



Karakteristik aerodinamis turbin hidrokinetik Savonius dengan dua semicircular blade-rounded leading edge

Aerodynamic characteristic on the Savonius hydrokinetic turbine with two semicircular blade – rounded leading edge

K. Rozi*, T.K.B. Fajar, A.Z. Farras

Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro, Jl. Prof. Soedarto, Tembalang, Semarang, Jawa Tengah, 50275, Indonesia. HP. 081334557617

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

ARTICLE INFO

ABSTRACT

Article History:

Received 18 April 2022

Accepted 24 September 2022

Available online 01 October 2022

Keywords:

Blade thickness

Rounded leading edge

Semicircular blade

Savonius hydrokinetic turbine

This numerical work was carried out to investigate the flow field characteristics through Savonius hydrokinetic turbine with 2 semicircular blade-rounded leading edge. The effects of blade thickness, and freestream velocity were simulated using ANSYS FLUENT with k-SST model. The results show that the structure of the flow changes with increasing turbine rotation. 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. The turbine with thin blade thickness better than with thick blade thickness.



Dinamika Teknik Mesin, Vol. 12, No. 2, Oktober 2022, p. ISSN: 2088-088X, e. ISSN: 2502-1729

1. PENDAHULUAN

Energi hidrokinetik merupakan salah satu sumber energi terbarukan untuk memenuhi kebutuhan energi yang bersih dan ramah lingkungan. Teknologi hidrokinetik dianggap sebagai pilihan yang tepat untuk mengatasi pasokan listrik pada daerah-daerah terpencil dibandingkan tenaga air berbasis bendungan. Teknologi hidrokinetik ini menggunakan turbin Savonius untuk mengkonversi energi kinetik aliran. Jenis turbin ini dapat dipasang di sungai-sungai dengan kecepatan aliran rendah. Performa turbin hidrokinetik Savonius ini sangat dipengaruhi oleh geometri turbin (bentuk blade, tebal blade), konfigurasi blade (overlap, jumlah blade, jumlah stage), deflektor, dan kondisi operasi kerja turbin (kecepatan aliran).

Penelitian-penelitian berkaitan dengan pengaruh bentuk blade dan overlap turbin telah dibuat baik secara numerik maupun eksperimental. Shashikumar dkk (2021) menguji tapered blade dan mencatat penurunan nilai koefisien daya (C_p) turbin. Kajian serupa dibuat Ashwindran dkk (2021) dengan merubah morfologi blade dan menemukan peningkatan momen turbin. Kerikus dan Thevenin (2019), dan Mahrous (2021) menguji modifikasi blade dan menemukan peningkatan torsi dan daya turbin. Secara eksperimen Alom dan Saha (2019) menguji elliptical blade dan menemukan nilai koefisien daya maksimum (C_{pmax}) = 0,19 pada tip speed ratio (TSR) = 0,78.

Mahmoud dkk (2012) menguji pengaruh overlap ratio (OR) dari 0 hingga 0,35 dan menunjukkan bahwa turbin tanpa overlap memberikan daya mekanik yang lebih tinggi daripada turbin dengan overlap. Shaheen dkk (2015) menguji kinerja turbin pada rasio overlap = 0,2 dan menemukan nilai $C_{pmax} = 0,31$. Kajian serupa dibuat oleh Akwa dkk (2012) dan menunjukkan $C_{pmax} = 0,32$ pada OR = 0,15 dengan TSR = 1,25. Meri dkk (2021) memvariasi overlap rasio dan menunjukkan 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 $C_p = 0,246$ dan 0,25.

Kajian-kajian berkaitan dengan pengaruh jumlah blade dan jumlah stage terhadap kinerja turbin Savonius telah banyak dilakukan, Saha dkk (2008) menemukan bahwa penggunaan 2 blade lebih efisien dibandingkan 3 blade. Hasil serupa diverifikasi oleh Hadi (2013), dan Hassan dkk (2019) yang menemukan bahwa penggunaan 2 blade pada turbin lebih efisien dibanding menggunakan 3 blade. Sharma dkk (2014) dalam studinya menunjukkan turbin dengan 2 stage mampu menghasilkan $C_p = 0,514$ pada overlap 9,37%. Penelitian serupa dilakukan oleh Saad dkk (2021) dan menemukan bahwa setiap penambahan stage turbin akan meningkatkan nilai C_p . Secara numerik oleh Kumar dkk (2020) menunjukkan bahwa nilai $C_{pmax} = 0,44$ diperoleh menggunakan 2 stage. Frikha dkk (2016) dalam studinya menunjukkan penambahan jumlah stage turbin berbanding lurus dengan nilai C_p .

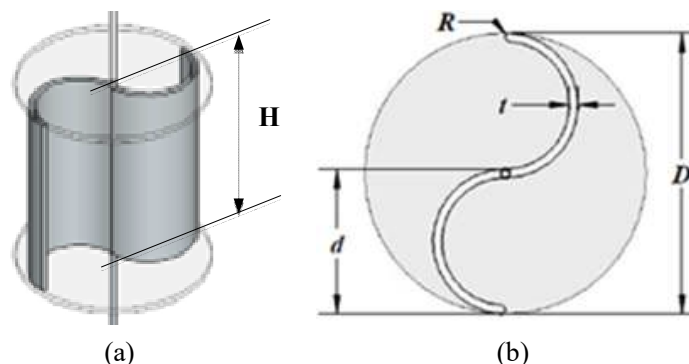
Pemasangan deflektor ini diuji oleh Badrul dkk (2019) dan dicatat bahwa nilai $C_{pmax} = 0,21$. Guo dkk (2020) memasang deflektor dibelakang rotor dan menemukan efek kenaikan C_p pada panjang deflektor 50 dan 150 mm. Layeghmand dkk (2020) menguji secara numerik efek penambahan deflektor pada instalasi turbin dan menunjukkan bahwa penambahan deflektor dengan kemiringan 70° dapat meningkatkan nilai C_p dibandingkan dengan tanpa deflektor. Kajian serupa dibuat oleh Eshagh dkk (2020) 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 dkk (2015) menguji pengaruh kecepatan angin dan menunjukkan bahwa putaran turbin meningkat seiring dengan bertambahnya kecepatan angin.

Banyak kajian telah dibuat baik secara teoritis, eksperimental, dan pendekatan numerik untuk mengetahui karakteristik dan kinerja turbin Savonius. Namun sampai saat ini masih menyisahkan beberapa aspek parameter yang berpotensi untuk dikaji lebih lanjut guna memperbaiki efisiensi turbin. Oleh karena itu studi ini dibuat untuk memahami karakteristik aliran melalui blade-blade turbin Savonius dengan leading edge berbentuk rounded. Metode dalam studi ini menggunakan ANSYS FLUENT untuk mensimulasi pengaruh parameter-parameter tebal blade, dan kecepatan freestream.

2. METODE SIMULASI

2.1 Geometri turbin

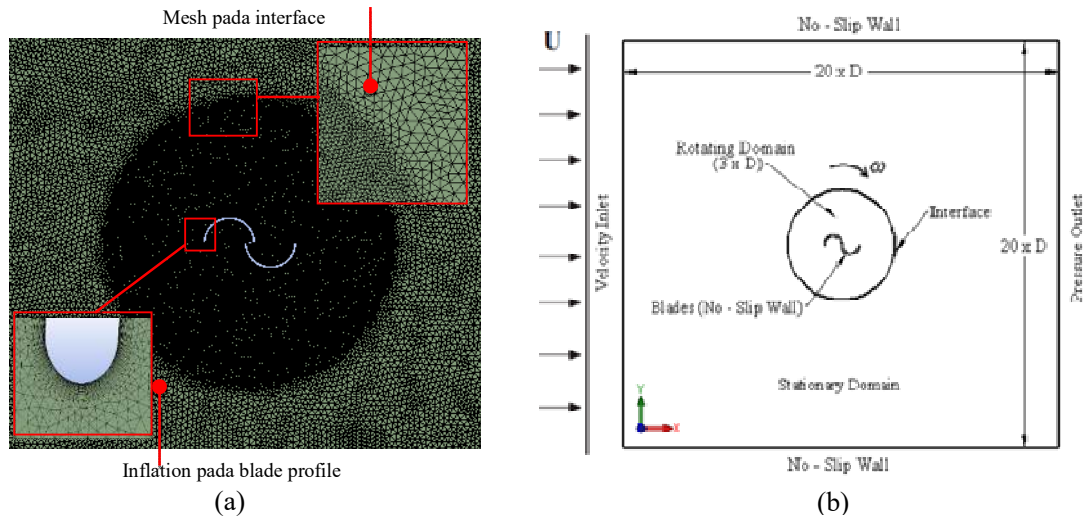
Blade turbin dalam penelitian ini adalah semicircular dengan rounded leading edge. Pada penelitian ini diuji model turbin nonoverlap seperti terlihat pada Gambar 1(a-b). Geometri turbin dibuat dengan menggunakan software SolidWorks 2016 dengan $H/D = 10$ (H = Span atau tinggi turbin dan D adalah diameter rata-rata turbin). Variasi parameter dari pengujian ini adalah blade thickness dan kecepatan uji freestream yang disimulasikan secara dua dimensi (2D) dimana aliran melalui midspan dari blade turbin. Pendekatan metode ini telah dipakai pada penelitian sebelumnya oleh Kacprzak dkk (2013), dan Tian dkk (2015).



Gambar 1. Model turbin Savonius nonoverlap (a) Geometri turbine; (b) Penampang dua dimensi blade turbin

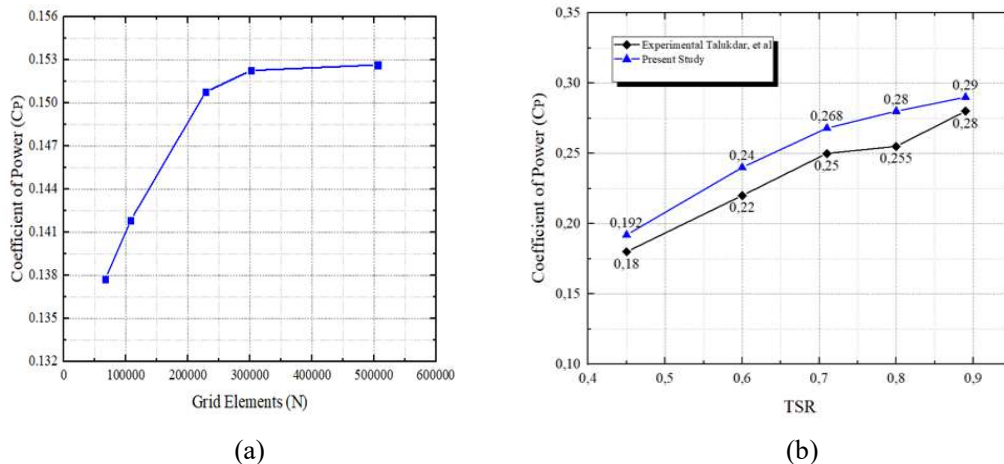
2.2 Mesh generation dan kondisi batas

Simulasi numerik ini dilakukan secara dua dimensi (2D) melalui bagian tengah blade turbin (mid span). Bentuk mesh yang digunakan dalam penelitian ini yaitu triangles dengan maksimum nilai skewness < 0,8 dan rata-rata orthogonal quality > 0,95. Karakteristik mesh diantara interface (stationary domain dan rotating domain) harus sama karena dapat meningkatkan konvergensi saat simulasi (Patel dan Patel, 2021; Saeed dkk, 2019). Untuk menangkap fenomena fisik pada boundary layer antara fluida dan blade maka perlu dibuat mesh inflation layer dengan kriteria rata-rata $y^+ < 1$ (Ferreira dkk, 2010). Struktur meshing dapat dilihat pada gambar 2(a).



Gambar 2. (a) Struktur *mesh* pada stationary domain dan rotating domain dan (b) Domain komputasi

Domain komputasi yang digunakan yaitu stationary domain dan rotating domain dengan ukuran masing-masing $20D \times 20D$ dan $3D$, seperti ditampilkankan pada Gambar 3(a). Hal ini diperlukan untuk memastikan bahwa pengaruh kondisi batas terhadap koefisien torsi yang dihasilkan dapat diabaikan. Terdapat tujuh kondisi batas yang digunakan pada penelitian ini yaitu stationary domain, rotating domain, velocity inlet, wall, interface, blades, dan pressure outlet. Dalam simulasi ini digunakan tehnik sliding mesh dengan dua zona mesh yang bergerak relatif. Dalam penerapannya, interface disusun oleh dua tepi grid (mesh). Salah satunya milik grid tetap (static grid) dan yang lainnya mesh yang bergerak (moving grid).



Gambar 3. (a) Hasil uji grid independen; (b) perbandingan hasil simulasi dan eksperimen sebagai validasi

2.3 Uji independent grid dan Validasi

Jumlah mesh yang digunakan dalam simulasi ini yaitu 301706 berdasarkan uji grid independen seperti ditunjukkan pada gambar 3(a). Dalam simulasi ini, metode yang digunakan divalidasi dengan membandingkan salah satu hasil nilai koefisien daya (C_p) dari semicircular dua blade dengan hasil eksperimen yang dibuat oleh Talukdar dkk (2018) seperti ditampilkan pada Gambar 3(b). Terlihat dari plot menunjukkan kesesuaian hasil yang bagus antara eksperimen dan hasil simulasi sehingga metode yang digunakan dalam studi ini bisa dipastikan valid.

2.4 Model turbulen

Model turbulensi yang digunakan dalam simulasi ini adalah $k-\omega$ SST. Model ini memiliki kemampuan akurat dalam mensimulasi vertical axis turbine. Model ini merupakan kombinasi dari model $k-\omega$ Wilcox dan $k-\epsilon$ sedemikian rupa sehingga model $k-\omega$ digunakan di daerah dalam lapisan batas dan model $k-\epsilon$ digunakan pada free shear di luar lapisan batas. Model $k-\omega$ SST dirumuskan dalam persamaan 1 dan 2 (Menter, 1994).

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

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

Dimana ρ adalah densitas (kg/m^3), k adalah turbulence kinetic energy (m^2/s^2), μ adalah viskositas dinamik ($\text{Pa}\cdot\text{s}$), ω adalah Specific rate of turbulent dissipation ($1/\text{s}$).

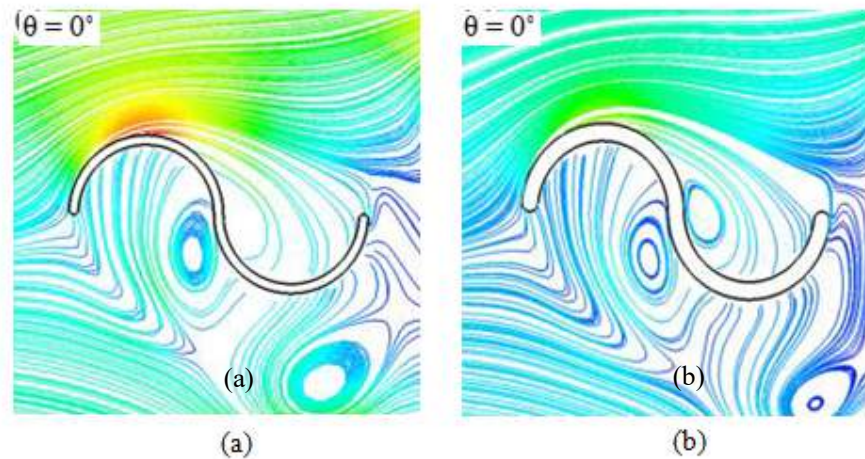
Algoritma SIMPLE (*semi-implicit method for pressure-linked equations*) digunakan sebagai metode solusi dalam penelitian ini karena memiliki proses konvergensi yang lebih cepat dibandingkan dengan algoritma lain (Talukdar dkk, 2018). Skema second order upwind diterapkan untuk semua diskretisasi yang tersedia. Untuk transient formula menggunakan skema second order implicit. Semua gradien dihitung dengan menggunakan algoritma least square cell-based.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

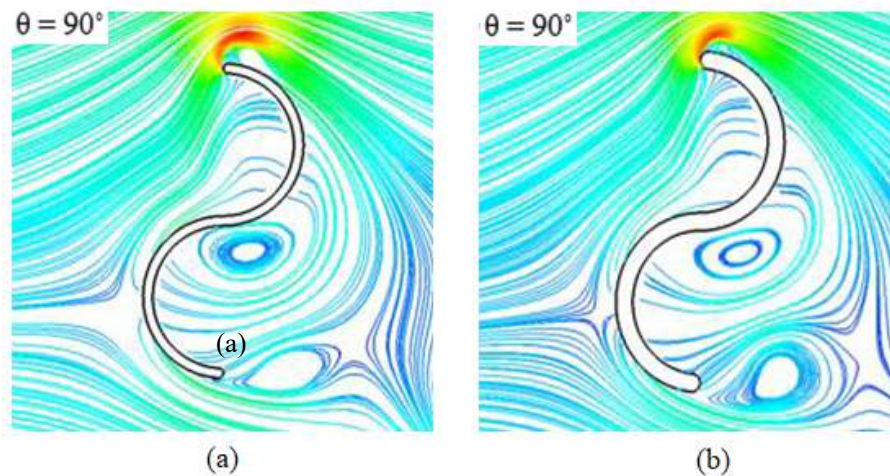
3.1 Struktur Aliran

Hasil-hasil simulasi struktur aliran turbin Savonius pada kecepatan freestream $U_\infty = 0,5$ m/s dengan dua sudut putar poros turbin pada $\theta = 0^\circ$ dan 90° diplot dalam Gambar 4(a-b) dan 5(a-b). Plot-plot tersebut membandingkan pola aliran yang terbentuk pada blade dengan tebal $t = 3$ dan 5 mm. Berdasarkan plot terlihat bahwa adanya kecepatan freestream menyebabkan aliran bergerak dalam pola sirkular di sekitar blade turbin. Untuk $\theta = 0^\circ$ pada $t = 3$ mm, Gambar 4(a) terlihat aliran mendekati turbin memisah menjadi dua daerah aliran yaitu satu melintasi sisi convex dari advancing blade dimana kondisi aliran ini mengalami percepatan, dan aliran kedua terdefleksi ke arah bawah dengan membentuk titik stagnasi berada jauh dari permukaan sisi convex dari returning blade, hasil ini juga telah dikonfirmasi oleh Taludkar dkk (2018). Pada bagian downstream juga terbentuk titik stagnasi yang berlokasi di belakang returning blade. Dari kedua plot ditemukan tiga pusaran aliran vortex, yaitu dua vortex berukuran relative kecil terbentuk sekitar poros turbin dan satu vortex berukuran besar muncul di bawah dekat sisi convex dari returning blade. 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.

Pada $t = 3$ mm dan $\theta = 90^\circ$, seperti ditampilkan pada Gambar 5(a) posisi titik stagnasi bergeser mendekati sisi convex dari returning blade. Pada kondisi ini juga ditemukan tiga pusaran aliran 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. Demikian pada $t = 5$ mm dan $\theta = 90^\circ$, 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 5(b).



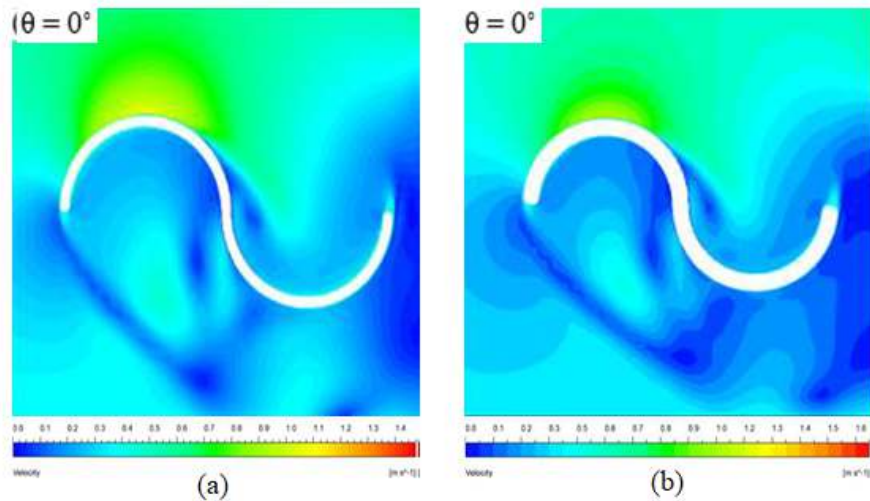
Gambar 4. Struktur aliran melewati turbin Savonius nonoverlap pada $U_{\infty} = 0,5$ m/s dengan sudut putar $\theta = 0^{\circ}$ untuk (a) $t = 3$ mm; dan (b) $t = 5$ mm



Gambar 5. Struktur aliran melewati turbin Savonius nonoverlap pada $U_{\infty} = 0,5$ m/s dengan sudut putar $\theta = 90^{\circ}$ untuk (a) $t = 3$ mm; dan (b) $t = 5$ mm

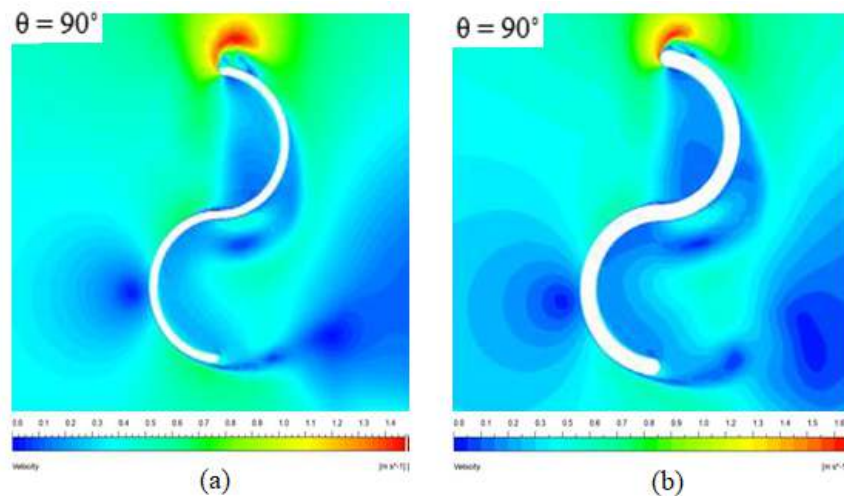
3.2 Distribusi Kecepatan

Gambar 6(a-b) dan 7(a-b) adalah hasil-hasil simulasi distribusi kecepatan di sekitar blade-blade turbin Savonius pada kecepatan freestream $U_{\infty} = 0,5$ m/s dengan sudut putar blade turbin $\theta = 0^{\circ}$ dan 90° untuk tebal blade turbin $t = 3$ dan 5 mm. Plot distribusi kecepatan ini memprediksi variasi kecepatan di berbagai daerah dekat blade-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.



Gambar 6. Kontur kecepatan melewati turbin Savonius nonoverlap pada $U_{\infty} = 0,5$ m/s dengan sudut putar $\theta = 0^{\circ}$ untuk (a) $t = 3$ mm; dan (b) $t = 5$ mm

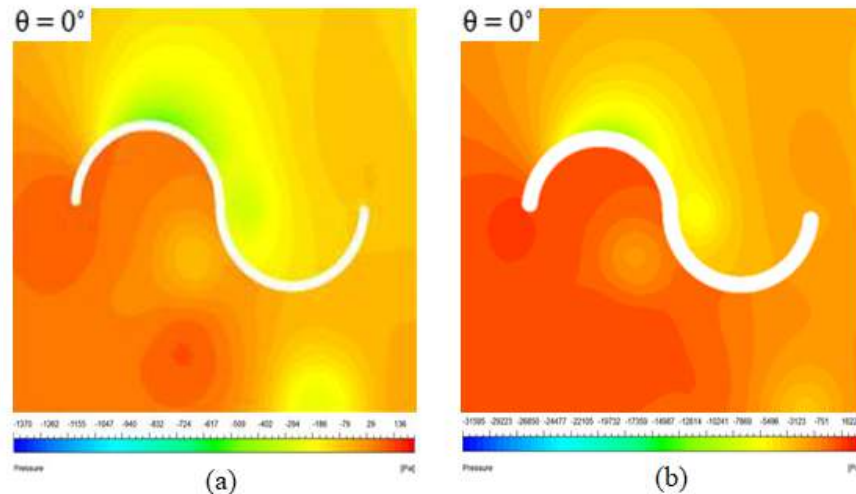
Pada $t = 3$ mm dan $\theta = 0^{\circ}$ sebagaimana terlihat di Gambar 6(a) terbentuk beberapa zona kecepatan minimum yaitu satu zona berada sekitar sisi concave dari advancing blade, satu zona lagi terkonsentrasi pada daerah sekitar sisi convex dari returning blade, dan satu zona lainnya terbentuk pada wake di belakang returning blade. Sedangkan zona kecepatan maksimum terlihat berada pada sekitar sisi convex dari advancing blade. Pada $t = 5$ mm dan $\theta = 0^{\circ}$ seperti ditunjukkan pada Gambar 6(b) di sini terlihat beberapa zona kecepatan minimum yaitu satu berada dekat ujung advancing blade, satunya terkonsentrasi pada daerah di bawah kedua blade turbin, dan lainnya terbentuk pada wake di belakang ujung returning blade, hasil-hasil ini juga sesuai dengan simulasi Alom dan Saha (2019). Zona kecepatan maksimum terlihat berada di ujung advancing blade. Pada $\theta = 90^{\circ}$ dan $t = 3$ mm 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 seperti dapat dilihat pada Gambar 7(a). Lokasi wake bergeser secara signifikan menjauhi ujung returning blade. Pada $\theta = 90^{\circ}$, dan $t = 5$ mm lokasi zona kecepatan minimum bergeser dan berada di depan sisi convex dari returning blade seperti ditemukan pada Gambar 7(b).



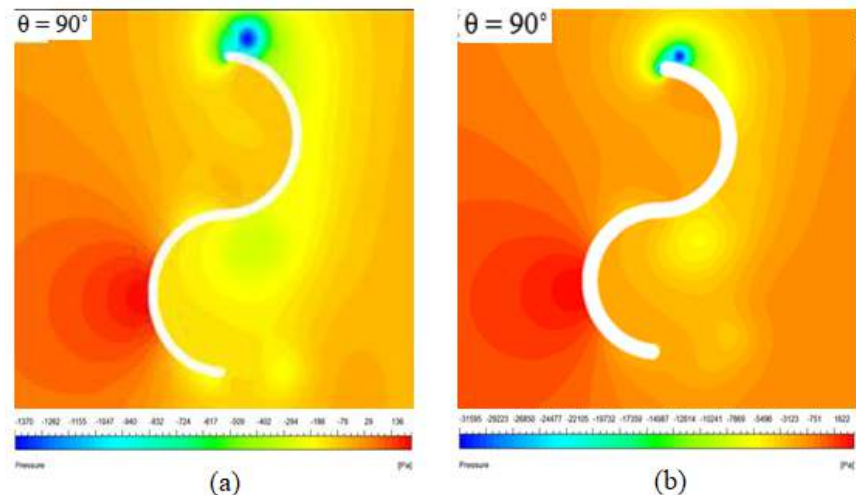
Gambar 7. Kontur kecepatan melewati turbin Savonius nonoverlap pada $U_{\infty} = 0,5$ m/s dengan sudut putar $\theta = 90^{\circ}$ untuk (a) $t = 3$ mm; dan (b) $t = 5$ mm.

3.3 Distribusi Tekanan

Distribusi tekanan sekitar blade turbin pada kecepatan freestream $U_\infty = 0,5$ m/s diperlihatkan pada Gambar 8(a-b). Plot distribusi tekan dibuat pada tebal blade $t = 3$ dan 5 mm dengan posisi sudut putar masing-masing $\theta = 0^\circ$ dan 90° . Arah aliran fluida dari sisi kiri ke sisi kanan, dan arah putaran poros turbin searah 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.



Gambar 8. Kontur tekanan melewati turbin Savonius nonoverlap pada $U_\infty = 0,5$ m/s dengan sudut putar $\theta = 0^\circ$ untuk (a) $t = 3$ mm; dan (b) $t = 5$ mm.



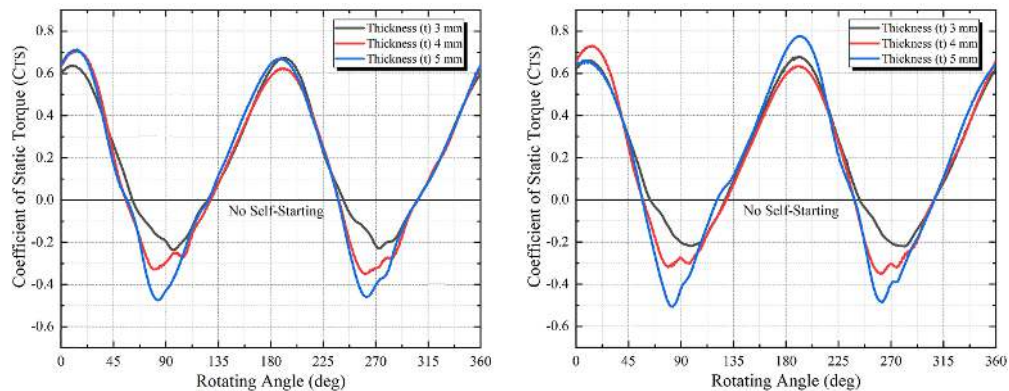
Gambar 9. Kontur tekanan melewati turbin Savonius nonoverlap pada $U_\infty = 0,5$ m/s dengan sudut putar $\theta = 90^\circ$ untuk (a) $t = 3$ mm; dan (b) $t = 5$ mm.

Untuk $t = 3$ mm dan $\theta = 0^\circ$ seperti terlihat di Gambar 8(a) terbentuk dua zona tekanan yaitu zona tekanan maksimum yang berada dekat ujung advancing blade, dan terdistribusi di sekitar sisi concave advancing blade, dan kedua zona tekan rendah yang terbentuk pada daerah sekitar sisi convex dari advancing blade. Pada $t = 5$ mm dan $\theta = 0^\circ$ terlihat daerah tekanan tinggi terkonsentrasi di sekitar ujung advancing blade. Sedangkan zona tekanan rendah berada di sekitar sisi convex dari advancing blade sebagaimana ditampilkan pada Gambar 8(b).

Pada $t = 5$ mm dan $\theta = 90^\circ$ didistribusi tekanan tinggi bergeser dan terkonsentrasi pada sisi convex dari returning blade seperti terlihat pada Gambar 9(a). 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 $\theta = 90^\circ$ sebagaimana diplot Gambar 9(b) area tekanan tinggi untuk bergeser 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, pola distribusi tekanan serupa telah dikonfirmasi oleh Alom dan Saha (2019), dan Hassan dkk (2019).

3.4 Koefisien Torsi Statis

Gambar 10(a-b) menunjukkan nilai C_{TS} sebagai fungsi sudut putar θ turbin untuk ketebalan blade $t = 3, 4,$ dan 5 mm pada turbin nonoverlap. Nilai C_{TS} dievaluasi untuk satu putaran turbin lengkap yaitu $\theta = 0^\circ - 360^\circ$ pada kecepatan freestream $U_\infty = 0.5$ dan $2,0$ 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}).

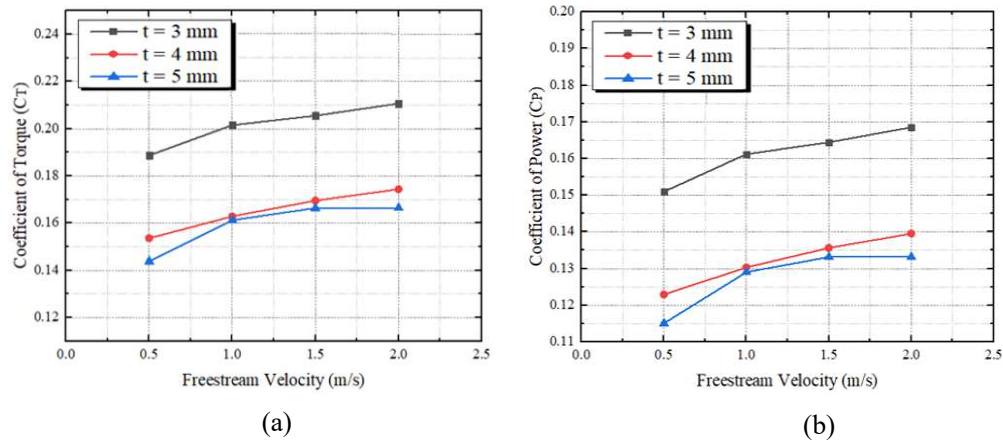


Gambar 10. Koefisien torsi statis C_{TS} sebagai fungsi sudut putar turbin untuk susunan turbin non-overlap dengan variasi tebal blade $t = 3, 4$ dan 5 mm

Dari kedua plot untuk kedua kecepatan uji freestream terlihat bahwa nilai C_{TS} pada ketiga variasi tebal blade turbin menunjukkan hasil yang hampir sama untuk semua sudut putaran turbin. Nilai torsi positif ($+C_{TS}$) menjadi negatif ($-C_{TS}$) dan turbin mengalami torsi statik negatif sepenuhnya pada sudut putaran $60^\circ \leq \theta \leq 130^\circ$ dan dari sudut putar $240^\circ \leq \theta \leq 310^\circ$ untuk ketiga variasi tebal blade yang diuji, hasil ini menunjukkan kemiripan dengan yang ditemukan oleh Shashikumar dkk (2021).

3.5 Performa Koefisien Torsi dan Daya

Hasil simulasi koefisien torsi C_T dan koefisien daya C_p sebagai fungsi kecepatan freestream U_∞ dengan variasi tebal blade $t = 3, 4,$ dan 5 mm diplot pada Gambar 11(a) dan 11(b). Dari plot terlihat bahwa nilai C_T dan C_p untuk ketiga variasi ketebalan blade memiliki tren yang sama yaitu meningkat seiring kenaikan kecepatan freestream. Kedua plot menunjukkan nilai C_T dan C_p lebih tinggi untuk tebal blade $t = 3$ mm dibandingkan dua variasi tebal blade lainnya ($t = 4$ dan 5 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 11(a) dan (b).



Gambar 11. Performa turbin sebagai fungsi kecepatan freestream untuk susunan turbin non-overlap (a) koefisien torsi dan (b) koefisien daya.

4. KESIMPULAN

Penelitian ini menguji pengaruh tebal blade, dan kecepatan freestream dengan menggunakan software ANSYS FLUENT. Hasil-hasil simulasi dapat disimpulkan bahwa struktur aliran mengalami perubahan cukup signifikan dengan bertambahnya sudut putaran turbin dengan kompleksitas aliran terbentuk pada sudut putar turbin yang lebih besar, zona distribusi kecepatan rendah pada area stagnasi membesar seiring dengan pertambahan tebal blade turbin demikian juga diikuti daerah bertekanan tinggi pada area yang sama ikut bertambah besar, koefisien performa baik torsi maupun daya turbin meningkat seiring penambahan kecepatan freestream yang mengenai blade-blade turbin. Performa turbin untuk turbin dengan tebal blade tipis lebih baik jika dibandingkan dengan dua tebal blade lain yang lebih tebal.

DAFTAR NOTASI

- C_P : Koefisien daya (-)
- C_T : Koefisien torsi (-)
- C_{TS} : Koefisien torsi statis (-)
- D : Diameter turbin (m)
- d : Diameter blade (m)
- e : Jarak overlap (m)
- k : Turbulence kinetic energy (m^2/s^2)
- P : Tekanan (Pa)
- R : Leading edge radius (m)
- Re : Bilangan reynold (-)
- TSR : Tip speed ratio (-)
- t : Ketebalan blade (m)
- U_∞ : Kecepatan freestream (m/s)
- μ : Viskositas dinamik (Pa.s)
- ρ : Densitas (kg/m^3)
- θ : Sudut putar turbin ($^\circ$)
- ω : Specific rate of turbulent dissipation ($1/s$)

DAFTAR PUSTAKA

- Akwa, J. V., Alves, G., Petry, A. P., Discussion on the verification of the overlap ratio influence on performance coefficients of a Savonius wind rotor using computational fluid dynamics, *Renewable Energy*, 38(1) 141–149, 2012.
- Alom, N., Saha, U. K., Influence of blade profiles on Savonius rotor performance: Numerical simulation and experimental validation, *Energy Conversion and Management*, 186, 267–277, 2019.
- Badrul, M., Kamaruddin, N. M., Mohamed-Kassim, Z., 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*, 36, 2019.

- Eshagh, M., Fatahian, H., Fatahian, E., Performance improvement of a Savonius vertical axis wind turbine using a porous deflector, *Energy Conversion and Management*, 220, 2020.
- Ferreira, C. J. S., Van Zuijlen, A., Bijl, H., Van Bussel, G., Van Kuik, G., Simulating dynamic stall in a two-dimensional vertical-axis wind turbine: Verification and validation with particle image velocimetry data, *Wind Energy*, 13(May 2009), 1–17, 2010.
- Frikha, S., Driss, Z., Ayadi, E., Masmoudi, Z., Abid, M. S., Numerical and experimental characterization of multi-stage Savonius rotors, *Energy*, 114, 382–404, 2016.
- Guo, F., Song, B., Mao, Z., Tian, W., Experimental and numerical validation of the influence on Savonius turbine caused by rear deflector, *Energy*, 196, 2020.
- Hadi, M., Experimental comparison study for Savonius wind turbine of two and three blades at low wind speed, *International Journal of Modern Engineering Research*, 3, 2978–2986, 2013.
- Hassan, H. A., Nagib E, A. M., Kassab, S. Z., “Numerical study of improving Savonius turbine power coefficient by various blade shapes, *Alexandria Engineering Journal*, 58(2), 429–441, 2019.
- Kacprzak, K., Liskiewicz, G., Sobczak, K., “Numerical investigation of conventional and modified Savonius wind turbines, *Renew. Energy*, vol. 60, 2013.
- Kerikous, E., Thevenin, D., Optimal shape of thick blades for a hydraulic Savonius turbine, *Renewable Energy*, 134, 629–638. 2019.
- Kumar, A., Saini, R. P., Saini, G., Dwivedi, G., Effect of number of stages on the performance characteristics of modified Savonius hydrokinetic turbine, *Ocean Engineering*, 217, 2020.
- Layeghmand, K., Ghiasi Tabari, N., Zarkesh, M., Improving efficiency of Savonius wind turbine by means of an airfoil-shaped deflector, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 42(10), 1–12. 2020.
- Mahmoud, N. H., El-Haroun, A. A., Wahba, E., Nasef, M. H., An experimental study on improvement of Savonius rotor performance, *Alexandria Engineering Journal*, 51(1), 19–25. 2012.
- Mahrous, A. F., 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*, 85(1), 22–39. 2021.
- Menter, F. R., Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA Journal*, Vol. 32, No. 8, pp. 1598–1605, 1994.
- Meri, S., Absi, A., Hasan, A., Oudah, S., Al-Rawi, B. A., Thajeel, S., Attabi, A., An experimental test of the performance enhancement of a Savonius turbine by modifying the inner surface of a blade, *Materials Today: Proceedings*, 42, 2233–2240. 2021.
- Patel, V., Patel, R., Energy extraction using modified Savonius rotor from Free-flowing water, *Materials Today: Proceedings*, 2021.
- Saad, A. S., Elwardany, A., El-Sharkawy, I. I., Ookawara, S., Ahmed, M., Performance evaluation of a novel vertical axis wind turbine using twisted blades in multi-stage Savonius rotors, *Energy Conversion and Management*, 235, 2021.
- Saeed, H. A. H., Elmekawy, A. M. N., Kassab, S. Z., Numerical study of improving Savonius turbine power coefficient by various blade shapes, *Alexandria Engineering Journal* 58, 429–441, 2019.
- Saha, U. K., Thotla, S., Maity, D., Optimum design configuration of Savonius rotor through wind tunnel experiments, *Journal of Wind Engineering* 96, 1359–1375. 2008.
- Sampath, S. S., Shetty, S., Chithirai Pon Selvan, M., Estimation of power in low velocity vertical axis wind turbine. *Frontiers of Mechanical Engineering*, 10(2), 211–218. 2015.
- Shaheen, M., El-Sayed, M., Abdallah, S., Numerical study of two-bucket Savonius wind turbine cluster, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 137, 78–89. 2015.
- Sharma, K. K., Gupta, R., Biswas, A., Performance measurement of a two-stage two-bladed savonius rotor, *International Journal of Renewable Energy Research*, 4(1), 115–121. 2014.
- Shashikumar, C. M., Vijaykumar, H., Vasudeva, M., Numerical investigation of conventional and tapered Savonius hydrokinetic turbines for low-velocity hydropower application in an irrigation channel, *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 43, 2021.
- Talukdar, P. K., Sardar, A., Kulkarni, V., Saha, U. K., Parametric analysis of model Savonius hydrokinetic turbines through experimental and computational investigations, *Energy Convers Manag.* 158, 36–49, 2018.
- Tian, W., Song, B., Vanzwieten, J.H., Pyakurel, P., Computational fluid dynamics prediction of a modified Savonius wind turbine with novel blade shapes, *Energies*, vol. 8, no. 8, pp 7915–29, 2015.