

**ВПЛИВ СТРУКТУРИ ТЕЧІЇ МІЖ ОСНОВНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ
ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ НА ПОКАЗНИКИ ЯКОСТІ ЛОПАТЕВОГО
НАСОСА**

А.О. Євтушенко*, А.В. Неня*

М.В. Карапузова**

*Сумський державний університет

**ЗАТ "Гідромаш", м. Суми

У статті розглядається шлях вдосконалення показників якості відцентрових насосів на основі врахування дійсної та нерівномірної структури течії на ділянках переходу між рухомими та статорними елементами проточної частини. Проводиться аналіз факторів, що сповільнюють темпи впровадження нових перспективних напрямків розвитку насособудування.

Актуальність задачі подальшого підвищення ККД лопатевих насосів не потребує особливого обґрунтування – на привід названих насосів витрачається до 20% електроенергії, що виробляється у країні [1]. Втрати енергії в насосі прийнято поділяти на механічні, об'ємні та гідравлічні [2]. У даному випадку будемо вести мову тільки про рівень гідравлічних втрат у проточній частині (ПЧ) насоса, величину яких прийнято характеризувати значенням гідравлічного ККД (η_z) проточної частини.

Абсолютна величина гідравлічних втрат енергії в ПЧ насоса визначається виразом

$$h_z = H_T - H,$$

де H_T - теоретичний напір робочого колеса (РК) насоса; H - дійсний напір РК насоса.

Відповідно маємо

$$h_z = h_{z\Pi} + h_{zPK} + h_{zB},$$

де $h_{z\Pi}$ - величина гідравлічних втрат при підведенні; h_{zPK} - в РК; h_{zB} - при відведенні.

Поряд з величиною η_z можемо говорити про величину гідравлічного ККД власне робочого колеса

$$\eta_{zPK} = \frac{H_{PK}}{H_T},$$

де

$$H_{PK} = H + h_{z\Pi} + h_{zB}.$$

Звідси маємо співвідношення

$$\eta_{zPK} = \eta_z + \bar{h}_{z\Pi} + \bar{h}_{zB}, \quad (1)$$

де $\bar{h}_{z\Pi} = h_{z\Pi} / H_T$ - коефіцієнт відносного рівня гідравлічних втрат при підведенні; $\bar{h}_{zB} = h_{zB} / H_T$ - те саме при відведенні.

Якщо виходити з уявлень, що підведення та відведення існують в ролі самостійних нерухомих елементів насоса, і поширити на них

загальноприйнятий підхід [3] у визначенні рівня гідравлічної досконалості, будемо мати:

$$h_{z\Pi} = \zeta_{\Pi} \frac{V^2}{2g}, \quad h_{zB} = \zeta_B \frac{V^2}{2g}, \quad (2)$$

де ζ_{Π} та ζ_B – коефіцієнти гідравлічного опору підведення та відведення; V – характерна швидкість.

У загальному випадку характерна швидкість береться на власний розсуд. Вибравши як останню витратну складову абсолютної швидкості потоку на вході в РК насоса (V_{m0}), маємо

$$V_{m0} = \frac{4Q}{\pi D_{np}^2},$$

де Q – подача насоса; $D_{np} = \sqrt{D_1^2 - d_{em}^2}$ – зведений діаметр вхідної воронки РК, при цьому D_1 – її зовнішній діаметр; d_{em} – внутрішній діаметр вхідної воронки РК, або діаметр втулки останнього.

Згідно з С.С. Руднєвим [2].

$$D_{np} = k_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \quad (3)$$

де $[D_{np}] = \text{м}$, $[Q] = \text{м}^3/\text{год}$; $[n] = \text{об}/\text{хв}$ – частота обертання ротора насоса; k_{ex} – безрозмірний коефіцієнт входу в РК насоса.

Останній має значення $k_{ex} = 3,25$ при допущенні наявності мінімального значення відносної швидкості потоку на вході в РК (W_1) без урахування впливу на неї стискання потоку лопатями РК внаслідок існування їх кінцевої товщини. Відповідно до постулату Г.Ф.Проскури [4] умова $W_1 = W_{1min}$ відповідає умові отримання максимального значення η_{zPK} . На практиці беруть $k_{ex} \geq 3,5$, чим враховується вплив товщини лопатей на значення W_{1min} і необхідність забезпечити прийнятний рівень антикавітаційних властивостей насоса (із зростанням k_{ex} кавітаційна характеристика насоса покращується). З урахуванням сказаного, вираз (1) набуває такого вигляду:

$$\eta_z = \eta_{zPK} + \frac{\zeta_{\Pi} V_{m0}^2 / 2g}{H_T} + \frac{\zeta_B V_{m0}^2 / 2g}{H_T}. \quad (4)$$

Якщо врахувати вирази (2) і (3), а також зробити заміну $H_T = \eta_z \cdot H$, то після перетворень залежності (4) отримуємо

$$\eta_z = \frac{\eta_{zPK}}{1 + An_s^{3/4} (\zeta_{\Pi} + \zeta_B)}, \quad (5)$$

де $A = 8 / \left((3,65)^{4/3} g \cdot \pi^2 h_{ex}^4 \right)$; n_s – коефіцієнт швидкохідності насоса, що визначається загальноприйнятим шляхом [2]:

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}},$$

при цьому $[Q] = \text{м}^3/\text{с}$, $[n] = \text{об}/\text{хв}$, $[H] = \text{м}$.

Вираз (5) справедливий для всіх видів лопатевих насосів – відцентрових, діагональних, осьових. При цьому відомо [2], що зі збільшенням коефіцієнта швидкохідності насоса питома вага гідравлічних втрат зростає в загальному балансі енергії відповідно від найменшого - у відцентрових до найбільшого - в осьових насосах. Проте, навіть враховуючи це та орієнтуючись тільки на відцентрові насоси, матимемо такі обставини. Величину $m = \zeta_{II} + \zeta_B$ можна обчислити двома незалежними один від одного шляхами. Перший – з використанням відомих даних з конкретних типів відцентрових насосів. Наприклад, використаємо дані з відцентрового консольного насоса загального призначення К160/20. Відповідно до ГОСТ 22247-76 для цього насоса маємо $Q=160$ м³/год, $H=20$ м, $n=1450$ об/хв і $\eta=81\%$. За виразом (5) маємо

$$\eta_{ePK} \cong \sqrt{\eta_e} \cong \sqrt[4]{\eta},$$

або

$$\eta_e \cong 0,9 \quad i \quad \eta_{ePK} \cong 0,95.$$

Наведених даних достатньо для визначення величини коефіцієнта швидкохідності та, як наслідок, за виразом (5) можна визначити $m_1 = \zeta_{II} + \zeta_B$. Також можна використати наявні узагальнені дані з відцентрових насосів. Мається на увазі відома [5] формула О.О. Ломакіна

$$\eta_e = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{np} - 0,172)^2}. \quad (6)$$

Поєднане використання формул (5) та (6) дає можливість визначити значення m_1 , задавшись значеннями n_s , n , k_{ex} та зовнішнього діаметра РК D_2 , через які обчислити Q та H . Вибір зазначених величин відбувається у досліджених діапазонах значень: $n_s=70...120$; $n=1000...3000$ об/хв; $k_{ex}=3,5...4,5$; $D_2=250...450$ мм. При цьому розрахунок величини напору зводиться до послідовного використання залежностей

$$U_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}, \quad H_{T\infty} = \frac{U_2^2}{g} \quad i \quad H = H_{T\infty} \cdot \mu \cdot \eta_e,$$

де $\mu \approx 0,8$ [5] – поправка на скінченну кількість лопатей РК.

В обох випадках обчислені значення m_1 виходять достатньо близькими один до одного. Принципово інша ситуація має місце при розрахунку значення m іншим самостійним шляхом – шляхом використання результатів статичної продувки підведення та відведення як окремих елементів. У цьому випадку конкретні дані за значеннями ζ_{II} і ζ_B можна отримати, використавши, наприклад, дані [3]. Безсумнівно, мається на увазі зведення їх до однакової характерної швидкості $V = V_{m0}$. Отримане в цих умовах значення $m_2 = \zeta_{II} + \zeta_B$ буде відрізнятися від раніше обумовленого значення m_1 . Отримана різниця в їх абсолютних значеннях настільки вагома, що віднести її тільки на рахунок похибок використаних результатів розрахунків та дослідів не є можливим. Дані обставини мають інше реальне пояснення – відбувається взаємний вплив елементів ПЧ насоса на характеристики одного на інший через сформовану структуру течії між ними.

Ми ретельно зупинилися на питанні впливу структури течії на значення гідравлічного ККД проточної частини насоса. Однак тільки зниженням його значення проблема не вичерпується. Звернемося до даних роботи [6], присвяченої питанню впливу структури течії, сформованої підведенням насоса, на його показники якості. У зазначеній роботі отримано результат - на насосі з $n_s=400$ збільшення нерівномірності течії на виході з підведення на 4% призвело до зменшення відносного ККД насоса на 2%, критичного кавітаційного коефіцієнта швидкохідності на 9% та зростання відносного віброприскорення на 70-80% за всіма координатними напрямками. Відбулося також зміщення оптимального режиму роботи насоса по подачі. Наведені вище, а також інші дані свідчать – структура течії в ПЧ насоса має вагомий вплив на всю сукупність показників його експлуатаційних якостей – енергетичні та кавітаційні, вібраційні та шумові характеристики, надійність у роботі та термін дії. Щодо останнього параметру доцільно навести цікавий приклад реального впливу структури течії, сформованої у даному випадку на виході з РК, на термін дії лопаток напрямного апарата багатоступеневого відцентрового насоса. Випадок трапився на дослідно-промисловій експлуатації живильного насоса СПЕ 1650-75 [7]. Менше ніж за 2000 годин роботи насос вийшов з ладу. Ревізія виявила – вхідні елементи лопаток напрямного апарата виявились відламаними, потрапивши між статорними та роторними деталями насоса, - вивели його з ладу. Причиною зазначених поломок виявилось пульсуюче навантаження на лопатки апарата від потоку перекачуваної рідини внаслідок наявних в ньому кружкових вихрових слідів за лопатками робочого колеса. Збільшення проміжку між робочими колесами та напрямними апаратами за рахунок підрізання лопаток останніх виключило виникнення подібних явищ. Перелічені причини змушували і змушують розробників нового насосного обладнання вирішувати завдання забезпечення прийнятної, за рівнем впливу на експлуатаційні показники якості роботи насосів, структури течії за окремими елементами їх ПЧ. Однак, вирішуючи одне завдання, ми формуємо інше – зміна параметрів течії потоку за тим чи іншим елементом вимагає внесення змін до його геометрії. Покращуючи цим шляхом експлуатаційні показники якості роботи насосів, ми погіршуємо іншу групу показників якості – виробничо-технологічну: зростання собівартості виготовлення, погіршення технологічності й ремонтпридатності створюваних виробів. Таким чином, структура течії між основними елементами ПЧ насоса має прямий або опосередкований помітний вплив практично на всю сукупність основних показників якості.

Окрема проблема – вплив структури течії між елементами ПЧ на показники якості насоса має також стримувальну дію на можливість реалізації нових перспективних напрямків розвитку насособудування. Зупинимося на питанні щодо реалізації блочно-модульного конструювання насосів гідродинамічного принципу дії. Відомі прикладі часткової реалізації зазначеного шляху розвитку насособудування. Мова йде про роботу, направлену на здійснення стандартизації та уніфікації використаних у складі насосів (насосних агрегатів) окремих деталей та складальних одиниць. Безумовно, результати такої роботи корисні та значущі – вони повинні розвиватися і надалі. Разом з тим вони не містять необхідних нових підходів для забезпечення якісно нових темпів зростання економічної ефективності від діяльності галузі насособудування. За своєю основною суттю весь комплекс виконуваних робіт даного напрямку зосереджено у рамках загального машинозводства. Відносна невелика складова робіт даного типу, пов'язана з необхідністю враховувати вплив факторів, які забезпечують власне робочий процес

насосів, визначної ролі не відіграє. В цьому плані пропозиція [8] розширити блочно-модульний підхід безпосередньо на базовий функціональний центр насосів – ПЧ – принципово новий елемент. Для вирішення такого завдання досконале вивчення гідродинамічних аспектів, що визначають можливість отримання взагалі та рівень якості отриманих результатів, є базовим вихідним положенням [9]. Без вирішення даного завдання обговорення питання щодо поширення блочно-модульного підходу під час конструювання ПЧ насосів втрачає будь-який сенс – різке погіршення експлуатаційних показників якості роботи насосного обладнання в економічному плані не буде виправдане отриманим покращанням виробничо-технологічних показників якості насосів.

Завдання врахування дійсної структури течії в ПЧ насоса, в першу чергу на ділянках “вихід з підводу – вхід у РК” (ділянка I) та “вихід з РК – вхід у відвід” (ділянка II) досить складна й багатогранна. По суті ми маємо зосередження найбільш актуальних та малодосліджених питань на шляху подальшого вдосконалення ПЧ. Єдиного можливого вирішення завдання очевидно не існує. Ми маємо справу зі складною багатоплановою проблемою, пошук вирішення якої повинен вестися з різних боків та різними методами, включно як накопичення окремих фактів, так і періодичне їх узагальнення на новій основі. Зазначеним по суті і завершується опис завдання, що розглядається. Обґрунтовуючи з одного боку, економічну доцільність й актуальність його вирішення, а з іншого - пошук відповіді повинен відбуватися шляхом розподілу загальної проблеми на окремі, відносно самостійні завдання, які самі по собі є складними. На цей час є розрізнена інформація загалом емпіричного або напівемпіричного походження. Її систематизація та класифікація є трудомістким завданням, що характеризується можливою наявністю різноманітності варіантів його вирішення. Тим самим констатуємо – врешті-решт вийдемо на сукупність x завдань оптимізації різного ієрархічного рівня.

Зупинимось на окремих питаннях, вирішення яких буде просувати по шляху рішення сформульованого загального завдання. Щодо проблем, пов'язаних з ділянкою I серед вихідних відомостей, корисним, на нашу думку, є наступне коло окремих відомостей і міркувань. Стандартне формулювання функцій, виконання яких повинен забезпечити підвод насоса, вміщує в себе: забезпечення необхідної (доцільної, раціональної) структури течії на вході в РК. На жаль, у літературі відсутнє яке-небудь прийнятне тлумачення загальноповживаного визначення поняття “необхідна структура”. Якою ж насправді вона повинна бути на виході з підводу? Загальні рекомендації [2] зводяться до такого. При проектуванні вхідної ділянки лопатей РК приймається умова $V_{m1}(r_1) = const$ - так званий рівношвидкісний потік. За умови наявності моменту швидкості потоку перед колесом додатково вводиться умова $(r_1 V_{u1}) = const$, де $(d_{em}/2) \leq r_1 \leq (D_1/2)$, V_{u1} - окружна складова абсолютної швидкості потоку у вхідній воронці РК. Зазначені рекомендації є обґрунтованими у випадку використання моделі ідеальної рідини. Дійсна картина змінюється під впливом в'язкості перекачуваної насосом рідини. Щодо впливу в'язкості на форму епюри $V_{m1} = f(r_1)$ існують емпірично перевірені рекомендації щодо вибору кутів атаки при проектуванні вхідного участку лопатей РК [10,11]. Повертаючись до вимог – “формування необхідної структури течії підводом” – зазначимо, що за замовчуванням маємо на увазі забезпечення відсутності колової нерівномірності абсолютної швидкості потоку та умови $V_r=0$, де V_r – радіальна складова останньої. Більш детально, враховуючи

отримання кількісного критерія оптимізації структури течії за відводом, дане питання розглянуто в роботі [12]. Зупинимося ще на одному аспекті проблеми. Неупорядкована належним чином структура потоку за відводом у процесі руху поступово переходить у потрібну впорядковану під впливом в'язкості рідини. Однак потрібна в цьому випадку відстань від виходу з підводу до входу в РК призводить до неприйнятно великих габаритів розроблюваного насоса. Ефективним шляхом скорочення зазначеної відстані при одночасному вирішенні завдання зменшення колової нерівномірності абсолютної швидкості потоку перед РК є закрутка потоку підводом. Разом з тим зовнішня простота даного підходу до вирішення завдання не повинна сприйматися проектантами насосів буквально – закрутка потоку в нерухомих елементах ПЧ є фактором, який має визначальний вплив на всю гідродинамічну складову робочого процесу насоса [13]. Реальним у даному випадку може бути й інший підхід – розрахунковим шляхом [14, 15, 16, 17] визначити дійсну структуру потоку за підводом і, використовуючи критерії оптимізації [12], вирішувати завдання оптимізації – пошук компромісу між масогабаритними показниками підводу та ступенем впливу на показники якості роботи насоса, сформованої даним підводом структури течії на вході в РК.

Відносно ділянки II загальні питання залишаються тими самими, як і відносно ділянки I, тільки обсяг наших знань відповідно до неї значно менший. Цьому є об'єктивна причина – завдання тут більш складне, оскільки мова йде про структуру течії за РК, що обертається, тоді як в першому випадку – щодо нерухомого елемента (підводу). Разом з тим маємо дзеркально протилежне завдання – фактичну структуру течії потрібно враховувати при виборі геометрії вхідної ділянки нерухомого елемента (відводу), тоді як в першому випадку – обертового елемента (РК). Як і в першому випадку, проектування ведеться за умов: $V_{m2}(b_2) = const$ (вісесиметричний потік), $V_{u2}(b_2) = const$ (плоский потік), $V_{r2}=0$, колова нерівномірність абсолютної швидкості потоку за РК відсутня.

В останньому випадку b_2 - ширина РК на виході. На практиці відстань між РК і відводом менша, ніж між підводом і РК. Останньому маємо зрозуміле пояснення – потік за РК значно сильніше закручений, на відміну від потоку за підводами. Звернемо увагу тільки на одну складову частину проблеми. Фактично структуру потоку ділянки II можна покращити двома шляхами. Один шлях – за рахунок змін геометрії РК, другий – вхідної ділянки відводу. Перший шлях складний. Достатньо згадати роботи О.А. Жарковського, проведені в С.-Петербурзькому технічному університеті – помітних успіхів на цьому шляху так і не знайдено. Другий шлях постає більш перспективним, проте необхідно констатувати факт – такий погляд на завдання проектування не є загальноприйнятим й практично не розглядався. Можна стверджувати, що за сучасних умов це серйозний недолік, який стримує не тільки підвищення гідравлічного ККД ПЧ насосів, але й упровадження в практику їх проектування блочно-модульного принципу конструювання. Для ілюстрації сказаного звернемо увагу на дві роботи [18, 19]. Перша робота О.І. Тімшина стосувалася нерівномірності структури течії за відцентровим колесом та її впливу на характеристику ступеня. Дослідник вивчав дійсну структуру течії за колесом на аеростенді на промисловому зразку колеса відцентрового насоса. Результати зазначеної роботи не знайшли практичної реалізації через необхідність ускладнення технології виготовлення відводів. Друга робота В.С. Смірнова стосувалася визначення особливостей конструкції основних вузлів головного циркуляційного насоса. Результати цієї роботи були реалізовані і виявилися досить ефективними, проте не отримали розвитку в якості

загального підходу. Ґрунтуючись на розвиток технології машинобудування й усвідомлюючи важливість проблеми енергозбереження, констатуємо - реалізація даного підходу є актуальним і перспективним завданням.

ВИСНОВКИ

На підставі проведеного аналітичного аналізу та дослідних даних визначено, що перспективним шляхом удосконалення відцентрових насосів є узгодження елементів проточних частин на ділянках переходу між нерухомими елементами підводу і відводу та відповідними елементами лопатей робочого колеса. Проблему тільки визначено, її всебічне обговорення є корисним й своєчасним.

SUMMARY

In the article possibility of increase of coefficient useful effect cut is examined on the basis of account of real uneven speed diagram in gaps between the rotor and stator elements of running part. It is produced analyze of factors slowing rates of the introducing the new perspective directions of the development of pumpbuilding, in particular about block-module approach of the development.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Євтушенко А.А., Ржебаєв Э.Е., Швиндин А.И., Шифрин М.И. Развитие насосостроения в Украине //Машинобудування України. – 1995. - №1.- С.30-33.
2. Михайлов А.Н., Малюшенко В.В. Конструкции и расчет насосов высокого давления. – М.: Машиностроение, 1971.-304 с.
3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям.– М.: Машиностроение, 1975.– 560 с.
4. Проскура Г.Ф. Гидродинамика турбомашин. – Киев: Машгиз, 1954. – 494 с.
5. Лопастные насосы: Справочник / В.А.Зимницкий, А.В.Каплун, А.Н.Папир, В.А.Умов / Под общ. ред. В.А. Зимницкого и В.А.Умова. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1986. – 334 с.
6. Вертячих А.В., Стеценко А.А., Шкарбуль С.Н. Влияние неравномерности потока, формируемого боковым подводом, на энергокавитационные и виброшумовые характеристики лопастных насосов повышенной быстроходности // Гидравлические машины и гидроневмоагрегаты: теория, расчет, конструирование: Темат.сб.трудов / Под ред. Ковалева И.А. – К.: ИСИО, 1994. – С.128-141.
7. Ржебаєв Э.Е., Жуков В.М., Євтушенко А.А. Питательные насосы для АЭС / Теплоэнергетика.- 1977. - №12.
8. Євтушенко А.А. Научно-техническое обеспечение новой концепции развития насосостроения в Украине // Праці Міжнар.наук.-техн.конф. “Прогресивна техніка, технологія машинобудування, приладобудування і зварювального виробництва”.– К.: НТУУ “КПІ”, 1998. - Т.ІІІ. – С.244-248.
9. Євтушенко А.А. Гидродинамические аспекты новой концепции развития насосостроения // Труды Междунар. научно-техн. конф.”Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования”. – Харьков: ИПМАШ НАН Украины, 1997. – С. 477-480.
10. Євтушенко А.А., Сапунов С.Г. Характер распределения меридиальных скоростей на выходе из подводящих устройств насосов с проходным валом // Гидродинамика больших скоростей. – Красноярск: КПИ, 1982. – С. 101-108.
11. Євтушенко А.А., Федотова Н.А. Определение реальных эпюр распределения составляющих абсолютной скорости потока перед рабочим колесом насоса на стадии его проектирования// Вестник НТУ “ХПИ”. Серия Технология в машиностроении. - 2001. – Вып.129.
12. Євтушенко А.О. Вихідні дані для розрахунку течії в підвідному пристрої лопатєвого насоса // Вестник НТУУ “КПІ”. Серия Машиностроение. - 1999. - Т.2 – Вып.35. – С.198-204.
13. Євтушенко А.А. Использование циркуляционных потоков для улучшения массогабаритных показателей лопастных насосов // Удосконалювання турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання: Зб.наук.праць / Редкол.: Ю.М.Мацевитий (відп.ред.) та ін. – Харків: УПМаш НАН України, 2000. – С. 428-433.
14. Євтушенко А.А. Задача создания средств ведения расчетного эксперимента в насосостроении // Праці ІІ Республіканської науково-технічної конференції “Гідроаеромеханіка в інженерній практиці”. – Черкаси: ЧІТІ, 1998. – С.45-50.
15. Євтушенко А.А., Нєня В.Г. Математические модели для создания средств ведения расчетного эксперимента в насосостроении // Физико-технические и технологические приложения математического моделирования: Сб.научн.тр./ НАН Украины, Ин-т математики.-К., 1998. – С.93-96.

16. Баранова І.В., Євтушенко А.О., Неня В.Г. Вибір початкових даних для розрахунку обтікання елементів проточної частини гідромашин просторовим потоком // Вісник НТУУ “КПІ”. Серія Машиностроєння. –2000. – Вып.38. - Т.2. - С.3-7.
17. Алексєнко О.В., Качевский А.Н., Неня В.Г. Расчетный експеримент при обработке проточных частей турбомашин – состояние и перспективы развития // Вісник СумДУ. Серія Технічні науки.– 2004.- №13(72). – С.29-33.
18. Тимшин А.И. Неравномерность структуры потока за центробежным колесом и ее влияние на характеристики ступени // Лопастные насосы / Под ред. Л.Л. Грянко и А.Н. Папира. – Л.: Машиностроєння, Ленингр. отд-е, 1975. – С.357-362.
19. Бирюков А.И., Боярко Н.Н., Ворона П.Н., Лисицын К.В., Смирнов В.Г., Янкин Е.И. Особенности конструкции основных узлов главного циркуляционного насоса для атомных электростанций с водо- водяным реактором. // Лопастные насосы / Под ред. Л.Л. Грянко и А.Н. Папира – Л.: Машиностроєння, Ленингр. отд-е, 1975. – С.357-362.

А.О. Євтушенко, канд. техн. наук, доц.;

А.В. Неня, асп.

Сумський державний університет

М.В. Карпузова

ЗАТ “Гідромаш”, м. Суми

Надійшла до редакції 3 квітня 2006 р.