

Karakteristik Aliran Turbin Hidrokinetik Savonius Susunan *Inward* dan *Outward Overlap* dengan Dua Semicircular *Blade-Flat Leading Edge*

K. Rozi*, B.T.K. Fajar, I. Haryanto, A. Rahmansyah

Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro
Jl. Prof. Soedarto, SH, 50275, Telp: 024-7460059/Fax: 024-7460059
E-mail: khoiri.rozi@yahoo.com

Abstrak

Penelitian ini dibuat untuk mempelajari medan aliran melalui turbin hidrokinetik Savonius dengan flat-leading edge. Pengaruh ketebalan blade, overlap, dan kecepatan freestream disimulasikan menggunakan ANSYS FLUENT dengan model k- ω SST. Hasil penelitian menunjukkan bahwa struktur aliran berubah seiring dengan meningkatnya putaran turbin dengan kompleksitas aliran terbentuk pada sudut putar yang lebih besar. Posisi inward dan outward overlap menciptakan pola aliran lebih kompleks. Koefisien torsi dan daya untuk blade tipis lebih tinggi daripada blade yang lebih tebal dan nilainya meningkat dengan peningkatan kecepatan aliran bebas.

Kata kunci: *Overlap, power coefficient, torque coefficient, Savonius hydrokinetic turbine.*

Abstract

This current investigation was conducted to study the flow field through Savonius hydrokinetic turbine with flat blade leading edge. The influences of blade thickness, overlap, and freestream velocity were simulated using ANSYS FLUENT with k- ω SST model. The results show that the flow structure changes with increasing turbine rotation flow complexity is formed at a larger rotation angle. Both inward and outward overlap lead to a more complex pattern of the flow. 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.

Keywords: *Overlap, power coefficient, torque coefficient, Savonius hydrokinetic turbine.*

1. PENDAHULUAN

Tenaga air merupakan sumber energi baru terbarukan yang dapat dikonversi menjadi listrik dengan menggunakan turbin. Salah satu tipe turbin yang bisa dipakai adalah turbin sumbu vertikal Savonius yang prinsip kerjanya berdasarkan perbedaan drag pada advancing dan returning blade (Nasef et al, 2013). Adanya perbedaan drag ini menghasikan torsi untuk memutar poros turbin. Desain turbin ini sangat sederhana dan mudah dipasang dengan biaya investasi rendah. Turbin ini sangat cocok dipasang pada aliran sungai dengan head rendah. Efisiensi turbin ini dipengaruhi banyak parameter diantaranya adalah bentuk blade, tebal blade, overlap, jumlah blade, jumlah stage, deflektor, dan kecepatan aliran.

Beberapa penelitian berkaitan dengan pengaruh bentuk blade dan overlap turbin telah dibuat baik secara numerik maupun eksperimental. Shashikumar et. al (2021) menguji tapered blade dan mencatat penurunan nilai koefisien daya (C_p) turbin. Kajian serupa dibuat Ashwindran et. al (2021) dengan merubah morfologi blade dan menemukan peningkatan momen turbin. Kerikous 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.

Efek-efek susunan overlap telah diuji oleh beberapa peneliti baik secara experimental maupun dengan simulasi numerik. Mahmoud et. al (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 et. al (2015) menguji kinerja turbin pada rasio overlap = 0.2 dan menemukan nilai C_{pmax} = 0.31. Kajian serupa dibuat oleh Akwa et. al (2012) dan menunjukkan C_{pmax} = 0,32 pada OR = 0,15 dengan TSR = 1,25. Meri et. al (2021) memvariasi overlap 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 koefisien tekanan hampir sama sebesar C_p = 0.25.

Banyak kajian telah dilakukan berkaitan dengan pengaruh jumlah blade dan stage terhadap kinerja turbin Savonius, Saha et. al (2015) menemukan bahwa penggunaan 2 blade lebih efisien dibandingkan 3 blade. Hasil

serupa diverifikasi oleh Hassan *et. al* (2019) yang menemukan bahwa penggunaan 2 blade pada turbin lebih efisien dibanding menggunakan 3 blade. Sharma *et. al* (2014) dalam studinya menunjukkan turbin dengan 2 stage mampu menghasilkan $C_p = 0,514$ pada overlap 9,37%. Penelitian serupa dilakukan oleh Saad *et. al* (2021) dan menemukan bahwa setiap penambahan stage turbin akan meningkatkan nilai C_p . Secara numerik Kumar *et. al* (2020) menguji efek 2 stage terhadap koefisien performa dan menemukan nilai $C_{pmax} = 0,44$. Frikha *et. al* (2016) dalam studinya menunjukkan penambahan jumlah stage turbin berbanding lurus dengan nilai C_p .

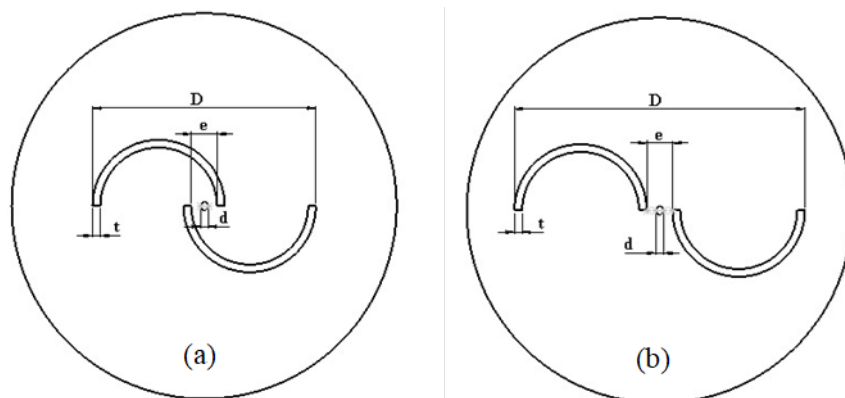
Pemasangan deflektor dibelakang rotor diuji oleh Guo *et. al* (2020) dan menemukan efek kenaikan C_p pada panjang deflektor 50 dan 150 mm. Layeghmand *et al* (2020) menguji secara numerik efek penambahan deflector pada instalasi turbin dan menunjukkan bahwa penambahan deflektor dengan kemiringan 70° dapat meningkatkan nilai C_p dibandingkan dengan tanpa deflektor. Kajian serupa dibuat oleh Eshagh *et. al* (2020) dan menemukan bahwa deflektor berpori dapat menghasilkan C_p lebih besar dibandingkan tanpa deflektor berpori. Selain itu kecepatan aliran juga menjadi factor penting yang mempengaruhi kinerja turbin. Sampath *et. al* (2015) menguji pengaruh kecepatan angin dan menunjukkan bahwa putaran turbin meningkat seiring dengan bertambahnya kecepatan angin.

Masih banyak aspek parameter yang berpotensi meningkatkan kinerja turbin untuk diteliti lebih lanjut guna mendapat desain optimal. Maka penelitian ini dilakukan untuk mengetahui sejauh mana parameter-parameter tebal blade, overlap dan kecepatan freestream mempengaruhi kinerja turbin Savonius. Metode dalam penelitian ini menggunakan paket software komersial ANSYS FLUENT.

2. METODE PENELITIAN

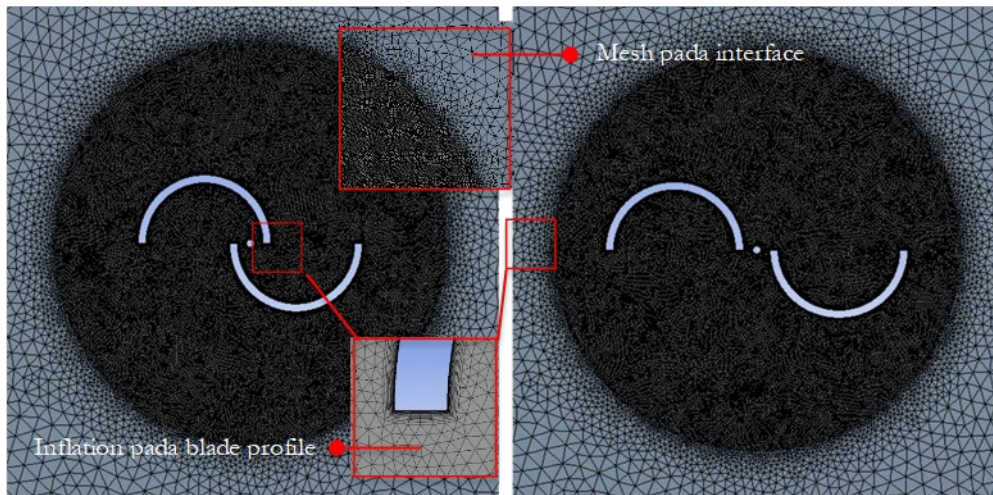
3.1. Geometri dan Meshing

Geometri turbin dengan bentuk semicircular blade-flat leading edge dibuat dengan software SolidWorks 2019. Dua model susunan blade inward dan outward overlap seperti terlihat pada Gambar 1 dengan variasi tebal blade $t = 3; 4; 5$ mm diuji dalam studi ini. Simulasi dilakukan secara dua dimensi (2D) yaitu aliran melalui midspan dari blade turbin. Kelebihan pendekatan 2D ini adalah memerlukan waktu komputasi lebih cepat dengan tingkat akurasi hampir sama dengan simulasi tiga dimensi (3D) (Tian *et al*, 2015).



Gambar 1. Model uji turbin dengan susunan (a) inward overlap, dan (b) outward overlap

Bentuk mesh yang digunakan dalam penelitian ini adalah triangles sebagaimana ditampilkan pada Gambar 2. Mesh dalam studi ini memiliki nilai maksimum 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 boundary layer antara fluida dan blade maka dibuat mesh inflation layer dengan rata-rata $y^+ < 1$ (Tian *et al*, 2015). Jumlah mesh yang digunakan dalam studi ini sebanyak 309921 berdasar pada hasil uji independ grid.



Gambar 2. Struktur mesh pada stationary domain dan rotating domain

3.2. Pengacuan Pustaka

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 akurasi 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 (Menter, 1994).

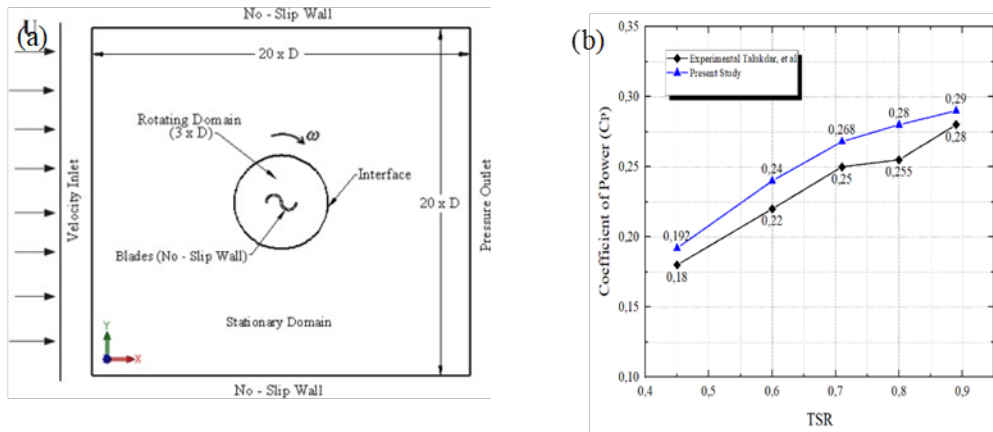
$$\frac{D\rho k}{Dt} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (1)$$

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

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 [28]. 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.

3.3. Kondisi batas dan validasi

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



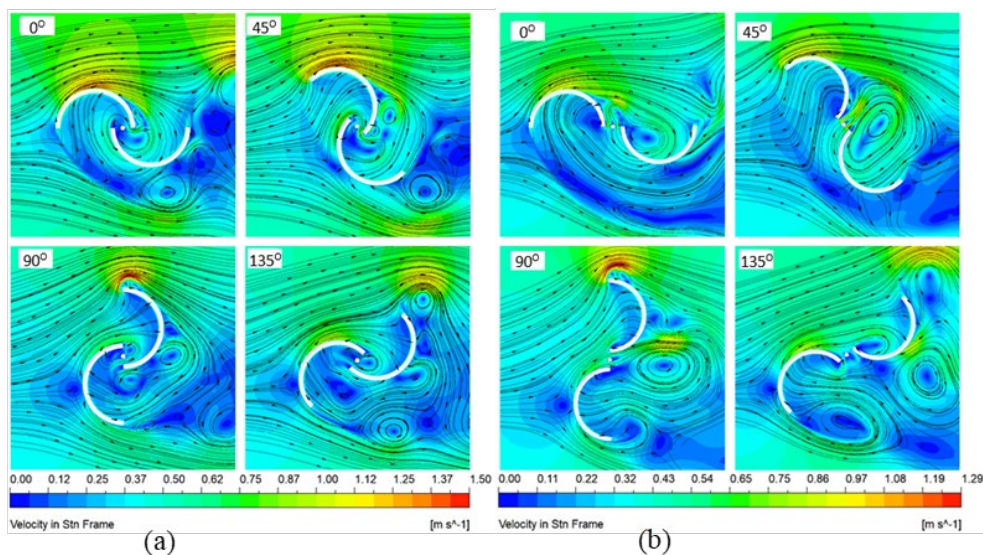
Gambar 3. (a) Domain komputasi; (b) Validasi koefisien daya C_p hasil simulasi dengan eksperimen

Validasi dibuat dengan membandingkan nilai koefisien daya C_p pada simulasi ini dengan penelitian yang dibuat oleh Talukdar, et al. (2018). Dari perbandingan kedua hasil studi ini terlihat kesesuaian nilai C_p sebagai fungsi TSR seperti terlihat pada Gbr. 3b. Kedua hasil studi menginformasikan nilai C_p meningkat seiring kenaikan TSR meskipun tidak berimpit tapi ada perbedaan dimana hasil studi ini lebih besar daripada hasil eksperimen.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

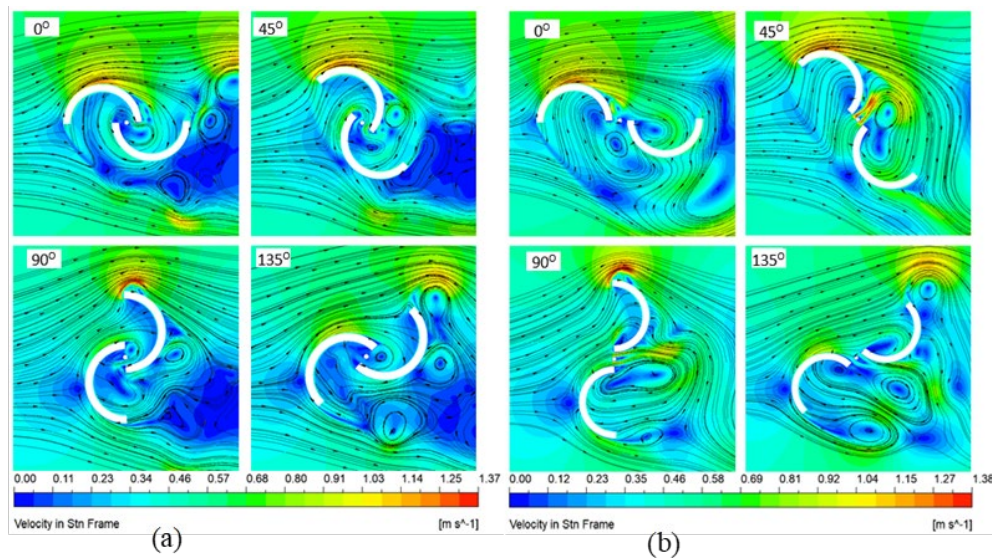
3.1. Struktur Aliran

Gambar 4(a-b) dan 5(a-b) adalah struktur aliran dan distribusi kecepatan untuk susunan inward dan outward overlap pada kecepatan freestream $U_\infty = 0.5 \text{ m/s}$ dan tebal blade $t = 3$ dan 5 mm dengan empat posisi sudut putar yang berbeda ($\theta = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ$). Untuk susunan inward overlap, pada $\theta = 0^\circ$ dan $t = 3 \text{ mm}$ (Gbr. 4a) dan $t = 5 \text{ mm}$ (Gbr. 5a), kedua plot memperlihatkan aliran mendekati ujung advancing blade dengan posisi titik stagnasi berada jauh di bawah sisi cembung dari returning blade. Pusaran kecil terbentuk pada upstream di dekat poros turbin dan satunya muncul di bawah returning blade. Pada $\theta = 45^\circ$, posisi titik stagnasi mulai bergeser mendekati sisi cembung dari returning blade. Konsentrasi vortex bergeser ke arah downstream, satu vortex terbentuk di sekitar poros turbin dan satu lainnya terbentuk di sekitar ujung returning blade. Pada $\theta = 90^\circ$, posisi titik stagnasi makin mendekati sisi cembung dari returning blade. Lokasi dua vortex teridentifikasi berada sangat dekat dengan kedua permukaan blade turbin. Pada $\theta = 135^\circ$, posisi titik stagnasi bergeser dan mendekati ujung sisi cembung dari returning blade. Di sini muncul satu tambahan vortex dekat ujung advancing blade, dua vortex lain tetap pada downstream namun mengalami pertumbuhan pusaran yang semakin besar dan menjauhi ujung returning blade.



Gambar 4. Struktur aliran dan distribusi kecepatan turbin hidrokinetik Savonius pada $U_\infty = 0.5 \text{ m/s}$ dan $t = 3 \text{ mm}$ untuk susunan (a) inward overlap; (b) outward overlap

Untuk susunan outward overlap, pada $\theta = 0^\circ$ dan $t = 3$ mm (Gbr. 4b) dan $t = 5$ mm (Gbr. 5b), diamati juga pada kedua plot, aliran mendekati ujung advancing blade dengan posisi titik stagnasi berada jauh di bawah returning blade. Terbentuk pusaran berukuran kecil pada upstream dekat poros turbin dan satunya muncul di bawah returning blade. Demikian pada $\theta = 45^\circ$, posisi titik stagnasi mulai bergeser mendekati sisi cembung dari returning blade, lokasi vortex bergeser ke arah downstream, satu vortex terbentuk di sekitar poros turbin dan satunya terbentuk di sekitar ujung returning blade. Pada $\theta = 90^\circ$, posisi titik stagnasi makin mendekati sisi cembung dari returning blade. Lokasi kedua vortex berada sangat dekat dengan kedua permukaan blade turbin. Pada $\theta = 135^\circ$, posisi titik stagnasi bergeser dan makin mendekati ujung suction side dari returning blade. Muncul satu vortex dekat ujung advancing blade, dua vortex lain tetap pada downstream dan mengalami pertumbuhan semakin besar.



Gambar 5. Struktur aliran dan distribusi kecepatan turbin hidrokinetik Savonius pada $U_\infty = 0.5$ m/s dan $t = 5$ mm untuk susunan (a) inward overlap; (b) outward overlap

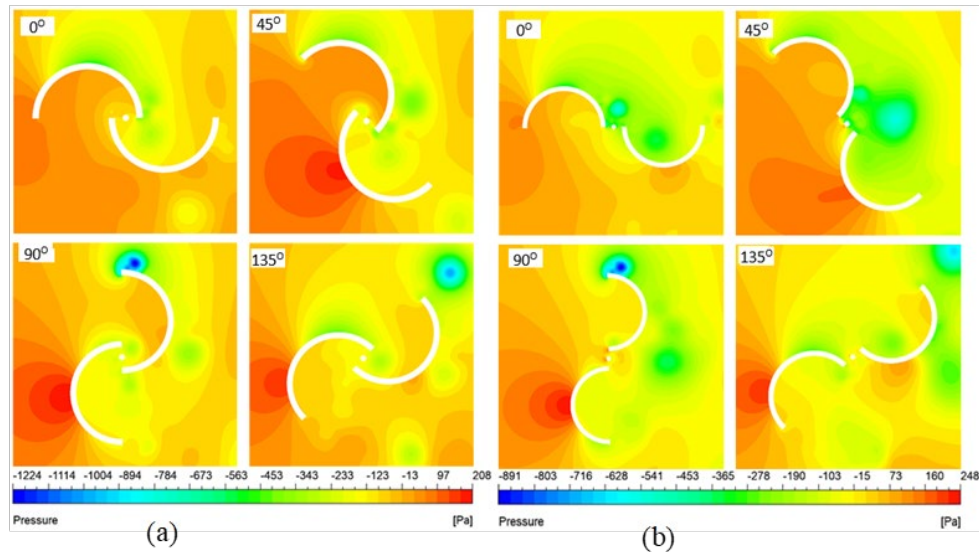
Dari plot-plot yang sama, distribusi kecepatan untuk susunan inward overlap, pada $\theta = 0^\circ$ dan $t = 3$ (Gbr. 4a) mm dan $t = 5$ mm (Gbr. 5a), terbentuk beberapa zona kecepatan minimum yaitu satu berada dekat ujung advancing blade, satunya terkonsentrasi pada daerah di bawah kedua blade turbin, dan lainnya terbentuk pada wake di belakang ujung returning blade. Zona kecepatan maksimum terlihat berada di ujung advancing blade. Saat turbin berputar pada $\theta = 45^\circ$, dua zona terbentuk yaitu zona aliran kecepatan tinggi dan wake. Zona aliran kecepatan tinggi terbentuk di sisi ujung advancing blade. Posisi zona kecepatan minimum mulai bergeser mendekati suction side dari returning blade. Lokasi zona kecepatan minimum di downstream terbentuk di sekitar ujung returning blade. Ukuran wake membesar seiring meningkatnya sudut putar rotor turbin. Pada $\theta = 90^\circ$, lokasi zona kecepatan minimum makin mendekati suction side returning blade. Juga lokasi wake sedikit bergeser ke belakang ujung returning blade. Pada $\theta = 135^\circ$, daerah kecepatan minimum makin mendekati ujung suction side dari returning blade. Terlihat area kecepatan minimum makin menjauhi ujung returning blade dan bergeser mendekati suction side dari advancing blade.

Tren serupa juga teramati untuk turbin outward overlap, pada $\theta = 0^\circ$ dan $t = 3$ mm (Gbr. 4b), dan $t = 5$ mm (Gbr. 5b), terbentuk zona kecepatan minimum berada dekat ujung advancing blade, satunya terkonsentrasi di bawah kedua blade turbin, dan lainnya terbentuk pada wake di belakang returning blade. Saat turbin berputar pada $\theta = 45^\circ$, dua zona terbentuk yaitu zona aliran kecepatan tinggi dan wake downstream. Zona kecepatan tinggi terbentuk di ujung advancing blade. Posisi zona kecepatan minimum mulai bergeser mendekati suction side dari returning blade. Demikian juga lokasi kecepatan minimum downstream terbentuk di sekitar ujung returning blade. Terlihat ukuran wake di belakang rotor membesar seiring meningkatnya sudut putar rotor karena peningkatan blockage aliran. Pada $\theta = 90^\circ$, lokasi zona kecepatan minimum makin mendekati suction side returning blade. Juga lokasi wake sedikit bergeser menuju belakang ujung returning blade. Pada $\theta = 135^\circ$, daerah kecepatan minimum bergeser dan makin mendekati ujung suction side dari returning blade.

3.2. Distribusi Tekanan

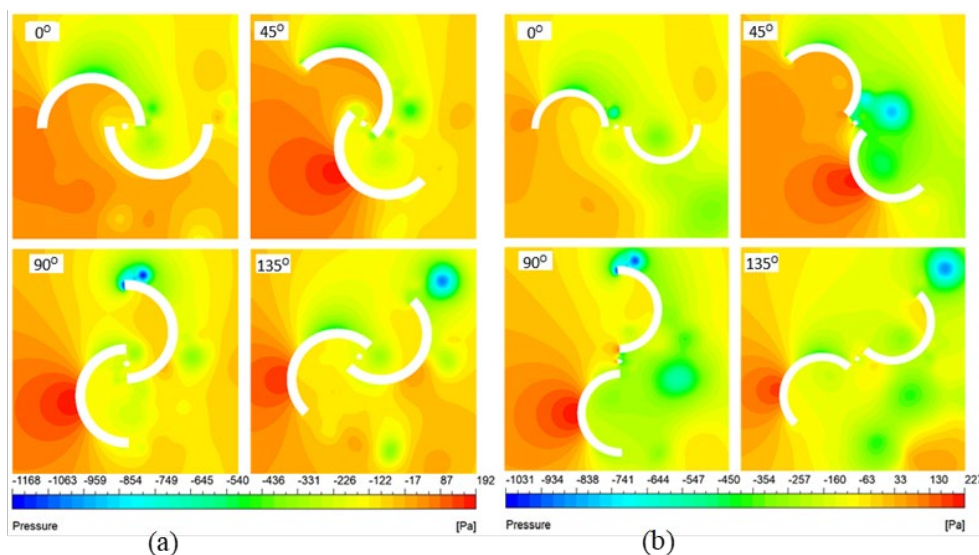
Gambar 6(a) dan 7(a) menunjukkan distribusi tekanan pada kedua turbin susunan inward dan outward overlap dengan sudut putar $\theta = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ$. Plot dibuat dengan dua tebal blade $t = 3$ dan 5 mm pada kecepatan freestream $U_\infty = 0.5$ m/s. Dari plot terlihat daerah tekanan lebih rendah dan lebih tinggi terbentuk mengelilingi advancing dan returning blade turbin. Untuk inward overlap, perubahan lokasi daerah tekanan tinggi dimulai seiring

perubahan sudut putar dari $q = 0^\circ$ pada ujung advancing blade bergeser menuju sisi cembung dari returning blade pada sudut putar lebih besar $q = 45^\circ, 90^\circ$ dan 135° . Pada $t = 3$ mm (Gbr. 6a) area tekanan tinggi untuk sisi cekung dari advancing blade pada inward overlap lebih besar dari pada outward overlap untuk semua sudut putar turbin. Untuk $t = 5$ mm (Gbr. 7a) daerah tekanan tinggi pada sisi cekung dari advancing blade meningkat seiring bertambahnya sudut putar untuk kedua tebal blade. Penambahan tebal blade menyebabkan penurunan tekanan antara sisi cekung dari advancing blade dan sisi cembung dari returning blade.



Gambar 6. Distribusi tekanan turbin Savonius pada $U_\infty = 0.5$ m/s dan $t = 3$ mm untuk susunan (a) inward overlap; (b) outward overlap

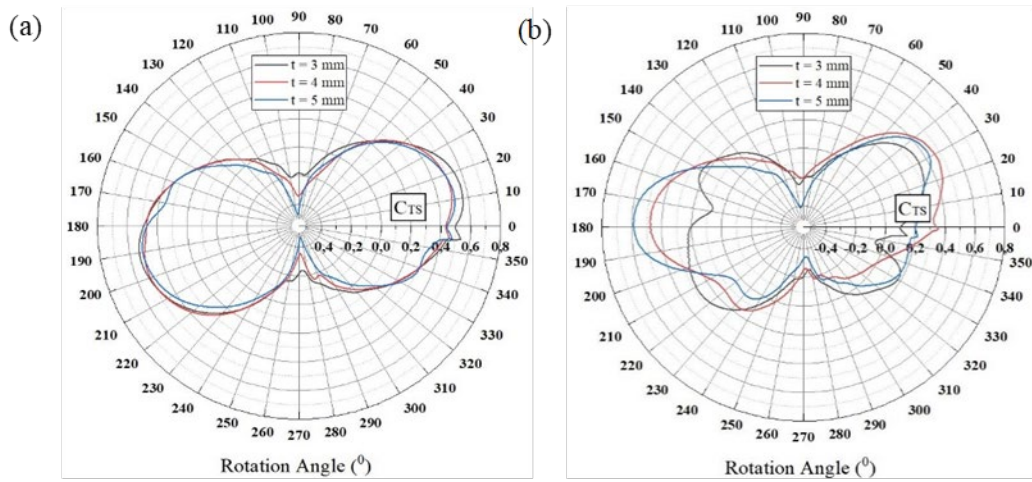
Untuk outward overlap, seperti pada susunan inward overlap, berbagai zona tekanan terbentuk selama putaran poros turbin yaitu zona bertekanan tinggi, zona bertekanan rendah, dan zona bertekanan sangat rendah. Pada $\theta = 0^\circ$ untuk kedua tebal blade dan $t = 3$ mm (Gbr. 6b) dan $t = 5$ mm (Gbr. 6b) terbentuk zona tekanan maksimum yaitu satu berada dekat ujung advancing blade, satunya terkonsentrasi di bawah kedua blade turbin. Terlihat daerah tekanan rendah berada pada sisi cembung dari advancing blade. Saat sudut putar $\theta = 45^\circ$, dari semua plot, dua zona terbentuk yaitu zona tekanan rendah dan wake. Zona tekanan rendah terbentuk di sisi ujung advancing blade. Zona tekanan tinggi mulai bergeser mendekati sisi cembung dari returning blade. Pada $\theta = 90^\circ$, kedua plot memperlihatkan lokasi zona tekanan tinggi makin mendekati sisi cembung dari returning blade. Juga lokasi wake sedikit bergeser ke belakang returning blade. Demikian kedua plot pada $\theta = 135^\circ$, daerah tekanan tinggi bergeser dan makin mendekati ujung sisi cembung dari returning blade. Area tekanan tinggi makin menjauhi returning blade dan bergeser menuju sisi cembung advancing blade.



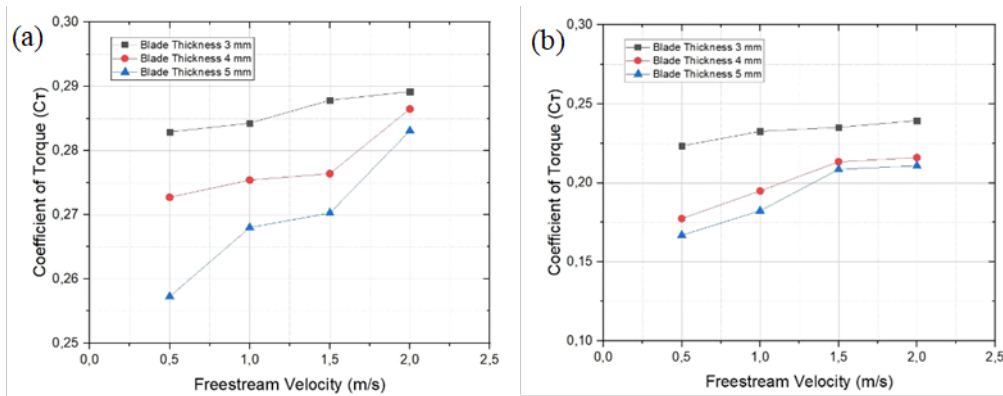
Gambar 7. Distribusi tekanan turbin Savonius pada $U_\infty = 0.5$ m/s dan $t = 5$ mm untuk susunan (a) inward overlap; (b) outward overlap

3.3. Koefisien Tekanan Statis

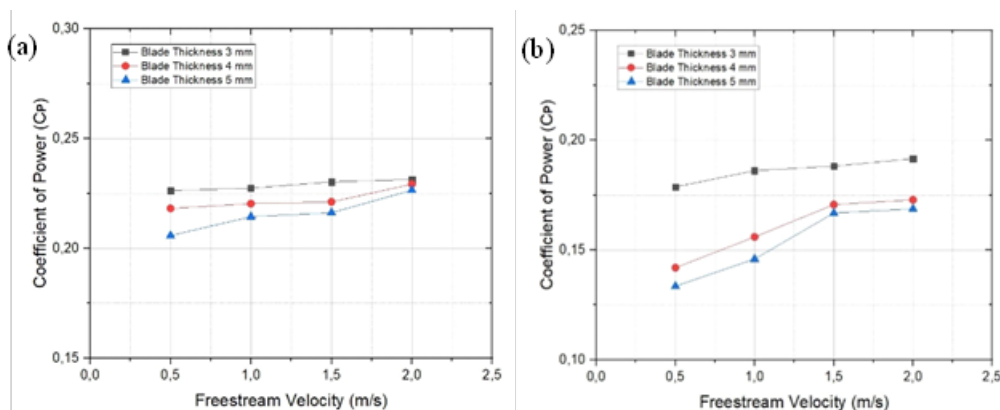
Gambar 8(a-b) menampilkan profil koefisien torsi statis C_{TS} pada kedua susunan inward dan outward overlap untuk tebal blade $t = 3, 4,$ dan 5 mm. Dari plot ditunjukkan dengan jelas bahwa pada kondisi inward overlap, nilai C_{TS} untuk semua tebal blade yang di uji menunjukkan hampir mirip dan berimpit. Sedangkan untuk kondisi outward overlap daerah dengan nilai C_{TS} tinggi mengalami fluktuasi yang cukup besar untuk ketiga variasi ketebalan blade turbin. Selain itu ditemukan bahwa pada inward overlap diperoleh nilai C_{TS} maksimum pada kisaran sudut putar $q = 0^\circ - 30^\circ$ dan $q = 180^\circ - 200^\circ$ sedangkan pada outward overlap terbentuk pada kisaran sudut $q = 20^\circ - 40^\circ$ dan $q = 170^\circ - 190^\circ$. Dalam kondisi yang sama, outward overlap masih berada pada C_{TS} terendah sedangkan inward overlap memiliki kemampuan lebih untuk menghasilkan C_{TS} . Secara umum terlihat bahwa nilai rata-rata C_{TSmax} lebih tinggi untuk turbin susunan inward overlap daripada susunan outward overlap.



Gambar 8. Koefisien torsi statis turbin pada $U_\infty = 0.5$ m/s untuk susunan (a) inward overlap; dan (b) outward overlap



Gambar 9. Koefisien torsi turbin sebagai fungsi kecepatan freestream pada susunan (a) inward overlap; (b) outward overlap



Gambar 10. Koefisien daya sebagai fungsi dari kecepatan freestram pada turbin susunan (a) inward overlap; (b) outward overlap

3.4. Koefisien Performa

Plot-plot hasil simulasi profil koefisien performa C_T dan C_P untuk kedua susunan turbin inward dan outward overlap dipresentasikan pada Gambar 9(a-b) untuk C_T dan 10(a-b) untuk C_P . Rentang kecepatan freestream yang digunakan adalah 0,5-2,0 m/s dengan variasi tebal blade $t = 3, 4, \text{ dan } 5 \text{ mm}$. Dari plot-plot terlihat bahwa, nilai C_T dan C_P turbin meningkat seiring penambahan kecepatan freestream untuk semua tebal blade pada kedua susunan turbin yang diuji. Terlihat turbin dengan tebal blade $t = 3 \text{ mm}$ memiliki nilai C_T dan C_P lebih tinggi dibandingkan dengan tebal blade $t = 4 \text{ dan } 5 \text{ mm}$. Perlu dicatat bahwa bahwa untuk susunan inward overlap memiliki nilai C_T dan C_P lebih tinggi dibandingkan susunan outward overlap untuk semua variasi tebal blade. Hal ini dikarenakan pada susunan outward overlap dimungkinkan adanya kebocoran aliran lebih kuat dibandingkan susunan inward overlap.

4. KESIMPULAN

Penelitian ini menguji pengaruh tebal blade, posisi overlap, dan kecepatan freestream dengan menggunakan ANSYS FLUENT. Dua variasi susunan blade turbin inward overlap dan outward overlap diuji dengan empat sudut putar blade turbin yang berbeda yaitu $\theta = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, \text{ dan } 135^\circ$ dan tip speed ratio $TSR = 0,8$. Hasil-hasil penting studi ini adalah:

1. Struktur aliran mengalami perubahan signifikan dengan bertambahnya putaran turbin dimana kompleksitas aliran terbentuk pada sudut putar turbin yang lebih besar.
2. Susunan overlap sangat mempengaruhi pola aliran, baik turbin susunan inward maupun outward overlap menghasilkan pola aliran yang sangat komplek.
3. Nilai koefisien torsi C_T dan koefisien daya C_P untuk blade tipis lebih tinggi dibandingkan dengan blade yang lebih tebal. Nilai-nilai kedua koefisien baik torsi dan daya ini meningkat seiring penambahan kecepatan freestream.
4. Performa konfigurasi turbin inward overlap memiliki kinerja lebih baik jika dibandingkan kinerja konfigurasi turbin outward overlap untuk model yang diuji dalam penelitian ini.

5. DAFTAR PUSTAKA

- Akwa, J. V., Alves, G., and 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., and Saha, U. K., "Influence of blade profiles on Savonius rotor performance: Numerical simulation and experimental validation", 186, 267–277, 2019.
- Ashwindaran, S. N., Azizuddin, A. A., Oumer, A. N., "Study of $\sqrt{2}$ conjecture in the construction of drag induced wind turbine blade morphology", *Evergreen*, 8(3), 574–585, 2021.
- Eshagh, M., Fatahian, H., and Fatahian, E., "Performance improvement of a Savonius vertical axis wind turbine using a porous deflector", *Energy Conversion and Management*, 220, 2020.
- Frikha, S., Driss, Z., Ayadi, E., Masmoudi, Z., and 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.
- Hassan, H. A., Nagib E, A. M., and Kassab, S. Z., "Numerical study of improving Savonius turbine power coefficient by various blade shapes", *Alexandria Engineering Journal*, 58(2), 429–441, 2019.
- Kerikous, E., and 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., and 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., and 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.
- Nasef, M. H., El-Askary, W. A., Abdel-Hamid, A. A., Gad, H. E., "Evaluation of Savonius rotor performance: Static and dynamic studies", *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 123, 1–11. 2013.
- Saad, A. S., Elwardany, A., El-Sharkawy, I. I., Ookawara, S., and 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.
- Saha, U. K., Thotla, S., and 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., and 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., and 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., and 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., and Pyakurel, P., "Computational fluid dynamics prediction of a modified Savonius wind turbine with novel blade shapes", *Energies*.8(8),7915–29, 2015.