

УДК 636. 085:639.64 (082.1)

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ОСЬОВОГО НАСОСА В РІЗНИХ РЕЖИМАХ

І. М. Голодний, кандидат технічних наук, доцент

Національний університет біоресурсів і природокористування України

e-mail: golodnyi@ukr.net

Анотація. *В останні роки в світі набуває розвиток тип нового господарювання – вирощування високопоживних водоростей як сировини для фармакології та парфумерії, а також для харчових та кормових цілей. У той же час відсутність в Україні належних засобів механізації даних технологій стримує цей процес, зокрема, при вирощуванні водорості спіруліни, немає ефективних засобів для перекачування суспензії культури.*

Метою роботи є обґрунтування та приведення у відповідність співвідношення між тиском рідини, продуктивністю, потужністю та частотою обертання робочого колеса лопатевого насоса.

Аналіз роботи осьового насоса проводився з використанням положень теорії гідравліки рідин та статистичних методів обробки результатів досліджень на експериментальній установці в системі MathCAD, Excel.

Експериментально визначені числові значення коефіцієнтів корисної дії для розробленого осьового насоса при різних частотах обертання робочого колеса. Всі ККД, крім гідравлічного, із збільшенням частоти обертання робочого колеса насоса підвищуються. Підвищення механічного ККД пояснюється тим, що із збільшенням частоти обертання збільшується і висота подачі. Це приводить до збільшення приводної потужності. Механічні втрати потужності практично залишаються незмінними, тобто доля їх на загальному фоні використання потужності падає, що відбивається на механічному ККД. Підвищення об'ємного ККД при збільшенні частоти обертання зв'язано із зменшенням протікання через проміжок між робочим колесом і корпусом насоса. Зменшення гідравлічних втрат при зменшенні частоти обертання зв'язано із зменшенням швидкості руху рідини через насос, тобто зменшення вихроутворення, втрат на удар при вході і виході.

При роботі насоса в закритій мережі і зменшенні частоти обертання робочого колеса більше ніж на 10 % від номінальної розрахунок потужності, подачі та напору для даного насоса при поточній частоті обертання в формулу співвідношення між цими параметрами необхідно ввести дольові складові коефіцієнта корисної дії насоса. Похибка розрахунків при цьому не перевищує 5%.

Ключові слова: *мікродорості, суспензія, освітлювальна поверхня, осьовий насос, натиск рідини, продуктивність, потужність, швидкість обертання*

Актуальність. В останні роки в світі набуває розвиток тип нового господарювання – вирощування високопоживних водоростей як сировини для фармакології та парфумерії, а також для харчових та кормових цілей. В той же час відсутність в Україні належних засобів механізації цих технологій стримує цей процес, зокрема, при вирощуванні водорості спіруліни, немає ефективних засобів для перекачування суспензії культури. Спіруліна має ніжну клітинну оболонку, яка під дією відцентрових насосів руйнується. Наявні осьові насоси, в яких за рахунок незмінного напрямку руху потоку, що подається, більш м'який режим роботи, мають велику продуктивність, більше 200 м³/год., великий габарит і встановлену потужність. Проблему перемішування спіруліни можна вирішити шляхом розробки нових типорозмірів осьових насосів та визначення їх раціональних режимів роботи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Промислове вирощування мікродоростей проводиться в спеціальних культивацийних установках [1,2], ефективність яких визначається збиранням врожаю в сухій вазі з 1 м² освітлюваної площі за добу. Звідси, широке розгалуження водних освітлюваних поверхонь установки має велике значення. Водні басейни із суспензією, як правило, розміщуються на одному рівні. Це дає можливість для перемішування суспензії використати лопатеві мішалки, але з другої сторони – не ефективно використовується площа для розміщення самої установки. Не використовується можливість розміщення лотків по висоті, що дуже важливо для економії енергії в районах помірного клімату. Для перемішування суспензії в таких установках потрібні пристрої, які б не руйнували клітини водорості і створювали невеликий напір для подачі суспензії на висоту до 5...10 м, подібно осьовим насосам.

Мета дослідження – обґрунтування та приведення у відповідність співвідношення між тиском рідини, продуктивністю, потужністю та частотою обертання робочого колеса лопатевого насоса.

Матеріали і методика дослідження. Аналіз роботи осьового насоса проводився з використанням положень теорії гідравліки рідин та статистичних методів обробки результатів досліджень на експериментальній установці в системі MathCAD, Excel.

Результати дослідження та їх обговорення. Для перемішування суспензії мікроводоростей в установці, в якій лотки із суспензією розміщені один над другим, виготовлено осьовий насос, параметри якого наведені на рис. 1.

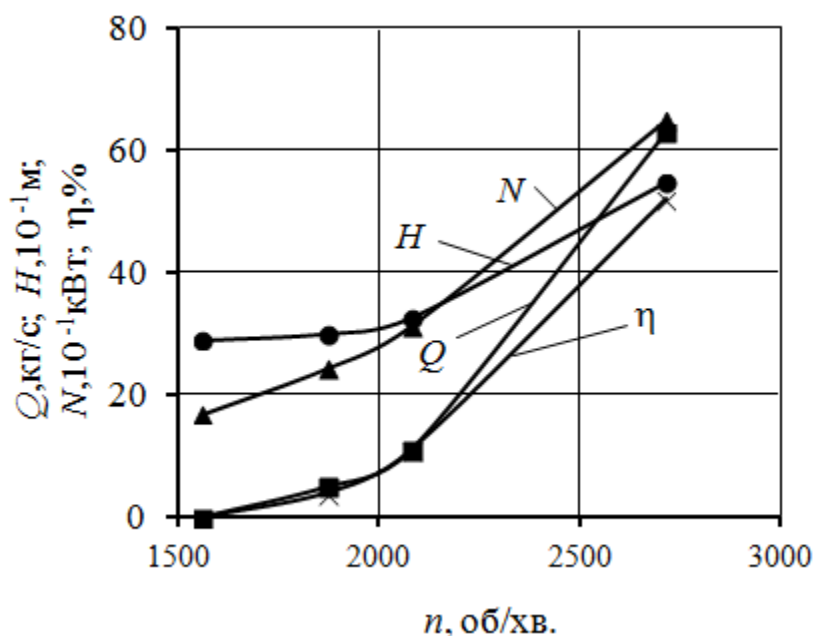


Рис. 1. Робочі параметри осьового насоса

Для лопатевих машин відомі співвідношення між напором, продуктивністю, потужністю та частотою обертання робочого колеса

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2} = \sqrt{\frac{H_1}{H_2}} = \sqrt[3]{\frac{N_1}{N_2}}, \quad (1)$$

де n_1, n_2 – частота обертання робочого колеса, об./хв.; Q_1, Q_2 – продуктивність насоса відповідно до частоти обертання робочого колеса, кг/с; H_1, H_2 – тиск

рідини, що створюється насосом при відповідній частоті обертання, м; N_1, N_2 – потужність, що затрачується на привід робочого колеса при відповідній частоті обертання, кВт.

Але ці співвідношення справедливі для одних і тих коефіцієнтів корисної дії (ККД) насоса, тобто при роботі його на відкриту мережу. Як видно з рис. 1, при зміні частоти обертання робочого колеса насоса ККД змінюється від 0 до 50 %. Для користування цими співвідношеннями необхідно провести більш детальний аналіз ККД насоса.

Потужність насоса з врахуванням загального ККД визначається за виразом

$$N = \frac{QH}{102\eta_n}, \quad (2)$$

де η_n – загальний ККД насосу, в.о.

Загальний ККД визначається із добутку трьох дольових коефіцієнтів [3]:

$$\eta_n = \eta_z \eta_o \eta_m, \quad (3)$$

де η_z – гідравлічний ККД, враховує гідравлічні втрати енергії, що виникають при русі рідини через насос внаслідок вихроутворення в робочому колесі, недостатнього плавного входу потоку на робоче колесо, тертя рідини з лопатками, в.о.; η_o – об'ємний ККД, враховує втрати рідини через зазори і ущільнення в обхід робочого колеса, в.о.; η_m – механічний ККД, враховує втрати потужності на подолання тертя в середині насосу і тертя зовнішньої поверхні робочого колеса з рідиною, тертя в підшипниках і сальниках, в.о.

Рівняння потужності (2) набирає вигляду:

$$N\eta_m = \frac{1}{102} \frac{Q}{\eta_o} \frac{H}{\eta_z}, \quad (4)$$

а співвідношення між параметрами насоса (1) приймуть вигляд:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1 \eta_{o_2}}{Q_2 \eta_{o_1}} = \sqrt{\frac{H_1 \eta_{z_2}}{H_2 \eta_{z_1}}} = \sqrt[3]{\frac{N_1 \eta_{m_1}}{N_2 \eta_{m_2}}}. \quad (5)$$

Експериментально визначені числові значення коефіцієнтів корисної дії для розробленого насоса при різних частотах обертання робочого колеса приведено в таблиці.

Числові значення ККД насоса

n , об./хв.	η , в.о.	η_m , в.о.	η_z , в.о.	η_o , в.о.
1870	0,06	0,87	0,99	0,07
2080	0,11	0,90	0,86	0,14
2715	0,52	0,95	0,85	0,64

Всі ККД, крім гідравлічного, із збільшенням частоти обертання робочого колеса насоса підвищуються. Підвищення механічного ККД пояснюється тим, що із збільшенням частоти обертання збільшується і висота подачі. Це приводить до збільшення приводної потужності. Механічні втрати потужності практично залишаються незмінними, тобто доля їх на загальному фоні використання потужності падає, що відбивається на механічному ККД. Підвищення об'ємного ККД при збільшенні частоти обертання зв'язано із зменшенням протікання через проміжок між робочим колесом і корпусом насоса. Зменшення гідравлічних втрат при зменшенні частоти обертання зв'язано із зменшенням швидкості руху рідини через насос, тобто зменшення вихроутворення, втрат на удар при вході і виході.

Висновки і перспективи. При роботі насоса в закритій мережі і зменшенні частоти обертання робочого колеса більше ніж на 10 % від номінальної розрахунок потужності, подачі та напору для цього насоса при поточній частоті обертання в формулу співвідношення між цими параметрами необхідно ввести дольові складові коефіцієнта корисної дії насоса. Похибка розрахунків при цьому не перевищує 5 %.

Список літератури

1. Henrikson R. Earth food Spirulina. – Ronore Enterprises, INC., Laguna Beach, California, 1989. – 189 p.
2. Штоль А. А. Расчет и конструирование культиваторов для одноклеточных водорослей / А. А. Штоль, Е. Г. Мельников, Б. Г. Ковров. – Красноярск: Наука, 1976. – 212 с.
3. Угинчус А. А. Гидравлика и гидравлические машины. – Харьков: Харьковский государственный университет, 1966. – 399 с.

References

1. Henrikson, R. (1989). Earth food Spirulina. – Ronore Enterprises, INC., Laguna Beach, California, 189.
2. Shtol, A. A., Melnikov, E. G., Carpet, B. G (1976). Raschet y konstruyrovanye kultyvatorov dlia odnokletochnykh vodoroslei [Calculation and design of cultivators for unicellular algae]. Krasnoyarsk:Nauka, 212.
3. Uginchus, A. A. (1966). Gidravlika i gidravlicheskiye mashiny [Hydraulics and hydraulic machines]. Kharkiv: Khar'kovskiy gosudarstvennyy universitet, 399.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ОСЕВОГО НАСОСА В РАЗНЫХ РЕЖИМАХ

И. М. Голодный

***Аннотация.** В последние годы в мире приобретает развитие тип нового ведения хозяйства – выращивание высокопитательных водорослей как сырья для фармакологии и парфюмерии, а также для пищевых и кормовых целей. В то же время отсутствие в Украине надлежащих средств механизации данных технологий сдерживает этот процесс, в частности, при выращивании водоросли спирулины, нет эффективных средств для перекачивания суспензии культуры.*

Целью работы является обоснование и приведение в соответствие соотношения между напором, производительностью, мощностью и частотой вращения рабочего колеса лопастного насоса.

Анализ работы осевого насоса проводился с использованием положений теории гидравлики жидкостей и статистических методов обработки результатов исследований на экспериментальной установке в системе MathCAD, Excel.

Экспериментально определены числовые значения коэффициентов полезного действия для разработанного осевого насоса при разных частотах вращения рабочего колеса. Все КПД, кроме гидравлического, с увеличением частоты вращения рабочего колеса насоса повышаются. Повышение механического КПД объясняется тем, что с увеличением частоты вращения увеличивается и высота подачи. Это приводит к увеличению приводной

мощности. Механические потери мощности практически остаются неизменными, то есть часть их на общем фоне использования мощности падает, что отражается на механическом КПД. Повышение объемного КПД при увеличении частоты вращения связано с уменьшением протекания через промежуток между рабочим колесом и корпусом насоса. Уменьшение гидравлических потерь при уменьшении частоты вращения связано с уменьшением скорости движения жидкости через насос, то есть уменьшения вихреобразования, потерь на удар при входе и выходе.

При работе насоса в закрытой сети и уменьшении частоты вращения рабочего колеса больше чем на 10 % от номинальной расчет мощности, подачи и напора для данного насоса при текущей частоте вращения в формулу соотношения между этими параметрами необходимо ввести частные составляющие коэффициента полезного действия насоса. Погрешность расчетов при этом не превышает 5 %.

Ключевые слова: *микроводоросли, суспензия, осветительная поверхность, осевой насос, напор, производительность, мощность, скорость вращения*

EXPERIMENTAL STUDIES WORKSHOP PUMP IN DIFFERENT MODES

I. Golodnyi

Abstract. *In recent years, the type of new management - the cultivation of high-algae algae as raw materials for pharmacology and perfumery, as well as for food and feed purposes - is developing. At the same time, the absence of adequate means of mechanization of these technologies in Ukraine constrains this process, in particular, in the cultivation of algal spirulina, there are no effective means for pumping a suspension of culture.*

The purpose of the work is to substantiate and adjust the ratio between the pressure on the liquid, the productivity, power and the speed of the rotor of the impeller.

The analysis of the axial pump operation was carried out using the provisions of the theory of hydraulics of liquids and statistical methods for processing the results of research on an experimental installation in the MathCAD, Excel system.

Experimentally determined numerical values of the efficiency coefficients for the developed axial pump at different rotational speeds of the impeller. All efficiency except hydraulic, with increase of rotation frequency of a pump impeller increase. The increase in mechanical efficiency is explained by the fact that the increase in the speed of rotation increases the supply height. This leads to an increase in drive power. Mechanical losses of power practically remain unchanged, that is, their share in the general background of the use of power falls, which is reflected in the mechanical efficiency. Increasing the volume efficiency at an increase in the speed of rotation is

associated with a decrease in leakage through the gap between the impeller and the pump housing. Reducing hydraulic losses when reducing the speed of rotation is associated with a decrease in the speed of fluid flow through the pump, that is, reducing vortices, losses on impact at the entrance and exit.

When operating a pump in a closed network and reducing the rotational speed of the impeller by more than 10 % of the rated power, supply, and pressure for this pump at the current rotational speed, the ratio of these parameters to the fractional components of the efficiency of the pump must be entered. The calculation error does not exceed 5 %.

Key words: *microalgae, suspension, illuminating surface, axial pump, liquid pressure, performance, power, speed of rotation*