



Artikel Penelitian

## Studi performa aerodinamis turbin hidrokinetik *Savonius* dengan 2 semicircular *blade-sharp leading edge*

K. Rozi<sup>a</sup>, Berkah Fajar. T. K<sup>a</sup>, M. Rasyid. H<sup>a</sup><sup>a</sup> Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro, Jl. Prof. Soedarto, SH, Tembalang, Semarang, Indonesia

## INFORMASI ARTIKEL

*Sejarah Artikel:*

Diterima Redaksi: 18 Februari 2022

Revisi Akhir: 26 Maret 2022

Diterbitkan *Online*: 30 April 2022

## KATA KUNCI

*Semicircular blade*  
*Sharp leading edge*  
*Torque coefficient*  
*Power coefficient*  
*Savonius hydrokinetic turbine*

## KORESPONDENSI

E-mail: khoirozi@lecturer.undip.ac.id

## A B S T R A C T

*This current investigation was conducted to study the aerodynamic characteristics of Savonius hydrokinetics turbine with semicircular blade-sharp leading edge. The influences of blade thickness and freestream velocity were simulated using ANSYS FLUENT with k-w SST model. The results show that the flow structure changes with increasing turbine rotation in which the flow complexity is formed at a larger rotation angle. The coefficient of torque and power for thin blades is higher than for thicker turbine blades and its values increase with the increase in the freestream velocity.*

### 1. PENDAHULUAN

Turbin *Savonius* merupakan salah satu tipe turbin sumbu vertikal yang prinsip kerjanya berdasarkan perbedaan drag antara *advancing* dan *returning blade* pada turbin [1]. Adanya perbedaan drag menghasilkan torsi untuk memutar poros turbin. Turbin ini dapat digunakan untuk mengkonversi aliran air menjadi energi listrik. Desain turbin ini sangat sederhana dan mudah dipasang dengan biaya investasi rendah. Beberapa parameter penting yang mempengaruhi efisiensi turbin adalah bentuk *blade*, tebal *blade*, *overlap*, jumlah *blade*, jumlah *stage*, deflektor, dan juga kecepatan aliran masuk yang mengenai *blade-blade* turbin.

Penelitian-penelitian berkaitan dengan pengaruh bentuk *blade* dan posisi *overlap* turbin telah dibuat

baik secara teoritis, numerik maupun eksperimental. Shashikumar et. al [2] menguji tapered *blade* dan mencatat penurunan koefisien daya ( $C_p$ ) turbin. Kajian serupa dibuat Ashwindaran et. al [3] dengan merubah morfologi *blade* dan mencatat peningkatan momen turbin. Kerikous dan Thevenin [4], dan Mahrous [5] menguji *blade* modifikasi dan mencatat peningkatan nilai torsi dan daya turbin. Sanusi et. al [6] menguji *blade* eliptis dan konvensional dan menemukan bahwa nilai  $C_p$  *blade* modifikasi lebih tinggi dibandingkan nilai  $C_p$  *blade* konvensional. Seperti studi [6] secara eksperimen Alom dan Saha [7] menguji elliptical *blade* dan menemukan koefisien daya maksimum ( $C_{pmax}$ ) = 0,19 pada *tip speed ratio* (TSR) = 0,78.

Efek-efek susunan *overlap* telah diuji baik secara experimental maupun numerik. Mahmoud et. al [8] menguji pengaruh *overlap ratio* (OR) dari 0 hingga

0,35 dan menunjukkan bahwa turbin tanpa *overlap* memberikan daya lebih tinggi daripada turbin dengan *overlap*. Shaheen et. al [9] menguji turbin pada rasio *overlap* = 0.2 dan menemukan nilai  $C_{pmax} = 0,31$ . Kajian serupa dibuat oleh Akwa et. al [10] dan menunjukkan  $C_{pmax} = 0,32$  pada OR = 0,15 dengan TSR = 1,25. Meri et. al [11] memvariasi *overlap* rasio dan menemukan pada OR = 0.2 memberikan nilai  $C_{pmax} = 0.26$  untuk TSR = 0.8, sedangkan pada nilai OR = 0.1 dan 0.15 menghasilkan nilai koefisien tekanan yang hampir sama sebesar  $C_p = 0.25$ .

Kajian-kajian berkaitan dengan efek jumlah *blade* dan jumlah *stage* terhadap kinerja turbin *Savonius* telah banyak dibuat. Saha et. al [12] dalam studinya menemukan bahwa penggunaan 2 *blade* pada turbin lebih efisien dibandingkan 3 *blade*. Hasil-hasil serupa diverifikasi oleh Hadi [13] dan Hassan et. al [14]. Sharma et. al [15] dalam studinya menunjukkan turbin dengan 2 *stage* mampu menghasilkan  $C_p = 0,514$  pada *overlap* 9,37%. Penelitian serupa dilakukan oleh Saad et. al [16] dan menemukan bahwa setiap penambahan *stage* turbin akan meningkatkan nilai  $C_p$ . Secara numerik oleh Kumar et. al [17] menunjukkan bahwa nilai  $C_{pmax} = 0,44$  diperoleh menggunakan 2 *stage*. Frikha et. al [18] dalam studinya menunjukkan penambahan jumlah *stage* turbin berbanding lurus dengan nilai  $C_p$ .

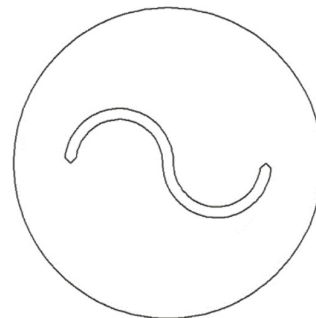
Pemasangan deflektor diuji oleh Badrul et. al [19] dan dicatat bahwa nilai  $C_{pmax} = 0,21$ . Guo et. al [20] memasang deflektor dibelakang rotor turbin dan menemukan kenaikan  $C_p$  pada panjang deflektor 50 dan 150 mm. Layeghmand [21] menguji secara numerik efek penambahan deflektor pada instalasi turbin dan menunjukkan bahwa penambahan deflektor dengan kemiringan  $70^\circ$  dapat meningkatkan nilai  $C_p$  dibandingkan dengan tanpa deflektor. Kajian serupa dibuat oleh Eshagh et. al [22] dan menemukan bahwa deflektor berpori dapat menghasilkan  $C_p$  lebih besar dibandingkan tanpa deflektor berpori. Kecepatan aliran juga menjadi faktor penting yang mempengaruhi kinerja turbin. Sampath et. al [23] menguji pengaruh kecepatan angin dan menemukan bahwa putaran turbin meningkat seiring dengan bertambahnya kecepatan angin.

Masih banyak aspek parameter yang berpotensi meningkatkan kinerja turbin perlu diteliti lebih lanjut guna mendapat desain kerja turbin yang optimal. Sejauh mana pengaruh tebal *blade*, posisi *overlap* dan kecepatan *freestream* mempengaruhi kinerja turbin diuji dalam penelitian ini dengan menggunakan software ANSYS FLUENT.

## 2. METODOLOGI

### 2.1. Geometri turbin

Geometri turbin dengan bentuk *semicircular blade* dibuat menggunakan software SolidWorks 2019. Tiga model konfigurasi *blade* seperti ditunjukkan pada Gambar 1 yaitu *nonoverlap*, *inward overlap*, dan *outward overlap* dengan variasi tebal *blade*  $t = 3; 4; 5$  mm disimulasikan dalam studi ini secara dua dimensi (2D) dimana aliran melalui midspan *blade* turbin. Pendekatan metode ini telah dipakai pada penelitian sebelumnya [24, 25, 26].

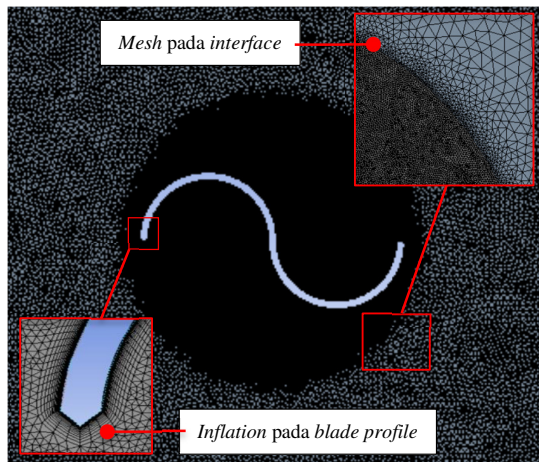


Gambar 1. Model uji turbin dengan *semicircular blade*

### 2.2 Mesh generation

Bentuk *mesh* yang digunakan dalam penelitian ini adalah *triangles* sebagaimana ditampilkan pada Gambar 2 dengan maksimum nilai *skewness*  $< 0.8$  dan *orthogonal quality*  $> 0.95$ . Mesh dalam interface antara *stationary domain* dan *rotating domain* dibuat sama karena untuk mempercepat konvergensi saat simulasi. Untuk menangkap fenomena fisik pada lapisan batas (*boundary layer*) antara fluida dan *blade* maka dibuat *mesh inflation layer* dengan rata-rata  $y^+ < 1$  [26]. Jumlah *mesh* yang

digunakan dalam studi ini sebanyak 309.921 berdasar pada hasil uji *independent grid*.



Gambar 2. Struktur mash pada *stationary domain* dan *rotating domain*

### 2.3 Model Turbulen

Model turbulen yang digunakan dalam simulasi ini adalah  $k-\omega$  SST (*shear stress transport*). Model turbulen ini sudah terbukti kemampuannya untuk simulasi vertical axis turbine karena akurasinya dalam memprediksi fenomena turbulensi. Model ini merupakan kombinasi dari model  $k-\omega$  Wilcox dan  $k-\epsilon$ .

Model  $k-\omega$  digunakan pada daerah dalam lapisan batas dan model  $k-\epsilon$  digunakan pada *free shear* di luar lapisan batas dengan kemampuan untuk memodelkan *adverse pressure gradient*. Model turbulen  $k-\omega$  SST dirumuskan dalam persamaan 1 dan 2 [27].

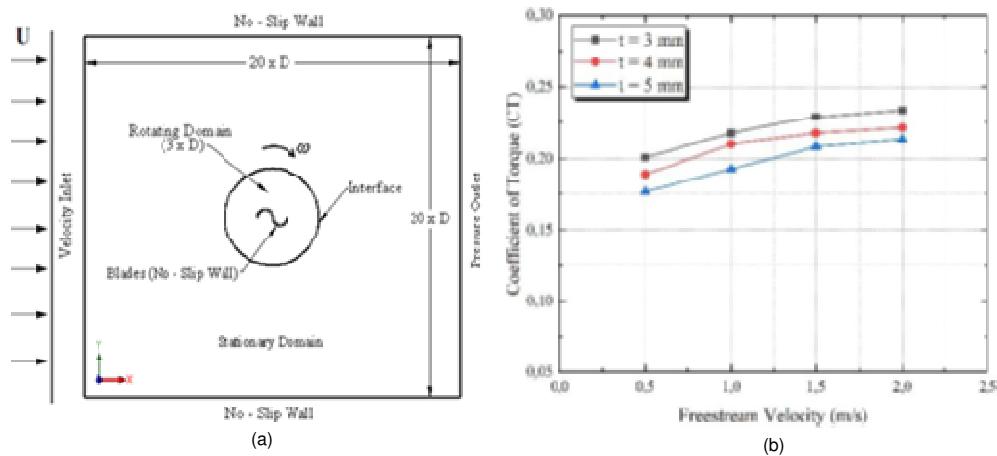
$$\frac{D\rho k}{Dt} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{D\rho \omega}{Dt} = & \frac{\gamma}{v_t} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \\ & + 2\rho(1-F_1)\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (2)$$

Simulasi ini menggunakan metode solusi algoritma SIMPLE (*semi-implicit method for pressure-linked equations*). Algoritma ini memiliki kemampuan konvergensi lebih cepat dibandingkan dengan algoritma lain [26]. Skema *second order upwind* dipakai pada semua diskretisasi. Sedangkan untuk *transient formula* menggunakan skema *second order implicit* dan gradien dihitung dengan menggunakan *algoritma least square cell-based*.

### 2.4 Kondisi batas dan validasi

Domain komputasi yang digunakan adalah *stationary* dan *rotating domain* dengan ukuran masing-masing  $20D \times 20D$  dan  $3D$  ( $D$  = diameter



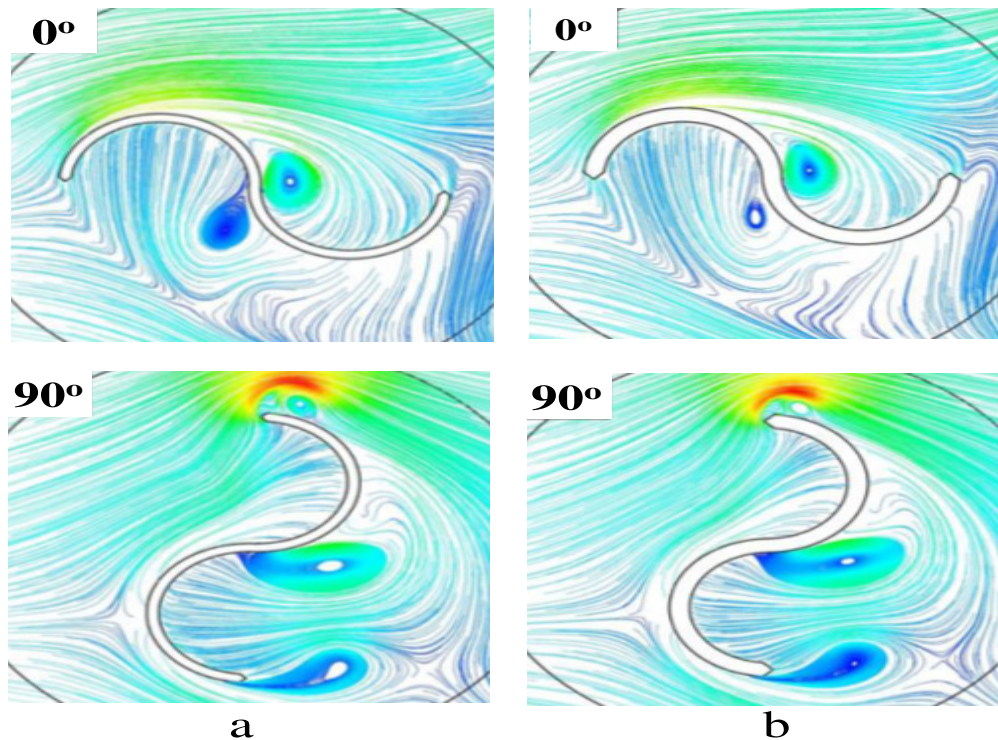
Gambar 3. Domain komputasi Gambar 3. Validasi hasil simulasi koefisien daya  $C_p$  dengan hasil eksperimen Talukdar, et al. [28]

*blade* turbin) seperti ditampilkan pada Gambar 3(a). Hal ini diperlukan untuk memastikan bahwa pengaruh kondisi batas terhadap koefisien torsi dapat diabaikan. Kondisi-kondisi batas yang digunakan pada simulasi ini adalah *stationary* dan

### 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

#### 3.1. Struktur Aliran

Gambar 4(a-b) merupakan hasil-hasil simulasi struktur aliran turbin *Savonius* pada kecepatan



Gambar 4: Struktur aliran melewati turbin *Savonius* dengan 2 *semicircular blade-sharp leading edge* pada  $U_{\infty} = 0.5$  m/s untuk (a)  $t = 3$  mm; dan (b)  $t = 5$  mm

*rotating domain*, *velocity inlet*, *wall*, *interface*, *blades*, dan *pressure outlet*. Simulasi ini menggunakan *sliding mesh* dengan dua zona *mesh* yang bergerak secara relatif. Dalam penerapannya, *interface* tersusun oleh dua *grid* yaitu *static* dan *moving grid*. Dalam studi simulasi ini validasi dibuat dengan membandingkan nilai koefisien daya  $C_p$  yang dihasilkan pada simulasi dengan penelitian eksperimen yang dibuat oleh Talukdar, et al. [28]. Dari perbandingan kedua hasil studi ini terlihat kesesuaian nilai koefisien daya sebagai  $C_p$  fungsi tip speed ratio (TSR). Kedua hasil studi ini menginformasikan nilai  $C_p$  meningkat seiring kenaikan TSR meskipun tidak berimpit tapi ada perbedaan nilai dimana hasil-hasil simulasi studi ini lebih besar ketimbang hasil-hasil eksperimen yang dibuat [28] sebagaimana terlihat pada Gambar 3(b).

*freestream*  $U_{\infty} = 0,5$  m/s. Plot-plot ini membandingkan pola *streamline* yang terbentuk sekitar *advancing* dan *returning blade* turbin dengan tebal  $t = 3$  dan  $5$  mm. Simulasi diambil dengan arah aliran dari kiri ke kanan dengan sudut putar poros turbin  $\theta = 0^{\circ}$  dan  $90^{\circ}$  searah jarum jam. Berdasarkan plot terlihat bahwa adanya kecepatan *freestream* menyebabkan aliran bergerak dalam pola sirkular di sekitar *blade* turbin. Untuk  $t = 3$  dan  $\theta = 0^{\circ}$ , Gambar 4(a) bagian atas, dapat dilihat bahwa aliran *freestream* mendekati turbin memisah menjadi dua daerah aliran yaitu satu melintasi sisi *convex* dari *advancing blade* dimana kondisi aliran ini mengalami percepatan. Aliran kedua terdefleksi ke arah bawah dengan membentuk titik stagnasi (*forward stagnation point*) berada jauh dari permukaan sisi *convex* dari *returning blade*. Pada bagian *downstream* juga terbentuk titik stagnasi (*backward stagnation point*) yang berlokasi di belakang

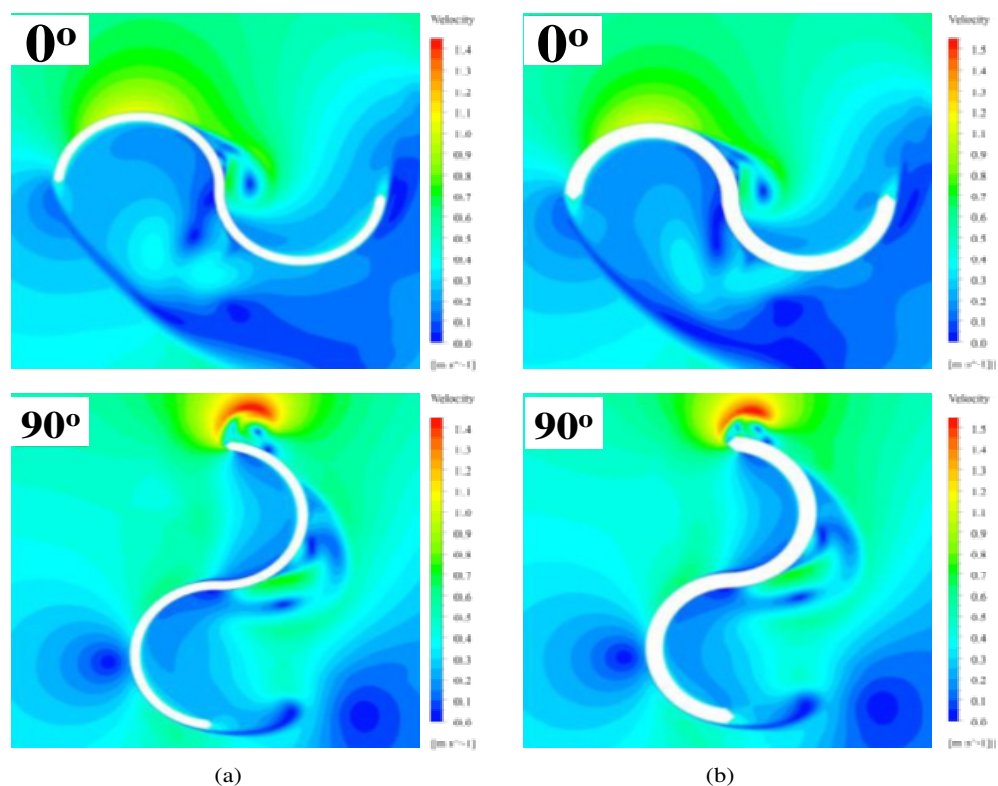


*returning blade*. Dari plot ditemukan tiga pusaran aliran *vortex*, yaitu dua *vortex* berukuran relatif kecil terbentuk sekitar poros turbin dan satu *vortex* berukuran besar muncul di bawah dekat sisi *convex* dari *returning blade*. Pada  $\theta = 90^\circ$ , posisi titik stagnasi bergeser mendekati sisi *convex* dari *returning blade*. Pada kondisi ini juga ditemukan tiga pusaran aliran *vortex* yang semuanya berada dibelakang turbin. Terlihat adanya pertumbuhan ukuran *vortex* di sekitar poros turbin. Sedangkan pada ujung *returning blade* ditemukan pusaran aliran *vortex* berukuran kecil. Satu *vortex* berukuran besar terlihat di belakang jauh dari *returning blade* turbin sebagaimana terlihat pada plot Gambar 4(a) bagian bawah. Untuk  $t = 5$  mm dan  $\theta = 0^\circ$ , Gambar 4(b) bagian atas, dapat diamati aliran mendekati ujung *advancing blade* dengan posisi titik stagnasi juga berada jauh di bawah *returning blade*. Pada kondisi ini ditemukan dua pusaran aliran *vortex* yang terbentuk satu berukuran kecil di sekitar poros turbin dan satu *vortex* lain berukuran besar terbentuk di bawah permukaan sisi *convex* dari *returning*

*blade*. Demikian pada  $\theta = 90^\circ$ , lokasi titik stagnasi makin mendekati *suction side* dari *returning blade*. Juga lokasi kedua *vortex* berada sangat dekat dengan kedua permukaan *blade* turbin. Titik stagnasi bagian *downstream* ditemukan dekat ujung dari *returning blade* sebagaimana terlihat pada Gambar 4(b) bagian bawah.

### 3.2. Distribusi Kecepatan

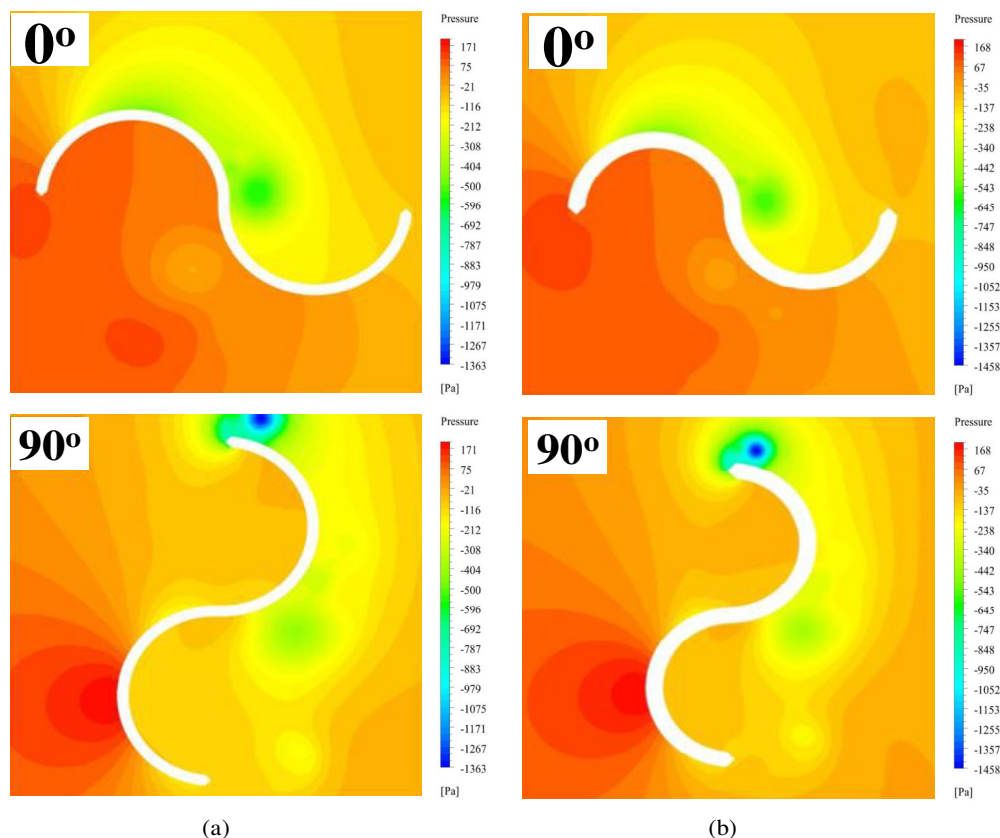
Hasil-hasil simulasi distribusi kecepatan di sekitar *advancing* dan *returning blade* turbin *Savonius* pada kecepatan *freestream*  $U_\infty = 0,5$  m/s dipresentasikan pada Gambar 5(a-b). Plot distribusi kecepatan ini memprediksi variasi kecepatan di berbagai daerah dekat *advancing* dan *returning blade* turbin dalam domain aliran. Nilai kecepatan maksimum dan minimum direpresentasikan oleh warna merah dan biru di sisi bawah plot. Daerah stagnasi yaitu daerah dengan kecepatan aliran nol (minimum) yang terbentuk pada sisi *upstream* dan *downstream*. Seperti sebelumnya, arah aliran *freestream* dari kiri



Gambar 5: Distribusi kecepatan melewati turbin *Savonius* dengan 2 *semicircular blade-sharp leading edge* pada  $U_\infty = 0.5$  m/s untuk (a)  $t = 3$  mm; dan (b)  $t = 5$  mm

ke kanan dengan sudut putar turbin  $\theta = 0^\circ$  dan  $90^\circ$  searah putaran jarum jam. Pada  $t = 3$  mm dan  $\theta = 0^\circ$  Gambar 5(a) bagian atas, terbentuk beberapa zona kecepatan minimum yaitu satu zona berada sekitar sisi *concave* dari *advancing blade*, satu zona lagi terkonsentrasi pada daerah sekitar sisi *convex* dari *returning blade*, dan satu zona lainnya terbentuk pada *wake* di belakang *returning blade*. Sedangkan

pada *wake* di belakang ujung *returning blade*. Zona kecepatan maksimum terlihat berada di ujung *advancing blade*. Pada  $\theta = 90^\circ$ , seperti pada  $t = 3$  mm dimana lokasi zona kecepatan minimum bergeser dan berada di depan sisi *convex* dari *returning blade*, detail seperti terlihat pada plot Gambar 5(b) bagian bawah.



Gambar 6: Distribusi tekanan sekitar blade dari turbin Savonius dengan 2 *semicircular blade-sharp leading edge* pada  $U_\infty = 0.5$  m/s untuk (a)  $t = 3$  mm; dan (b)  $t = 5$  mm

zona kecepatan maksimum terlihat berada pada sekitar sisi *convex* dari *advancing blade*. Pada  $\theta = 90^\circ$ , lokasi zona kecepatan minimum terkonsentrasi di sekitar bagian depan sisi *convex* dari *returning blade*. Sedangkan zona yang lain terdistribusi pada kedua sisi *concave* dari kedua *advancing* dan *returning blade* turbin. Lokasi *wake* bergeser secara signifikan menjauhi ujung *returning blade*. Pada  $t = 5$  mm dan  $\theta = 0^\circ$ , di sini juga terlihat beberapa zona kecepatan minimum yaitu satu berada dekat ujung *advancing blade*, satunya terkonsentrasi pada daerah di bawah kedua *blade* turbin, dan lainnya terbentuk

### 3.3. Distribusi Tekanan

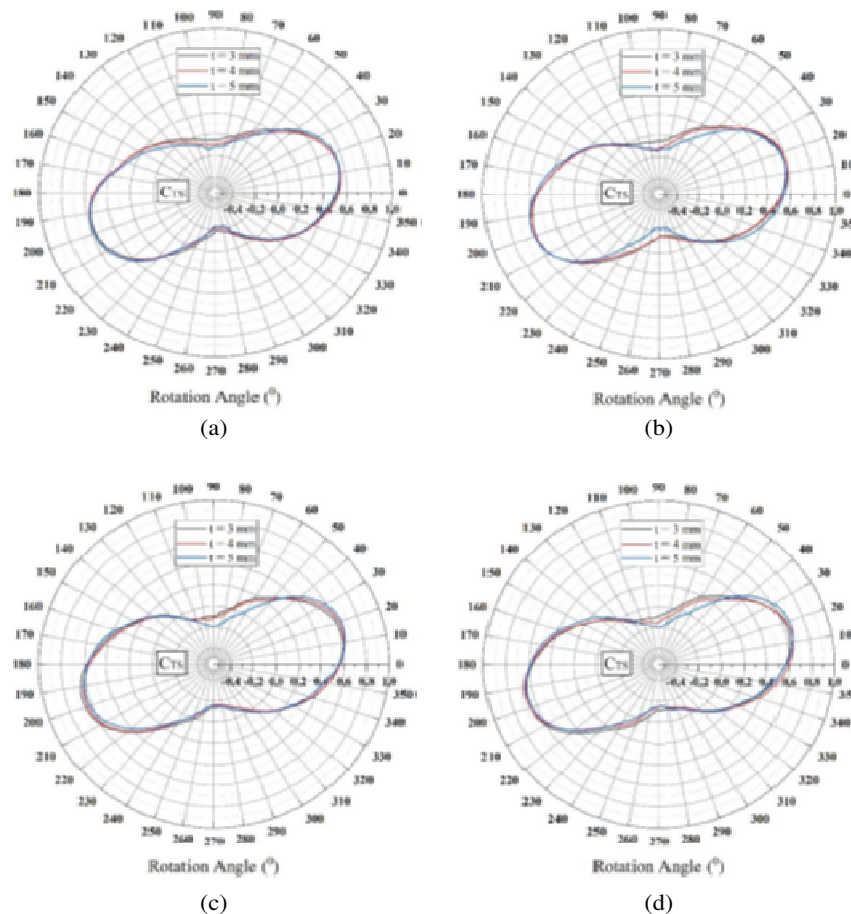
Distribusi tekanan sekitar *blade* turbin pada kecepatan *freestream*  $U_\infty = 0,5$  m/s diperlihatkan pada Gambar 6(a-b). Plot distribusi tekan dibuat pada tebal *blade*  $t = 3$  dan 5 mm dengan arah aliran *freestream* dari sisi kiri ke sisi kanan, dan posisi sudut putar  $\theta = 0^\circ$  dan  $90^\circ$  searah putaran jarum jam. Nilai tekanan maksimum dan minimum direpresentasikan oleh warna merah dan biru pada masing-masing plot. Plot-plot menunjukkan daerah tekanan lebih rendah dan lebih tinggi mengelilingi

*advancing* dan *returning blade* turbin. Untuk  $t = 3$  mm dan  $\theta = 0^\circ$ , Gambar 6(a) bagian atas terbentuk dua zona tekanan yaitu zona tekanan maksimum yang berada dekat ujung *advancing blade*, dan terdistribusi di sekitar sisi *concave advancing blade*, dan zona lain bertekanan rendah yang terbentuk pada daerah sekitar sisi *convex* dari *advancing blade*. Pada  $\theta = 90^\circ$ , Gambar 6(a) bagian bawah

dan terkonsentrasi pada sisi *convex* dari *advancing blade*, sedangkan zona tekanan rendah terdistribusi sepanjang permukaan sisi *convex* dari *advancing blade* dan sisi *concave* dari *returning blade*.

### 3.4 Koefisien Tekanan Statis

Gambar 7(a-d) menunjukkan nilai  $C_{TS}$  sebagai fung-



Gambar 7. Koefisien torsi statis ( $C_{TS}$ ) untuk variasi tebal *blade*  $t = 3, 4$  dan  $5$  mm pada turbin *Savonius* konvensional (a)  $U_\infty = 0,5$  m/s; (b)  $U_\infty = 1,0$  m/s; (c)  $U_\infty = 1,5$  m/s; (d)  $U_\infty = 2,0$  m/s

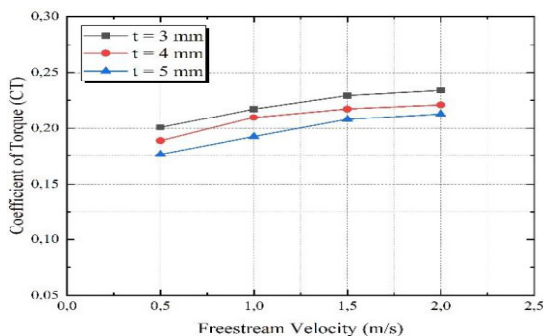
distribusi tekanan tinggi bergeser dan terkonsentrasi pada sisi *convex* dari *returning blade*. Demikian zona aliran tekanan rendah semakin melebar dari ujung sisi *convex* dari *advancing blade* sampai beberapa bagian mengisi sisi *concave* dari *returning blade*. Pada  $t = 5$  mm dan  $\theta = 0^\circ$ , Gambar 6(b) bagian atas terlihat daerah tekanan tinggi terkonsentrasi di sekitar ujung *advancing blade*. Sedangkan zona tekanan rendah berada di sekitar sisi *convex* dari *advancing blade*. Pada  $\theta = 90^\circ$ , Gambar 6(b) bagian bawah area tekanan tinggi untuk ber-geser

si sudut putar  $\theta$  turbin untuk ketebalan *blade*  $t = 3, 4$ , dan  $5$  mm pada susunan turbin *nonoverlap*. Nilai  $C_{TS}$  dievaluasi untuk satu putaran turbin lengkap yaitu  $\theta = 0^\circ - 360^\circ$  pada kecepatan *freestream*  $U_\infty = 0.5$  m/s. Selama satu putaran *blade* turbin, pada beberapa sudut putaran, *blade* turbin menghasilkan torsi statis positif ( $+C_{TS}$ ) dan torsi maksimum ( $C_{TSmax}$ ), demikian pula pada beberapa sudut putaran lainnya, *blade* turbin menghasilkan torsi statis negatif ( $-C_{TS}$ ) dan juga minimum torsi ( $C_{TSmin}$ ). Dari plot terlihat bahwa nilai  $C_{TS}$  pada keti-

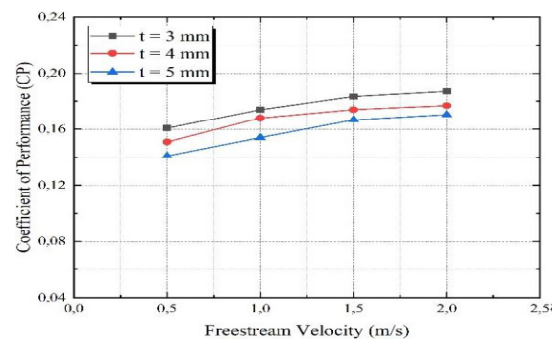
ga variasi tebal *blade* turbin menunjukkan hasil yang hampir sama untuk semua sudut putaran turbin. Juga dengan 4 variasi kecepatan *freestream* nilai koefisien yang terbentuk hampir tidak berubah secara signifikan sebagaimana terlihat pada Gambar 7(a-d). Nilai torsi positif ( $+C_{TS}$ ) menjadi negatif ( $-C_{TS}$ ) dan turbin mengalami torsi statik negatif sepenuhnya pada sudut putaran  $\theta = 50^\circ - 150^\circ$  dan dari sudut putar  $\theta = 230^\circ - 320^\circ$  untuk ketiga variasi tebal *blade* yang diuji dan untuk semua kecepatan uji *freestream*.

### 3.5 Performa Turbin

Hasil simulasi koefisien torsi  $C_T$  dan koefisien daya  $C_P$  sebagai fungsi kecepatan *freestream* dengan variasi tebal *blade*  $t = 3, 4, \text{ dan } 5 \text{ mm}$  diplot pada Gambar 8(a) dan 8(b). Dari plot terlihat bahwa nilai  $C_T$  dan  $C_P$  untuk ketiga variasi ketebalan *blade* me-



(a)



(b)

Gambar 8. Performa turbin sebagai fungsi kecepatan *freestream* untuk turbin Savonius konvensional (a) koefisien torsi; dan (b) koefisien daya

miliki tren yang sama yaitu meningkat seiring kenaikan kecepatan *freestream*. Kedua plot menunjukkan nilai  $C_T$  dan  $C_P$  lebih tinggi untuk tebal *blade*  $t = 3 \text{ mm}$  dibandingkan dua variasi tebal *blade* lainnya ( $t = 4 \text{ dan } 5 \text{ mm}$ ). Sehingga bisa disimpulkan bahwa bahwa  $C_T$  dan  $C_P$  untuk turbin dengan *blade* semakin tebal akan menghasilkan performa  $C_T$  dan  $C_P$  lebih rendah pada turbin sebagaimana terlihat pada Gambar 8(a-b).

## 4. KESIMPULAN DAN SARAN

Studi ini menguji pengaruh tebal *blade*, posisi *overlap*, dan kecepatan *freestream* untuk turbin Savonius dengan sharp *blade* leading edge dengan

menggunakan ANSYS FLUENT. Tiga variasi susunan *blade* turbin *nonoverlap*, *inward overlap* dan *outward overlap* diuji dengan sudut putar turbin yang berbeda  $\theta = 0^\circ$  dan  $90^\circ$  pada tip speed ratio TSR = 0,8. Hasil-hasil studi ini dapat dirangkum sebagai berikut:

- Struktur aliran mengalami perubahan cukup signifikan dengan bertambahnya sudut putaran turbin, kompleksitas aliran terbentuk pada sudut putar *blade* turbin yang lebih besar.
- Performa turbin susunan *non overlap* lebih baik jika dibandingkan dengan dua performa turbin yang lain dalam susunan *inward* dan *outward overlap*. Nilai koefisien torsi  $C_T$  dan koefisien daya  $C_P$  untuk *blade* tipis lebih tinggi dibandingkan dengan *blade* turbin yang lebih tebal. Nilai-nilai koefisien performa ini meningkat seiring penambahan kecepatan *freestream* yang mengenai *blade-blade* turbin

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] M. H. Nasef, W.A. El-Askary, A.A. Abdel-Hamid, dan H.E. Gad, "Evaluation of Savonius rotor performance: Static and dynamic studies", *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 123, pp 1–11, 2013.
- [2] C. M. Shashikumar, H. Vijaykumar, dan M. Vasudeva, "Numerical investigation of conventional and tapered Savonius hydrokinetic turbines for low-velocity hydropower application in an irrigation channel", *Sustainable Energy Technologies*



- and Assessments, vol. 43, 2021.
- [3] S. N. Ashwindaran, A. A. Azizuddin, dan A. N. Oumer, "Study of  $\sqrt{2}$  conjecture in the construction of drag induced wind turbine blade morphology", *Evergreen*, 8(3), pp 574–585, 2021.
  - [4] E. Kerikous, dan D. Thevenin, "Optimal shape of thick blades for a hydraulic Savonius turbine", *Renewable Energy*, vol. 134, pp 629–638. 2019.
  - [5] A.F. Mahrous, "Computational fluid dynamics study of a modified Savonius rotor blade by universal consideration of blade shape factor concept", *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, vol. 85, no. 1, pp 22–39, 2021.
  - [6] A. Sanusi, S. Soeparman, S. Wahyudi, dan L. Yuliati, "Performance analysis of a combined blade Savonius wind turbine", *Int. Journal of Fluid Machinery and Systems*, vol. 10, no. 1, pp 54–62, 2017.
  - [7] N. Alom, dan U.K. Saha, "Influence of blade profiles on Savonius rotor performance : Numerical simulation and experimental validation", vol. 186, pp 267–277, 2019.
  - [8] N.H. Mahmoud, A.A. El-Haroun, E. Wahba, dan M.H. Nasef, "An experimental study on improvement of Savonius rotor performance", *Alexandria Engineering Journal*, vol. 51, no. 1, pp 19–25, 2012.
  - [9] M. Shaheen, M. El-Sayed, dan S. Abdallah, "Numerical study of two-bucket Savonius wind turbine cluster", *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 137, pp 78–89, 2015.
  - [10] J.V. Akwa, G. Alves, dan A.P. Petry, "Discussion on the verification of the overlap ratio influence on performance coefficients of a Savonius wind rotor using computational fluid dynamics", *Renewable Energy*, vol. 38, no. 1, pp 141–149, 2012.
  - [11] S. Meri, A. Absi, A. Hasan, S. Oudah, B.A. Al-Rawi, S. Thajeel, dan A. Attabi, "An experimental test of the performance enhancement of a Savonius turbine by modifying the inner surface of a blade", *Materials Today: Proceedings*, vol. 42, pp 2233–2240, 2021.
  - [12] U.K. Saha, S. Thotla, dan D. Maity, "Optimum design configuration of Savonius rotor through wind tunnel experiments", *Journal of Wind Engineering*, vol. 96, pp 1359–1375, 2008.
  - [13] M. Hadi, "Experimental comparison study for Savonius wind turbine of two and three blades at low wind speed", *International Journal of Modern Engineering Research*, vol. 3, pp 2978–2986, 2013.
  - [14] H.A. Hassan, E.A. Nagib dan S.Z. Kassab, "Numerical study of improving Savonius turbine power coefficient by various blade shapes", *Alexandria Engineering Journal*, vol. 58, no. 2, pp 429–441, 2019.
  - [15] K.K. Sharma, R. Gupta, dan A. Biswas, "Performance measurement of a two-stage two-bladed Savonius rotor", *International Journal of Renewable Energy Research*, vol. 4, no. 1, pp 115–121, 2014.
  - [16] A.S. Saad, A. Elwardany, I.I El-Sharkawy, S. Ookawara, dan M. Ahmed, "Performance evaluation of a novel vertical axis wind turbine using twisted blades in multi-stage Savonius rotors", *Energy Conversion and Management*, vol. 235, 2021.
  - [17] A. Kumar, R.P. Saini, G. Saini, dan G. Dwivedi, "Effect of number of stages on the performance characteristics of modified Savonius hydrokinetic turbine", *Ocean Engineering*, vol. 217, 2020.
  - [18] S. Frikha, Z. Driss, E. Ayadi, Z. MASMOUDI, dan M.S. Abid, "Numerical and experimental characterization of multi-stage Savonius rotors", *Energy*, vol. 114, pp 382–404, 2016.
  - [19] M. Badrul, N.M. Kamaruddin, dan Z. Mohamed-Kassim, "Savonius hydrokinetic turbines for a sustainable river-based energy extraction: A review of the technology and potential applications in Malaysia". *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, vol. 36, 2019.
  - [20] F. Guo, B. Song, Z. Mao, dan W. Tian, "Experimental and numerical validation of the influence on Savonius turbine caused by rear deflector", *Energy*, vol. 196, 2020.
  - [21] K. Layeghmand, N. Ghiasi Tabari, dan M. Zarkesh, "Improving efficiency of Savonius wind turbine by means of an airfoil-shaped

- deflector”, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, vol. 42, no. 10, pp 1–12, 2020.
- [22] M. Eshagh, H. Fatahian, dan E. Fatahian, “Performance improvement of a Savonius vertical axis wind turbine using a porous deflector”, Energy Conversion and Management, vol. 220, 2020.
- [23] S.S. Sampath, S. Shetty, M. Chithirai Pon Selvan, “Estimation of power in low velocity vertical axis wind turbine. Frontiers of Mechanical Engineering”, vol. 10, no. 2, 211–218, 2015.
- [24] K. Kacprzak, G. Liskiewicz, dan K. Sobczak, “Numerical investigation of conventional and modified Savonius wind turbines”, Renew. Energy, vol. 60, 2013.
- [25] M.A. Kamoji, S.B. Kedare, dan S.V. Prabhu, “Experimental investigations on single stage, two *stage* and three stage conventional Savonius rotor”, Int. J Energy Res, vol. 32, pp 877–95, 2008.
- [26] W. Tian, B. Song, J.H. Vanzwieten, dan P. Pyakurel, “Computational fluid dynamics prediction of a modified Savonius wind turbine with novel *blade* shapes”, Energies, vol. 8, no. 8, pp 7915–29, 2015.
- [27] F.R. Menter, “Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications”, AIAA Journal, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605, 1994.
- [28] P.K. Talukdar, A. Sardar, V. Kulkarni, dan U.K. Saha, “Parametric analysis of model Savonius hydrokinetic turbines through experimental and computational investigations”, Energy Convers Manag.vol. 158, pp 36–49, 2018.

*TSR* : Tip speed ratio (-)  
*t* : Ketebalan *blade* (m)  
*U<sub>∞</sub>* : Kecepatan *freestream* (m/s)  
 $\mu$  : Viskositas dinamik (Pa.s)  
 $\rho$  : Densitas (kg/m<sup>3</sup>)  
 $\theta$  : Sudut putar turbin (°)  
 $\omega$  : Specific rate of turbulent dissipation (1/s)

#### NOMENKLATUR

*C<sub>P</sub>* : Koefisien daya (-)  
*C<sub>T</sub>* : Koefisien torsi (-)  
*C<sub>TS</sub>* : Koefisien torsi statis (-)  
*D* : Diameter turbin (m)  
*d* : Diameter *blade* (m)  
*e* : Jarak *overlap* (m)  
*k* : Turbulence kinetic energy (m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>)  
*P* : Tekanan (Pa)  
*R* : Leading edge radius (m)  
*Re* : Bilangan reynold (-)