

EFEK TEBAL *BLADE* PADA ALIRAN MELALUI *SAVONIUS HYDROKINETIC TURBINE* DENGAN DUA *SEMICIRCULAR BLADE*

*Ahmad Karis Zaeni¹, Khoiri Rozi², Bambang Yuniyanto³

¹Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

^{2,3}Dosen Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

Jl. Prof. Sudharto, SH., Tembalang-Semarang 50275, Telp. +62247460059

*E-mail: ahmadkariszaeni@gmail.com

Abstrak

Turbin *Savonius* adalah jenis turbin tekanan dinamis vertikal yang mengubah energi kinetik aliran menjadi energi mekanik. Keuntungan dari turbin ini adalah kesederhanaan dan lokasi aliran rendah. Studi ini mengeksplorasi beberapa aspek parameter kinerja untuk mempelajari dan memahami karakteristik aliran melalui sudu turbin. Dalam penelitian ini, kami menguji model turbin *Savonius* dengan dua bilah setengah lingkaran. Perangkat lunak ANSYS Fluent 20.2 dan model turbulensi $k-\omega$ SST digunakan untuk mensimulasikan efek dari variasi ketebalan blade dan rasio kecepatan ujung (TSR). Perputaran sudu turbin diwujudkan dengan teknologi sliding body. Sebagai hasil dari penelitian, ditemukan bahwa peningkatan ketebalan impeller meningkatkan area konsentrasi pusaran, meningkatkan kecepatan puncak di sekitar turbin, dan memperluas rentang tekanan di mana tekanan tinggi meningkat dan tekanan rendah meningkat. Meningkatkan rasio kecepatan ujung (TSR) dan ketebalan meningkatkan faktor torsi statis maksimum (C_{TS}), faktor torsi (C_T) dan faktor daya (C_P) untuk semua variabel.

Kata kunci: CFD; ketebalan; dan turbin savonius

Abstract

The Savonius turbine is a type of vertical dynamic pressure turbine which converts the kinetic energy of the flow into mechanical energy. The advantages of this turbine are simplicity and low flow location. This study explores several aspects of performance parameters to study and understand the flow characteristics through the turbine blades. In this study, we tested the Savonius turbine model with two semicircular blades. The ANSYS Fluent 20.2 software and the $k-\omega$ SST turbulence model were used to simulate the effects of variations in blade thickness and tip velocity ratio (TSR). Turbine blade rotation is realized by sliding body technology. As a result of the research, it was found that increasing the impeller thickness increases the vortex concentration area, increases the peak speed around the turbine, and expands the pressure range where high pressure increases and low pressure increases. Increasing the tip speed ratio (TSR) and thickness increases the maximum static torque factor (C_{TS}), torque factor (C_T) and power factor (C_P) for all variables.

Keywords: CFD; savonius turbine; and thickness

1. Pendahuluan

Kemajuan teknologi dan pertumbuhan penduduk telah meningkatkan kebutuhan energi, ditandai dengan banyaknya peralatan listrik mulai dari peralatan rumah tangga hingga kendaraan listrik [1]. Sebagian besar energi listrik dihasilkan dari bahan bakar fosil sehingga menyebabkan kerusakan lingkungan [2]. Saat ini, banyak negara masih mengembangkan pembangkit listrik yang tidak menggunakan bahan bakar fosil, terutama yang menggunakan energi alami terbarukan seperti tenaga angin dan aliran air yang rendah untuk mendukung kegiatan lain, kegiatan publik dan industri [3]. Air dan angin digunakan untuk menghasilkan energi listrik yang dapat berupa arus, gelombang, angin, tereduksi dan mengalir [4].

Air merupakan sumber energi alternatif yang bersih, murah dan ramah lingkungan. Pembangkit listrik tenaga air adalah sumber energi terbarukan yang paling banyak digunakan karena kelimpahan dan distribusinya yang luas di seluruh dunia. Penggunaan air sebagai sumber energi oleh pembangkit listrik tenaga air masih tergolong rendah dan belum dimanfaatkan secara maksimal. Sumber energi terbarukan ini adalah energi hidrodinamik aliran air, yang menggunakan turbin hidrodinamik untuk mengubah energi aliran air menjadi listrik. Infrastruktur dan pembangunan turbin hidrodinamik ini bebas bendungan, yang secara signifikan mengurangi biaya konstruksi dan pengembangan [5].

Dalam menggunakan air sebagai pembangkit listrik untuk menghasilkan energi listrik, umumnya turbin yang dibutuhkan diklasifikasikan menjadi dua kategori utama yaitu turbin sumbu vertikal dan turbin sumbu horizontal [6].

Untuk membuat turbin dengan biaya yang relatif rendah dan laju aliran yang relatif rendah, turbin vertikal adalah yang paling cocok. Ada beberapa jenis turbin vertikal seperti turbin Darrius, Gorlov dan Savonius [7].

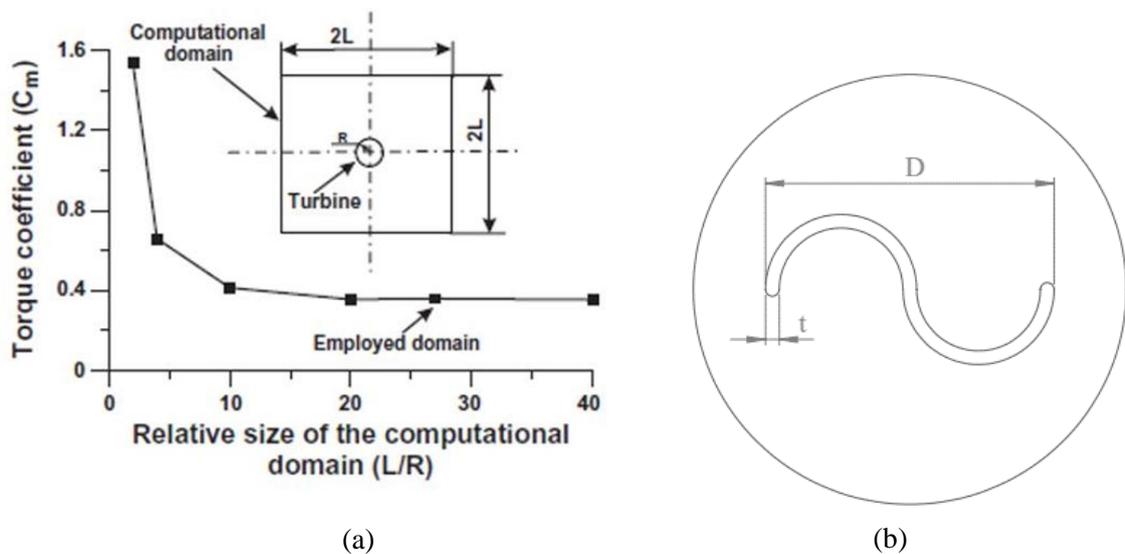
Salah satu jenis turbin yang masih dalam pengembangan adalah turbin Savonius, yang lebih ekonomis dan menghasilkan kebisingan ambien yang lebih sedikit dibandingkan turbin sumbu vertikal lainnya [8]. Turbin Savonius memiliki prinsip pengoperasian yang berbeda dengan turbin konvensional yang menggunakan bendungan. Kerja turbin ini menggunakan energi kinetik aliran untuk menciptakan perbedaan gaya hambat antara sudu maju dan sudu balik [2].

Sampai saat ini, banyak penelitian dan pengembangan telah dilakukan untuk meningkatkan kinerja turbin Savonius pada tingkat teoritis, numerik dan eksperimental. Namun, beberapa aspek parameter masih memiliki potensi untuk dipelajari lebih lanjut untuk meningkatkan kinerja turbin. Penelitian ini bertujuan untuk mengkaji karakteristik turbin Savonius dengan variasi parameter ketebalan sudu, overlap dan tip speed ratio. Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah software ANSYS Fluent.

Jenis model turbin Savonius yang digunakan adalah guide edge berbentuk setengah lingkaran dengan 2 sudu yang membulat. Dimana penelitian dilakukan dengan menggunakan variasi ketebalan sudu, overlap dan tip speed ratio. Hasil yang diperoleh dari penelitian ini adalah struktur aliran, distribusi kecepatan, distribusi tekanan, faktor daya dan koefisien momen perubahan geometri.

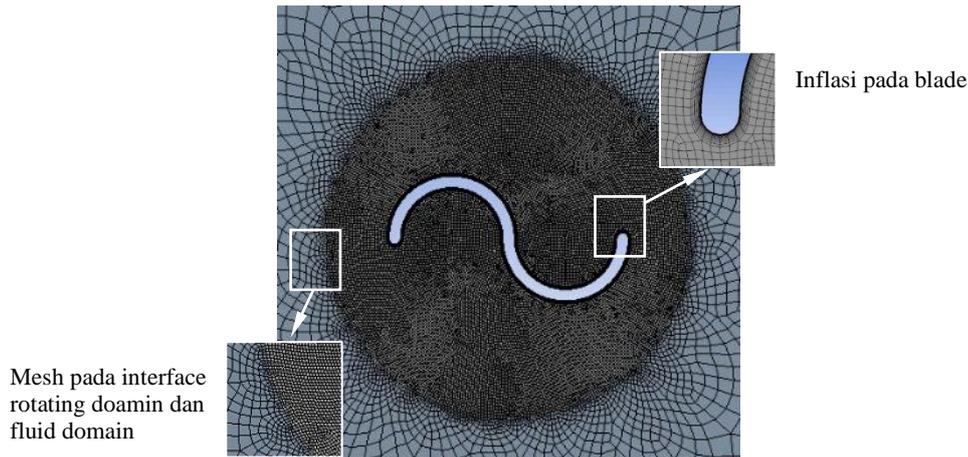
2. Metode Penelitian

Desain turbin Savonius yang digunakan adalah desain Savonius New Conventional Marine Turbine (NCSHT) berdasarkan penelitian Ramin Alipour et al., 2020 dengan aspek rasio 1 : 2,5. Bentuk tersebut dibuat dengan software SolidWorks dalam dua dimensi (2D), yaitu aliran mid-span pada aliran turbin. Geometri yang digunakan adalah turbin Savonius dengan tebal sudu $t = 5$ mm, 7 mm dan 9 mm. Selanjutnya, variasi aliran fluida diterapkan pada perubahan nilai tip speed ratio (TSR) sebesar 0,45; 0,6; 0,75; 0,9; Pertama; 1,1; dan 1,2. Dari TSR, seperti pada persamaan TSR, diperoleh kecepatan putar turbin untuk digunakan pada pretreatment selanjutnya. Geometri turbin Savonius yang akan digunakan memiliki radius 50 mm. Bentuk turbin Savonius dapat dilihat pada Gambar 1 di bawah ini:



Gambar 1. Permodelan turbin savonius (a) Pembuatan Domain (b) Geometri yang digunakan

Kualitas struktur mesh pada suatu geometri dapat dilihat dari nilai kualitas asimetris dan ortogonal. Ketika kualitas mesh mencapai tingkat yang aman, proses berlanjut ke proses solver. Proses meshing pada penelitian ini dibagi menjadi dua bagian yaitu domain rotasi dan domain stasioner. Setiap bagian memiliki tingkat mesh yang berbeda di mana domain rotasi memiliki ukuran mesh kurang dari 0,7- 1 mm, ini untuk menangkap cairan sekitarnya lebih jelas dan lebih tepat, sedangkan dengan keuntungan statis, ukuran mesh diperbesar, yaitu. 7-10 mm untuk mempersingkat waktu kalkulasi, karena perbedaan ukuran mesh pada domain rotasi dan domain statis, ukuran tepi dilakukan pada domain antarmuka dengan dimensi dari 0,7 hingga 1mm. Selain gerbang di domain, inflasi di sekitar sudu dengan 10-20 lapisan juga dilakukan untuk menangkap fenomena di lapisan batas di sekitar turbin. Geometri mesh yang digunakan dalam simulasi ini adalah segiempat untuk menyelesaikan masalah kompleks dengan akurasi yang lebih baik. Pada penelitian ini dapat dilihat bahwa asimetri maksimum adalah 0,62 dan kualitas ortogonal minimum adalah 0,35 dengan kualitas mesh yang masih tergolong baik menurut manual ANSYS. Hasil mesh pada penelitian ini ditunjukkan pada Gambar 2 untuk grid berikut pada turbin Savonius dengan ketebalan $t = 5$ mm.



Gambar 2. Mesh pada turbin *savonius* dengan tebal blade $t = 5$ mm

Setelah proses meshing dilakukan, langkah selanjutnya adalah pengaturan setup fluent, pada simulasi ini termasuk dalam tipe *Pressure-based* dengan tipe waktu *transien*, lalu penggunaan metode turbulensi $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport) metode ini dibuat dengan menggunakan model turbulensi standart $k-\omega$ dan standart $k-\varepsilon$, dimana menghasilkan metode turbulen yang memiliki akurasi tinggi di area *freestream* dengan bilangan Renault tinggi seperti metode turbulensi standart $k-\varepsilon$ dan memiliki akurasi yang baik pula pada area *wall* dengan bilangan Renault yang rendah seperti model turbulensi standart $k-\omega$ [9]. Untuk fluida yang digunakan adalah air dengan densitas $998,2 \text{ kg/m}^3$ k dengan viskositas $0,0001003 \text{ kgs / m}$. Untuk *boundary condition* beberapa hal perlu dilakukan penyesuaian dimana pada sisi inlet merupakan *velocity inlet* dengan kecepatan *freestream* sebesar $0,48 \text{ m/s}$, lalu untuk turbin didefinisikan sebagai *rotating wall* dengan kecepatan putarnya berdasarkan persamaa (1), untuk tingkat konvergensi yang digunakan adalah 10^{-3} dengan metode solusi *second order upwind* untuk meningkatkan keakuratan hasilnya. Untuk calculating nilai *time step* diseuaikan dengan sudut putar dari turbine, untuk menghasilka hasil yang stabil, diperlukan putaran turbin sebanyak 11 putaran [10]. Sedangkan untuk *time step size* dapat diketahui berdasarkan persamaan (2) berikut:

$$\lambda = \frac{\omega R}{U} \quad (1)$$

$$TSS = \frac{\pi x D_{TB}}{3600 x \lambda x U} \quad (2)$$

2.1. Persamaan Pembangun dan Model turbulen

Beberapa persamaan pembangun yang digunakan dalam komputasi yang dilakukan melalui *software* ANSYS yaitu persamaan kontinuitas (3) dan persamaan momentum (4) sebagai berikut:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho u) = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{v}) + \nabla \cdot (\rho \bar{v} \bar{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \bar{g} + \bar{F} \quad (4)$$

Simulasi dalam studi ini menggunakan model turbulen $k-\omega$ SST dan Nonequilibrium wall function. Model ini dipilih dikarenakan dapat menangkap fenomena yang ada pada aliran fluida baik di area *freestream* maupun di dekat *wall* [11]. Masing-masing $k-\omega$ SST dalam model turbulen ini dirumuskan sebagai berikut:

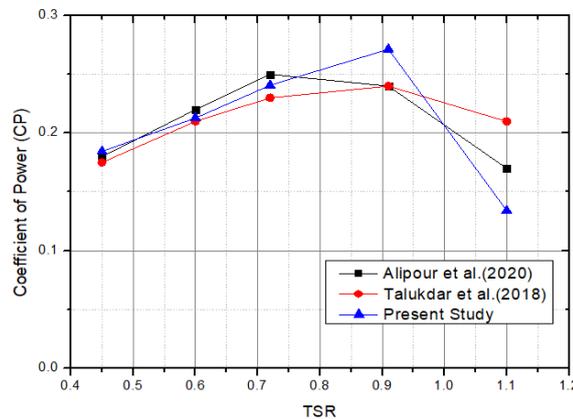
$$\frac{D\rho k}{Dt} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (5)$$

$$\frac{D\rho \omega}{Dt} = \frac{\gamma}{v_t} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\rho(1-F_1)\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (6)$$

2.2. Kondisi batas dan validasi

Kondisi-kondisi batas yang digunakan pada simulasi ini adalah inlet, wall, turbine, dan sisi outlet. inlet didefinisikan *velocity inlet*. Dinding saluran didefinisikan sebagai *stationary wall*. Turbine di definisikan sebagai *moving wall* (Rotating wall), Sedangkan outlet didefinisikan sebagai *pressure outlet*.

Hasil simulasi pada penelitian ini dibandingkan dengan hasil penelitian berupa eksperimen [9] dan simulasi numerik [10]. Validasi dilakukan dengan membandingkan nilai koefisien daya (C_p) yang dihasilkan oleh turbin savoius pada beberapa *tip speed ratio*. Desain kemudian dianalisis secara numerik dengan model turbulensi $k-\omega$ SST Hasil perbandingan seperti pada Gambar 3.



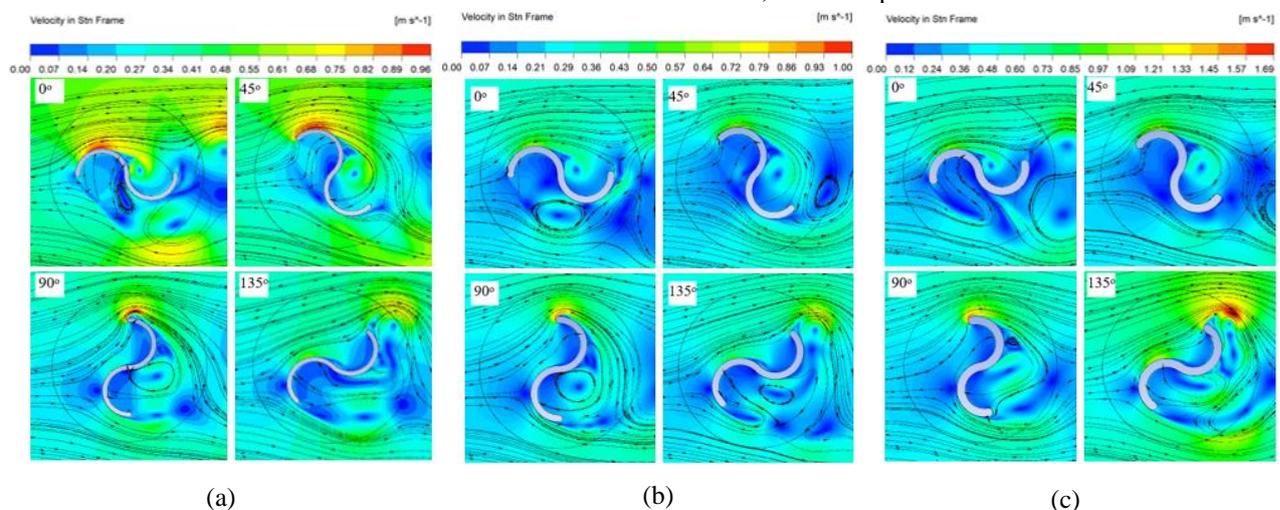
Gambar 3. Validasi hasil penelitian

3. Hasil dan Pembahasan

3.1. Struktur Aliran dan Distribusi Kecepatan

Hasil simulasi struktur aliran dan distribusi kecepatan pada $TSR = 0,6$ dan $0,9$ dengan tebal pelat $t = 5,7$ dan 9 mm ditunjukkan pada Gambar 4 (a-c) dan Gambar 5 (a-c). Kecepatan ditunjukkan oleh gradien warna pada histogram dengan kecepatan rendah ditunjukkan dengan warna biru dan kecepatan tinggi ditunjukkan dengan warna merah. Dari grafik untuk $TSR = 0,6$ pada $\theta = 0^\circ$ dan $t = 5$ (Gambar 4a), $t = 7$ (Gambar 4b) dan $t = 9$ (Gambar 4c), ketiga grafik menunjukkan aliran dari sisi sudu memiliki posisi berhenti di bawah permukaan cekung bilah depan. Sebuah pusaran terbentuk di hilir dekat pusat turbin dan pusaran muncul di hilir sudu, tetapi pada $t = 9$ (Gambar 4.3a) tidak ada pusaran yang terbentuk di bawah sudu.

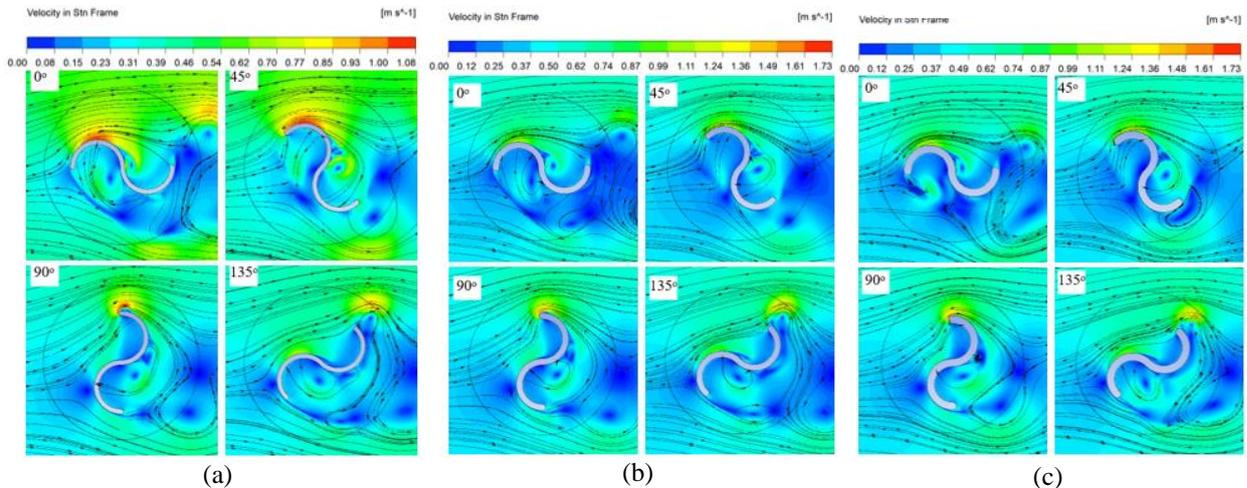
Pada $\theta = 45^\circ$, posisi partikel mulai bergerak menuju permukaan cembung pelat yang berputar. Konsentrasi pusaran awal di bawah sayap kembali mulai bergerak ke hilir dengan jumlah pusaran yang sama tersisa pada kondisi $\theta = 0^\circ$, yaitu satu pusaran. $\theta = 90^\circ$ di mana breakpoint mulai mendekati permukaan cembung dari bilah balik, jumlah vortisitas berkurang dengan setiap ketebalan, hanya menyisakan satu vortex di dekat pusat turbin di wilayah yang lebih rendah Pada sudut returning blade. Dalam hal ini, sebuah titik kecepatan tinggi terbentuk di ujung bilah depan. $\theta = 135^\circ$, posisi titik stagnansi bergerak dan mendekati ujung cembung sudu gerak Untuk jumlah vortisitas pada ketebalan bilah 7 mm, tekanan rendah terbentuk di sekitar bilah. untuk ketebalan blade 5 mm dan 9 mm, tidak ada pusaran di sekitar turbin.



Gambar 4. Struktur aliran dan distribusi kecepatan pada $TSR 0.6$ pada ketebalan: (a) 5 mm, (b) 7 mm, dan (c) 9 mm

Untuk $TSR=0.9$ $\theta=0^\circ$ dan $t = 5$ mm (Gambar 5a), $t = 7$ mm (Gambar 5b) dan $t = 9$ mm (Gambar 5c), ketiga grafik menunjukkan laju aliran mendekati ujung depan sudu dengan titik stagnansi di bawah permukaan cekung dari sudu umpan. Arus eddy pada $t = 7$ mm dan $t = 9$ mm terbentuk di hulu dekat pusat turbin, sedangkan pada $t = 5$ tidak ada

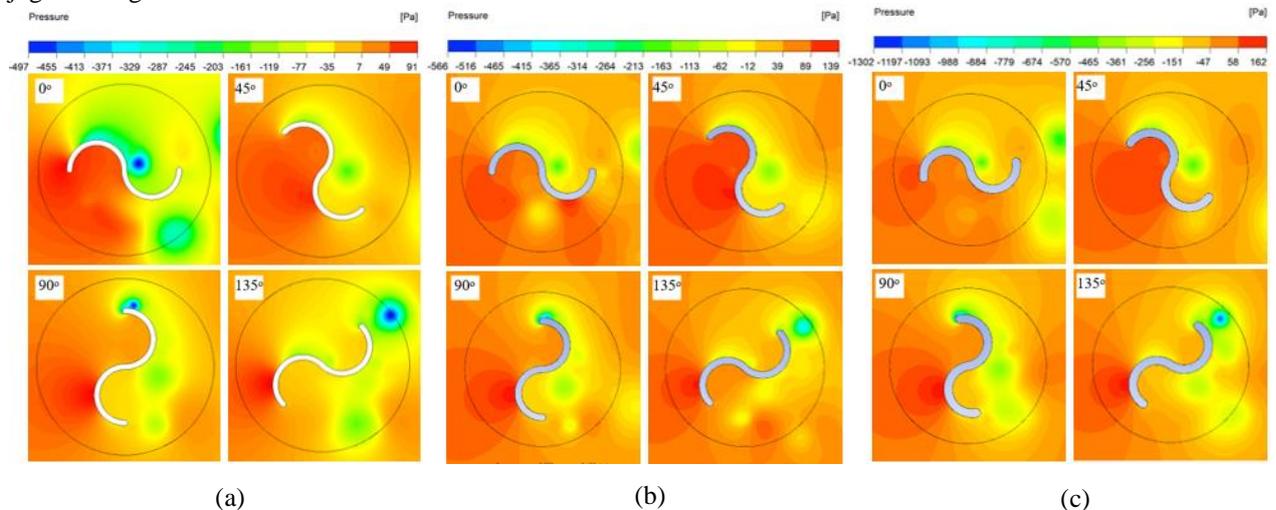
vortex. $A = 45^\circ$ menghentikan gerakan ke arah permukaan cembung pelat yang berputar. Pusaran pada ketebalan yang berbeda bervariasi di mana pada $t = 5$ mm vortex terbentuk di ujung cembung bilah balik, pada $t = 7$ mm, pusaran bergerak menuju sisi cekung advancing blade dan pada $t = 9$ mm, pusaran terbentuk dibawah bilah balik. Pada sudut putar $\theta = 90^\circ$ titik stagnansi mendekati sisi cembung bilah balik, dalam semua variasi ketebalan, pusaran bergerak ke *downstream* dan pada $t = 9$ membentuk pusaran lain di tengah turbin. Pada sudut putar $\theta = 135^\circ$, berhenti bergerak dan mendekati tepi cembung pelat yang berputar. Pusaran mengubah posisinya dari posisi semula di pusat turbin, di mana pusaran mendekati tepi cembung sudu depan.



Gambar 5. Struktur aliran dan distribusi kecepatan pada TSR 0.9 pada ketebalan: (a) 5 mm, (b) 7 mm, dan (c) 9 mm

3.2. Distribusi Tekanan

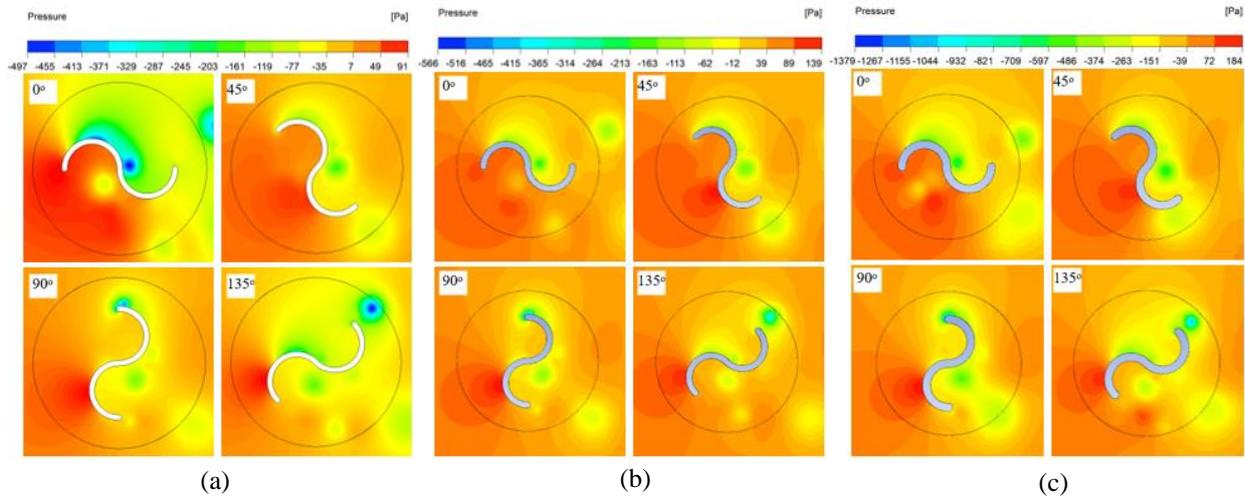
Gambar 6 (a-c) dan 7 (a-c) merupakan hasil simulasi distribusi tekanan pada TSR = 0,6 dan 0,9 dengan $t = 5, 7$ dan 9 mm. Besarnya tekanan yang ditunjukkan oleh dekomposisi warna berada di atas grafik dengan tekanan rendah ditunjukkan dengan warna biru dan tekanan tinggi ditunjukkan dengan warna merah. Berdasarkan grafik untuk TSR = 0,6, perubahan posisi daerah bertekanan tinggi berubah seiring perubahan sudut rotasi dari $= 0^\circ$, dimulai dari ujung sudu ke depan, kemudian bergerak menuju sisi cembung sudu. sudut kemudi = $45^\circ, 90^\circ$ dan 135° . Pada semua ketebalan turbin, area tekanan tinggi pada muka cekung dari baling-baling maju untuk TSR = 0,6 lebih kecil dari TSR = 0,9 untuk semua putaran turbin. Dengan setiap peningkatan ketebalan daerah tekanan tinggi di muka cekung dari sudu maju sebagai sudut rotasi sudu turbin sabun meningkat, peningkatan ketebalan sudu pada turbin Savonius menyebabkan peningkatan kisaran tekanan di sekitar turbin Savonius, karena tekanan maksimum pada sudu meningkat sementara tekanan minimum juga meningkat.



Gambar 6. Distribusi tekanan pada TSR 0.6 pada ketebalan: (a) 5 mm, (b) 7 mm, dan (c) 9 mm

Untuk TSR = 0.9, seperti pada TSR = 0.6, berbagai zona tekanan terbentuk yakni zona tekanan tinggi, zona tekanan rendah, dan zona tekanan sangat rendah. Pada $\theta = 0$ untuk ketiga tebal blade dan $t = 5$ mm (Gbr. 7a), $t = 7$ mm (Gbr. 7b), dan $t = 9$ mm (Gbr. 7c) terbentuk zona tekanan maksimum yaitu satu berada dekat ujung advancing blade, satunya terkonsentrasi di bawah returning blade. Terlihat daerah tekanan rendah berada pada sisi cembung dari advancing

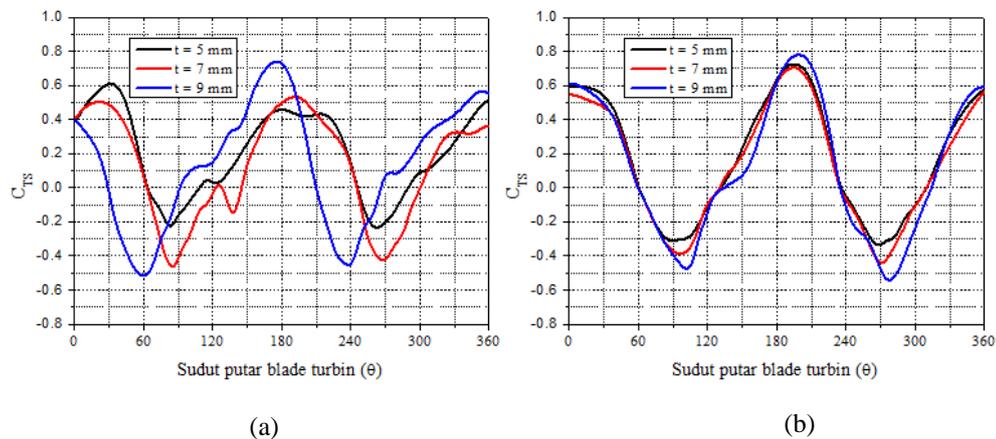
blade dan pusat turbin. Saat sudut putar $\theta = 45^\circ$, dari semua plot, dua zona terbentuk yaitu zona tekanan rendah dan wake. Zona tekanan rendah terbentuk di sisi ujung advancing blade. Zona tekanan tinggi mulai bergeser mendekati sisi cembung dari returning blade. Pada $\theta = 90^\circ$, ketiga plot memperlihatkan lokasi zona tekanan tinggi makin mendekati sisi cembung dari returning blade. Juga lokasi wake sedikit bergeser ke belakang returning blade, tekanan sangat rendah terbentuk di ujung advancing blade. Demikian kedua plot pada $\theta = 135^\circ$, daerah tekanan tinggi bergeser dan makin mendekati ujung sisi cembung dari returning blade. Area tekanan sangat rendah bergeser menjauhi ujung advancing blade.



Gambar 7. Distribusi tekanan pada TSR 0.9 pada ketebalan: (a) 5 mm, (b) 7 mm, dan (c) 9 mm

3.3. Koefisien Torsi Statik

Gambar 8(a-b) menampilkan profil koefisien torsi statis (C_{TS}) dengan TSR = 0.6 dan 0.9 pada tebal blade $t = 5, 7,$ dan 9 mm. Dari plot dibawah ditunjukkan bahwa grafik kenaikan dan penurunan C_{TS} pada TSR 0.6 kurang stabil, dan untuk TSR 0.9 relatif lebih stabil. Untuk semua tebal blade yang diuji hasil C_{TS} hampir mirip dan berimpit pada TSR yang sama, kecuali pada TSR 0.6 yang nilai untuk tiap ketebalannya tidak stabil. Untuk koefisien torsi statis (C_{TS}) pada TSR 0.6 nilai maksimum didapat pada sudut putar $\theta = 180^\circ-200^\circ$ dan sudut putar $\theta = 350^\circ-20^\circ$ nilai maksimum dari C_{TS} diperoleh hampir pada sudut putar blade turbin yang sama. sedangkan pada TSR 0.9 grafik kenaikan memiliki pola yang sama dimana C_{TS} maksimum didapat pada sudut putar $\theta = 180^\circ-210^\circ$ dan sudut putar $\theta = 350^\circ-10^\circ$. Dari keseluruhan grafik koefisien torsi statis (C_{TS}) untuk nilai C_{TS} tertinggi pada TSR 0.6 didapat pada turbin dengan ketebalan blade $t = 9$ mm, begitu juga untuk C_{TS} tertinggi pada TSR 0.9 didapat pada turbin dengan ketebalan blade $t = 9$ mm.

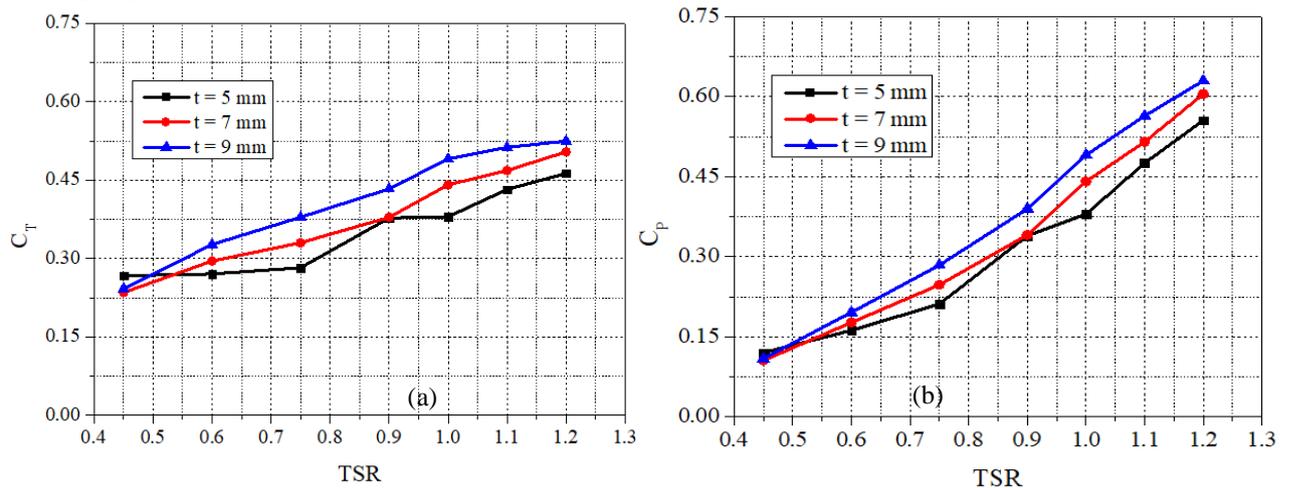


Gambar 8. Koefisien torsi statis untuk variasi ketebalan pada TSR = (a) 0.6; (b) 0.9

3.4. Koefisien Performa

Performa atau kinereja turbin savonius diwakili oleh parameter-parameter nilai koefisien torsi dan koefisien daya, dengan koefisien torsi diperoleh dari membandingkan torsi yang diperoleh dari simulasi dengan torsi yang diperoleh dari perhitungan fluida kerja yang mengenai bilah turbin. Sedangkan untuk koefisien daya (C_P) diperoleh dengan mengalikan koefisien torsi (C_T) dengan *tip speed ratio* (TSR). Hasil simulasi C_T dan C_P untuk turbine savonius *non-overlap position*

ditunjukkan pada Gambar 9(a-b). Dari grafik yang ditampilkan dapat diketahui peningkatan dari koefisien torsi sebanding dengan peningkatan *tip speed ratio* (TSR) dan ketebalan dari blade.



Gambar 9. Grafik untuk koefisien performa : (a) koefisien torsi (C_T); (b) koefisien daya (C_P)

4. Kesimpulan

Dalam penelitian ini dapat disimpulkan bahwa;

1. Kontur kecepatan dan bentuk aliran dipengaruhi oleh berbagai variasi yang ada, yaitu meningkatnya ketebalan menyebabkan meningkatnya jumlah pusaran dan meningkatnya kecepatan maksimum dari fluida. Kenaikan TSR menyebabkan kecepatan maksimum fluida meningkat namun tidak mempengaruhi jumlah pusaran.
2. Kontur tekanan berubah dengan berbagai perlakuan dan variasi yang ada yaitu meningkatnya ketebalan turbin meningkatkan rentang tekanan di sekitar turbin dimana tekanan maksimumnya meningkat dan tekanan minimumnya menurun.
3. Nilai koefisien torsi statik (C_{TS}) meningkat seiring dengan bertambahnya ketebalan dari turbin. Nilai C_{TS} maksimumnya meningkat pula seiring dengan pertambahan *tip speed ratio*.
4. Nilai koefisien torsi (C_T) dan Nilai koefisien daya (C_P) semakin meningkat dengan bertambahnya ketebalan dan *tip speed ratio* (TSR),

5. Daftar Pustaka

- [1] Chatzirodou, A., Karunaratna, H., & Reeve, D. E. (2019). 3D modelling of the impacts of in-stream horizontal-axis Tidal Energy Converters (TECs) on offshore sandbank dynamics. *Applied Ocean Research*, 91
- [2] Kumar, A., & Saini, G. (2020). Flow field and performance study of Savonius water turbine. *Materials Today: Proceedings*, 46, 5219–5222.
- [3] Sarma, N. K., Biswas, A., & Misra, R. D. (2014). Experimental and computational evaluation of Savonius hydrokinetic turbine for low velocity condition with comparison to Savonius wind turbine at the same input power. *Energy Conversion and Management*, 83, 88–98.
- [4] Roy, S., & Saha, U. K. (2013). Review of experimental investigations into the design, performance and optimization of the Savonius rotor. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 227(4), 528–542.
- [5] Niebuhr, C. M., van Dijk, M., Neary, V. S., & Bhagwan, J. N. (2019). A review of hydrokinetic turbines and enhancement techniques for canal installations: Technology, applicability and potential. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 113, 109240.
- [6] Liu, J., Lin, H., Purimitla, S. R., & Mohan Dass, E. T. (2017). The effects of blade twist and nacelle shape on the performance of horizontal axis tidal current turbines. *Applied Ocean Research*, 64, 58–69.
- [7] Khan, M. J., Bhuyan, G., Iqbal, M. T., & Quaicoe, J. E. (2009). Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review. In *Applied Energy* (Vol. 86, Issue 10, pp. 1823–1835). Elsevier Ltd.

-
- [8] Afungchui, D., Kamoun, B., Helali, A., & ben Djemaa, A. (2010). The unsteady pressure field and the aerodynamic performances of a Savonius rotor based on the discrete vortex method. *Renewable Energy*, 35(1), 307–313.
- [9] Talukdar, P. K., Sardar, A., Kulkarni, V., & Saha, U. K. (2018). Parametric analysis of model Savonius hydrokinetic turbines through experimental and computational investigations. *Energy Conversion and Management*, 158, 36–49.
- [10] Alipour, R., Alipour, R., Fardian, F., Kolor, S. S. R., & Petru, M. (2020). Performance improvement of a new proposed Savonius hydrokinetic turbine: a numerical investigation. *Energy Reports*, 6, 3051–3066
- [11] Guo, F., Song, B., Mao, Z., & Tian, W. (2020). Experimental and numerical validation of the influence on Savonius turbine caused by rear deflector. *Energy*, 196.
- [12] Kumar, S. R., Premkumar, M. T., & Sivamani, S. (2018). *Numerical Analysis of Different Blade Shapes of a Savonius Style Vertical Axis Wind Turbine* (Vol. 8, Issue 3).