minimum possible sources of working liquid. Calculation of general к.к.д. It is expedient to conduct TNA the method of progressive approximations with implementation of necessary condition of balance of powers of turbine and pumping parts taking into account the external losses of energy.

Gidroprivodni turbopump aggregates (TNA) are widely enough used in different technological processes, namely wherein small diametral sizes and possibility of self-regulation are needed. Thus in every case the specific requirements are taken into account to the structural parameters of TNA and on the use of some materials for the workings organs of running part of aggregates, unchanging is only general physical approach, when a rotatory moment created the turbine block of TNA is a drive for a forebody which executes useful work proper to the place of application of setting.

TNA of liquid are specific characteristics, coming from external in the hydraulic network of the system of maintenance of pressure environments.

For the first, these aggregates are executed the limited external diameter, coming from the internal sizes of обсадних pipes of водогазної скважини; for the second, they must create considerable hydraulic pressures for raising of liquid on a surface and transporting for the networks of pipes to story резервуара.

Transporting of liquid to the place of consumption is accompanied the losses of energy liquids which are predetermined both internal and external factors of this process. Considerable part of these losses is made by external mechanical losses. The methods of determination of these losses are thoroughly expounded in works. It follows only to notice that these losses proportional the third degree frequencies of rotation of rotor of TNA, consequently, taking into account very considerable frequencies of rotation, and it five – ten thousand turns for a minute, can arrive at ten of kilowatts.

Calculation of general к.к.д. it is expedient to conduct by progressive approximations with the use of the known descriptions of workings degrees of pumping and turbine parts of TNA.

Keywords. Turbopump aggregate, chempump, rotor of pump, gap seal, coil of liquid, pressure of liquid, hydrodynamic forces.