

характеризують складні граничні умови, к прикладу, у зовнішній поверхні масивної стіни (S_3), на яку поступає потік сонячної енергії.

По цій причині, найбільш простим способом отримати рішення поставленої задачі є використання методу кінцевих різниць.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Kjørtan Gudmundsson, Tord af Klintberg, Ove Soderstrom. The drying out capacity of a ventilated internal cavity with a heating cable, analytical model and empirical verification, *Building and Environment* 52 (2012) 171 – 176.
2. Kessler D.P., Greenkorn R.A., *Momentum, Heat and Mass Transfer Fundamentals*, CRC Press, 1999.
3. Seferis P., Strachan P., Dimoudi A., Androusoopoulos A. Investigation of the performance of a ventilated wall, *Energy and Buildings* 43 (2011) 2167–2178
4. Богословский В. Н. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха)/ В.Н.Богословский. – 2-е изд. – М.: Высш. Школа, 1982 – 415с.
5. Фокин К. Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий/ К. Ф. Фокин. – 4-е изд. – М.: Стройиздат, 1973 – 278с.
6. Ciampi M., Leccese F., Tuoni G. Ventilated facades energy performance in summer cooling of buildings. *Solar Energy*, 75 (2003) 491 – 502.
7. Pogorzelski J. A. *Fizyka cieplna budowli*. PWN, Warszawa 1976.
8. Гагарин В.Г. Расчет теплозащиты фасадов с вентилируемым воздушным зазором / В.Г. Гагарин, В.В. Козлов, Е.Ю. Цыкановский / Журнал АВОК. 2004, №2 С. 20 – 26, №3 С. 20 – 26.
9. Piotrowski J. Z., Stroy A. F, Air heating at its movement along channels in systems with the individual air submission in premises. *Structure and Environment*, nr 2, 2011, 35 – 39.
10. Balocco C. A simple model to study ventilated facades energy performance. *Energy and Buildings* 34, 2002, 469 – 475.
11. Olenets M. Mathematical modeling of heat transfer processes in ventilated air space of building envelopes. PhD Dissertation in Environmental Engineering, Kielce University of Technology. 2014.
12. Stazi F., Tomassoni F., Vegliù A., Di Perna C. Experimental evaluation of ventilated walls with an external clay cladding. *Renewable Energy* 36 (2011) 3373 – 3385.
13. Giancola E., Sanjuan C., Blanco E., Herasa M.R. Experimental assessment and modelling of the performance of an open joint ventilated facade during actual operating conditions in Mediterranean climate. *Energy and Buildings* 54 (2012) 363–375.
14. Dimoudi A., Androusoopoulos A., Lykoudis S. Summer performance of a ventilated roof component. *Energy and Buildings* 38 (2006) 610–617.
15. Peci Lopez F., Jensen R.L., Heiselberg P., Ruiz de Adana Santiago M. Experimental analysis and model validation of an opaque ventilated façade. *Building and Environment* 56 (2012) 265–275.
16. Marinoscia C., Semprinia G., Morini G.L. Experimental analysis of the summer thermal performances of a naturally ventilated rainscreen facade building. *Energy and Buildings* 72 (2014) 280–287.
17. Ismail K., Henriquez J. Simplified model for a ventilated glass window under forced air flow conditions. *Applied Thermal Engineering* 26 (2006) 295–302.
18. Chow T.T., Lin Z., He W., Chan A.L.S., Fong K.F. Use of ventilated solar screen window in warm climate. *Applied Thermal Engineering* 26 (2006) 1910–1918.
19. Mei L., Infield D., Eicker U., Fux V. Thermal modelling of a building with an integrated ventilated PV façade. *Energy and Buildings*, 35(2003) 605 – 617.
20. Winiarski D.W., Dennis L. O. A quasi-steady-state model of attic heat transfer with radiant barriers. *Energy and Buildings*, 24 (1996) 183 – 194.

УДК 532.1/5(075,8)

Строй А. Ф., Пиотровски Е. З., Стажомска М.

Технологический университет «Свентокшицкая политехника», г. Кельце, Польша

ОЦІНКА ПОТУЖНОСТІ ТУРБІН ДЛЯ МАЛИХ ГІДРОЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ

Вступ

Малі гідроелектростанції, які не потребують будівництва спеціальних водосховищ, являються альтернативними джерелами при виробництві електроенергії.

Останнім часом таким джерелам приділяють все більше уваги винахідники і інженери. Значно збільшилася кількість патентів на турбіни для таких гідроелектростанцій. При цьому, як правило, відсутні теоретичні обґрунтування конструкцій таких

турбін [1,2]. Відсутні методи розрахунку, які дають можливість визначити потужність таких турбін при різних конструкціях.

Аналіз літератури свідчить про те, що теоретичні дослідження конструкцій турбін для малих гідроелектростанцій значно відстають від інженерних розробок. В деяких випадках запропоновані методи, наприклад для розрахунку вітрових турбін [3,4], досить складні і недостатньо обґрунтовані. З метою розробки, в першому наближенні, методу оцінки потужності деяких конструкцій турбін, розглянемо модель, що проаналізована в роботі [5]. Модель включає колесо з лопаткою. Лопатка обертається на-

вколо осі. Вісь обертання розташована перпендикулярно до дзеркала потоку води. Лопатка має форму пластини з розмірами $a \times b \times \delta$ (δ – товщина пластини) (рис. 1).

Оцінимо потужність розглянутої, спрощеної моделі турбіни, тобто турбіни яка має лише одну лопатку. Загалом потужність потоку води, який рухається в одному напрямку і потрапляє на перешкоду, можна визначити за допомогою виразу

$$N = P \cdot G \quad (1)$$

де P – тиск, який створює потік води направлений на перешкоду, Па; G – кількість води, точніше об’ємна витрата води, м³/с;

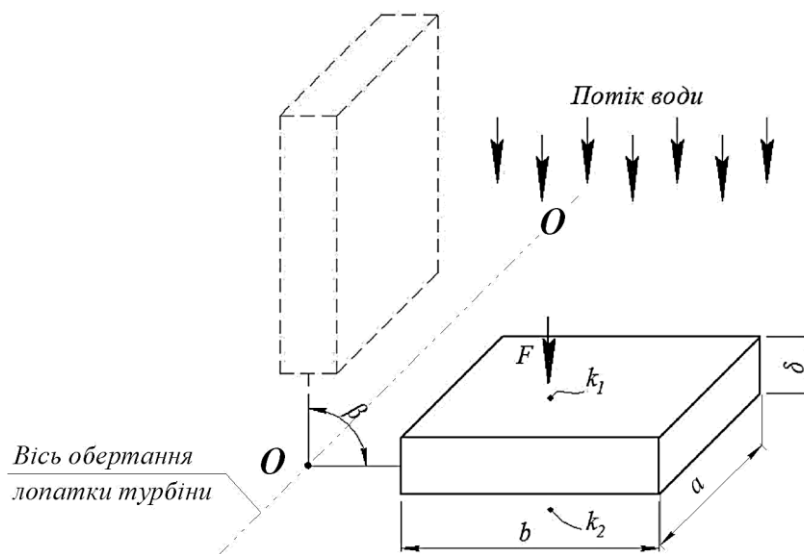


Рис.1. Схема дії потоку води на пластину розташовану перпендикулярно до потоку

Проаналізуємо взаємодію потоку води з лопаткою турбіни. На рис.2 приведені дві схеми розташування лопатки відносно потоку води. В схемі *a* потік води надходить до лопатки турбіни під деяким кутом β . В схемі *б*, кут β дорівнює 90° .

При обертанні лопатки навколо осі «O» межа потоку води, який взаємодіє з лопаткою турбіни залежить від кута β . При зміні кута β об’ємна витрата води, яка взаємодіє з лопаткою, змінюється. В загальному випадку, коли кут β має будь-яке значення (див. рис.2, схему *a*), витрату води в потоці можна визначити за допомогою формули

$$G_\beta = a \cdot b_\beta \cdot \mathcal{G} \quad (2)$$

де b_β – розмір (ширина) потоку води, який взаємодіє з лопаткою, м; a – розмір лопатки турбіни (див. рис.1), м; \mathcal{G} – швидкість потоку води, м/с.

Ширина потоку води b_β змінюється від нуля (коли кут $\beta=0^\circ$) до b , де b – розмір пластини (див. рис.1). В загальному випадку

$$b_\beta = b \cdot \cos(90 - \beta) \quad (3)$$

Підставимо це значення в рівняння (2), одержимо

$$G_\beta = a \cdot b \cdot \mathcal{G} \cdot \cos(90 - \beta) \quad (4)$$

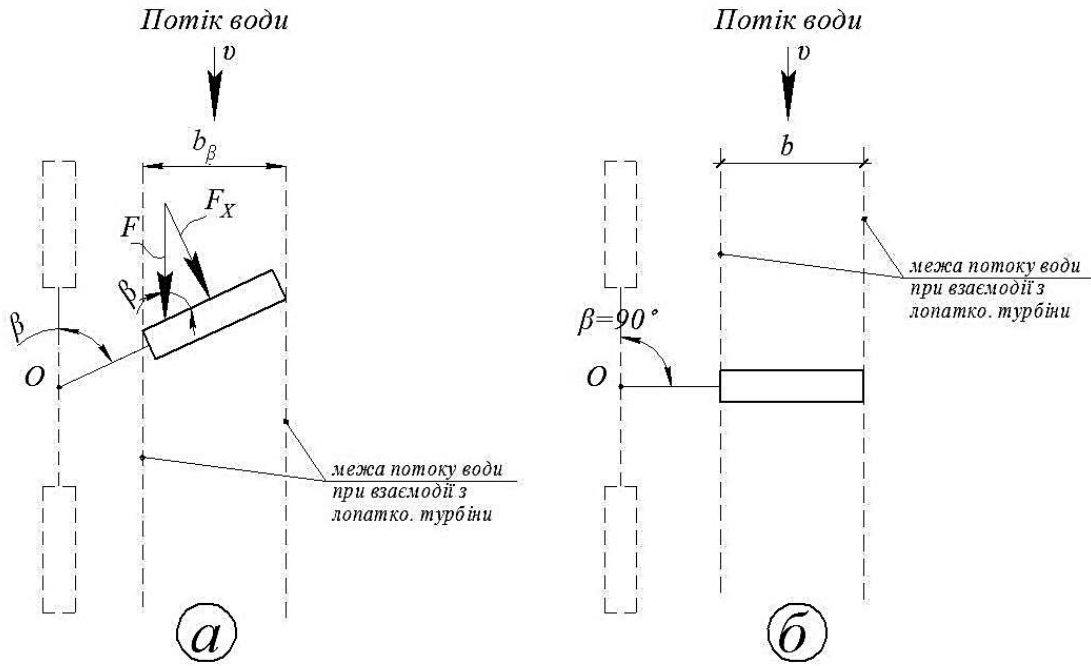


Рис.2. Схеми взаємодії потоку води з лопаткою турбіни
 а – схема, коли потік рухається під будь-яким кутом β до лопатки.
 б – схема, коли потік води рухається під кутом β дорівнює 90° .

Розглянемо як змінюється тиск на лопатку турбіни при її обертанні. Для випадку, який зображено на схемі а (рис.2) тиск дорівнює

$$P_\beta = \frac{F_x}{a \times b} = \frac{F \cdot \sin \beta}{a \times b}, \text{Па} \quad (5)$$

$$\text{де } F = (k_1 + k_2) \cdot \frac{g^2}{2} \rho \cdot (a \times b) \quad (6)$$

З урахуванням останнього виразу, тиск на лопатку турбіни дорівнює

$$P_\beta = (k_1 + k_2) \cdot \frac{g^2}{2} \rho \cdot \sin \beta. \quad (7)$$

Таким чином, тиск на лопатку турбіни залежить від гідродинамічних коефіцієнтів, швидкості потоку, густини і кута β , який характеризує розташування лопатки відносно потоку. Потужність, яку буде створювати потік води при обертанні лопатки, тобто потужність на валу турбіни, можна визначити за допомогою виразу

$$N = P_\beta \cdot G_\beta = \left[(k_1 + k_2) \cdot \frac{g^2}{2} \rho \cdot \sin \beta \right] \cdot [(a \times b) g \cos(90 - \beta)] = (k_1 + k_2) \cdot a \cdot b \cdot \frac{g^3}{2} \rho \cdot \sin \beta \cdot \cos(90 - \beta) \quad (8)$$

Максимальна потужність буде у випадку коли кут $\beta=90^\circ$ (див. рис.2, схема б). Для цього випадку

$$N = (k_1 + k_2) \cdot a \cdot b \cdot \frac{g^3}{2} \rho, \text{Вт} \quad (9)$$

Потужність прямо пропорційна гідродинамічним коефіцієнтам, площі лопатки, швидкості потоку в кубі і густині рідини потоку.

Розглянемо як визначити час за який лопатка переміститься на будь-який кут β . Для прикладу коли кут $\beta=30^\circ$. Потужність на валу, в момент коли кут переміщення дорівнює 30° , можна визначити за допомогою рівняння (8). На початку переміщення, тобто коли $\beta=0$, потужність дорівнює 0. Середню потужність, в першому наближенні, можна визначити як середнє арифметичне значення по формулі

$$N_{cp} = \frac{A}{t}, \text{Вт} \quad (10)$$

де A – робота одержана при дії потоку води на лопатку турбіни, при обертанні її на кут β , Дж; t – час за який обертається лопатка, сек.

З останнього рівняння можна визначити час

$$t = \frac{A}{N_{cp}} \quad (11)$$

Роботу, яку ми одержимо при обертанні лопатки на кут β , можна обчислити за допомогою рівняння, переведеного в [5]. Це рівняння перепишемо у вигляді

$$A = (k_1 + k_2) \cdot \frac{g^2}{2} \cdot \rho \cdot (a \times b) \cdot R \cdot (1 - \cos \beta) \quad (12)$$

Аналізуючи рівняння (12), одержане для визначення корисної роботи, при обертанні лопатки навколо своєї осі, а також рівняння (8) для визначення потужності, приходимо до висновку, що на першій половині оберту робота і потужність спочатку зростають при збільшенні кута β від 0° до 90° а потім робота продовжує зростати а потужність спадає, коли кут β збільшується з 90° до 180° . Максимальна потужність спостерігається коли кут $\beta=90^\circ$, тобто коли лопатка турбіни розташована перпендикулярно до потоку води. Корисна робота прямо пропорційна швидкості потоку в квадраті а потужність – в кубі. При подальшому обертанні (друга половина оберту) робота і потужність витрачаються на подолання сил опору потоку води.

Визначимо час переміщення лопатки на кут від 0° до 90° при обертанні її навколо своєї осі. Для цього обчислимо за до-

помогою рівняння (12) роботу при переміщенні лопатки турбіни на кут $\beta=30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ$ і 180° . Потім визначимо потужність на валу турбіни в залежності від кута β і час переміщення. Розрахунок виконаємо коли швидкість потоку води дорівнює $g=1 \text{ м/с}$, а розміри лопатки турбіни $a=1 \text{ м}; b=2 \text{ м}$. Гідродинамічні коефіцієнти $k_1=0,6, k_2=0,3$. Центр пластини розміщений відносно осі обертання на відстані $R=2 \text{ м}$. Густина води складає $\rho=1000 \text{ кг/м}^3$.

За допомогою рівняння (12) обчислимо корисну роботу при переміщенні лопатки турбіни. Для порівняння розрахунок роботи виконаємо при переміщенні лопатки на кут $\beta=30^\circ$, потім на кут $\beta=45^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ$ і $\beta=180^\circ$. Корисна робота, при переміщенні лопатки на кут $\beta=30^\circ$, дорівнює

$$A = (k_1 + k_2) \cdot \frac{g^2}{2} \cdot \rho \cdot (a \times b) \cdot R \cdot [(-\cos \beta) + 1] = (0,6 + 0,3) \cdot \frac{1^2}{2} \cdot 1000 \cdot (1 \times 2) \cdot 2 \cdot [(-0,87) + 1] = 234 \text{ Дж}$$

Аналогічно визначаємо роботу при переміщенні лопатки на кут $\beta=45^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 180^\circ$. Результати обчислення приведені в табл. 1.

Таблиця 1 - Робота, при переміщенні лопатки турбіни на кут β

Кут переміщення лопатки при її обертанні	0°	30°	45°	60°	90°	120°	180°
Корисна робота при A [Дж]	0	234	522	900	1800	2700	3600

Далі визначимо потужність турбіни коли кут $\beta=30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ і 90° , а також час переміщення на відповідний кут. За допомогою рівняння (8) обчислимо потужність коли кут $\beta=30^\circ$.

$$N = (k_1 + k_2) \cdot (a \times b) \cdot \frac{g^3}{2} \cdot \rho \cdot \sin \beta \cdot \cos(90 - \beta) = (0,6 + 0,3) \cdot (1 \times 2) \cdot \frac{1^3}{2} \cdot 1000 \cdot \sin 30^\circ \cdot \cos(90 - 30) = 0,9 \cdot 2 \cdot \frac{1^3}{2} \cdot 1000 \cdot 0,5 \cdot 0,5 = 225 \text{ Вт}$$

Середня потужність в діапазоні переміщення на кут $\beta=30^\circ$

$$N_{cp} = \frac{N_1 + N_2}{2} = \frac{0 + 225}{2} = 112,5 \text{ Вт}$$

Час переміщення на кут $\beta=30^\circ$ становить

$$t = \frac{A}{N_{cp}} = \frac{234}{112,5} = 2,08 \text{ сек}$$

Аналогічно визначаємо потужність на валу моделі турбіни коли кут β дорівнює $45^\circ, 60^\circ$ і 90° а також час переміщення на відповідний кут. Результати розрахунків потужності приведені в табл. 2.

Таблиця 2 - Потужність на валу турбіни в залежності від кута β

Кут переміщення лопатки турбіни	0°	30°	45°	60°	90°
Потужність на валу турбіни N , [Вт]	0	225	454	681	900

Середня потужність при переміщенні лопатки на кут від 30° до 45°

$$N_{cp} = \frac{225 + 454}{2} = 339,5 \text{ Вт}.$$
 Час переміщення на кут від 30° до 45°

$$t = \frac{522 - 234}{339,5} = 0,85 \text{ сек}.$$

Визначимо також час переміщення лопатки на кут від 45° до 60°

$$N_{cp} = \frac{454 + 681}{2} = 567,5 \text{ Вт};$$

$$t = \frac{900 - (234 + 522)}{567,5} = 0,25 \text{ сек};$$

і на кут від 60° до 90°

$$N_{cp} = \frac{681 + 900}{2} = 790,5 \text{ Вт};$$

$$t = \frac{1800 - (234 + 522 + 900)}{790,5} = 0,18 \text{ сек}.$$

Загальний час переміщення лопатки на кут від 0° до 90° становить

$$t_{cp} = 2,08 + 0,85 + 0,25 + 0,18 = 3,36 \text{ сек}$$

Висновок

На основі аналізу гідродинамічних процесів, які відбуваються при взаємодії потоку рідини з лопаткою турбіни, одержано

рівняння для визначення потужності турбіни. Це рівняння дає можливість визначити, з деяким наближенням, час переміщення лопатки турбіни на відповідний кут β .

ЛІТЕРАТУРА:

1. Szewczyk S., Piotrowski J., Strazomska M. Zgłoszenie patentowe zarejestrowane pod numerem 2012-02-15 P.398121, Uzadzenie do przetwarzania energii slupa wody.
2. Rys J. Projekt wynalazczy zarejestrowany pod numerem P-302549, Wirnik karuzelowego silnika wiatrowego, 1997.
3. Augustyn M., Rys J. Kinematyka i moment napedowy turbiny wiatrowej o pionowej osi obrotu wirnika. Budownictwo. Czasopismo tehniczne. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej 1-B/2011, Zeszyt 3 rok108
4. Karolewski B., Ligocki P. Wyznaczanie parametrow malej elektrowni wodnej. Prace Naukowe Instytutu Maszyn, Napedow i Pomiarow Elektrycznych Politehniki Wroclawskiej, nr 56, Wroclaw, 2004.
5. Строй А.Ф., Пиотровски Е. З., Стажомска М. Вплив конструкційних параметрів турбін для малих гідроелектростанцій на процес перетворення енергії потоку води в електричну енергію. Строительство, Материаловеденье, Машиностроение. Сб. научных трудов. Выпуск 76, серия «Энергетика, экология, компьютерные технологии в строительстве». Днепропетровск 2014, ст. 270-274.

УДК 338.486 , 339.9, 336.717

Ben Amara Mensour, Bouchouicha Reguia

University of Badji Mokhtar Annaba

SUSTAINABLE TOURISM AND DEVELOPMENT REQUIREMENTS IN ALGERIA

The article scheme: To answer the previous question, we will process the subject in the following points:

1. The concept of sustainable development.
2. The concept of sustainable tourism development.
3. Tourism development in Algeria requirements.
4. Impediments to the development of tourism in Algeria.

5. Conclusion (Conclusions and Recommendations).

Introduction. Despite the relative modernity of the idea of sustainable development, it has become an important dimension in the development strategy, it is not enough to be measured development clause GDP as was the case until recently, but it must be added another, which described her to be