

DAFTAR PUSTAKA

- Agung, A. *et al.* (2013) 'Karakterisasi Pompa Axial Sebagai Turbin Pembangkit Listrik Tenaga Mikro Hidro', (Snttm Xii), pp. 23–24.
- Ahmadi-Baloutaki, M., Carriveau, R. and Ting, D.S.K. (2013) 'Effect of free-stream turbulence on flow characteristics over a transversely-grooved surface', *Experimental Thermal and Fluid Science*, 51, pp. 56–70. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2013.07.001>.
- Alizadeh, H., Jahangir, M.H. and Ghasempour, R. (2020) 'CFD-based improvement of Savonius type hydrokinetic turbine using optimized barrier at the low-speed flows', *Ocean Engineering*, 202. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2020.107178>.
- Anwar, K. *et al.* (2018) 'Numerical investigation of modified savonius wind turbine with various straight blade angle', *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments*, 41(3), pp. 38–42. Available at: <https://doi.org/10.26480/jmerd.03.2018.38.42>.
- Arya, A. *et al.* (2016) 'Studi Numerik Karakteristik Boundary Layer Turbulen pada Pelat Datar dengan Alur Melintang Tipe-D', *Jurnal Teknik Its*, 5(2), pp. 668–672.
- Basumatary, M., Biswas, A. and Misra, R.D. (2018) 'CFD analysis of an innovative combined lift and drag (CLD) based modified Savonius water turbine', *Energy Conversion and Management*, 174, pp. 72–87. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.08.025>.
- Chen, L., Chen, J. and Zhang, Z. (2018) 'Review of the Savonius rotor's blade profile and its performance A new 360° airfoil model for predicting airfoil thrust potential in vertical-axis wind turbine designs Review of the Savonius rotor's blade profile and its performance', *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 10(10), pp. 13306–13304. Available at: <https://doi.org/10.1063/1.5012024> Ahttp://aip.scitation.org/toc/rse/10/1.
- Cimbala, Y.A. cengel and J.M. (2014) *Fluid Mechanics; Fundamental and Application, Angewandte Chemie International Edition*, 6(11), 951–952.
- Dietzel, F. (1996) *Turbin, Pompa dan Kompresor*. Erlangga.
- El-Sawy, M. *et al.* (2022) 'Numerical simulation of flow in hydrokinetic turbine channel to improve its efficiency by using first and second-law efficiency analysis', *Ocean Engineering*, 244. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2021.110400>.
- Elbatran, A.H., Ahmed, Y.M. and Shehata, A.S. (2017) 'Performance study of ducted nozzle Savonius water turbine, comparison with conventional Savonius turbine', *Energy*, 134, pp. 566–584. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.06.041>.
- Frank M. White (2016) *Fluids Mechanics*. Eighth. McGraw-Hill Education.
- Golecha Kailash, T. I. Eldho, and S.V.P. (2012) 'Performance Study of Modified Savonius Water Turbine with Two Deflector Plates.pdf', p. 12.
- Gowree, E.R., Jagadeesh, C. and Atkin, C.J. (2019) 'Skin friction drag reduction over staggered three dimensional cavities', *Aerospace Science and Technology*, 84, pp. 520–529. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.ast.2018.11.001>.
- Himran S (2018) *Turbin Air, Teori & Dasar Perencanaan*. ANDI.
- .., Djanali, V.S. and Ikhwan, N. (2020) 'Numerical Study of Bach-bladed Savonius Wind Turbine with Varying Blade Shape Factor', *The International Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 4(2), p. 12. Available at: <https://doi.org/10.12962/j25807471.v4i2.7839>.
- 'I., Ismail, R.M.T.R. and Mohamed, M.R. (2018) 'Hydrokinetic Energy



- Harnessing for River Application', *Journal of Telecommunication, Electronic and Computer Engineering*, 10(1–3), pp. 133–138. Available at: <http://journal.utm.edu.my/index.php/jtec/article/view/1272>.
- Irabu, K. and Roy, J.N. (2011) 'Study of direct force measurement and characteristics on blades of Savonius rotor at static state', *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35(4), pp. 653–659. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2010.12.015>.
- Kerikous, E. and Thévenin, D. (2019) 'Optimal shape of thick blades for a hydraulic Savonius turbine', *Renewable Energy*, 134, pp. 629–638. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.11.037>.
- Kumar, A. and Saini, R.P. (2016) 'Performance parameters of Savonius type hydrokinetic turbine - A Review', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 64, pp. 289–310. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.06.005>.
- Kumar, A. and Saini, R.P. (2017) *Performance analysis of a single stage modified Savonius hydrokinetic turbine having twisted blades*, *Renewable Energy*. Elsevier Ltd. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.06.020>.
- Kumar, D. and Sarkar, S. (2016) 'A review on the technology, performance, design optimization, reliability, techno-economics and environmental impacts of hydrokinetic energy conversion systems', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 58, pp. 796–813. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.247>.
- Luther Sule, N.S. (2023) *Energi Air dan Pompa*. I. Unhas Press.
- Mahmoud, N.H. *et al.* (2012) 'An experimental study on improvement of Savonius rotor performance', *Alexandria Engineering Journal*, 51(1), pp. 19–25. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.aej.2012.07.003>.
- Muis, A. *et al.* (2013) 'Development of the Very Low Head Turbine for Pico and Micro Hydro Application', (Snttm Xii), pp. 23–24.
- Munson, B.R. *et al.* (2013) *Fluid mechanics*. Wiley Singapore.
- Nasaruddin Salam, R.T. (2021) *Dinamika Fluida; Teori dan Soal Jawab*. I. Unhas Press.
- Pamungkas, S.F. *et al.* (2018) 'Performance "S" Type Savonius Wind Turbine with Variation of Fin Addition on Blade', *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 288(1). Available at: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/288/1/012132>.
- Pham, L. and Member, S. (2014) 'Renewable Energy Performance Analysis of a Single Stage Modified Savonius Hydrokinetic Turbine Having Twisted Blades. Elsevier Ltd.', *OOregon Institute of Technology - Electrical and Renewable Energy*, pp. 1–6.
- Pudur, R. and Gao, S. (2015) 'Performance analysis of Savonius rotor on different aspect ratio for hydropower generation', *2015 1st Conference on Power, Dielectric and Energy Management at NERIST, ICPDEN 2015* [Preprint]. Available at: <https://doi.org/10.1109/ICPDEN.2015.7084490>.
- Ramadhan, A.A., Al Anii, Y.T. and Shareef, A.J. (2013) 'Groove geometry effects on turbulent heat transfer and fluid flow', *Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung*, 49(2), pp. 185–195. Available at: <https://doi.org/10.1007/s00231-012-1076-9>.
- Ranjan, A. and Singh, A. (2011) 'Computational analysis of frictional drag over transverse grooved flat plates', *International Journal of Engineering, Science and Technology*, 3(2), pp. 110–116. Available at: <https://doi.org/10.4314/ijest.v3i2.68680>.
- J. and Crossley, R.J. (2012) 'Wind turbine blade design', *Energies*, 5(9), pp. 425–3449. Available at: <https://doi.org/10.3390/en5093425>.



- Schubel, P.J. and Crossley, R.J. (2014) 'Wind turbine blade design', *Wind Turbine Technology: Principles and Design*, pp. 1–34. Available at: <https://doi.org/10.1201/b16587>.
- Sodjavi, K., Ravelet, F. and Bakir, F. (2018) 'Effects of axial rectangular groove on turbulent Taylor-Couette flow from analysis of experimental data', *Experimental Thermal and Fluid Science*, 97, pp. 270–278. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2018.04.022>.
- Subagyo, S. and Basir, B. (2019) 'Performance Analysis of Savonius Wind Turbine Without and With Vertical Stator Assembly', (March), pp. 57–69. Available at: <https://doi.org/10.30536/p.siptekgan.2019.v23.07>.
- Talukdar, P.K. *et al.* (2018) 'Parametric analysis of model Savonius hydrokinetic turbines through experimental and computational investigations', *Energy Conversion and Management*, 158(October 2017), pp. 36–49. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.12.011>.
- Talukdar, P.K., Kulkarni, V. and Saha, U.K. (2018) 'Performance estimation of Savonius wind and Savonius hydrokinetic turbines under identical power input', *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 10(6). Available at: <https://doi.org/10.1063/1.5054075>.
- Tian, W. *et al.* (2018) 'Shape optimization of a Savonius wind rotor with different convex and concave sides', *Renewable Energy*, 117, pp. 287–299. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.10.067>.
- Tian, W., Mao, Z. and Ding, H. (2018) 'Design, test and numerical simulation of a low-speed horizontal axis hydrokinetic turbine', *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 10(6), pp. 782–793. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.ijnaoe.2017.10.006>.
- Vermaak, H.J., Kusakana, K. and Koko, S.P. (2014) 'Status of micro-hydrokinetic river technology in rural applications: A review of literature', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 29, pp. 625–633. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.08.066>.
- Wahidi, R., Chakroun, W. and Al-Fahed, S. (2005) 'The behavior of the skin-friction coefficient of a turbulent boundary layer flow over a flat plate with differently configured transverse square grooves', *Experimental Thermal and Fluid Science*, 30(2), pp. 141–152. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2005.03.022>.
- Wahyudi, B. *et al.* (2013) 'A Simulation Study of Flow and Pressure Distribution Patterns in and around of Tandem Blade Rotor of Savonius (TBS) Hydrokinetic Turbine Model', *Journal of Clean Energy Technologies*, 1(4), pp. 286–291. Available at: <https://doi.org/10.7763/jocet.2013.v1.65>.
- Wan Yahaya, W.M.A. *et al.* (2020) 'The evaluation of drag and lift force of groove cylinder in wind tunnel', *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, 68(2), pp. 41–50. Available at: <https://doi.org/10.37934/ARFMTS.68.2.4150>.
- Wang, B. *et al.* (2014) 'Drag Reduction by Microvortexes in Transverse Microgrooves', *Advances in Mechanical Engineering*, 2014. Available at: <https://doi.org/10.1155/2014/734012>.
- Zhang, Y. *et al.* (2019) 'Experimental and numerical investigation of flow patterns and performance of a modified Savonius hydrokinetic rotor', *Renewable Energy*, 131, pp. 1067–1079. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.04.071>.
- and Zhang, T.. (2012) 'We are IntechOpen , the world ' s leading publisher of Open Access books Built by scientists , for scientists TOP 1 %', *School of Environmental Sciences* [Preprint].



BAB IV

TOPIK PENELITIAN 2

Pengaruh Lebar Alur Terhadap Karakteristik Rotor Tipe Savonius sebagai Turbin Hidrokinetik

IV.1 Abstrak

Turbin hidrokinetik dengan rotor tipe savoius penggunaannya cukup disukai, namun kinerjanya lebih rendah dibanding tipe rotor lainnya. Penelitian ini bertujuan melakukan kajian pengaruh lebar alur pada sisi cekung terhadap karakteristik rotor savonius dua sudu. Hasil pengujian menunjukkan bahwa sudu tanpa alur menghasilkan *tip speed ratio* (TSR) maksimum sebesar 1,32; efisiensi (η) maksimum sebesar 28,90 %; koefisien drag (C_D) maksimum sebesar 2,71, sedang sudu beralur delapan dengan lebar 12,5 mm sebagai sudu dengan nilai optimum menghasilkan TSR maksimum sebesar 1,41, efisiensi maksimum sebesar 34,50 % dengan koefisien drag optimum 3,08. Hasil tersebut menunjukkan bahwa penambahan alur mengakibatkan peningkatan TSR sebesar 0,09; peningkatan efisiensi sebesar 5,6 %; dan peningkatan koefisien drag 0,37.

Kata kunci : *Hidrokinetik, Savonius, lebar alur, efisiensi, TSR, koefisien drag*

IV.2 Pendahuluan

Energi aliran air dari gelombang laut, aliran pasang surut, aliran sungai, kanal, saluran irigasi merupakan sumber energi kinetik yang tersedia dalam jumlah dan sebaran cukup luas namun belum dapat diandalkan sebagai pemasok energi karena efisiensi ekstraksinya masih rendah. Sehingga diperlukan optimalisasi manfaat sebagai sumber energi baru dan terbarukan. Salah satu upaya yang mungkin adalah meningkatkan teknologi ekstraksi dan aplikasinya. Pemanfaatan energi kinetik aliran dengan teknologi hidrokinetik, sangat menarik dan mempunyai prospek menjanjikan, potensial dimanfaatkan sebagai pembangkit listrik tenaga mikro hidro dan dapat menjadi salah satu solusi alternatif problem *fossil fuel* sebagai sumber energi alternatif masa depan (Agung *et al.* 2013; Kumar, A. *et al.*, 2017).

Aplikasi teknologi hidrokinetik menggunakan beberapa tipe rotor, salah cukup populer adalah tipe rotor savonius karena berbagai pertimbangan, nya karena lebih efektif mengekstraksi energi kinetik aliran dengan head anding rotor hidrokinetik tipe lainnya (Yongchao Zang, dkk., 2019).



Rotor savonius merupakan rotor berbasis *drag* yaitu rotor yang menghasilkan daya mekanis akibat perbedaan gaya *drag* dari sisi cekung dan cembung sudu. Prinsip kerjanya didasarkan pada perbedaan gaya *drag* antara sisi cekung dan cembung dari sudu berbentuk “S” ketika berputar mengelilingi poros vertikal. Koefisien hambatan (C_D) untuk permukaan cekung lebih besar dari permukaan cembung, sehingga sudu maju pada sisi cekung menghadap aliran mengalami gaya *drag* lebih besar daripada sudu kembali pada sisi cembung maka selisih gaya tersebut membuat rotor berputar.

Berdasarkan prinsip kerja gaya tersebut, maka kinerja rotor savonius dapat ditingkatkan melalui rekayasa aliran untuk meningkatkan gaya drag yang bekerja pada sudu yang bergerak maju dan atau mengurangi gaya drag yang bekerja pada sudu kembali (Alizadeh, Jahangir and Ghasempour, 2020); (Golecha Kailash, T. I. Eldho, 2012). Penambahan alur pada sudu sisi cekung merupakan suatu modifikasi baru untuk meningkatkan kinerja turbin air tipe Savonius.

Alur pada sisi cekung berdampak pada peningkatan gaya gesek (*drag force*) model savonius karena adanya perbedaan luas permukaan yang berinteraksi dengan fluida maupun terjadinya perubahan pola aliran dan perubahan gradien tekanan (Ramadhan, Al Anii and Shareef, 2013); (Arya *et al.*, 2016); (Sodjavi, Ravelet and Bakir, 2018), sehingga selisih gaya gesek pada sudu maju dan sudu kembali akan semakin besar dengan demikian terjadi peningkatan kecepatan putaran rotor yang direferentasikan nilai TSR.

Beberapa kajian yang telah dilakukan terkait penambahan alur pada permukaan rata cukup relevan dengan hipotesis tersebut antara lain oleh Wahidi, dkk., 2005 (Wahidi, Chakroun and Al-Fahed, 2005), Ramadhan, dkk., 2013 (Ramadhan, Al Anii and Shareef, 2013), Sutardi dan Ardiansyah, 2016 (Arya *et al.*, 2016) menyatakan bahwa akibat adanya alur terjadi perubahan pola aliran pada permukaan, gradien tekanan dan peningkatan gaya drag.

Alur pada permukaan sudu mengakibatkan perubahan dimensi ketebalan geometri aliran fluida pada permukaan sudu, dimana kedua faktor tersebut menjadi kontributor tambahan gaya gesek. Baloutaki, dkk. 2013 (Ahmadi-Carriveau and Ting, 2013), menjelaskan bahwa alur atau permukaan

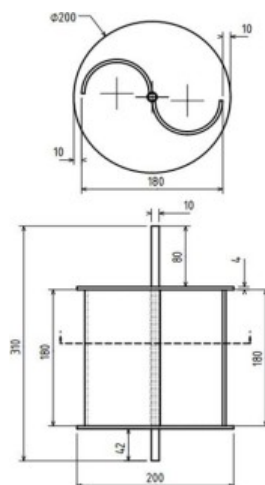


berlekuk memperkuat turbulensi aliran bebas sehingga meningkatkan momentum partikel aliran dan laju disipasi energi, sehingga alur atau lekukan pada permukaan halus berfungsi sebagai generator vortex. Gowree, E. R., dkk.,(2019) menjelaskan keberadaan alur diatas permukaan atau tonjolan seperti alur merupakan sumber utama hambatan gesekan kulit pada aliran yang dibatasi dinding (Gowree, Jagadeesh and Atkin, 2019).

Bao Wang, dkk. 2014 melakukan studi numerik dan eksperimen tentang pengaruh alur mikro melintang model segitiga pada permukaan silinder dengan dimensi alur tinggi 15 μmm , lebar 75 μmm , kemiringan sudut 40°. Dinyatakan bahwa terbentuk mikro vorteks dibagian atas alur yang menurunkan laju geser aliran, sehingga menghasilkan pengurangan hambatan viskos. Mikro vorteks yang terbentuk mengubah profil kecepatan pada lapisan laminar sehingga efektif mengurangi hambatan yaitu hambatan viskos dan hambatan tekanan (Wang *et al.*, 2014).

IV.3 Metodologi Penelitian

Pada penelitian sebelumnya yaitu topik penelitian I, telah diketahui bahwa penambahan alur berdampak pada peningkatan karakteristik rotor dimana dari sejumlah alur yang diuji, jumlah alur 8 menghasilkan nilai optimum. Sehubungan hal tersebut, pengujian dan pengamatan pada penelitian topik II ini difokuskan untuk mengetahui pengaruh dari lebar alur pada permukaan cekung sudu rotor Savonius.



Gambar 65 Isometri sudu tanpa alur



Melalui pengujian eksperimental, studi ini berupaya mengukur dan menganalisis peningkatan kinerja turbin yang dihasilkan dari bilah rotor beralur dengan beberapa konfigurasi lebar alur serta perilaku aerodinamis dan konversi energi model rotor yang diuji. Model uji yaitu rotor savonius dua sudu tanpa alur dan sudu beralur 8 dengan dimensi; diameter sudu 180 mm, tinggi sudu 184 mm ($AR = 1,02$), diameter poros 8 mm, tanpa tumpang tindih ($OR = 0$), dilengkapi pelat ujung diameter 200 mm sebagaimana ditunjukkan pada gambar 66.

Modifikasi sudu tanpa alur berupa penambahan 8 alur empat persegi arah horisontal dengan kedalaman alur konstan 4 mm, lebar alur divariasikan yaitu 5 mm; 7,5 mm; 10 mm; 12,5 mm; 15 mm dan 17,5 mm ditunjukkan pada gambar 67.



(a) sudu tanpa alur



(b) Sudu beralur 8

Gambar 66 Sudu (a) tanpa alur dan (a) beralur 8

Eksperimen untuk mendapatkan parameter TSR, Efisiensi dilakukan dengan menempatkan model uji pada saluran irigasi lebar 150 cm dan tinggi 100 cm. Pengamatan dan pengukuran terhadap variabel bebas dan terikat dilakukan dengan kecepatan rotasi konstan sebesar 40 rpm, 50 rpm, 60 rpm dan 70 rpm, beban angin bertingkat dari 0 kg hingga 2,5 kg dengan periode peningkatan 0,5 kg. Pengamatan dan pengukuran parameter setiap model dilakukan



melalui variasi dan penyesuaian kecepatan menggunakan flow meter untuk menghasilkan putaran konstan yang telah ditentukan. Pengukuran putaran rotor menggunakan tacho meter analog. Data-data yang diukur adalah kecepatan aliran, beban pengereman, temperatur air, dan putaran rotor.

Pengujian model untuk kajian parameter gaya drag (F_D) dan koefisien drag (C_D) dilakukan melalui pengukuran gaya drag pada *wind tunnel* dengan input berupa beberapa kecepatan konstan bertingkat yaitu dari 3 m/s hingga 9 m/s atau dalam parameter tak berdimensi $Re = 0,34 \times 10^5$ hingga $Re = 1,1 \times 10^5$, dengan empat sudut putar yaitu 90° , 75° , 60° , dan 45° . Data hasil pengukuran yaitu gaya drag yang dihasilkan model selanjutnya diolah untuk memperoleh koefisien drag masing-masing model.

Pengamatan untuk mengetahui profil aliran sesaat diatas permukaan sudu cembung dan cekung dilakukan melalui visualisasi dengan metode *smoke flow*. Metode ini menggunakan kamera sebagai alat untuk merekam aliran fluida sesaat yaitu asap putih yang dihasilkan *smoke generator* yaitu satu unit peralatan yang menghasilkan dan mendistribusi asap putih dengan beberapa tingkat kecepatan. (gambar 67)



Gambar 67 *Smoke Generator*



IV.3.1 Waktu dan tempat penelitian

Waktu penelitian berlangsung dari Oktober 2020 yaitu sejak seminar proposal disertasi, sedang tahap persiapan pengambilan data berupa pembuatan model uji dan kelengkapan alat pengujian dimulai sejak Juli 2022 di laboratorium Proses Produksi Teknik Mesin UKI Toraja. Pengamatan dan pengukuran mulai dilaksanakan pada bulan Agustus 2022 pada saluran irigasi di Lembang/desa Andulan kecamatan Sa'dan Toraja Utara. Lokasi pengambilan data berjarak kurang lebih 200 m dari pintu saluran irigasi yang terdapat pada Bendungan.

Pengujian dan pengamatan pada *wind tunnel* dan *smoke generator* untuk analisa gaya drag atau koefisien drag dan visualisasi dilaksanakan pada laboratorium Mekanika Fluida departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin sejak bulan September 2023.

IV.3.2 Prosedur Penelitian

Prosedur pengambilan data input pada penelitian ini diuraikan berdasar pengambilan data input pada saluran irigasi (sebagai sumber data untuk analisa parameter debit, TSR, daya output dan efisiensi), pengukuran data input untuk parameter koefisien drag (C_D) dan gaya drag (F_D) sebagai berikut :

A. Pengujian pada saluran irigasi

Pengambilan data input berupa kecepatan aliran, putaran rotor, beban pengereman pada penelitian ini dilakukan sebagai berikut :

1. Pengaturan posisi rangka dan model uji yaitu rotor tanpa alur pada saluran
2. Pengaturan bukaan pintu saluran hingga tercapai putaran rotor yang ditentukan yaitu 40 rpm pada kondisi tanpa beban pengereman.
3. Melakukan pengukuran kecepatan aliran menggunakan flow meter pada putaran 40 rpm.
4. Mengulangi langkah 2 dan 3 dengan beban pengereman 0,5 kg melalui pengaturan penarikan string pada tuas pembebanan.



ur bukaan pintu saluran hingga tercapai putaran rotor 40 rpm.

ang langkah 2 hingga 5 untuk setiap penambahan beban pengereman 0,5 ra periodik hingga beban 2,5 kg untuk putaran 40 rpm.

7. Mengulang langkah 2 s/d 6 pada putaran yang lain, yaitu; 50 rpm, 60 rpm, dan 70 rpm.
8. Mengulang langkah 1 s/d 7 untuk pengamatan model yang lain yaitu rotor dengan sudu beralur 8 dengan lebar alur 5 mm.
9. Mengulang langkah 1 s/d 8 untuk model dengan sudu beralur 8 untuk lebar alur 7,5 mm, 10 mm, 12,5 mm, 15 mm, dan 17,5 mm.

B. Pengujian pada *Wind tunnel*

Tahapan pengambilan data input yang menggunakan *wind tunnel* pada penelitian ini dilakukan sebagai berikut:

1. Pengaturan posisi model uji yaitu rotor tanpa alur pada *wind tunnel* pada posisi 90°.
2. Pengaturan variasi bukaan katub kecepatan sesuai kecepatan yang ditentukan yaitu; 3, 4, 5, 6, 7, 8, dan 9 m/s.
3. Mencatat nilai gaya drag pada alat keseimbangan untuk setiap kecepatan tertentu sesuai yang telah ditentukan.
4. Mencatat temperatur ruangan dan tekanan atmosfer.
5. Mengulangi langkah 1 s/d 4 dengan posisi rotor pada sudut serang 75°
6. Mengulangi langkah 1 s/d 4 untuk posisi rotor dengan sudut serang 60°
7. Mengulangi langkah 1 s/d 4 untuk posisi rotor dengan sudut serang 45°
8. Mengulangi langkah 1 s/d 7 pada model lainnya yaitu rotor beralur 8 dengan lebar alur ; 5 mm, 7,5 mm, 10 mm, 12,5 mm, 15 mm, dan 17,5 mm.

C. Visualisasi

Pengambilan gambar kecepatan sesaat menggunakan *smoke generator* pada penelitian ini dilakukan sebagai berikut:

1. Pengaturan posisi model uji yaitu rotor tanpa alur pada posisi 90°.
2. Penyediaan asap hasil pembakaran kerosin pada generator asap.
3. Pengaturan variasi bukaan katub kecepatan asap sesuai skala distribusi yang akan pada alat yaitu 40
 50 mm profil aliran asap pada smoke generator dengan kamera
 ulangi langkah 2 s/d 4 dengan kecepatan 45, 50, 55, dan 60.



6. Mengulangi langkah 1 s/d 5 dengan posisi rotor pada sudut 75°
7. Mengulangi langkah 1 s/d 5 dengan posisi rotor pada sudut 60°
8. Mengulangi langkah 1 s/d 5 dengan posisi rotor pada sudut 45°
9. Mengulangi langkah 1 s/d 5 dengan posisi rotor pada sudut 0°
10. Mengulangi langkah 1 s/d 9 pada model lainnya yaitu rotor beralur 8 dengan lebar alur ; 5 mm, 7,5 mm, 10 mm, 12,5 mm, 15 mm, dan 17,5 mm.

IV.4 Hasil dan Pembahasan

IV.4.1. Hasil pengukuran dan perhitungan

Hasil pengukuran pada saluran irigasi merupakan sumber data mentah yang diolah untuk mendapatkan parameter-parameter yang diperlukan dalam upaya menggambarkan karakteristik utama model seperti debit, daya output, torsi dan efisiensi. Sedang data hasil pengukuran pada wind tunnel menjadi sumber data yang diolah untuk mendapatkan parameter gaya drag (F_D) dan koefisien drag (C_D). Contoh data hasil pengukuran dan perhitungan ditampilkan pada tabel 58 dan tabel 59.

Tabel 58 Data hasil pengukuran dan perhitungan sudu tanpa alur pada putaran 40 rpm

D_p (m)	D_s (m)	h (m)	A (m ²)	V (m/s)	Q (m ³ /s)	H (m)	u (m ² /s)	g (m/s ²)	ρ (kg/m ³)	Re	P_A (Watt)	m_B (kgf)	F_{out} (N)	n (rpm)	ω (rad/s)	τ (N.m)	P_{out} (Watt)	η (%)	TSR
0.008	0.18	0.184	0.033	0.460	0.0152	0.0108	8.96E-07	9.81	997.2	92,492	1.61	0.00	8.33	40	4.187	0.033	0.14	8.65	0.818
				0.471	0.0156	0.0113	8.96E-07	9.81	997.2	94,582	1.72	0.50	13.23	40	4.187	0.053	0.22	12.86	0.800
				0.480	0.0159	0.0117	8.96E-07	9.81	997.2	96,398	1.82	1.00	18.14	40	4.187	0.073	0.30	16.65	0.785
				0.488	0.0162	0.0122	8.96E-07	9.81	997.2	98,092	1.92	1.50	23.04	40	4.187	0.092	0.39	20.07	0.772
				0.498	0.0165	0.0126	8.96E-07	9.81	997.2	100,046	2.04	2.00	27.95	40	4.187	0.112	0.47	22.95	0.757
				0.508	0.0168	0.0132	8.96E-07	9.81	997.2	102,080	2.17	2.50	32.85	40	4.187	0.131	0.55	25.39	0.742

Tabel 59 Data hasil pengukuran dan perhitungan gaya drag pada model tanpa alur

No.	H	A ₉₀	A ₇₅	A ₆₀	A ₄₅	T	Vis., ν_u	ρ_u	V	Re x 10 ⁵	Gaya Drag, F _D (N)				Koefisien Drag, CD				
	(m)	(m ²)	(m ²)	(m ²)	(m ²)	(C ⁰)	(m ² /s)	kg/m ³	(m/s)		90°	75°	60°	45°	90°	75°	60°	45°	
1										3	0,34	0,47	0,37	0,30	0,25	2,707	2,206	2,109	2,036
2										4	0,45	0,76	0,57	0,45	0,38	2,462	1,945	1,780	1,741
										5	0,56	1,12	0,82	0,62	0,51	2,322	1,803	1,569	1,495
										6	0,68	1,58	1,16	0,86	0,70	2,289	1,759	1,512	1,425
										7	0,79	2,14	1,58	1,16	0,95	2,264	1,741	1,498	1,421
										8	0,90		2,05	1,52	1,23		1,736	1,503	1,420
										9	1,01			1,92	1,55			1,500	1,403





IV.4.2. Pembahasan

Penggambaran karakteristik turbin angin maupun turbin air Savonius pada berbagai tulisan ataupun publikasi, dominan dinyatakan dengan parameter ; daya output (P_o), torsi (τ) atau koefisien torsi (C_T), TSR atau λ , dan koefisien daya (C_P) atau efisiensi (η), serta parameter lain yaitu kecepatan (V), debit (Q), bilangan Reynold (Re), dan putaran (n) bilangan Reynold (Re) sebagai variabel bebas. Mengacu hal tersebut pembahasan hasil penelitian ini diuraikan dengan parameter ; debit, daya, torsi, TSR dan efisiensi serta parameter lainnya yaitu gaya drag (F_D) dan koefisien drag (C_D). Penggambaran hasil dengan parameter gaya drag dan koefisien drag merupakan upaya mengkonfirmasi relevansi perubahan efisiensi yang dihasilkan pada pengujian di saluran irigasi.

IV.4.2.1 Torsi (τ) dan Daya output (P_o)

Perbandingan karakteristik model dengan parameter torsi dan daya output ditunjukkan pada tabel 58 s/d 68 dan Gambar 69 s/d 76. Terlihat bahwa pada setiap putaran, sudu tanpa alur menggunakan kecepatan lebih besar dari pada model lainnya dan sudu lebar 12,5 mm menggunakan kecepatan terkecil. Torsi dan daya output yang dihasilkan dapat dipahami sebagai nilai energi mekanik yang dihasilkan model yaitu energi aliran yang dapat dikonversi menjadi energi mekanik.

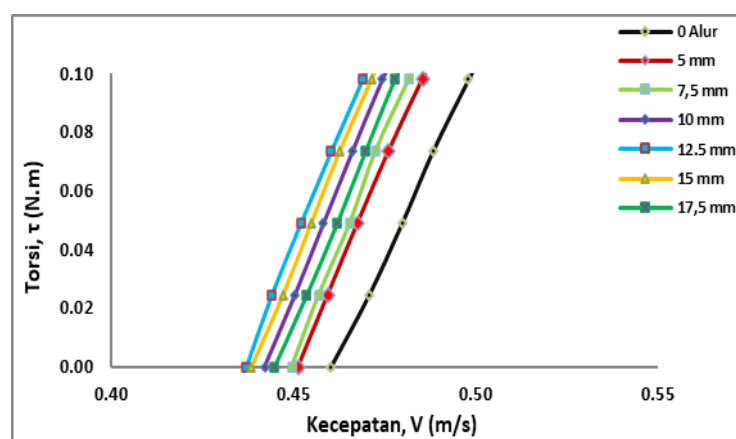
Tabel 60 Perbandingan kecepatan dengan Torsi dan daya Output pada putaran 40 rpm

Kecepatan, V (m/s)							Torsi, τ (N.m)							Daya output, P_o (W)		
0 Alur	5 mm	7,5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm	0 Alur	5 mm	7,5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm	0 Alur	5 mm	7,5 mm
0.460	0.451	0.450	0.442	0.437	0.439	0.445	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000			
0.471	0.460	0.457	0.450	0.444	0.447	0.454	0.025	0.025	0.025	0.025	0					
0.480	0.468	0.466	0.458	0.452	0.455	0.462	0.049	0.049								
0.488	0.476	0.473	0.466	0.460	0.463											
			0.474													



Tabel 60 memperlihatkan pengaruh kecepatan terhadap torsi dan daya output pada putaran 40 rpm. Terlihat bahwa pada beban pengereman 0 kg sudu dengan lebar alur 12,5 mm menggunakan kecepatan minimum sebesar 0,437 m/s sedang sudu tanpa alur menggunakan kecepatan minimum sebesar 0,460 m/s untuk menghasilkan putaran 40 rpm. Hal tersebut menunjukkan terjadi selisih kecepatan sebesar 0,023 m/s, dimana sudu beralur dengan lebar alur 12,5 mm menggunakan kecepatan lebih rendah daripada sudu tanpa alur. Dengan demikian sudu beralur dengan lebar 12,5 mm menggunakan daya input yang lebih rendah daripada sudu tanpa alur.

Gambar 69 menunjukkan perbandingan pengaruh kecepatan terhadap torsi yang dihasilkan model pada putaran 40 rpm. Masing-masing model menghasilkan perubahan pola yang sama akibat perubahan kecepatan namun dengan nilai torsi yang berbeda. Pola perubahan torsi akibat pengaruh kecepatan mirip dengan pola perubahan daya output karena pengaruh kecepatan. Hal demikian merupakan dampak dari beban pengereman dan putaran yang ditentukan konstan pada beberapa tingkat. Kondisi demikian mengakibatkan nilai torsi maupun daya output yang dihasilkan nilainya sama yaitu tergantung pada nilai beban pengereman. Parameter yang membuktikan perubahan kinerja model nampak pada penggunaan kecepatan untuk mencapai putaran tertentu. Kecepatan aliran atau debit adalah dua parameter yang merupakan variabel berpengaruh pada energi input.



Gambar 68 Pengaruh kecepatan terhadap torsi pada putaran 40 rpm



Tabel 61 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap torsi pada putaran 40 rpm

Lebar alur (mm)	Pers. Regresi	Koef. Korelasi
0.0	$\tau = 64,493 V - 0,9583$	$R^2 = 0,9991$
5.0	$\tau = 67,742 V - 0,9856$	$R^2 = 0,9987$
7.5	$\tau = 71,289 V - 1,0353$	$R^2 = 0,9977$
10.0	$\tau = 71,872 V - 1,0288$	$R^2 = 0,9994$
12.5	$\tau = 71,476 V - 1,0095$	$R^2 = 0,9984$
15.0	$\tau = 71,879 V - 1,0220$	$R^2 = 0,9996$
17.5	$\tau = 70,305 V - 1,0152$	$R^2 = 0,9994$

Berdasarkan persamaan regresi pengaruh kecepatan, V terhadap torsi, τ yang dibentuk model pada putaran 40 rpm, nampak bahwa pada kecepatan yang sama, model menghasilkan torsi yang variatif karena perbedaan lebar alur.

Variasi lebar alur secara langsung mempengaruhi luas permukaan sudu yang berinteraksi dengan aliran fluida. Dengan lebar alur yang lebih besar, area permukaan sudu yang berinteraksi dengan aliran fluida akan bertambah sehingga meningkatkan koefisien drag dari permukaan sudu cekung. Hal tersebut mengakibatkan peningkatan gaya dorong pada sudu sehingga terjadi peningkatan nilai torsi yang dihasilkan rotor. Meskipun lebar alur yang lebih besar dapat meningkatkan koefisien drag, hal tersebut juga dapat menyebabkan peningkatan gesekan tambahan antara aliran fluida dengan permukaan sudu. Gesekan tambahan ini potensi menghasilkan resistensi tambahan yang mengurangi kinerja. Dengan demikian konfigurasi lebar alur yang tepat dapat meningkatkan efisiensi rotor Savonius karena keseimbangan optimal antara peningkatan kinerja dengan pengurangan resistensi tambahan.

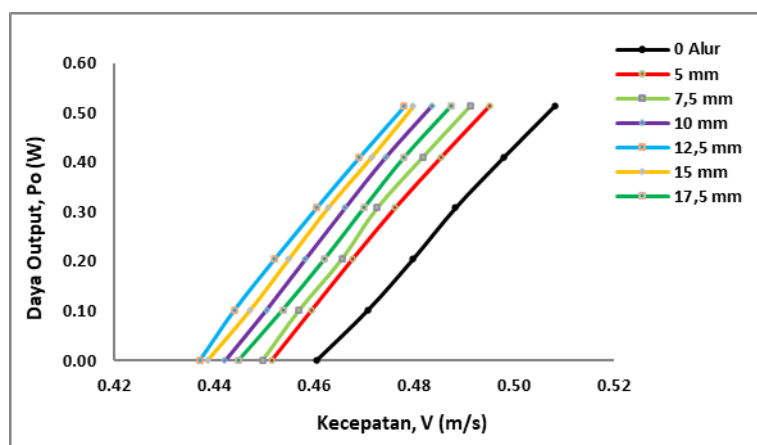
Peningkatan torsi pada penelitian ini akibat penambahan alur selaras dengan hasil kajian sebelumnya berdasarkan beberapa statmen terkait pengaruh alur pada permukaan halus, antara lain oleh (Ramadhan, Al Anii and Shareef, 2013) yang menyatakan bahwa geometri alur mengatur karakteristik profil aliran, (Ranjan, Ranjan and Singh, 2011) yang menyatakan bahwa penambahan alur meningkatkan

dengan nilai variatif tergantung konfigurasi jarak alur, (Arya *et al.*, g menyatakan bahwa penambahan alur meningkatkan koefisien drag gai akibat gradien tekanan yang terbentuk diatas permukaan alur.



Sehingga dengan penambahan alur maka permukaan cekung menjadi lebih kasar dan mengakibatkan peningkatan gesekan antara aliran fluida dengan permukaan sudu. Hal ini menyebabkan gaya drag yang lebih besar pada sudu sehingga meningkatkan ekstraksi energi input dari rotor.

Hasil penelitian ini menunjukkan nilai torsi yang dihasilkan masing-masing model bervariasi. Yaitu sudu tanpa alur menghasilkan torsi terkecil, semakin besar lebar alur maka torsi yang dihasilkan semakin besar juga hingga lebar alur 12,5 mm dan lebar alur yang lebih besar dari 12,5 mm mengalami penurunan torsi. Berdasarkan kondisi tersebut, dapat dinyatakan bahwa torsi yang dihasilkan model berkorelasi dengan gaya drag yang dihasilkan. Torsi sudu beralur lebih besar dari sudu tanpa alur karena gaya drag yang terjadi pada permukaan cekung yang dihasilkan meningkat, dan peningkatan terbesar terjadi pada sudu dengan lebar alur 12,5 mm.



Gambar 69 Pengaruh kecepatan terhadap daya output pada putaran 40 rpm

Tabel 62 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap daya output pada putaran 40 rpm

Lebar alur (mm)	Persamaan Regresi	Koef. Korelasi
0.0	$Po = 270,01 V - 4,0119$	$R^2 = 0,9990$
5.0	$Po = 283,61 V - 4,1265$	$R^2 = 0,9987$
7.5	$Po = 300,06 V - 4,3617$	$R^2 = 0,9977$
10.0	$Po = 318,99 V - 4,5857$	$R^2 = 0,9994$
12.5	$Po = 299,25 V - 4,2264$	$R^2 = 0,9984$
15.0	$Po = 300,93 V - 4,2789$	$R^2 = 0,9996$
17.5	$Po = 298,35 V - 4,3138$	$R^2 = 0,9994$



Grafik pada Gambar 70 menunjukkan perbandingan kecepatan dan daya output pada putaran 40 rpm. Terlihat bahwa untuk menghasilkan daya output yang sama pada putaran 40 rpm sudu tanpa alur menggunakan kecepatan yang lebih besar dibanding sudu beralur dan sudu lebar 12,5 mm menggunakan kecepatan terkecil. Hal ini membuktikan bahwa sudu tanpa alur membutuhkan energi input lebih besar dibanding sudu lainnya untuk menghasilkan putaran maupun daya output yang sama. Pengaruh kecepatan terhadap daya output relatif identik dengan pola perubahan torsi karena korelasi torsi dengan daya output linear.

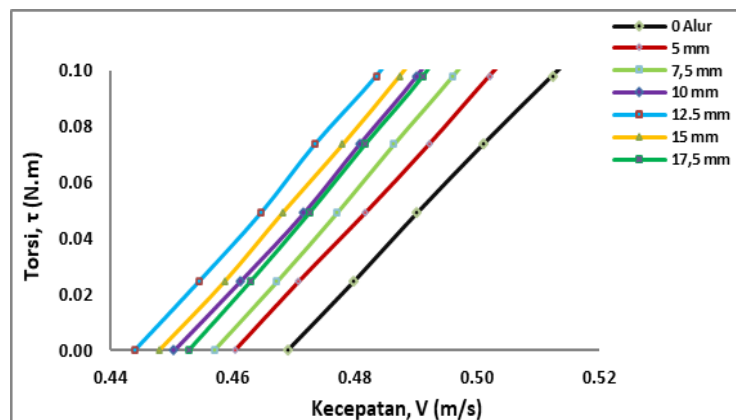
Semua model menghasilkan daya output yang sama pada setiap tingkat beban pengereman namun penggunaan kecepatan menunjukkan nilai yang variatif. Model terbaik adalah model yang menggunakan kecepatan terkecil karena merupakan model yang menggunakan daya input terkecil untuk mencapai putaran 40 rpm. Persamaan regresi yang dihasilkan masing-masing model menunjukkan bahwa pada kecepatan yang sama, model menghasilkan nilai daya output yang berbeda-beda.

Perbandingan karakteristik model dalam parameter torsi dan daya output pada putaran 50 rpm ditunjukkan pada tabel 63 maupun Gambar 71 dan 72. Terlihat bahwa untuk menghasilkan putaran yang sama, sudu tanpa alur membutuhkan kecepatan lebih besar dari pada sudu beralur. Pola perubahan torsi maupun daya output sama dengan pola yang terjadi pada putaran 40 rpm namun dengan nilai yang berbeda. Dimana sudu dengan lebar alur 12,5 menunjukkan penggunaan kecepatan terkecil dan sudu tanpa alur menggunakan kecepatan terbesar.

Tabel 63 Perbandingan debit dengan torsi dan daya output pada putaran 50 rpm

Kecepatan, V (m/s)							Torsi, τ (N.m)							Daya output, P_o (W)						
0 Alur	5 mm	7,5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm	0 Alur	5 mm	7,5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm	0 Alur	5 mm	7,5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm
0.469	0.460	0.457	0.450	0.444	0.448	0.453	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
0.480	0.471	0.467	0.461	0.455	0.459	0.463	0.025	0.025	0.025	0.025	0.025	0.025	0.025	0.128	0.128	0.128	0.128	0.128	0.128	0.128
0.490	0.482	0.477	0.471	0.465	0.468	0.473	0.049	0.049	0.049	0.049	0.049	0.049	0.049	0.257	0.257	0.257	0.257	0.257	0.257	0.257
			16	0.480	0.473	0.478	0.482	0.074	0.074	0.074	0.074	0.074	0.074	0.385	0.385	0.385	0.385	0.385	0.385	0.385
			16	0.489	0.484	0.487	0.491	0.098	0.098	0.098	0.098	0.098	0.098	0.513	0.513	0.513	0.513	0.513	0.513	0.513
			15	0.498	0.492	0.496	0.501	0.123	0.123	0.123	0.123	0.123	0.123	0.642	0.642	0.642	0.642	0.642	0.642	0.642





Gambar 70 Pengaruh kecepatan terhadap torsi pada putaran 50 rpm

Tabel 64 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap torsi pada putaran 50 rpm

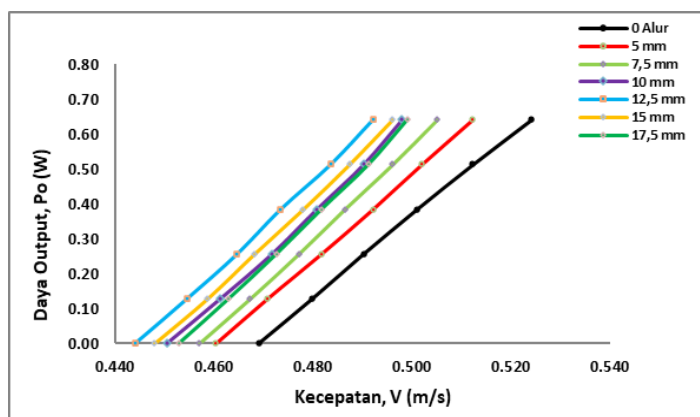
Lebar alur (mm)	Pers. Regresi	Koef. Ko
0.0	$\tau = 53,747 V - 0,8055$	
5.0	$\tau = 56,723 V - 0,838$	
7.5	$\tau = 61,429 V$	
10.0	$\tau = 6$	
12.5		
15.0		

Kecepatan yang dibutuhkan sudu tanpa alur pada rentang 0,469 m/s hingga 0,524 m/s sedang sudu beralur membutuhkan kecepatan pada rentang 0,460 m/s sampai dengan 0,501 m/s. Dengan menghasilkan daya output yang sama pada setiap tingkat beban pengereman maka sudu tanpa alur menghasilkan kinerja lebih kecil dari model lainnya. Hal ini menjadi gambaran bahwa keberadaan alur meningkatkan kinerja yang dihasilkan sudu karena berdampak pada penggunaan kecepatan yang lebih kecil dibanding sudu tanpa alur untuk menghasilkan putaran yang sama yaitu 50 rpm.

Pada putaran 50 rpm, sudu dengan lebar alur 12,5 mm menggunakan kecepatan terkecil dibanding sudu lainnya untuk menghasilkan torsi maupun daya output yang sama. Hal demikian merupakan fenomena yang identik pada putaran

aitu bahwa sudu tanpa alur membutuhkan energi input lebih besar sudu beralur untuk dapat menghasilkan daya output maupun torsi yang putaran yang sama.





Gambar 71 Pengaruh kecepatan terhadap daya output pada putaran 50 rpm

Tabel 65 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap daya output putaran 50 rpm

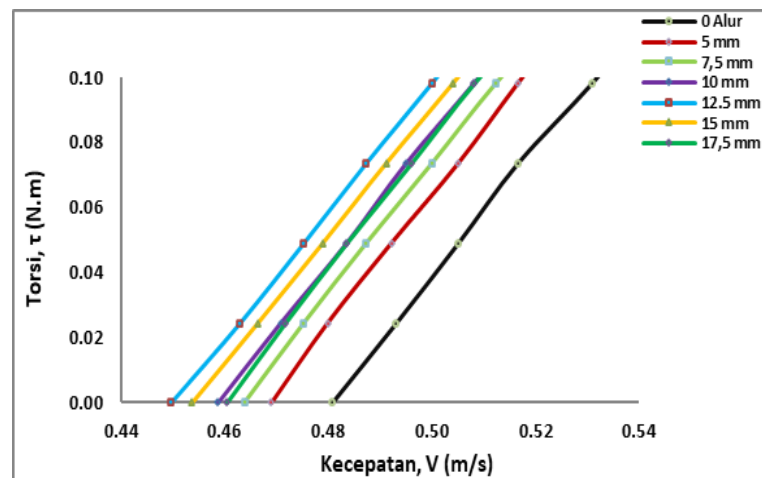
Lebar alur (mm)	Persamaan Regresi	Koef. Korelasi
0.0	$P_o = 281,27 V - 4,2155$	$R^2 = 0,9995$
5.0	$P_o = 296,85 V - 4,3889$	$R^2 = 0,9998$
7.5	$P_o = 321,48 V - 4,7379$	$R^2 = 0,9996$
10.0	$P_o = 322,50 V - 4,6966$	$R^2 = 0,9987$
12.5	$P_o = 320,65 V - 4,5985$	$R^2 = 0,9990$
15.0	$P_o = 321,18 V - 4,6532$	$R^2 = 0,9991$
17.5	$P_o = 332,45 V - 4,8812$	$R^2 = 0,9987$

Tabel 66 dan Gambar 73 memperlihatkan perbandingan torsi yang dihasilkan model pada putaran 60 rpm. Terlihat bahwa pengaruh kecepatan terhadap torsi menunjukkan pola perubahan yang sama dengan pola perubahan torsi pada tingkat putaran lain namun dengan nilai yang berbeda. Persamaan trendline yang dihasilkan pada putaran 60 rpm menunjukkan bahwa pada kecepatan yang sama yaitu 0,5 m/s sudu tanpa alur menghasilkan torsi sebesar 0,04 N.m sedangkan sudu dengan lebar alur 12,5 mm menghasilkan nilai optimum sebesar 0,10 Nm.

Tabel 66 Perbandingan kecepatan dengan torsi dan daya output pada putaran 60 rpm

Kecepatan, V (m/s)							Torsi, τ (N.m)							Daya output, Po (W)						
0 Alur	5 mm	7,5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm	0 Alur	5 mm	7,5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm	0 Alur	5 mm	7,5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm
0.481	0.469	0.464	0.459	0.450	0.454	0.460	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
0.493	0.480	0.475	0.471	0.463	0.466	0.472	0.025	0.025	0.025	0.025	0.025	0.025	0.025	0.154	0.154	0.154	0.154	0.154	0.154	0.154
0.505	0.492	0.487	0.484	0.475	0.479	0.484	0.049	0.049	0.049	0.049	0.049	0.049	0.049	0.308	0.308	0.308	0.308	0.308	0.308	0.308
	i	0.495	0.487	0.491	0.496	0.074	0.074	0.074	0.074	0.074	0.074	0.074	0.074	0.462	0.462	0.462	0.462	0.462	0.462	0.462
	!	0.508	0.500	0.504	0.508	0.098	0.098	0.098	0.098	0.098	0.098	0.098	0.098	0.616	0.616	0.616	0.616	0.616	0.616	0.616
	i	0.521	0.512	0.517	0.522	0.123	0.123	0.123	0.123	0.123	0.123	0.123	0.123	0.770	0.770	0.770	0.770	0.770	0.770	0.770





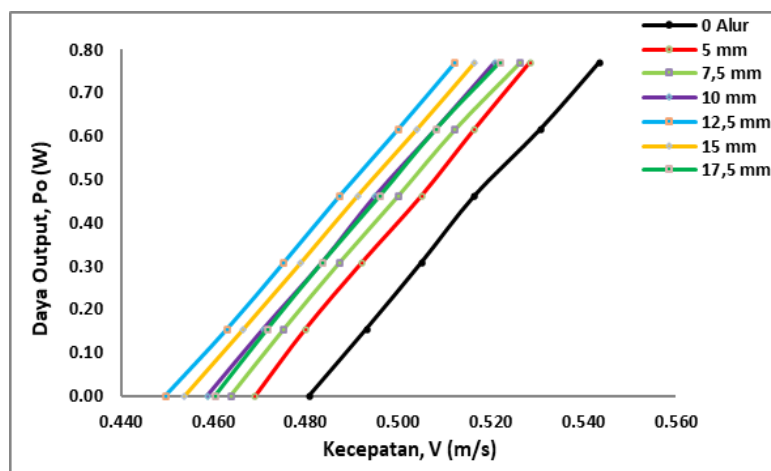
Gambar 72 Pengaruh kecepatan terhadap torsi pada putaran 60 rpm

Tabel 67 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap torsi putaran 60 rpm

Lebar alur (mm)	Pers. Regresi	Koef. Korelasi
0.0	$\tau = 46,904 V - 0,7171$	$R^2 = 0,9990$
5.0	$\tau = 49,023 V - 0,7334$	$R^2 = 0,9995$
7.5	$\tau = 47,235 V - 0,6977$	$R^2 = 0,9991$
10.0	$\tau = 47,499 V - 0,6962$	$R^2 = 0,9998$
12.5	$\tau = 47,242 V - 0,6794$	$R^2 = 0,9998$
15.0	$\tau = 46,96 V - 0,6817$	$R^2 = 1$
17.5	$\tau = 47,987 V - 0,7077$	$R^2 = 0,9991$

Gambar 74 menunjukkan perbandingan pengaruh kecepatan terhadap daya output pada putaran 60 rpm. Terlihat bahwa sudu tanpa alur menggunakan kecepatan lebih besar dibandingkan sudu beralur untuk mencapai putaran 60 rpm. Pada kondisi tanpa beban pengereman, sudu tanpa alur menggunakan kecepatan sebesar 0,481 m/s. Dengan meningkatnya beban pengereman maka meningkat pula kecepatan yang diperlukan untuk menghasilkan putaran 60 rpm. Kecepatan maksimum yang digunakan sudu tanpa alur adalah 0,543 m/s, pada beban pengereman maksimum 2,5 kg.





Gambar 73 Pengaruh kecepatan terhadap daya output pada putaran 60 rpm

Tabel 68 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap daya output pada putaran 60 rpm

Lebar alur (mm)	Persamaan Regresi	Koef. Korelasi
0.0	$P_o = 294,56 V - 4,5036$	$R^2 = 0,999$
5.0	$P_o = 307,86 V - 4,6058$	$R^2 = 0,9995$
7.5	$P_o = 296,64V - 4,3817$	$R^2 = 0,9991$
10.0	$P_o = 298,30 V - 4,3718$	$R^2 = 0,9987$
12.5	$P_o = 296,68 V - 4,2666$	$R^2 = 0,9998$
15.0	$P_o = 294,91 V - 4,2810$	$R^2 = 1$
17.5	$P_o = 301,36 V - 4,4445$	$R^2 = 0,9991$

Penggunaan kecepatan terkecil terjadi pada sudu lebar 12,5 mm yaitu pada kondisi tanpa beban pengereman sebesar 0,450 m/s sedang pada beban pengereman maksimum menggunakan kecepatan sebesar 0,512 m/s. Terlihat juga bahwa untuk menghasilkan daya output yang sama pada setiap tingkat putaran, sudu tanpa alur membutuhkan kecepatan yang lebih besar. Sehingga dapat dinyatakan bahwa untuk menghasilkan daya output yang sama dengan sudu lainnya, sudu tanpa alur membutuhkan debit lebih besar atau energi input yang lebih besar dari sudu beralur.

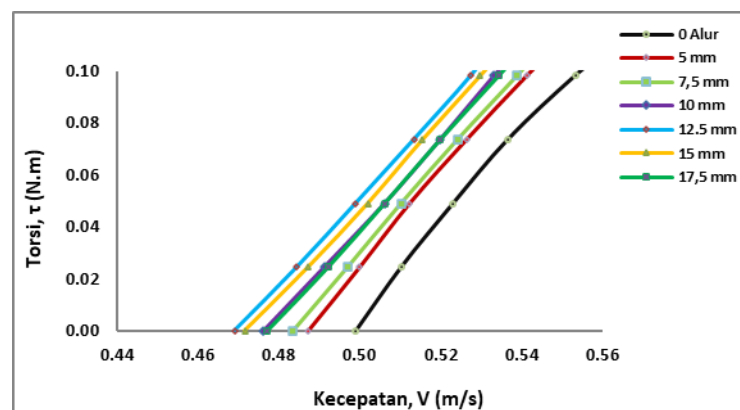
Perbandingan karakteristik model pada putaran 70 rpm ditunjukkan pada gambar 75 dan 76. Terlihat bahwa sudu tanpa alur menggunakan debit yang lebih besar dibandingkan sudu beralur untuk menghasilkan putaran 70 rpm yang diperlukan sudu tanpa alur pada kondisi tanpa beban



pengereman adalah 0,499 m/s dan 0,572 m/s pada beban pengereman 2,5 kg. Penggunaan kecepatan terkecil terjadi pada sudu lebar 12,5 mm yaitu 0,469 m/s ketika tanpa beban pengereman dan 0,543 m/s ketika beban 2,5 kg. Hal tersebut menunjukkan bahwa sudu tanpa alur menggunakan energi input lebih besar dari model lainnya untuk menghasilkan torsi ataupun daya output yang sama

Tabel 69 Perbandingan debit dan daya output model pada putaran 70 rpm

Kecepatan, V (m/s)							Torsi, τ (N.m)							Daya output, Po (W)			
0 Alur	5 mm	7,5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm	0 Alur	5 mm	7,5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm	0 Alur	5 mm	7,5 mm	10 mm
0.499	0.487	0.484	0.476	0.469	0.472	0.477	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
0.510	0.500	0.497	0.490	0.484	0.487	0.492	0.025	0.025	0.025	0.025	0						
0.523	0.512	0.510	0.505	0.499	0.502	0.506	0.049	0.049									
0.536	0.526	0.524	0.519	0.513	0.515												
0.553	0.541	0.539	0.533														
0.572	0																



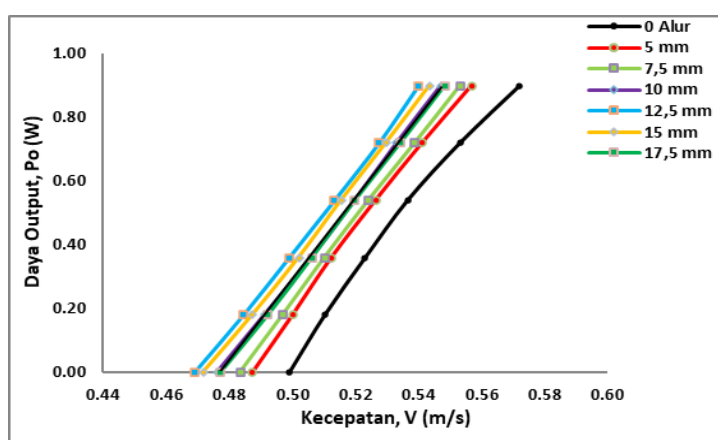
Gambar 74 Pengaruh kecepatan terhadap torsi pada putaran 70 rpm

Tabel 70 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap torsi pada putaran 70 rpm

Lebar alur (mm)	Pers. Regresi	Koef. Korelasi
0.0	$\tau = 42,934 V - 0,677$	$R^2 = 0,9904$
5.0	$\tau = 42,446 V - 0,6555$	$R^2 = 0,9977$
7.5	$\tau = 42,333 V - 0,6504$	$R^2 = 0,9996$
10.0	$\tau = 41,753 V - 0,634$	$R^2 = 0,9994$
12.5	$\tau = 41,394 V - 0,6192$	$R^2 = 0,9990$
15.0	$\tau = 41,274 V - 0,6216$	$R^2 = 0,9994$
17.5	$\tau = 41,604 V - 0,6349$	$R^2 = 0,9999$



Pengaruh kecepatan terhadap torsi pada putaran 70 rpm ditunjukkan pada Gambar 75. Berdasarkan persamaan trendline kecepatan - torsi yang dibentuk masing-masing model, untuk kecepatan yang sama yaitu 0,5 m/s sudu tanpa alur menghasilkan torsi 0,007 Nm. Nilai tersebut lebih kecil dibanding nilai yang dihasilkan sudu lainnya, dimana sudu dengan lebar alur 12,5 mm menghasilkan nilai terbesar yaitu 0,052 Nm.



Gambar 75 Pengaruh kecepatan terhadap daya output pada putaran 70 rpm

Tabel 71 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap daya output pada putaran 70 rpm

Lebar alur (mm)	Persamaan Regresi	Koef. Korelasi
0.0	$P_o = 314,56 V - 4,9605$	$R^2 = 0,9904$
5.0	$P_o = 310,99 V - 4,8026$	$R^2 = 0,9977$
7.5	$P_o = 310,16 V - 4,765$	$R^2 = 0,9996$
10.0	$P_o = 305,91 V - 4,6453$	$R^2 = 0,9999$
12.5	$P_o = 303,28 V - 4,5364$	$R^2 = 0,9990$
15.0	$P_o = 302,4 V - 4,5545$	$R^2 = 0,9994$
17.5	$P_o = 304,82 V - 4,6514$	$R^2 = 0,9999$

Pengaruh kecepatan terhadap daya output pada putaran 70 rpm diperlihatkan Gambar 76. Nampak bahwa pengaruh kecepatan terhadap daya output membentuk pola perubahan yang sama dengan yang terjadi pada putaran lainnya namun dengan nilai berbeda. Kecepatan berkorelasi linear dengan daya output sehingga



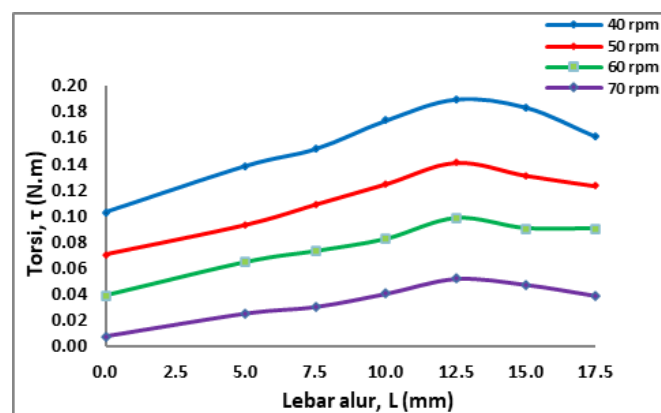
esar kecepatan yang digunakan maka semakin besar pula daya output silkan model. Pada setiap tingkat beban pengereman, semua model kan daya output yang sama namun dengan penggunaan kecepatan yang

berbeda-beda. Sehingga perbandingan kecepatan yang digunakan menjadi indikator kinerja yang dihasilkan model. Sudu tanpa alur menggunakan kecepatan terbesar, maka merupakan model dengan kinerja terkecil. Sudu dengan lebar 12,5 mm menggunakan kecepatan terkecil dibanding model lainnya, dengan demikian merupakan model dengan kinerja optimum pada putaran 70 rpm.

Tabel 72 Pengaruh lebar alur terhadap Torsi dan daya output pada $V = 0,5 \text{ m/s}$

Lebar alur (mm)	Torsi, τ (N.m)				Daya output, P_o (W)		
	40 rpm	50 rpm	60 rpm	70 rpm	40 rpm	50 rpm	60 r
0.0	0.10	0.07	0.04	0.01	0.43	0.3	
5.0	0.14	0.09	0.06	0.02	0.5		
7.5	0.15	0.11	0.07	0.03			
10.0	0.17	0.12	0.0				
12.5	0.19	0.					
15.0	0						
17							

Tabel 72 dan Gambar 77 menunjukkan perbandingan torsi yang dihasilkan sudu tanpa alur dan sudu beralur 8 dengan variasi lebar alur pada beberapa tingkat putaran yang diuji untuk kecepatan $0,5 \text{ m/s}$.



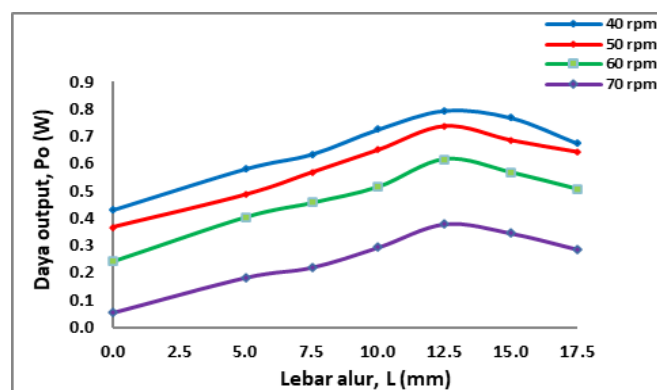
Gambar 76 Pengaruh lebar alur terhadap torsi untuk beberapa tingkat putaran. pada kecepatan $V = 0,5 \text{ m/s}$



Terdapat bahwa pada setiap putaran, sudu tanpa alur menghasilkan torsi yang lebih kecil dibandingkan model lainnya. Semakin besar lebar alur maka torsi yang dihasilkan semakin besar pula hingga lebar 12,5 mm, namun penambahan lebar yang lebih besar dari 12,5 mm menghasilkan penurunan torsi. Dengan

demikian sudu dengan lebar alur merupakan model yang menghasilkan nilai optimum. Terlihat pula bahwa dengan semakin meningkatnya putaran maka nilai torsi yang dihasilkan semakin berkurang.

Gambar 78 memperlihatkan pola perubahan daya output dengan variasi lebar alur untuk sudu beralur 8. Nampak bahwa pada kecepatan yang sama yaitu 0,5 m/s, peningkatan putaran mengakibatkan daya output yang dihasilkan masing-masing model mengalami penurunan. Sehingga semua model menghasilkan daya output maksimum pada putaran 40 rpm dan minimum pada putaran 70 rpm. Sudu dengan lebar 12,5 mm menghasilkan daya output terbesar yaitu sebesar 0,80 W pada putaran 40 rpm. Dengan demikian sudu dengan lebar alur 12,5 mm lebih baik dari model lainnya.



Gambar 77 Pengaruh lebar alur terhadap daya output untuk beberapa tingkat putaran. pada kecepatan $V = 0,5$ m/s

Nilai torsi maupun daya output yang dihasilkan pada kecepatan 0,5 m/s untuk beberapa tingkat putaran konstan menunjukkan bahwa peningkatan putaran menghasilkan nilai torsi dan daya output yang dihasilkan semua model mengalami penurunan. Hasil tersebut sesuai dengan hasil kajian sebelumnya yang menyatakan bahwa rotor savonius lebih baik mengekstraksi energi aliran pada kecepatan rendah (Yongchao Zang, dkk.,2019).

Beban pengereman dan putaran yang ditentukan konstan bertingkat ya terlihat dengan jelas pada konsumsi energi input. Dari pengamatan a dapat diketahui kecepatan rotor berkurang dengan penerapan beban, ban pengereman yang konstan maka menghasilkan nilai gaya output (F_o)



yang terjadi pada poros menjadi konstan. Dengan demikian torsi yang dihasilkan menjadi konstan pula. Sehingga dapat dinyatakan bahwa kemampuan model merubah energi aliran nampak pada energi input karena energi output diintervensi menjadi konstan. Hal tersebut terbukti melalui penggunaan kecepatan yang lebih besar pada model yang menghasilkan torsi lebih kecil.

Dengan membuat beban pengereman dan putaran kontan pada beberapa tingkat tertentu, maka berpengaruh pada daya output yang dihasilkan yaitu menjadi konstan, karena parameter yang menentukan nilai daya output adalah torsi dan kecepatan putaran sudut (ω). Sehingga perubahan karakteristik model akan terlihat pada daya input atau parameter yang mempengaruhi daya input. Parameter yang mempengaruhi daya input pada turbin hidrokinetik adalah densitas fluida (ρ), luas frontal (A) dan kecepatan aliran (V). Dengan membuat diameter model yang sama semua, maka luas frontal model juga sama sehingga perubahan nilai daya input tergantung pada kecepatan aliran untuk densitas aliran konstan.

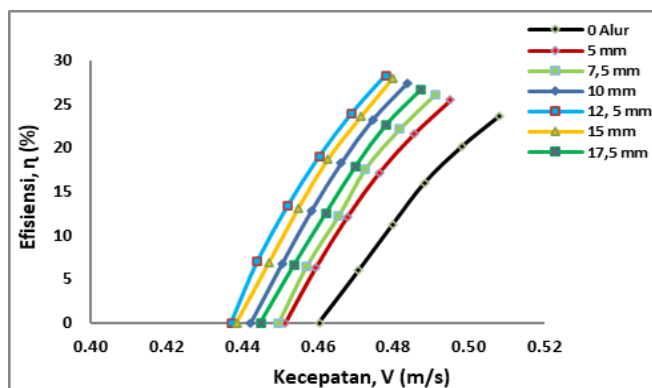
IV.4.2.2 Pengaruh Kecepatan dan TSR Terhadap Efisiensi

Data perbandingan karakteristik sudu tanpa alur dan sudu beralur 8 dengan lebar alur ; 5 mm, 7,5 mm, 10 mm, 12,5 mm, 15 mm dan 17,5 mm pada putaran 40 rpm ditunjukkan pada tabel 73 dan secara grafis ditunjukkan pada Gambar 79 dan 80. Nampak bahwa sudu tanpa alur menggunakan kecepatan yang lebih besar namun dengan efisiensi yang lebih kecil dari model lainnya.

Tabel 73 Karakteristik model pada putaran 40 rpm

Kecepatan, V (m/s)							Tip Speed Ratio, λ							Efisiensi, η (%)						
0 Alur	5 mm	7,5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm	0 Alur	5 mm	7,5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm	0 Alur	5 mm	7,5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm
0.460	0.451	0.450	0.442	0.437	0.439	0.445	0.818	0.835	0.838	0.852	0.862	0.859	0.847	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
0.471	0.460	0.457	0.450	0.444	0.447	0.454	0.800	0.820	0.824	0.836	0.849	0.843	0.830	5.96	6.37	6.48	6.77	7.06	6.91	6.62
0.480	0.468	0.466	0.458	0.452	0.455	0.462	0.785	0.806	0.809	0.822	0.833	0.828	0.815	11.26	12.09	12.26	12.85	13.39	13.13	12.53
0.488	0.476	0.473	0.466	0.460	0.463	0.470	0.772	0.791	0.797	0.808	0.818	0.814	0.802	16.02	17.18	17.58	18.31	19.01	18.72	17.88
			0.474	0.469	0.471	0.478	0.757	0.776	0.782	0.794	0.803	0.799	0.788	20.14	21.62	22.13	23.17	23.97	23.60	22.65
			0.484	0.478	0.480	0.487	0.742	0.761	0.767	0.779	0.788	0.785	0.773	23.70	25.49	26.10	27.35	28.31	27.99	26.72





Gambar 78 Pengaruh Kecepatan terhadap efisiensi pada putaran 40 rpm

Tabel 74 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap efisiensi pada putaran 40 rpm

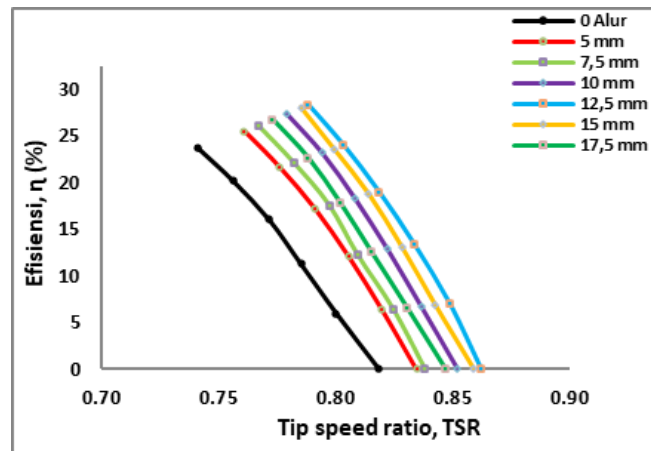
Lebar alur (mm)	Persamaan Regresi	Koef. Korelasi
0.0	$\eta = -3E+06 V^2 + 111099 V - 967,05$	$R^2 = 0,9991$
5.0	$\eta = -4E+06 V^2 + 138138 V - 1167,9$	$R^2 = 0,9996$
7.5	$\eta = -5E+06 V^2 + 156210 V - 1310,5$	$R^2 = 0,9993$
10.0	$\eta = -4E+06 V^2 + 133718 V - 1122,4$	$R^2 = 0,9998$
12.5	$\eta = -5E+06 V^2 + 169081 V - 1380,3$	$R^2 = 0,9996$
15.0	$\eta = -4E+06 V^2 + 123058 V - 1035,1$	$R^2 = 0,9997$
17.5	$\eta = -3E+06 Q^2 + 107550 Q - 924,44$	$R^2 = 0,9995$

Efisiensi maksimum yang dihasilkan sudu tanpa alur sebesar 23,70 % lebih rendah dari efisiensi maksimum yang dihasilkan model lainnya, dimana efisiensi optimum dihasilkan model dengan lebar alur 12,5 mm sebesar 28,31 %. Dengan demikian sudu terbaik adalah sudu dengan lebar 12,5 mm, dan hasil tersebut menunjukkan terjadi peningkatan efisiensi sebesar 4,61 % pada putaran 40 rpm.

Terlihat juga pada persamaan trendline kecepatan-efisiensi bahwa pada kecepatan yang sama yaitu 0,5 m/s masing-masing model menghasilkan efisiensi yang variatif. Sudu tanpa alur menghasilkan efisiensi sebesar 20,80 % sedang model lainnya menghasilkan nilai efisiensi yang lebih besar dan sudu dengan lebar alur 12,5 mm menghasilkan nilai terbesar yaitu 35,43 %.

Pada putaran 40 rpm, sudu tanpa alur menghasilkan TSR maksimum sebesar 0,862, nilai tersebut lebih rendah daripada TSR yang dihasilkan model lainnya, dimana TSR optimum dihasilkan model dengan lebar alur 12,5 mm sebesar 0,862, terjadi peningkatan TSR sebesar 0.044.





Gambar 79 Pengaruh *tip speed ratio* terhadap efisiensi pada putaran 40 rpm

Tabel 75 Pers. Regresi *tip speed ratio* efisiensi (η) pada putaran 40 rpm

Lebar alur (mm)	Persamaan Regresi	Koef. Korelasi
0.0	$\eta = -955,78 \lambda^2 + 1264,4 \lambda - 386,69$	$R^2 = 0,9948$
5.0	$\eta = -1240,6 \lambda^2 + 1730 \lambda - 571,13$	$R^2 = 0,9999$
7.5	$\eta = -1394,5 \lambda^2 + 1970,4 \lambda - 663,45$	$R^2 = 0,9977$
10.0	$\eta = -457,46 \lambda^2 + 456,02 \lambda - 48,127$	$R^2 = 0,9994$
12.5	$\eta = -1402,3 \lambda^2 + 2038,1 \lambda - 706,05$	$R^2 = 0,9984$
15.0	$\eta = -875 \lambda^2 + 1160,1 \lambda - 342,6$	$R^2 = 0,9996$
17.5	$\eta = -623,2 \lambda^2 + 736,37 \lambda - 168,91$	$R^2 = 0,9939$

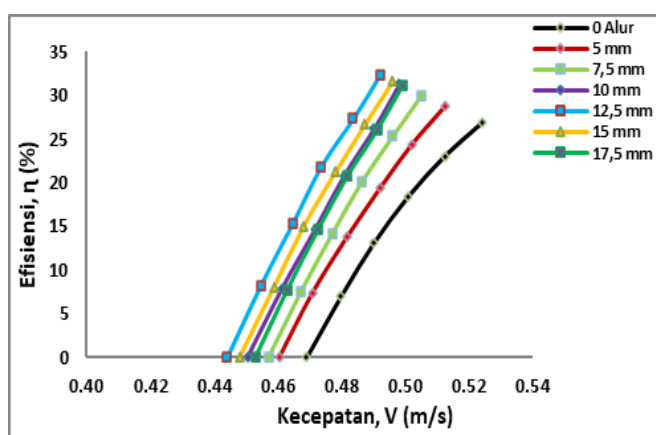
Persamaan regresi TSR (λ) – efisiensi (η) yang dihasilkan masing-masing model pada TSR yang sama yaitu 0,80 menunjukkan nilai efisiensi yang variatif. Dimana nampak bahwa sudu tanpa alur menghasilkan efisiensi terendah dan semakin besar lebar alur efisiensi semakin meningkat dan mencapai nilai tertinggi pada lebar 12,5 mm, lebar alur lebih besar dari 12,5 mm mengalami penurunan efisiensi. Kondisi demikian juga menunjukkan bahwa efisiensi optimum terjadi pada sudu dengan lebar alur 12,5 mm.

Tabel 76 Karakteristik model pada putaran 50 rpm

Kecepatan, V (m/s)							Tip Speed Ratio, λ							Efisiensi, η (%)						
0 Alur	5 mm	7,5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm	0 Alur	5 mm	7,5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm	0 Alur	5 mm	7,5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm
0.469	0.460	0.457	0.450	0.444	0.448	0.453	1.004	1.023	1.031	1.046	1.061	1.051	1.040	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
0.469	0.460	0.457	0.450	0.444	0.448	0.453	0.982	1.000	1.008	1.021	1.036	1.027	1.017	6.997	7.407	7.576	7.877	8.231	8.009	7.790
0.469	0.460	0.457	0.450	0.444	0.448	0.453	0.961	0.978	0.987	1.000	1.014	1.006	0.997	13.125	13.833	14.236	14.814	15.408	15.067	14.648
0.469	0.460	0.457	0.450	0.444	0.448	0.453	0.940	0.957	0.968	0.982	0.995	0.985	0.978	18.441	19.457	20.155	20.990	21.847	21.232	20.749
0.469	0.460	0.457	0.450	0.444	0.448	0.453	0.919	0.938	0.950	0.963	0.974	0.966	0.959	22.998	24.441	25.335	26.405	27.347	26.717	26.097
0.469	0.460	0.457	0.450	0.444	0.448	0.453	0.899	0.919	0.933	0.946	0.957	0.950	0.940	26.847	28.748	30.002	31.293	32.429	31.669	30.736



Karakteristik model pada putaran 50 rpm terlihat pada tabel 76 maupun Gambar 81 dan 82. Nampak bahwa terjadi pola yang sama pada putaran 40 rpm, yaitu sudu tanpa alur menggunakan kecepatan yang lebih besar dari model lainnya pada setiap tingkat beban pengereman namun efisiensi sudu tanpa alur lebih rendah dari model lainnya. Secara grafis terlihat bahwa pada putaran 50 rpm, sudu tanpa alur berada pada posisi paling kanan daripada sudu beralur. Hal ini menunjukkan bahwa penggunaan kecepatan sudu tanpa alur lebih besar dari model lainnya pada setiap tingkat beban pengereman.



Gambar 80 Pengaruh kecepatan terhadap efisiensi pada putaran 50 rpm

Tabel 77 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap efisiensi pada putaran 50 rpm

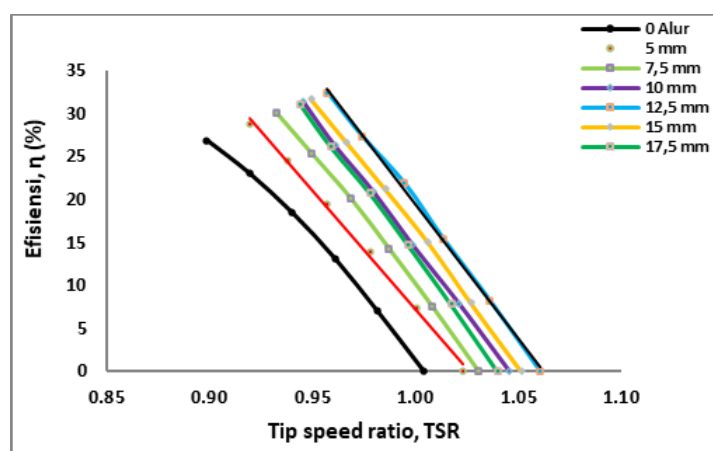
Lebar alur (mm)	Persamaan Regresi	Koef. K
0.0	$\eta = -3863.7 V^2 + 4325.1 V - 1178$	
5.0	$\eta = -2E+06V^2 + 77930V - 7$	
7.5	$\eta = -2E+06 V^2 + 79$	
10.0	$\eta = -91740$	
12.5	$\eta =$	
15.0		

Pada putaran 50 rpm, sudu tanpa alur menggunakan kecepatan minimum sebesar 0,469 m/s yaitu saat beban pengereman 0 kg dan kecepatan maksimum 524 m/s pada beban pengereman 2,5 kg. Nilai kecepatan tersebut lebih pada nilai kecepatan model lainnya, dimana model yang menggunakan terkecil adalah model dengan lebar alur 12,5 mm yang menggunakan



kecepatan minimum sebesar 0,444 m/s pada beban pengereman 0 kg dan kecepatan maksimum 0,492 m/s pada beban pengereman 2,5 kg.

Gambar 82 menunjukkan perbandingan nilai TSR dan efisiensi yang dihasilkan model pada putaran 50 rpm. Sudu tanpa alur menghasilkan TSR maksimum sebesar 1,004 dengan efisiensi maksimum sebesar 26,85 % dimana nilai tersebut lebih rendah daripada yang dihasilkan sudu lainnya.



Gambar 81 Pengaruh *tip speed ratio* terhadap efisiensi pada putaran 50 rpm

Tabel 78 Persamaan regresi pengaruh *tip speed ratio* terhadap efisiensi pada putaran 50 rpm

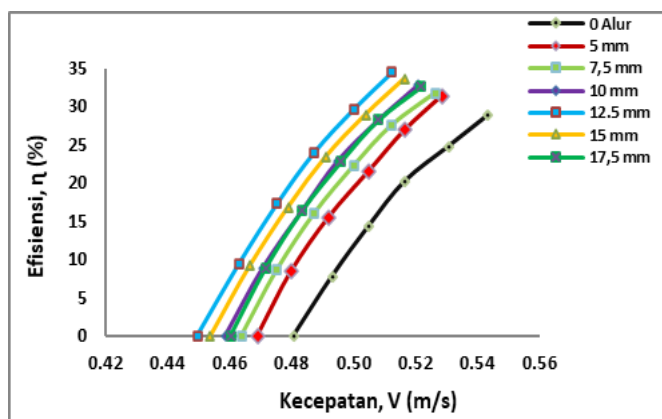
Lebar alur (mm)	Persamaan Regresi	Koef. K
0.0	$\eta = -3E+06 \lambda^2 + 96060 \lambda - 856,51$	
5.0	$\eta = -2E+06 \lambda^2 + 77930 \lambda - 70$	
7.5	$\eta = -2E+06 \lambda^2 + 793$	
10.0	$\eta = -917403$	
12.5	$\eta = -$	
15.0		

Hal demikian sebagai akibat penggunaan kecepatan sudu tanpa alur yang lebih besar dari sudu lainnya untuk menghasilkan putaran 50 rpm. TSR optimum adalah 1,06 hal mana dihasilkan sudu beralur dengan lebar alur 12,5 mm. Sudu dengan lebar alur 12,5 mm menghasilkan efisiensi optimum sebesar 32,43 tersebut menunjukkan bahwa pemberian alur meningkatkan TSR sebesar peningkatan efisiensi sebesar 5,45 % pada putaran 50 rpm.



Pada putaran 60 rpm, karakteristik model ditunjukkan pada tabel 79 yang secara grafis nampak pada Gambar 83 dan 84. Terlihat bahwa terjadi fenomena yang identik dengan yang terjadi pada putaran lainnya, perbedaan terjadi hanya pada nilai yang dihasilkan. Efisiensi maksimum yang dihasilkan 34,50 % terjadi pada sudu dengan lebar 12,5 mm dengan kecepatan 0,512 m/s, sedang sudu tanpa alur menghasilkan efisiensi maksimum sebesar 28,89 % pada kecepatan 0,543 m/s. Nilai tersebut menunjukkan terjadi peningkatan efisiensi sebesar 5,61 %.

Tabel 79 Karakteristik model pada putaran 60 rpm



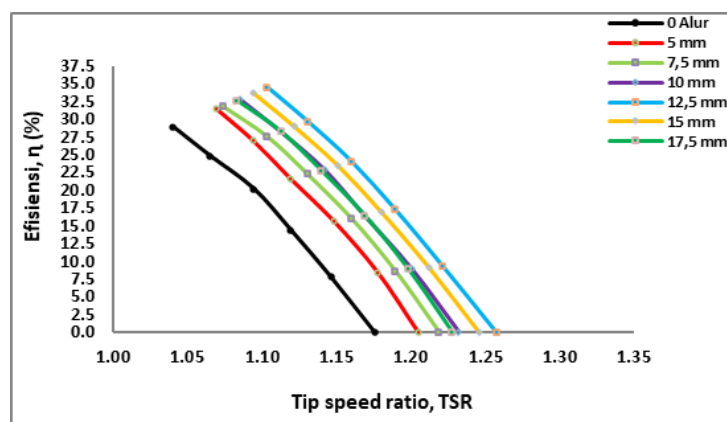
Gambar 82 Pengaruh kecepatan terhadap efisiensi pada putaran 60 rpm

Tabel 80 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap efisiensi pada putaran 60 rpm

Lebar alur (mm)	Persamaan Regresi	Koef. Korelasi
0.0	$\eta = -2E+06V^2 + 84363V - 775,47$	$R^2 = 0,9995$
5.0	$\eta = -2E+06 V^2 + 89821 V - 810,21$	$R^2 = 0,9989$
7.5	$\eta = -3E+06 V^2 + 104698 V - 923,23$	$R^2 = 0,9998$
10.0	$\eta = -3E+06 V^2 + 92551V - 818,28$	$R^2 = 0,9998$
12.5	$\eta = -2E+06 V^2 + 81816 V - 720,35$	$R^2 = 0,9999$
15.0	$\eta = -2E+06 V^2 + 87302V - 769,25$	$R^2 = 0,9999$
17.5	$\eta = -3E+06 V^2 + 110170V - 966,68$	$R^2 = 0,9771$



Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap efisiensi menunjukkan bahwa pada kecepatan yang sama, sudu tanpa alur menghasilkan efisiensi terkecil dan semakin besar lebar alur maka semakin besar pula efisiensi yang dihasilkan. Namun pada lebar alur yang lebih besar dari 12,5 mm peningkatan lebar alur menghasilkan efisiensi yang lebih kecil daripada sudu lebar 12,5 mm. Hal ini menunjukkan bahwa nilai optimum dihasilkan sudu dengan lebar alur 12,5 mm.



Gambar 83 Pengaruh *tip speed ratio* terhadap efisiensi pada putaran 60 rpm

Tabel 81 Persamaan regresi pengaruh *tip speed ratio* terhadap efisiensi pada putaran 60 rpm

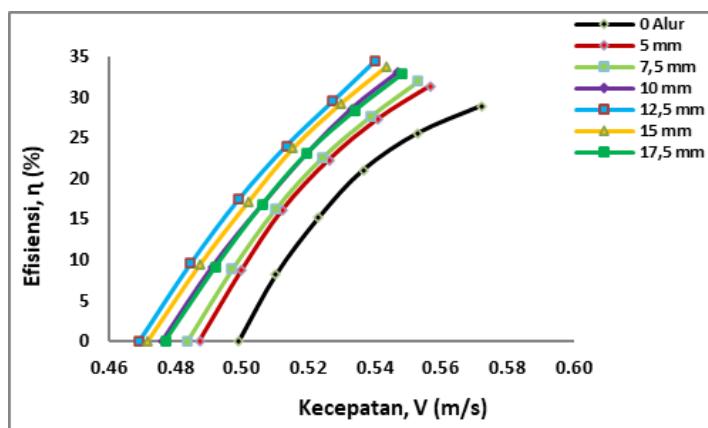
Lebar alur (mm)	Persamaan Regresi	Koef. K
0.0	$\eta = -2E+06 \lambda^2 + 84363 \lambda - 775,47$	
5.0	$\eta = -2E+06 \lambda^2 + 89821 \lambda - 81$	
7.5	$\eta = -3E+06 \lambda^2 + 104$	
10.0	$\eta = -3E+06 \lambda^2$	
12.5	$\eta = -$	
15.0		

Sudu tanpa alur menghasilkan TSR maksimum sebesar 1,176 sedang sudu dengan lebar 12,5 menghasilkan nilai optimum yaitu TSR sebesar 1,259 Hasil tersebut menunjukkan bahwa pemberian alur meningkatkan TSR sebesar 0,083.



Tabel 82 Karakteristik model pada putaran 70 rpm

Kecepatan, V (m/s)							Tip Speed Ratio, λ							Efisiensi, η (%)						
0 Alur	5 mm	7,5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm	0 Alur	5 mm	7,5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm	0 Alur	5 mm	7,5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm
0.499	0.487	0.484	0.476	0.469	0.472	0.477	1.321	1.353	1.364	1.385	1.406	1.398	1.382	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
0.510	0.500	0.497	0.490	0.484	0.487	0.492	1.292	1.319	1.327	1.345	1.361	1.353	1.340	8.149	8.658	8.815	9.188	9.516	9.351	9.080
0.523	0.512	0.510	0.505	0.499	0.502	0.506	1.261	1.287	1.292	1.306	1.321	1.314	1.303	15.129	16.099	16.297	16.801	17.420	17.109	16.700
0.536	0.526	0.524	0.519	0.513	0.515	0.520	1.229	1.253	1.258	1.271	1.285	1.279	1.269	21.027	22.269	22.551	23.268	24.000	23.705	23.124
0.553	0.541	0.539	0.533	0.527	0.530	0.534	1.192	1.219	1.224	1.237	1.250	1.245	1.234	25.584	27.320	27.677	28.581	29.505	29.133	28.399
0.572	0.557	0.553	0.547	0.541	0.543	0.548	1.153	1.184	1.192	1.205	1.219	1.213	1.203	28.901	31.348	31.980	33.054	34.150	33.709	32.837

**Gambar 84** Pengaruh kecepatan terhadap efisiensi pada putaran 70 rpm**Tabel 83** Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap efisiensi pada putaran 70 rpm

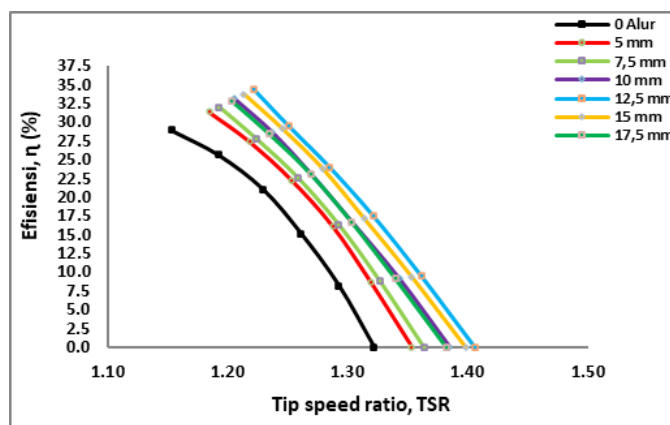
Lebar alur (mm)	Persamaan Regresi	Koef. Korelasi
0.0	$\eta = -3E+06 V^2 + 111904 V - 1044,2$	$R^2 = 0,9993$
5.0	$\eta = -3E+06 V^2 + 104005 V - 956,65$	$R^2 = 0,9997$
7.5	$\eta = -2E+06 V^2 + 86658 V - 802,11$	$R^2 = 0,9998$
10.0	$\eta = -1E+06 V^2 + 60323 V - 569,61$	$R^2 = 0,9999$
12.5	$\eta = -1E+06 V^2 + 57152 V - 536,33$	$R^2 = 0,9998$
15.0	$\eta = -2E+06 V^2 + 61577 V - 576,32$	$R^2 = 0,9999$
17.5	$\eta = -2E+06 V^2 + 70831 V - 661,44$	$R^2 = 0,9999$

Perbandingan karakteristik sudu tanpa alur dan sudu beralur pada putaran 70 rpm ditunjukkan pada tabel 82, dan secara grafis pola perubahan yang terjadi ditunjukkan pada Gambar 85 dan 86. Nampak bahwa sudu tanpa alur menghasilkan efisiensi yang lebih rendah dibanding sudu beralur. Sudu tanpa alur memiliki TSR maksimum sebesar 1,32 dan efisiensi maksimum sebesar 28,90



%. Sedang sudu beralur dengan lebar 12,5 mm menghasilkan TSR optimum sebesar 1,41 dan efisiensi optimum sebesar 34,15 %. Data tersebut menunjukkan bahwa pemberian alur meningkatkan TSR sebesar 0,09 dan peningkatan efisiensi sebesar 5.25 %.

Dengan meningkatnya lebar alur maka efisiensi yang dihasilkan meningkat pula hingga lebar 12,5 mm, sedangkan pada lebar yang lebih besar dari 12,5 mm terjadi penurunan efisiensi. Hal ini menunjukkan bahwa sudu dengan lebar alur 12,5 mm merupakan model yang menghasilkan nilai efisiensi optimum



Gambar 85 Pengaruh *tip speed ratio* terhadap efisiensi pada putaran 70 rpm

Tabel 84 Persamaan regresi pengaruh *tip speed ratio* terhadap efisiensi pada putaran 70 rpm

Lebar alur (mm)	Persamaan Regresi	Koef. Korelasi
0.0	$\eta = -3E+06 \lambda^2 + 111904 \lambda - 1044,2$	$R^2 = 0.9998$
5.0	$\eta = -3E+06 \lambda^2 + 104005 \lambda - 956,65$	$R^2 = 0.9999$
7.5	$\eta = -2E+06 \lambda^2 + 86658 \lambda - 802,11$	$R^2 = 0.9999$
10.0	$\eta = -1E+06 \lambda^2 + 60323 \lambda - 569,61$	$R^2 = 0,9994$
12.5	$\eta = -1E+06 \lambda^2 + 57152 \lambda - 536,33$	$R^2 = 0.9999$
15.0	$\eta = -2E+06 \lambda^2 + 61577 \lambda - 576,32$	$R^2 = 0.9994$
17.5	$\eta = -2E+06 \lambda^2 + 70831 \lambda - 661,44$	$R^2 = 0,9985$

Berdasarkan nilai parameter TSR dan efisiensi yang dihasilkan model pada putaran 40 rpm, 50 rpm, 60 rpm dan 70 rpm, terlihat bahwa sudu tanpa alur pada tingkat putaran membutuhkan kecepatan aliran yang lebih besar dari sudu beralur. Dimana model yang menghasilkan nilai optimum adalah dengan lebar alur 12,5 mm. Kondisi tersebut dapat juga bermakna



bahwa untuk menghasilkan putaran yang sama, sudu tanpa alur membutuhkan daya input yang lebih besar, sedangkan sudu beralur membutuhkan daya input yaitu energi kinetik aliran yang lebih kecil. Sudu tanpa alur menghasilkan TSR dan efisiensi lebih rendah dari sudu lainnya pada setiap putaran.

Data pada tabel 71 s/d 82 menunjukkan bahwa pemberian sejumlah alur pada permukaan sudu cekung mengakibatkan peningkatan nilai TSR rotor, dimana peningkatan optimum terjadi pada model dengan lebar alur 12,5 mm. Peningkatan TSR yang terjadi pada setiap model beralur merupakan dampak dari penggunaan kecepatan yang lebih kecil dari pada penggunaan kecepatan sudu tanpa alur. Hal ini menunjukkan konsumsi energi input yang lebih rendah dari sudu beralur dibanding sudu tanpa alur untuk menghasilkan putaran yang sama.

Variasi energi input yang dibutuhkan model untuk menghasilkan putaran yang sama dimana konsumsi energi input sudu beralur lebih rendah pada sudu tanpa alur dapat menjadi gambaran fenomena koefisien drag atau gaya drag yang terjadi pada masing-masing model. Sebagaimana dipahami bahwa kontributor utama terjadinya putaran rotor adalah selisih gaya drag yang terjadi pada permukaan cekung dan cembung sudu. Sehingga peningkatan TSR yang dihasilkan sudu beralur dapat menjadi indikator besarnya energi kinetik aliran yang terserap sudu atau gambaran selisih gaya drag dari permukaan cekung dan cembung.

Pada kecepatan konstan atau energi input konstan, rotor yang menghasilkan selisih gaya drag lebih besar akan menghasilkan putaran yang lebih besar pula. Sehingga pada putaran konstan, maka rotor yang menghasilkan gaya drag lebih besar akan menggunakan energi input lebih kecil. Dengan demikian, sudu tanpa alur yang menggunakan kecepatan atau energi input terbesar pada setiap tingkat putaran dan beban pengereman adalah model yang menghasilkan gaya drag terkecil. Sedangkan model dengan lebar alur 12,5 mm sebagai model yang menggunakan kecepatan terkecil pada setiap tingkat putaran dan beban pengereman merupakan model yang menghasilkan gaya drag terbesar.



lasarkan hasil kajian karakteristik aliran pada permukaan datar atau ang diberi alur, (Wahidi, Chakroun and Al-Fahed, 2005);(Sodjavi, d Bakir, 2018); (Ramadhan, Al Anii and Shareef, 2013); (Gowree,

Jagadeesh and Atkin, 2019). dinyatakan bahwa keberadaan alur pada permukaan menyebabkan perubahan profil kecepatan dan tekanan sehingga berpengaruh pada gaya drag yang terjadi pada permukaan tersebut.

Gaya drag yang terjadi akibat interaksi fluida dan benda merupakan resultante dari gaya-gaya yang terjadi pada pertemuan antar muka fluida dengan benda yang dapat digambarkan sebagai tegangan akibat efek viskositas fluida (ν) dan efek tegangan normal akibat tekanan (P) (Salam, N., dan Tarakka, 2021). Dengan demikian gaya drag yang dihasilkan merupakan kolaborasi dua sumber yaitu gaya geser pada permukaan benda yang kontibutor utamanya profil aliran dan tekanan pada permukaan dimana dipengaruhi juga profil kecepatan yang terbentuk pada permukaan benda. Pengukuran parameter yang digunakan untuk dapat menguraikan detail tegangan geser akibat efek viskositas dan tegangan normal tidak tersedia sehingga pengamatan gaya drag di amati melalui pengujian pada *wind tunnel*. Dimana pengujian dapat memberi gambaran gaya total atau nilai resultante gaya-gaya yang terjadi pada permukaan sudu.

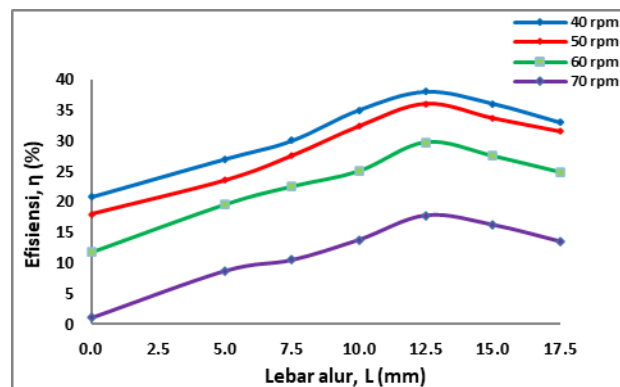
Tabel 85 Pengaruh lebar alur terhadap efisiensi pada $V = 0,5 \text{ m/s}$

Lebar alur (mm)	Efisiensi, η (%)			
	40 rpm	50 rpm	60 rpm	70 rpm
0.0	20.80	17.93	11.77	1.10
5.0	27.00	23.48	19.57	8.72
7.5	30.00	27.50	22.53	10.50
10.0	35.00	32.33	25.02	13.77
12.5	38.00	36.03	29.75	17.75
15.0	36.04	33.64	27.50	16.21
17.5	33.00	31.50	24.88	13.53

Tabel 85 dan Gambar 87 memperlihatkan perbandingan lebar alur dan efisiensi yang dihasilkan untuk kecepatan 0.5 m/s pada semua tingkat putaran yang diuji. Terlihat bahwa pada setiap tingkat putaran yang diujikan, semakin besar lebar alur efisiensi yang dihasilkan semakin besar juga hingga lebar alur $12,5 \text{ mm}$,



lebar alur yang lebih besar dari $12,5 \text{ mm}$ menghasilkan efisiensi yang lebih rendah. Hal demikian menunjukkan bahwa efisiensi optimum dihasilkan sudu dengan lebar alur $12,5 \text{ mm}$.



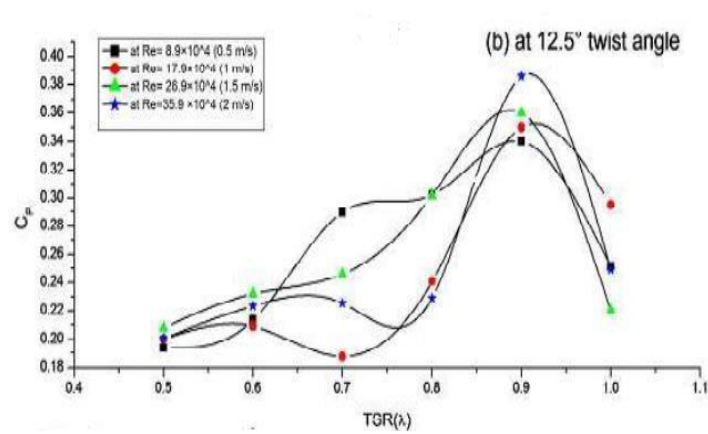
Gambar 86 Pengaruh lebar alur terhadap efisiensi pada $V = 0,5 \text{ m/s}$

Terlihat pula bahwa efisiensi optimum dihasilkan pada putaran 40 rpm dan semakin menurun dengan meningkatnya putaran. Hal ini menunjukkan bahwa rotor savonius menghasilkan kinerja lebih baik pada kecepatan rendah atau debit rendah. Kondisi demikian merupakan gambaran bahwa untuk kecepatan aliran atau debit yang lebih kecil rotor savonius lebih efektif dibanding pada kecepatan aliran lebih besar. Hal tersebut relevan dengan statmen peneliti sebelumnya yang menyatakan bahwa salah satu keunggulan rotor savonius adalah lebih efektif mengekstraksi energi aliran pada head rendah. (Yongchao Zang, dkk., 2019); (Zhang *et al.*, 2019)

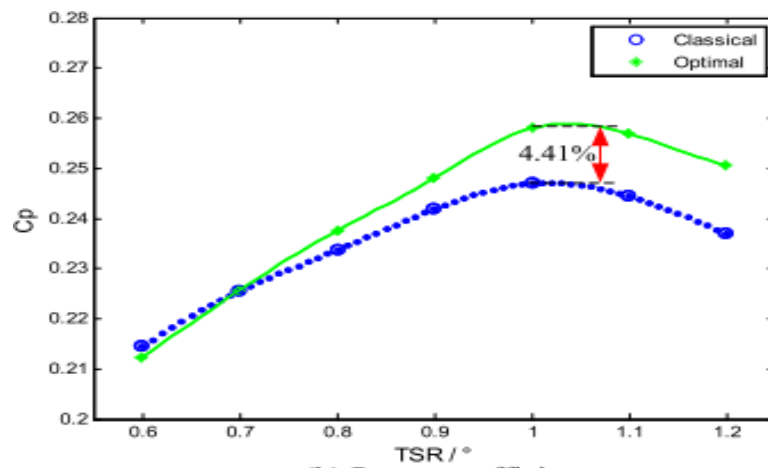
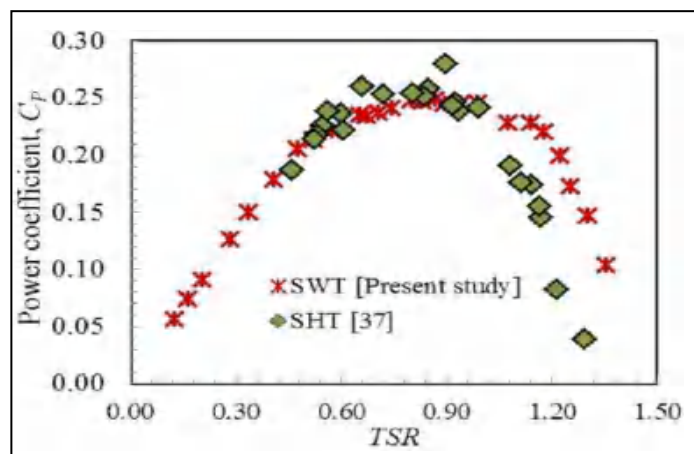
Berdasarkan parameter efisiensi yang dihasilkan masing-masing model nampak bahwa sudu beralur lebih baik daripada sudu tanpa alur. Sudu tanpa alur menghasilkan efisiensi maksimum sebesar 28,9 %, sedang sudu dengan lebar alur 12,5 mm menghasilkan efisiensi optimum sebesar 34,5 %, berarti meningkat sebesar 5,6 %. Uraian peningkatan efisiensi pada masing-masing model menunjukkan bahwa pemberian alur meningkatkan efisiensi, dimana peningkatan terbesar terjadi pada sudu beralur 8 dengan lebar alur 12,5 mm.

Beberapa kajian sebelumnya yang fokus pada modifikasi model sudu (*shape blade*) dalam upaya meningkatkan kinerja turbin savonius dapat menjadi pembanding hasil penelitian ini karena menjadi referensi penentuan parameter ma untuk menentukan desain dan dimensi model uji. Grafik hasil kajian tampilan pada gambar 88.



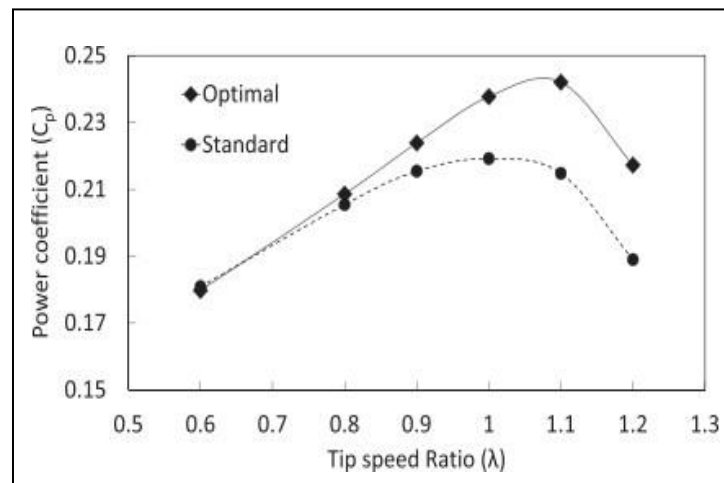


(a) Kumar and Saini, 2017

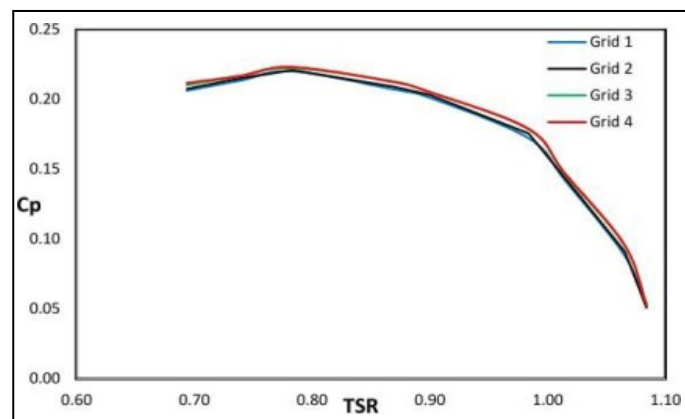
(b) Tian *et al.*, 2018

(c) Parag, T., dkk, 2018





(d) Kerikous and Thévenin 2019



(e) Elbatran, dkk. 2019

Gambar 87 Pengaruh TSR terhadap C_p dari beberapa referensi

IV.4.3. Gaya drag (F_D) dan Koefisien Drag (C_D)

Pengamatan gaya drag dan koefisien drag yang dihasilkan model dilakukan pada *wind tunnel*. Selain untuk mengetahui nilai gaya drag dan koefisien drag model, pengujian tersebut sekaligus berfungsi sebagai metode validasi kinerja yang dihasilkan pada pengujian di saluran irigasi. Dimana koefisien drag yang dihasilkan sudu menjadi gambaran besarnya perubahan momentum pada permukaan sudu. Sehingga sudu dengan koefisien drag rendah menunjukkan ubahan momentum yang terjadi pada sudu kecil, sebaliknya sudu dengan drag besar berarti terjadi perubahan momentum yang besar pada sudu



Sebagai rotor yang sumber utama penggeraknya karena selisih gaya drag pada permukaan sudu untuk dapat berputar, maka selisih gaya drag antara permukaan cekung sebagai sudu maju dan permukaan cembung sebagai sudu kembali dapat digunakan sebagai indikator perubahan putaran, daya output, dan torsi. Dengan demikian, gaya drag atau koefisien drag yang terjadi pada permukaan sudu berkorelasi dengan kinerja yang dihasilkan. Yaitu semakin besar koefisien drag maka semakin besar pula putaran, daya output maupun torsi yang dihasilkan Sehingga pola perubahan gaya drag atau koefisien drag dapat digunakan sebagai data untuk validasi perubahan kinerja sudu.

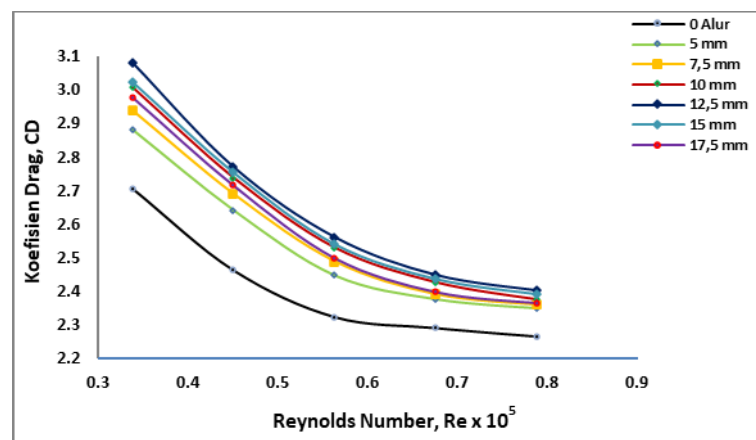
Mengacu pada konsep similitas, kecepatan udara pada *wind tunnel* ditentukan untuk menghasilkan bilangan Reynold sesuai dengan nilai yang dihasilkan pada pengujian aliran air di saluran irigasi. Sehingga input berupa beberapa tingkat kecepatan konstan yang sesuai adalah 3 m/s hingga 9 m/s atau dalam parameter bilangan Reynold (Re) pada rentang $0,34 \times 10^5$ sampai $1,01 \times 10^5$ untuk empat sudut putar yaitu 90° , 75° , 60° , dan 45° .

Tabel 86 Gaya drag dan koefisien drag model pada sudut 90°

Kec, V (m/s)	$Re \times 10^5$	Gaya Drag, F_D (N)							Koefisien Drag, C_D						
		0 Alur	5 mm	7,5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm	0 Alur	5 mm	7,5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm
3	0,34	0,470	0,515	0,515	0,525	0,535	0,525	0,520	2,707	2,880	2,937	3,006	3,081	3,024	2,978
4	0,45	0,760	0,830	0,830	0,845	0,855	0,850	0,835	2,462	2,640	2,689	2,737	2,770	2,754	2,715
5	0,56	1,120	1,200	1,200	1,220	1,235	1,220	1,205	2,322	2,447	2,488	2,529	2,561	2,540	2,498
6	0,68	1,580	1,650	1,650	1,685	1,700	1,690	1,665	2,289	2,376	2,390	2,426	2,448	2,436	2,397
7	0,79	2,140	2,220	2,220	2,240	2,270	2,260	2,235	2,264	2,348	2,359	2,375	2,401	2,391	2,364

Perbandingan gaya drag dan koefisien drag pada sudut putar 90° yang terjadi pada model ditunjukkan pada tabel 86 dan Gambar 89. Nampak bahwa gaya drag maupun koefisien drag maksimum meningkat pada sudu beralur dibanding sudu tanpa alur. Sudu lebar 12,5 mm menghasilkan gaya drag terbesar yaitu sebesar 0,535 N dan koefisien drag terbesar yaitu 3,081.





Gambar 88 Pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut putar 90°

Tabel 87 Persamaan regresi pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut putar 90°

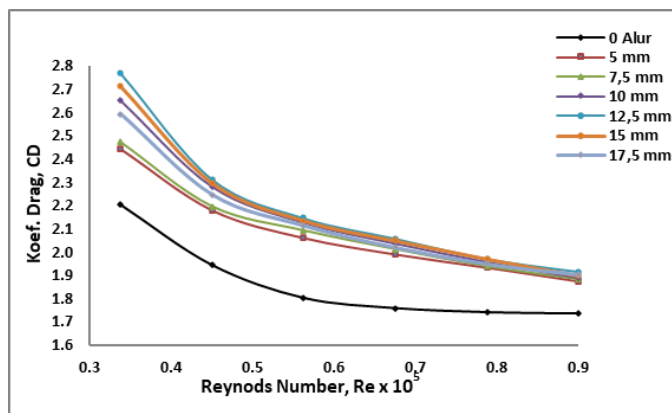
Lebar alur (mm)	Persamaan Regresi	Koef. Korelasi
0.0	$CD = 3,0789 Re^2 - 4,4051 Re + 3,8346$	$R^2 = 0.9918$
5.0	$CD = 3,087 Re^2 - 4,6525 Re + 4,1003$	$R^2 = 0.9814$
7.5	$CD = 3,0329 Re^2 - 4,7057 Re + 4,1832$	$R^2 = 0.9834$
10.0	$CD = 3,0467 Re^2 - 4,827 Re + 4,2889$	$R^2 = 0.9974$
12.5	$CD = 3,5345 Re^2 - 5,4715 Re + 4,522$	$R^2 = 0.9996$
15.0	$CD = 3,1555 Re^2 - 4,9573 Re + 4,339$	$R^2 = 0.9994$
17.5	$CD = 3,2438 Re^2 - 5,0218 Re + 4,3068$	$R^2 = 0.9998$

Hal mana terjadi pada kecepatan terkecil atau Re terkecil yaitu $0,34 \times 10^5$. Gaya drag dan koefisien drag yang dihasilkan sudu tanpa alur lebih kecil daripada yang dihasilkan model lainnya (sudu beralur) Terlihat pula pada grafik hubungan Re dengan C_D bahwa pada Re yang lebih besar dari $0,7 \times 10^5$, nilai C_D yang dihasilkan semua model cenderung rata dibanding yang dihasilkan pada Re yang lebih kecil.

Tabel 88 Gaya drag dan koefisien drag model pada sudut 75°

Kec, V (m/s)	Re x 10 ⁵	Gaya Drag, F _D (N)							Koefisien Drag, C _D						
		0 Alur	5 mm	7.5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm	0 Alur	5 mm	7.5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm
3	0,34	0,370	0,420	0,452	0,445	0,465	0,455	0,445	2,206	2,445	2,474	2,653	2,773	2,713	2,594
4	0,45	0,570	0,670	0,680	0,685	0,710	0,695	0,685	1,945	2,180	2,197	2,281	2,314	2,297	2,247
		0,820	0,965	0,990	0,990	1,000	1,000	0,985	1,803	2,061	2,093	2,125	2,146	2,136	2,114
		1,160	1,335	1,360	1,370	1,385	1,380	1,350	1,759	1,990	2,012	2,035	2,059	2,050	2,02
		1,580	1,765	1,820	1,820	1,830	1,820	1,800	1,741	1,933	1,938	1,955	1,971	1,971	1,949
		2,050	2,255	2,340	2,360	2,390	2,340	2,340	1,736	1,874	1,882	1,887	1,916	1,899	1,903





Gambar 89 Pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut 75°

Tabel 89 Persamaan regresi pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut 75°

Lebar alur (mm)	Persamaan Regresi	Koef. Korelasi
0.0	$CD = 2,5034 Re^2 - 3,862 Re + 3,2038$	$R^2 = 0.9814$
5.0	$CD = 1,8026 Re^2 - 3,1616 Re + 3,2799$	$R^2 = 0.9807$
7.5	$CD = 1,7328 Re^2 - 3,1135 Re + 3,2986$	$R^2 = 0.9834$
10.0	$CD = 2,5749 Re^2 - 4,4313 Re + 3,8168$	$R^2 = 0.9974$
12.5	$CD = 3,297 Re^2 - 5,4514 Re + 4,1856$	$R^2 = 0.9896$
15.0	$CD = 2,8927 Re^2 - 4,8835 Re + 3,9851$	$R^2 = 0.9994$
17.5	$CD = 2,4723 Re^2 - 4,187 Re + 3,6908$	$R^2 = 0.9796$

Nilai gaya drag dan koefisien drag yang dihasilkan pada sudut 75° dapat dilihat pada tabel 88 dan Gambar 90. Tergambarkan bahwa peningkatan Re berpengaruh terhadap peningkatan gaya drag semua model namun koefisien drag mengalami penurunan. Gaya drag maksimum yang dihasilkan semua model terjadi pada kecepatan 8 m/s atau $Re\ 0,90 \times 10^5$, sedang nilai minim terjadi pada kecepatan 3 m/s atau $Re\ 0,34 \times 10^5$.

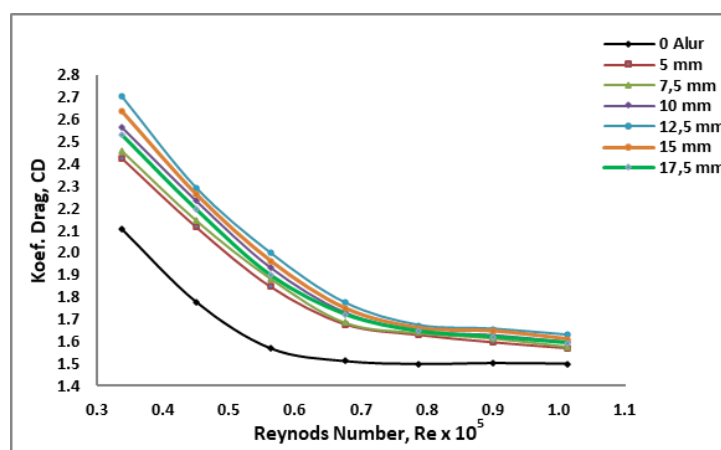
Seiring peningkatan Re, koefisien drag mengalami pengurangan namun pada kisaran $Re\ 0,7 \times 10^5$ cenderung konstan sebagaimana ditunjukkan pada gambar 86. Gaya drag optimum adalah sebesar 2,39 N dan koefisien drag optimum 2,773 model dengan lebar alur 12,5 mm.



Tabel 90 Gaya drag dan koefisien drag model pada sudut 60°

Kec., V (m/s)	Re x 10 ⁵	Gaya Drag, F _D (N)							Koefisien Drag, C _D						
		0 Alur	5 mm	7,5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm	0 Alur	5 mm	7,5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm
3	0,34	0,300	0,345	0,350	0,365	0,385	0,375	0,370	2,109	2,426	2,461	2,566	2,707	2,637	2,531
4	0,45	0,450	0,540	0,543	0,560	0,580	0,562	0,565	1,780	2,116	2,147	2,234	2,294	2,262	2,195
5	0,56	0,620	0,730	0,745	0,760	0,795	0,775	0,764	1,569	1,848	1,886	1,934	2,000	1,962	1,898
6	0,68	0,860	0,955	0,960	0,980	1,020	0,995	0,985	1,512	1,679	1,687	1,731	1,775	1,749	1,723
7	0,79	1,160	1,265	1,270	1,280	1,330	1,310	1,275	1,498	1,630	1,640	1,647	1,672	1,659	1,647
8	0,90	1,520	1,625	1,635	1,650	1,710	1,680	1,650	1,503	1,597	1,617	1,628	1,656	1,646	1,621
9	1,01	1,920	2,050	2,050	2,090	2,160	2,130	2,045	1,500	1,570	1,578	1,598	1,629	1,609	1,594

Pengaruh bilangan Reynold terhadap gaya drag dan koefisien drag yang dihasilkan model pada sudut 60° ditunjukkan pada tabel 90 dan secara grafis nilai tersebut ditunjukkan pada Gambar 91. Nampak bahwa peningkatan Re berkorelasi dengan peningkatan gaya drag, namun koefisien drag mengalami penurunan. Berdasar tampilan grafis perubahan Re terhadap perubahan gaya drag nampak peningkatan membentuk kecendrungan secara eksponensial yang relatif sama dengan yang terjadi pada sudut lainnya. Peningkatan Re berkorelasi dengan penurunan C_D, dan pada Re kurang lebih 0,7 x 10⁵ nilai C_D relatif konstan yang ditandai dengan lintasan yang rata sebagaimana ditunjukkan pada gambar 80. Sudu tanpa alur menghasilkan gaya drag dan koefisien drag yang lebih rendah dari model lainnya

**Gambar 90** Pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut 60°

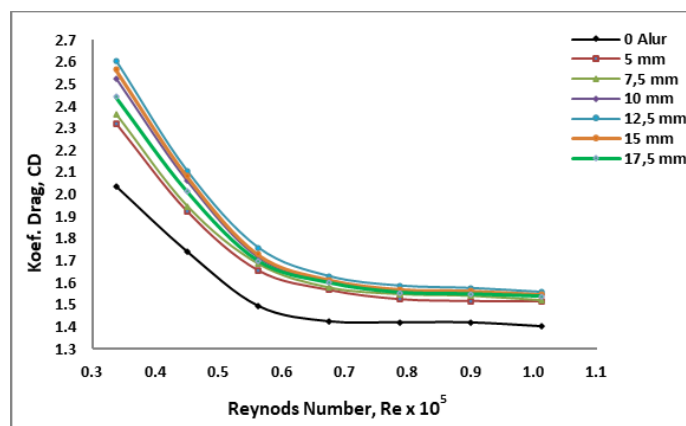
Tabel 91 Persamaan regresi pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut 60°

Lebar alur (mm)	Pers. regresi Re - Koef. Drag, CD	Koef. Korelasi
	Sudut putar $\phi = 60^\circ$	
0.0	$CD = 2,6313 Re^2 - 4,331 Re + 3,23$	$R^2 = 0.9634$
5.0	$CD = 2,6644 Re^2 - 4,8104 Re + 3,7359$	$R^2 = 0.9936$
7.5	$CD = 2,6971 Re^2 - 4,8969 Re + 3,7994$	$R^2 = 0.9836$
10.0	$CD = 2,9657 Re^2 - 5,4023 Re + 4,0506$	$R^2 = 0.9974$
12.5	$CD = 3,3501 Re^2 - 6,0581 Re + 4,3551$	$R^2 = 0.9968$
15.0	$CD = 3,1703 Re^2 - 5,7453 Re + 4,2051$	$R^2 = 0.9984$
17.5	$CD = 2,9151 Re^2 - 5,2722 Re + 3,9699$	$R^2 = 0.9952$

Perubahan gaya drag dan koefisien drag masing-masing model sebagai akibat peningkatan kecepatan aliran udara yang dinyatakan dalam parameter bilangan Reynold (Re) pada sudut 45° dapat dilihat pada tabel 92 dan secara grafis ditunjukkan pada Gambar 92.

Tabel 92 Gaya drag dan koefisien drag model pada sudut 45°

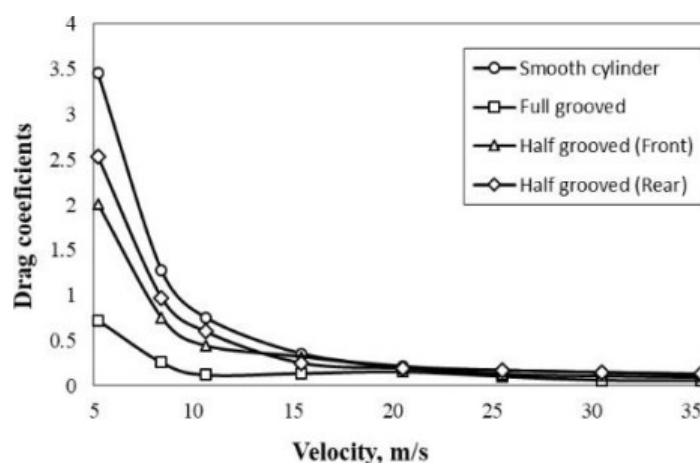
Kec., V (m/s)	Re x 10 ⁵	Gaya Drag, F _D (N)							Koefisien Drag, C _D						
		0 Alur	5 mm	7.5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm	0 Alur	5 mm	7.5 mm	10 mm	12,5 mm	15 mm	17,5 mm
3	0,34	0,250	0,285	0,290	0,300	0,320	0,320	0,310	2,036	2,321	2,362	2,525	2,606	2,566	2,443
4	0,45	0,380	0,420	0,425	0,440	0,460	0,460	0,450	1,741	1,924	1,947	2,062	2,107	2,085	2,016
5	0,56	0,510	0,565	0,575	0,580	0,600	0,600	0,595	1,495	1,657	1,686	1,715	1,759	1,730	1,701
6	0,68	0,700	0,770	0,775	0,790	0,810	0,810	0,800	1,425	1,568	1,578	1,609	1,629	1,615	1,600
7	0,79	0,950	1,020	1,035	1,055	1,070	1,060	1,060	1,421	1,526	1,548	1,563	1,586	1,571	1,556
8	0,90	1,230	1,325	1,345	1,355	1,370	1,375	1,360	1,420	1,518	1,541	1,558	1,575	1,563	1,549
9	1,01	1,550	1,675	1,680	1,700	1,720	1,720	1,705	1,403	1,516	1,520	1,548	1,557	1,548	1,538

**Gambar 91** Pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut serang 45°

Tabel 93 Persamaan regresi pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut 45°

Lebar alur (mm)	Persamaan Regresi	Koef. Korelasi
0.0	$CD = 2,5806 Re^2 - 4,3144 Re + 3,1689$	$R^2 = 0.9674$
5.0	$CD = 3,1665 Re^2 - 5,3416 Re + 3,721$	$R^2 = 0.9814$
7.5	$CD = 3,195 Re^2 - 5,4166 Re + 3,7791$	$R^2 = 0.9745$
10.0	$CD = 3,8489 Re^2 - 6,4951 Re + 4,2327$	$R^2 = 0.9974$
12.5	$CD = 4,0105 Re^2 - 6,8072 Re + 4,3959$	$R^2 = 0.9996$
15.0	$CD = 3,955 Re^2 - 6,6903 Re + 4,3247$	$R^2 = 0.9766$
17.5	$CD = 3,5164 Re^2 - 5,9517 Re + 4,0091$	$R^2 = 0.9778$

Nampak bahwa fenomena yang terjadi pada sudut 45° relatif sama dengan yang terjadi pada sudut lainnya yaitu, peningkatan Re berkorelasi dengan peningkatan gaya drag dan penurunan koefisien drag. Peningkatan gaya drag yang terjadi pada sudut serang 45° membentuk lintasan yang relatif identik dengan kecenderungan pada model lainnya. Demikian juga dengan lintasan yang terbentuk pada hubungan Re dengan C_D nampak bahwa peningkatan Re berpengaruh terhadap penurunan C_D cukup signifikan pada rentang kecepatan 3 m/s hingga 6 m/s atau pada rentang Re $0,34 \times 10^5$ hingga $0,68 \times 10^5$ namun pada Re yang lebih besar pengaruh peningkatan Re cenderung tidak signifikan berpengaruh terhadap C_D yang mana ditunjukkan dari lintasan yang cenderung rata pada Re yang lebih besar dari $0,68 \times 10^5$. Hal demikian selaras dengan hasil kajian Wan Yahaya, dkk. 2020 yang ditunjukkan melalui grafik pada Gambar 93.

**Gambar 92** Pengaruh kecepatan terhadap koefisien drag
(sumber : Wan Yahaya et al. 2020)

Kontributor gaya drag dan koefisien drag pada permukaan beralur adalah profil kecepatan dan tebal permukaan yang berbeda (Arya *et al.*, 2016);(Gowree, Jagadeesh and Atkin, 2019). Variasi jumlah alur yang diberikan pada permukaan sudu berdampak pada profil kecepatan dan tekanan yang terjadi pada permukaan sudu dan berkontribusi pada *stream line* yang terbentuk pada permukaan sudu, halmana menjadi indikator perubahan energi terserap pada aliran. Secara spesifik variasi lebar alur berdampak pada variasi ketebalan dan massa dari body sudu, dimana peningkatan lebar alur mengakibatkan ketebalan dan massa sudu semakin menurun. Ketebalan sudu berkorelasi dengan luas penampang yang berkontraksi dengan fluida kerja. Diprediksi bahwa adanya alur pada permukaan sudu akan mempengaruhi pola aliran, menimbulkan percepatan aliran karena aliran mengalir melalui ruang sempit dan berpengaruh pada koefisien drag.

Baloutaki, dkk., 2013 menjelaskan bahwa alur atau permukaan berlekuk memperkuat turbulensi aliran bebas sehingga meningkatkan momentum partikel aliran dan laju disipasi energi. Hal serupa dijelaskan juga oleh Gowree, dkk., 2019 yang menyatakan bahwa tonjolan seperti alur merupakan sumber utama hambatan gesekan kulit pada aliran yang dibatasi dinding.

Gambaran perubahan nilai C_D secara grafis pada setiap tingkat kecepatan atau yang dinyatakan dalam parameter bilangan Reynold yang ditunjukkan pada gambar 79 hingga gambar 82, menunjukkan bahwa pada $Re = 0,34 \times 10^5$ hingga $Re = 0,68 \times 10^5$ terbentuk jarak lintasan C_D yang cukup longgar dibanding yang dihasilkan pada $Re > 0,68 \times 10^5$. Hal tersebut mengindikasikan bahwa pada kecepatan rendah perubahan nilai C_D lebih besar dibanding perubahan yang terjadi pada kecepatan lebih besar. Pada $Re > 0,68 \times 10^5$ perubahan C_D relatif konstan.

Nilai koefisien drag, C_D yang dihasilkan pada setiap sudut putar (tabel 33 s/d 36) menunjukkan bahwa penambahan alur meningkatkan C_D dan peningkatan optimum pada setiap sudut putar terjadi pada sudu dengan lebar alur 12,5 mm. Hal tersebut menunjukkan bahwa penambahan alur meningkatkan koefisien drag demikian meningkatkan gaya drag pada permukaan sudu. Hasil tersebut sejalan dengan hasil eksperimen yang dilakukan oleh Wahidi, R., dkk.(Wahidi,



Chakroun and Al-Fahed, 2005) yang melakukan penambahan alur bujur sangkar 5 mm dengan variasi jarak dan jumlah alur pada $Re_h = 4580$. Dinyatakan bahwa penambahan alur meningkatkan gaya gesek pada lapisan batas turbulen permukaan halus, Jarak alur mempengaruhi nilai peningkatan gaya gesek. Peningkatan gaya gesek maksimum yang dihasilkan Wahidi R., dkk. Adalah sebesar 5,27 %.

Kajian koefisien gesek pada pelat datar secara komputasi dengan berbagai konfigurasi alur empat persegi dengan lebar 5 mm, kedalaman 5 mm melintang dilakukan oleh *Ranjan, P. dkk.*, (Ranjan, Ranjan and Singh, 2011) Dilaporkan bahwa peningkatan koefisien drag terjadi pada semua konfigurasi, dan peningkatan maksimum sebesar 3,54 %.

Sutardi dan Ardiansyah, 2016 telah melakukan studi numerik untuk menggambarkan karakter boundary layer pada pelat datar (*smooth wall*) dengan pelat beralur tipe-D lebar alur 4 mm, 10 mm dan 30 mm. Disimpulkan bahwa penambahan alur melintang pada sebuah pelat datar untuk aliran dengan $Re_x = 2,16 \times 10^6$ meningkatkan koefisien drag total sebagai akibat gradien tekanan yang terbentuk diatas alur, dimana peningkatan koefisien drag terendah pada alur 4 mm dibanding lebar alur lainnya.

Bao Wang, dkk. 2014 melakukan studi numerik dan eksperimen tentang pengaruh *alur mikro* melintang model segitiga pada permukaan silinder dengan dimensi alur tinggi 15 μmm , lebar 75 μmm , kemiringan sudut 40° . Dinyatakan bahwa terjadi pengurangan hambatan viskos sebesar 13 %, terbentuk pusaran mikro dibagian atas alur yang menurunkan laju geser aliran, sehingga menghasilkan pengurangan hambatan viskos. Mikro vorteks yang terbentuk mengubah profil kecepatan pada lapisan laminar sehingga efektif mengurangi hambatan yaitu hambatan viskos dan hambatan tekanan (Wang *et al.*, 2014).

Karakteristik model yang diamati melalui parameter debit, TSR, efisiensi, gaya drag dan koefisien drag menunjukkan bahwa penambahan alur pada sudu berpengaruh terhadap peningkatan TSR, efisiensi dan koefisien drag. Hal tersebut

jadi indikator perbedaan serapan energi input yaitu energi kinetik aliran model, dimana model dengan sudu beralur menyerap energi kinetik aliran daripada model tanpa alur. Hal ini terlihat pada penggunaan debit yang



lebih besar pada sudu tanpa alur dibanding debit yang digunakan sudu beralur untuk menghasilkan putaran yang sama. Hal lain yang menunjukkan bahwa sudu beralur menyerap energi aliran lebih baik dari sudu tanpa alur adalah melalui nilai TSR dimana sudu tanpa alur menghasilkan TSR lebih kecil dari sudu beralur. Hal demikian menunjukkan bahwa untuk mencapai kecepatan putaran sudut (ω) yang sama, sudu tanpa alur menggunakan kecepatan aliran yang lebih besar atau menggunakan energi input yang lebih besar.

Berdasarkan hasil pengamatan dan pengelolaan data hasil pengukuran gaya drag dan koefisien drag, terbukti bahwa penambahan alur akan meningkatkan nilai koefisien drag. Lebar alur mempengaruhi nilai koefisien drag yaitu makin besar lebar alur maka nilai koefisien drag makin besar dari lebar 5 mm sampai 12,5 mm sedangkan nilai koefisien drag menurun dari lebar 12,5 mm sampai 17,5 mm atau diperoleh koefisien drag maksimum pada lebar alur 12,5 mm. Hal ini menunjukkan bahwa penambahan alur meningkatkan gaya drag yang terjadi pada rotor dimana peningkatan maksimum terjadi pada sudu dengan lebar alur 12,5 mm. Dibanding kinerja yang dihasilkan akibat penambahan alur, menunjukkan pola perubahan yang sesuai yaitu penambahan alur meningkatkan kinerja, makin besar lebar alur semakin besar pula kinerja yang dihasilkan, dimana kinerja terbesar terjadi pada lebar 12,5 mm. Sehingga dapat dinyatakan bahwa kinerja terbaik rotor savonius dengan dimensi dan model sebagaimana yang diuji, dihasilkan pada sudu beralur 8 dengan lebar alur 12,5 mm.

IV.5 Kesimpulan

Rotor savonius dua sudu tanpa alur dan dua sudu beralur mempunyai karakteristik dengan kecenderungan yang sama, namun karakteristik sudu beralur meningkat sehingga diuraikan sebagai berikut :

1. Penambahan alur akan meningkatkan nilai koefisien drag. Lebar alur mempengaruhi nilai koefisien drag yaitu makin besar lebar alur maka nilai koefisien drag makin besar dari lebar 5 mm sampai dengan lebar 12,5 mm dan nilai koefisien drag menurun dari lebar 12,5 mm sampai 17,5 mm diperoleh koefisien drag maksimum pada lebar alur 12,5 mm.



2. Karakteristik optimum model dihasilkan sudu lebar 12,5 mm dengan TSR optimum sebesar 1,41 dan efisiensi optimum sebesar 34,50 %, sehingga pemberian sejumlah alur pada permukaan cekung rotor Savonius dua sudu dapat meningkatkan TSR sebesar 0,09 dan efisiensi sebesar 5,60 %.

IV.6 Saran

1. Dalam melakukan eksperimen pengukuran gaya drag rotor savonius, hendaknya memperhatikan dimensi batang penghubung yang berfungsi sebagai dudukan, karena benda tersebut akan mempengaruhi pola aliran dan nilai hambatan.
2. Pada eksperimen di saluran terbuka hendaknya selalu memperhatikan kondisi aliran air untuk melakukan pengukuran, karena potensi terjadi perubahan kondisi eksternal yang signifikan mengakibatkan perubahan properties air.



DAFTAR PUSTAKA

- Agung, A. *et al.* (2013) “Karakterisasi Pompa Axial Sebagai Turbin Pembangkit Listrik Tenaga Mikro Hidro,” (Snttm Xii), pp. 23–24.
- Ahmadi-Baloutaki, M., Carriveau, R. and Ting, D. S. K. (2013) “Effect of free-stream turbulence on flow characteristics over a transversely-grooved surface,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, 51, pp. 56–70. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2013.07.001.
- Alizadeh, H., Jahangir, M. H. and Ghasempour, R. (2020) “CFD-based improvement of Savonius type hydrokinetic turbine using optimized barrier at the low-speed flows,” *Ocean Engineering*, 202. doi: 10.1016/j.oceaneng.2020.107178.
- Arya, A. *et al.* (2016) “Studi Numerik Karakteristik Boundary Layer Turbulen pada Pelat Datar dengan Alur Melintang Tipe-D,” *Jurnal Teknik Its*, 5(2), pp. 668–672.
- Golecha Kailash, T. I. Eldho, and S. V. P. (2012) “Performance Study of Modified Savonius Water Turbine with Two Deflector Plates.pdf,” p. 12.
- Gowree, E. R., Jagadeesh, C. and Atkin, C. J. (2019) “Skin friction drag reduction over staggered three dimensional cavities,” *Aerospace Science and Technology*, 84, pp. 520–529. doi: 10.1016/j.ast.2018.11.001.
- Kumar, A. and Saini, R. P. (2017) *Performance analysis of a single stage modified Savonius hydrokinetic turbine having twisted blades*, Renewable Energy. Elsevier Ltd. doi: 10.1016/j.renene.2017.06.020.
- Ramadhan, A. A., Al Anii, Y. T. and Shareef, A. J. (2013) “Groove geometry effects on turbulent heat transfer and fluid flow,” *Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung*, 49(2), pp. 185–195. doi: 10.1007/s00231-012-1076-9.
- Ranjan, P., Ranjan, A. and Singh, A. (2011) “Computational analysis of frictional drag over transverse grooved flat plates,” *International Journal of Engineering, Science and Technology*, 3(2), pp. 110–116. doi: 10.4314/ijest.v3i2.68680.
- Salam, N., dan Tarakka, R. (2021) “Dinamika Fluida Fluida.”
- Sodjavi, K., Ravelet, F. and Bakir, F. (2018) “Effects of axial rectangular groove on turbulent Taylor-Couette flow from analysis of experimental data,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, 97, pp. 270–278. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2018.04.022.
- et al.* (2018) “Shape optimization of a Savonius wind rotor with different convex and concave sides,” *Renewable Energy*, 117, pp. 287–299. doi: 10.1016/j.renene.2017.10.067.
- R., Chakroun, W. and Al-Fahed, S. (2005) “The behavior of the skin-friction coefficient of a turbulent boundary layer flow over a flat plate with



differently configured transverse square grooves,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, 30(2), pp. 141–152. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2005.03.022.

Wan Yahaya, W. M. A. *et al.* (2020) “The evaluation of drag and lift force of groove cylinder in wind tunnel,” *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, 68(2), pp. 41–50. doi: 10.37934/ARFMTS.68.2.4150.

Wang, B. *et al.* (2014) “Drag Reduction by Microvortexes in Transverse Microgrooves,” *Advances in Mechanical Engineering*, 2014. doi: 10.1155/2014/734012.



BAB V

PEMBAHASAN UMUM

V.1. Karakteristik Rotor Savonius

Pengamatan dan pengukuran parameter model yaitu rotor Savonius dua sudu tanpa alur dan beralur untuk menggambarkan karakteristik dilakukan pada saluran terbuka/irigasi. Pengukuran dilakukan untuk mendapatkan parameter input yang dibutuhkan untuk mengetahui karakteristik turbin hidrokinetik Savonius maupun turbin angin Savonius yaitu kecepatan aliran (V), beban pengereman (m), dan putaran (n) rotor.

Pengukuran beban pengereman pada pengujian ini ditentukan konstan pada beberapa tingkatan yaitu dari 0 kg sampai dengan 2,5 kg dengan peningkatan secara periodik 0,5 kg. Nilai tersebut ditetapkan berdasar kemampuan beban pengereman maksimum yang dihasilkan model. Sedangkan putaran ditentukan konstan pada beberapa tingkat yaitu; 40 rpm, 50 rpm, 60 rpm, dan 70 rpm. Dimana pemilihan nilai tersebut ditetapkan berdasarkan potensi aliran di tempat pengujian dan dimensi model. Pengukuran kecepatan diatur variatif sesuai kebutuhan masing-masing model agar tercapai putaran pada beban pengereman tertentu, dimana pengaturan kecepatan aliran dilakukan pada pintu irigasi dengan merubah level bukaan pintu air.

Konsekwensi dari metode pengukuran parameter input demikian ialah perubahan pada sudu langsung tergambarkan melalui penggunaan energi input, namun data putaran maksimum pada setiap kecepatan tidak diketahui karena putaran sudah ditentukan pada nilai-nilai tertentu. Dengan metode demikian, pembahasan pengaruh alur lebih sederhana diuraikan melalui dampaknya pada

an kecepatan yang dalam hal ini merepresentasikan energi input
 ana pembahasan dalam penelitian ini. Dampak lain dari metode pengujian
 lakukan ialah torsi dan daya output yang dihasilkan nilainya terbatas sesuai



batasan pembebanan dan putaran yang telah ditentukan. Dengan demikian penggambaran karakteristik model yaitu torsi, daya output dan efisiensi sebagai variabel terikat dan putaran sebagai variabel bebas kurang tepat karena tidak tersedia data putaran maksimum.

Parameter input yang tersedia adalah kecepatan sebagai variabel bebas dan dapat dikonversi menjadi debit ataupun bilangan Reynolds (Re), namun penggambaran karakteristik model dilakukan dengan menggunakan variabel bebas kecepatan. Grafik hasil untuk metode pengujian seperti yang telah dilakukan tidak dapat tersaji dalam bentuk parabola secara utuh yaitu dari putaran optimum pada kondisi tanpa beban hingga putaran nol pada kondisi beban maksimum. Contoh grafik hasil demikian ditunjukkan Wenlong Tian, dkk.2018 (Tian, Mao and Ding, 2018) dan Elbatran, dkk. 2017 (Elbatran, Ahmed and Shehata, 2017).

Metode lain yang sering dilakukan dalam pengukuran parameter input ialah dengan menentukan kecepatan beban pengereman pada beberapa tingkat namun putaran tidak dikonstantkan. Metode seperti ini energi input dikonstantkan sehingga informasi perubahan karena perlakuan pada sudu terlihat pada parameter output yaitu torsi, daya output, TSR dan efisiensi. Pada metode pengujian seperti ini, tersedia data putaran maksimum setiap kecepatan yaitu pada kondisi tanpa beban pengereman dan putaran nol yaitu ketika beban pengereman maksimum. Sehingga penyajian parameter output sebagai variabel terikat dan putaran sebagai variabel bebas dapat dilakukan, dimana grafik hasil yang terbentuk membentuk parabola sebagaimana grafik pada referensi (Himran, 2018); (Pham and Member, 2014) dan referensi lain seperti yang dihasilkan (Kumar and Sarkar, 2016) ataupun (Talukdar, Kulkarni and Saha, 2018).

Kedua metode pengujian tersebut yaitu menentukan kecepatan atau daya input beberapa tingkat sehingga data putaran maksimum dapat diketahui dan putaran pada beberapa tingkat memberi hasil yang sama yaitu dapat gambaran karakteristik model uji melalui parameter torsi, daya input, daya



output, dan efisiensi. Atau dengan parameter tanpa dimensi yaitu TSR, koefisien torsi, C_t dan koefisien daya, C_p sebagai variabel terikat sedangkan variabel bebas ialah putaran (n) dan TSR (λ) serta kecepatan (V) atau debit (Q) atau bilangan Reynold (Re) hal mana dapat dipilih sesuai kondisi dan kebutuhan.

Upaya untuk meningkatkan kinerja rotos Savonius sudah cukup banyak yang secara umum mengarah pada kajian parameter desain utama rotor dan penggunaan berbagai accessories. Salah satu parameter desain utama rotor Savonius adalah model sudu. Kajian model sudu yang telah dilakukan cukup variatif yaitu ; model dengan sudu yang dipuntir (Kumar and Saini, 2017) atau model sudu dengan ketebalan yang berubah (El-Sawy *et al.*, 2022); model sudu dengan bentuk elips (Tian *et al.*, 2018); model sudu dengan tambahan komponen lurus (Anwar *et al.*, 2018) dan modifikasi model sudu lainnya. Jika dicermati, kesemua modifikasi tersebut bertujuan untuk merubah geometri sudu dalam upaya meningkatkan selisih gaya drag yang terjadi untuk menghasilkan model dengan kinerja lebih baik.

Secara prinsip penelitian ini dimaksudkan untuk hal yang sama yaitu upaya peningkatan gaya drag yang dihasilkan sudu melalui penambahan alur pada permukaan cekung sudu. Dimana keberadaan alur mengakibatkan perubahan karakter aerodinamis sudu karena perubahan geometri, perubahan pola aliran yang berdampak pada nilai tegangan geser maupun tegangan normal pada permukaan sudu yang pada akhirnya berpengaruh terhadap selisih gaya drag yang dihasilkan. Sehingga dengan bertambahnya selisih gaya drag yang dihasilkan akan mengakibatkan peningkatan kinerja rotor.

Secara teoritis penambahan alur pada permukaan akan merubah gaya drag pada permukaan halus sesuai dengan beberapa kajian sebelumnya antara lain oleh (Sodjavi, Ravelet and Bakir, 2018) yang menyatakan bahwa keberadaan alur pada meningkatkan koefisien gesek, efek modulasi aliran yang diinduksi oleh nunjukkan adanya perbedaan yang signifikan pada pola aliran dan tan koefisien gesek dengan bertambahnya jumlah alur. Hal serupa juga



dikemukakan Sutardi dan Ardiansyah, 2016 yang telah melakukan studi numerik pada pelat beralur tipe-D dengan konfigurasi lebar alur yang menyatakan bahwa penambahan alur melintang pada sebuah pelat datar untuk aliran dengan $Re_x = 2,16 \times 10^6$ meningkatkan koefisien drag total sebagai akibat gradien tekanan yang terbentuk (Arya *et al.*, 2016).

V.1.1 Karakteristik Berdasarkan Variasi Jumlah Alur

Pengaruh penambahan alur pada penelitian ini dijelaskan melalui gambaran torsi, daya output, TSR dan efisiensi sebagai variabel terikat dan kecepatan sebagai variabel bebas. Pembahasan dilakukan berdasar variasi jumlah alur sesuai topik I dan berdasar variasi lebar alur sesuai topik II. Berhubung fenomena dan pola perubahan parameter yang terjadi pada semua tingkat putaran konstan yang diuji relatif menghasilkan pola yang relatif sama, maka pembahasan cukup terwakili dengan menggunakan data pada putaran 60 rpm.

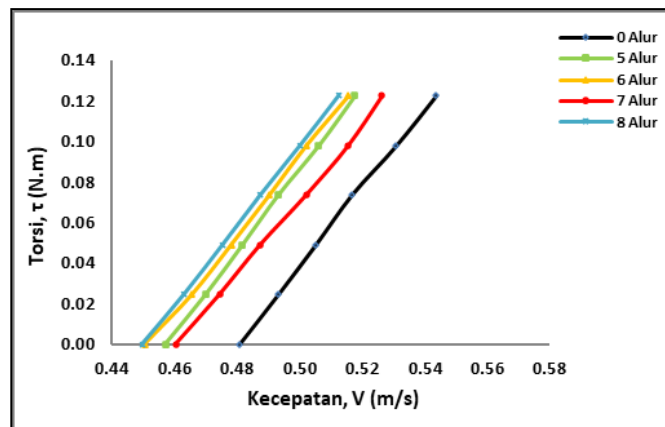
Dengan menentukan beban pengereman konstan bertingkat maka gaya output yang dihasilkan terbatas sesuai jumlah tingkat beban pengereman. Sehingga torsi yang dihasilkan terbatas sesuai gaya output hal mana tergantung variasi jumlah beban pengereman. Hal tersebut terlihat secara grafis pada gambar 90 dan 91. Terlihat bahwa perbedaan lintasan yang dibentuk model merupakan dampak dari nilai kecepatan yang digunakan pada setiap tingkat beban pengereman.

Daya output adalah hasil perkalian torsi dengan kecepatan putaran sudut rotor. Pada putaran yang ditentukan konstan pada beberapa tingkat, maka kecepatan putaran sudut yang dihasilkan tidak variatif tetapi bergantung pada jumlah variasi putaran yang diujikan. Dengan demikian nilai torsi dan daya output yang dihasilkan terbatas sesuai variasi nilai beban pengereman dan putaran. Mencermati desain dan dimensi model, satu-satunya hal yang berbeda dari model adalah jumlah alur pada

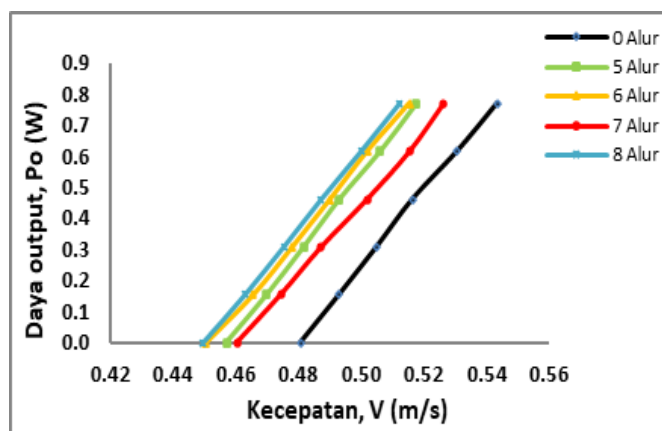
an cekung sudu. Sehingga dapat dinyatakan bahwa keberadaan alur faktor penyebab terjadinya perbedaan kebutuhan energi input dan efisiensi asilkan model.



Pengaruh kecepatan terhadap torsi dan daya output untuk putaran 60 rpm diperlihatkan secara grafis pada Gambar 94. Pola yang terbentuk akibat pengaruh kecepatan terhadap torsi dan daya output relatif identik, karena korelasi torsi dan daya output adalah linear. Nampak bahwa semakin besar kecepatan yang digunakan maka semakin besar pula torsi dan daya output yang dihasilkan masing-masing model. Pada putaran yang sama, semakin besar jumlah alur maka torsi dan daya output yang dihasilkan semakin meningkat juga. Sudu tanpa alur membutuhkan kecepatan yang lebih besar dari model lain, dan sudu beralur 8 membutuhkan kecepatan terkecil.



(a)

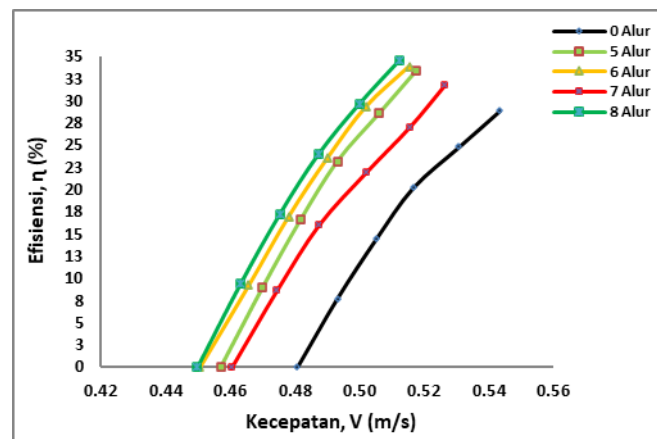


(b)

ar 93 Pengaruh kecepatan terhadap (a) Torsi dan (b) terhadap daya output pada putaran 60 rpm dengan variasi jumlah alur



Dengan semakin kecil kecepatan yang digunakan pada putaran yang sama untuk menghasilkan torsi dan daya output yang sama, maka efisiensi yang dihasilkan lebih besar dari model lainnya. Hal tersebut nampak pada Gambar 95 yang menunjukkan pengaruh kecepatan terhadap efisiensi dari model pada putaran 60 rpm. Semakin besar jumlah alur maka semakin kecil debit yang digunakan untuk menghasilkan putaran yang sama yaitu 60 rpm. Hal tersebut menjelaskan bahwa akibat adanya alur maka kebutuhan energi input menjadi lebih kecil.



Gambar 94 Pengaruh kecepatan terhadap efisiensi pada putaran 60 rpm

Hasil kajian sebelumnya telah menjelaskan bahwa bahwa keberadaan alur pada permukaan benda yang berinteraksi dengan fluida mengalir mengakibatkan perubahan kekasaran permukaan, pola aliran dan tekanan diatas permukaan, perubahan geometri permukaan yang berinteraksi dengan fluida kerja. Dimana faktor-faktor tersebut menjadi kontributor perubahan gaya drag pada permukaan halus. Secara teori dinyatakan bahwa gaya drag adalah resultante gaya-gaya yang bekerja pada permukaan dengan arah sesuai aliran didepan benda. Dimana gaya tersebut diklasifikasi sebagai efek viskositas dari fluida kerja yang disebut gesekan gaya yang terjadi sebagai efek distribusi tekanan pada permukaan benda interaksi dengan fluida dan disebut sebagai tekan normal, dimana distribusi



tegangan geser dan tekan normal bervariasi sepanjang permukaan (Nasaruddin Salam, 2021); (Cimbala, 2014);

Berdasarkan uraian tersebut nampak bahwa gaya drag yang dihasilkan permukaan sangat tergantung faktor kecepatan fluida. Nilai tegangan geser ditentukan dua variabel yaitu kecepatan dan viskositas fluida, sehingga pada kondisi viskositas fluida konstan maka kecepatan yang mengakibatkan terjadinya perubahan tegangan geser. Hal demikian menjelaskan bahwa kecepatan fluida berkorelasi dengan gaya geser yang dihasilkan sudu.

Tekanan akibat aliran merupakan nilai head efektif aliran yang bersumber dari head akibat elevasi yang disebut head statis (H_s) dan head akibat kecepatan aliran atau head dinamis (H_D). Pada rotor Savonius, elevasi aliran yang menerima sudu dan yang meninggalkan sudu konstan maka head dinamis diabaikan sehingga head yang terjadi pada sudu hanya head dinamis yang dinyatakan melalui persamaan 38. Nilainya dapat dihitung berdasar persamaan tersebut namun distribusinya sulit diuraikan karena keterbatasan data. Namun dapat diprediksi bahwa nilai tersebut bervariasi pada permukaan dan faktor yang berpengaruh adalah besarnya kecepatan aliran pada permukaan tersebut.

Dari uraian tegangan geser dan tekanan yang terjadi pada permukaan tersebut dapat dinyatakan bahwa faktor kecepatan merupakan penentu besar kecilnya gaya drag yang terjadi pada permukaan sudu. Dengan demikian, pada kondisi sudu membutuhkan debit yang lebih besar karena gaya drag yang dihasilkan kecil sehingga membutuhkan kecepatan yang lebih besar agar dapat mencapai putaran tertentu yang telah ditetapkan. Sehingga dapat dipahami bahwa pada putaran yang sama sudu tanpa alur membutuhkan kecepatan atau debit atau energi input yang lebih besar dari sudu beralur karena gaya drag yang dihasilkan lebih kecil dari sudu

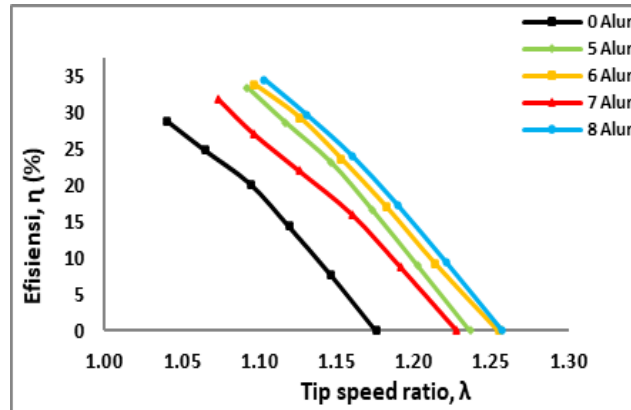
dan sudu beralur 8 membutuhkan energi input terkecil karena sudu beralur 8 menghasilkan gaya drag yang lebih besar daripada model lainnya.



Koefisien daya (CP) adalah parameter standar untuk mengetahui kinerja atau efisiensi yang dihasilkan model yaitu perbandingan daya output dengan energi input atau daya input. Dimana daya output adalah perkalian antara torsi (τ) dengan kecepatan putaran sudut (ω), sedangkan daya input yaitu energi kinetik aliran. Hal mana korelasi dari parameter-parameter tersebut ditunjukkan pada persamaan 24 s/d 26. Dengan mensubstitusi torsi menjadi parameter tak berdimensi koefisien torsi sebagaimana ditunjukkan pada persamaan 31, maka koefisien daya dapat dinyatakan sebagai perkalian antara koefisien torsi (CM) yaitu parameter tidak berdimensi dari torsi dengan TSR (λ) sebagaimana dinyatakan pada persamaan 32. Persamaan tersebut menjelaskan bahwa faktor yang menentukan nilai koefisien daya adalah torsi atau dalam bentuk parameter tak berdimensi koefisien torsi dengan TSR. Pada kondisi koefisien torsi konstan, maka semakin besar juga koefisien daya yang dihasilkan atau sebaliknya.

Gambar 94 memperlihatkan perbandingan karakteristik model dengan parameter TSR dan efisiensi pada putaran 60 rpm. Terlihat bahwa semakin besar jumlah sudu maka semakin besar juga TSR yang dihasilkan. Sudu tanpa alur menghasilkan TSR paling rendah dibanding model lain dan sudu beralur 8 menghasilkan TSR yang paling besar. Sebagaimana dipahami bahwa TSR parameter tak berdimensi yang merepresentasikan perbandingan kecepatan putaran sudut sudu (ω) dengan kecepatan aktual aliran yang menerpa permukaan sudu (V). Sehingga untuk putaran (n) sudu konstan maka kecepatan putaran sudut sudu (ω) pun menjadi konstan karena berkorelasi secara linear. Dengan demikian parameter yang menentukan nilai TSR adalah kecepatan aliran. Hal ini membuktikan bahwa pada putaran yang sama, model yang menghasilkan TSR lebih rendah adalah model yang menggunakan kecepatan atau debit yang lebih besar.



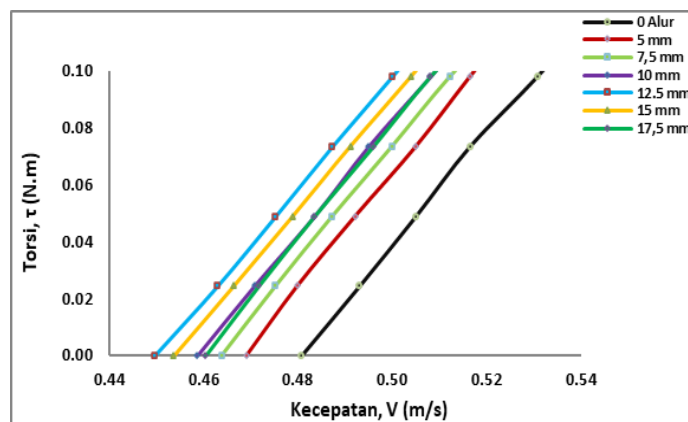


Gambar 95 Pengaruh *tip speed ratio* terhadap efisiensi pada putaran 60 rpm

Pada putaran 60 rpm ataupun pada tingkat putaran lain yang diuji, sudu tanpa alur menghasilkan TSR yang lebih rendah dari model lainnya. Dengan demikian sudu tanpa alur membutuhkan energi input yang lebih besar dari model lainnya, sedangkan sudu beralur 8 sebagai model yang menghasilkan TSR terbesar membutuhkan energi input terkecil. Hal ini membuktikan bahwa model dengan TSR lebih kecil menghasilkan efisiensi lebih kecil pula, dimana korelasi tersebut terlihat pada gambar 96.

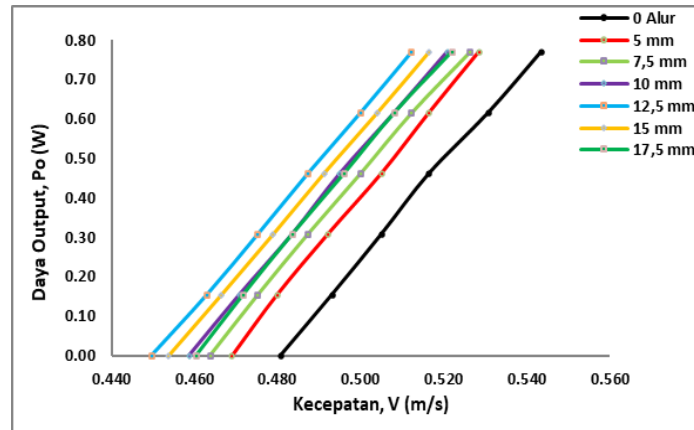
V.1.2 Karakteristik Berdasarkan Variasi Lebar Alur

Pengaruh lebar alur terhadap torsi dan daya output pada putaran 60 rpm ditunjukkan pada Gambar 97. Terlihat bahwa peningkatan kecepatan mengakibatkan peningkatan torsi dan daya output yang dihasilkan masing-masing model.



(a)





(b)

Gambar 96 Pengaruh kecepatan terhadap (a) Torsi dan (b) terhadap daya output pada putaran 60 rpm dengan variasi lebar alur

Nampak juga bahwa torsi dan daya output yang dihasilkan model pada setiap beban pengereman menghasilkan nilai torsi dan daya output yang sama, namun menggunakan kecepatan yang berbeda. Hal demikian menunjukkan masing-masing model menghasilkan gaya drag yang berbeda sehingga berdampak pada kebutuhan energi input untuk menghasilkan torsi yang sama. Semakin besar lebar alur maka torsi dan daya output yang dihasilkan semakin besar pula hingga lebar 12,5 mm namun untuk lebar alur 15 mm dan 17,5 mm terjadi penurunan torsi dan daya output. Kondisi demikian menunjukkan bahwa lebar alur optimum adalah 12,5 mm.

Pada putaran yang sama, torsi dan daya output konstan maka yang menjadi indikator model mana yang lebih baik adalah kecepatan atau kebutuhan debit yang digunakan. Karena untuk kondisi torsi atau daya output konstan, maka model yang menggunakan kecepatan lebih besar untuk menghasilkan putaran yang sama akan menghasilkan kinerja atau nilai C_P yang lebih rendah. Sebaliknya model yang menggunakan debit lebih kecil akan menghasilkan nilai kinerja atau C_P yang lebih

besar



dasarakan perlakuan terhadap model yaitu beban pengereman dan putaran na, serta dimensi masing-masing model yang sama kecuali penambahan gan lebar yang variatif, maka dapat diprediksi perbedaan karakteristik

model adalah akibat alur dengan lebar yang variatif. Masing-masing model menghasilkan gaya drag berdasarkan keseimbangan total dari gaya geser dan tekanan normal yang terjadi pada permukaan cekung. Dimana alur tersebut terdapat pada permukaan sudu, gaya drag pada permukaan cembung diasumsikan konstan kecuali pengaruh profil kecepatan yang terbentuk pada sudu cekung.

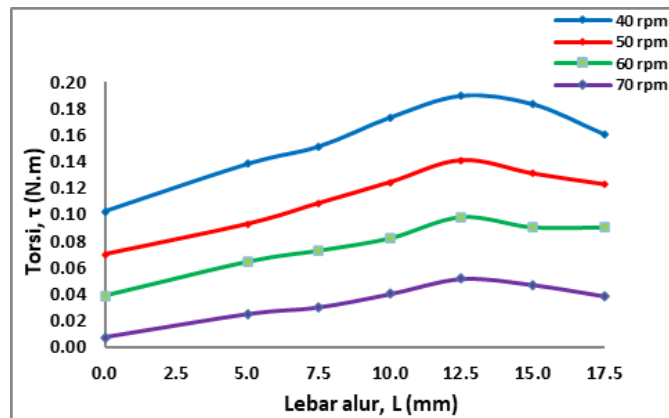
Hipotesis tersebut terjawab melalui nilai kebutuhan energi input masing-masing model, yang dihasilkan model pada kondisi torsi dan daya output konstan maupun nilai torsi dan daya output yang dihasilkan model untuk kecepatan yang sama. Dimana model dengan lebar alur 12,5 mm menghasilkan jumlah gaya geser dengan tekanan normal terbesar sedangkan sudu tanpa alur menghasilkan nilai terkecil. Sehingga model yang menghasilkan nilai optimum adalah sudu dengan lebar alur 12,5 mm.

Tabel 94 dan Gambar 98 menunjukkan perbandingan torsi yang dihasilkan sudu tanpa alur dan sudu beralur 8 dengan variasi lebar alur pada beberapa tingkat putaran yang diuji pada kecepatan 0,5 m/s. Terlihat bahwa pada setiap putaran, sudu tanpa alur menghasilkan torsi yang lebih rendah dibandingkan model lainnya. Semakin besar lebar alur maka torsi yang dihasilkan semakin besar pula hingga lebar 12,5 mm, namun penambahan lebar alur yang lebih besar dari 12,5 mm menghasilkan penurunan torsi. Dengan demikian sudu dengan lebar alur merupakan model yang menghasilkan nilai optimum. Terlihat pula bahwa dengan semakin meningkatnya putaran maka nilai torsi yang dihasilkan semakin berkurang.

Tabel 94 Pengaruh lebar alur terhadap torsi dan daya output pada $V = 0,5$ m/s

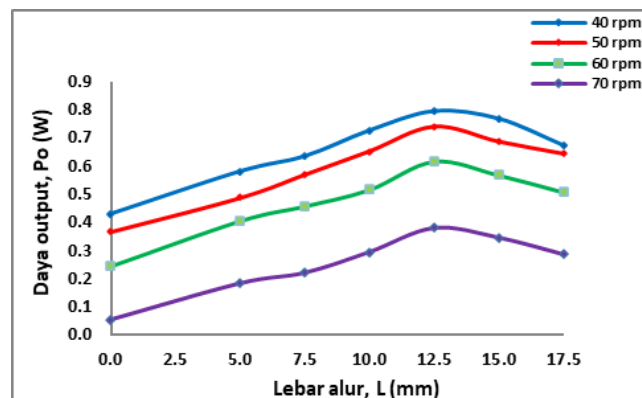
Lebar alur (mm)	Torsi, τ (N.m)				Daya output, P_o (W)			
	40 rpm	50 rpm	60 rpm	70 rpm	40 rpm	50 rpm	60 rpm	70 rpm
0.0	0.10	0.07	0.04	0.01	0.43	0.37	0.24	0.05
5.0	0.14	0.09	0.06	0.02	0.58	0.49	0.40	0.18
7.5	0.15	0.11	0.07	0.03	0.63	0.57	0.46	0.22
10.0	0.17	0.12	0.08	0.04	0.73	0.65	0.52	0.29
12.5	0.19	0.14	0.10	0.05	0.80	0.74	0.62	0.38
15.0	0.18	0.13	0.09	0.05	0.77	0.69	0.57	0.34
17.5	0.16	0.12	0.09	0.04	0.67	0.64	0.51	0.29





Gambar 97 Pengaruh lebar alur terhadap torsi untuk beberapa tingkat putaran. pada kecepatan $V = 0,5$ m/s

Gambar 99 memperlihatkan pola perubahan daya output dengan variasi lebar alur untuk sudu beralur 8. Nampak bahwa pada kecepatan yang sama yaitu 0,5 m/s, peningkatan putaran mengakibatkan daya output yang dihasilkan masing-masing model mengalami penurunan. Sehingga semua model menghasilkan daya output maksimum pada putaran 40 rpm dan minimum pada putaran 70 rpm. Sudu dengan lebar 12,5 mm menghasilkan daya output terbesar yaitu sebesar 0,80 W pada putaran 40 rpm. Dengan demikian sudu dengan lebar alur 12,5 mm lebih baik dari model lainnya.



Gambar 98 Pengaruh lebar alur terhadap daya output untuk beberapa tingkat putaran. pada kecepatan $V = 0,5$ m/s



Nilai torsi maupun daya output yang dihasilkan pada kecepatan 0,5 m/s untuk beberapa tingkat putaran konstan menunjukkan bahwa peningkatan putaran menghasilkan nilai torsi dan daya output yang dihasilkan semua model mengalami penurunan. Hal tersebut relevan dengan statmen beberapa hasil kajian sebelumnya yang menyatakan rotor savonius lebih efektif mengekstraksi energi kinetik pada kecepatan rendah (Chen, Chen and Zhang, 2018).

Beban pengereman dan putaran yang ditentukan konstan bertingkat pengaruhnya terlihat dengan jelas pada konsumsi energi input. Dengan beban pengereman yang konstan maka menghasilkan nilai gaya output (F_o) yang terjadi pada poros menjadi konstan. Dengan demikian torsi yang dihasilkan menjadi konstan pula. Sehingga dapat dinyatakan bahwa kemampuan model merubah energi aliran nampak pada energi input karena energi output diintervensi menjadi konstan. Hal tersebut terbukti melalui penggunaan kecepatan yang lebih besar pada model yang menghasilkan torsi lebih kecil.

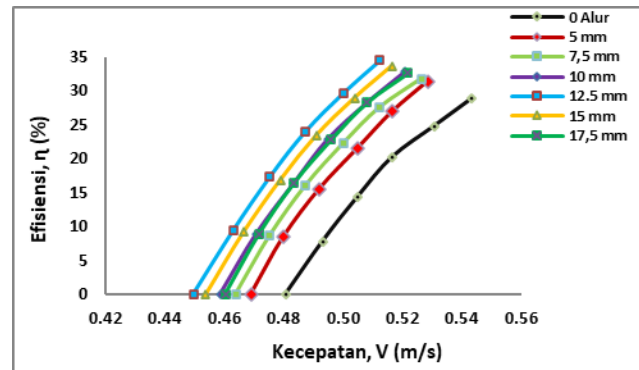
Dengan membuat beban pengereman dan putaran kontan pada beberapa tingkat tertentu, maka berpengaruh pada daya output yang dihasilkan yaitu menjadi konstan, karena parameter yang menentukan nilai daya output adalah torsi dan kecepatan putaran sudut (ω). Sehingga perubahan karakteristik model akan terlihat pada daya input atau parameter yang mempengaruhi daya input. Parameter yang mempengaruhi daya input pada turbin hidrokinetik adalah densitas fluida (ρ), luas frontal (A) dan kecepatan aliran (V). Dengan membuat diameter model yang sama semua, maka luas frontal model juga sama sehingga perubahan nilai daya input tergantung pada kecepatan aliran untuk densitas aliran konstan.

Gambar 100b menunjukkan perbandingan TSR dengan efisiensi yang dihasilkan model pada putaran 60 rpm. Terlihat bahwa masing-masing model

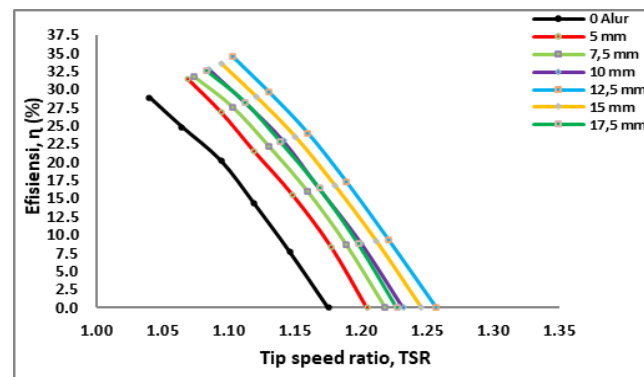


ni pengurangan efisiensi dengan meningkatnya TSR. Sudu tanpa alur ilkan TSR terkecil sedangkan sudu dengan lebar alur 12,5 mm merupakan ngan TSR terbesar, sehingga semakin besar lebar alur maka semakin besar

pula TSR yang dihasilkan namun lebar alur yang lebih besar dari 12,5 mm menghasilkan TSR yang berkurang.



(a)



(b)

Gambar 99 Pengaruh kecepatan terhadap efisiensi (a) dan Pengaruh *tip speed ratio* terhadap efisiensi (b) pada putaran 60 rpm

Hal ini menunjukkan bahwa model dengan lebar alur 12,5 mm merupakan model terbaik karena menghasilkan TSR terbesar. Korelasi antara TSR dan kinerja yang telah diuraikan sebelumnya menjelaskan bahwa kinerja atau dalam bentuk parameter tanpa dimensi CP adalah perkalian antara TSR dengan koefisien torsi.

Sehingga pada kondisi torsi atau koefisien torsi konstan, model yang menghasilkan

terkecil akan menghasilkan kinerja terkecil pula dan sebaliknya model yang ilkan TSR terbesar akan menghasilkan kinerja terbesar pula., sebaliknya ilkan

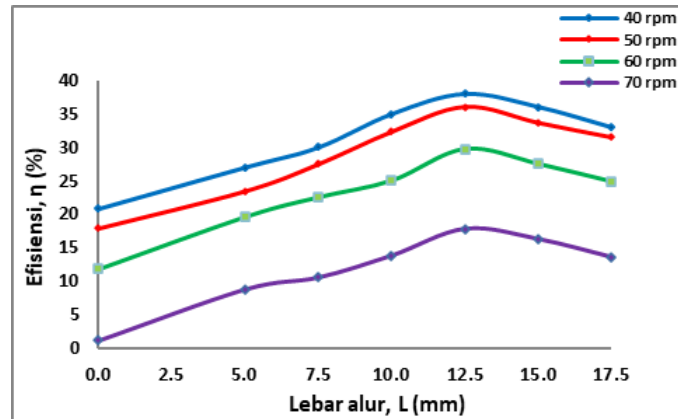


Kedua grafik tersebut membuktikan bahwa keberadaan alur pada permukaan berdampak pada konsumsi energi input yang dibutuhkan model untuk mencapai putaran yang sama yaitu 60 rpm. Energi input adalah parameter yang dipengaruhi luas permukaan, massa jenis dan kecepatan sehingga untuk kondisi luas permukaan dan massa jenis konstan maka nilai energi input tergantung nilai kecepatan. Sehingga semakin besar kecepatan yang diperlukan maka semakin besar pula energi input yang digunakan.

Perbandingan karakteristik model tanpa alur dan 8 alur dengan variasi lebar alur ditunjukkan pada Gambar 101. Nampak bahwa masing-masing model mengalami peningkatan efisiensi dengan meningkatnya kecepatan. Peningkatan kecepatan yang terjadi pada model merupakan dampak dari peningkatan beban pengereman yang diberikan, karena dengan meningkatnya beban pengereman maka model membutuhkan energi input yang lebih besar untuk dapat menghasilkan putaran 60 rpm. Pada setiap beban pengereman, sudu tanpa alur menggunakan debit terbesar sedangkan model dengan lebar alur 12,5 mm menggunakan debit terkecil untuk menghasilkan putaran 60 rpm. Sehingga semakin besar lebar alur semakin kecil debit yang digunakan, namun pada lebar alur yang lebih besar dari 12,5 mm menunjukkan penggunaan debit yang meningkat. Hal ini menunjukkan bahwa pada setiap tingkat pembebanan sudu dengan lebar alur 12,5 mm merupakan model terbaik karena menggunakan debit terkecil atau menggunakan energi input terkecil untuk menghasilkan putaran 60 rpm. Sehingga pada beban pengereman dan putaran konstan, model akan menghasilkan daya output yang konstan pula. Dengan demikian model yang menggunakan energi input terkecil menghasilkan kinerja terbesar dan sebaliknya model yang menggunakan debit terbesar menghasilkan kinerja terkecil.

Berdasarkan uraian karakteristik model dengan parameter debit, TSR dan dapat dinyatakan bahwa penambahan alur mengakibatkan peningkatan stik, dan nilai optimum dihasilkan sudu beralur 8, dengan lebar alur 12,5





Gambar 100 Pengaruh lebar alur terhadap Efisiensi

Berdasarkan nilai daya output dan efisiensi yang dihasilkan model pada kecepatan 0,5 m/s untuk setiap tingkat putaran yang diuji, terlihat bahwa penambahan alur mengakibatkan peningkatan daya output dan efisiensi. Dengan demikian salah satu cara memperbaiki kinerja rotor savonius adalah dengan penambahan alur pada permukaan cekung sudu. Sedangkan jumlah dan lebar alur yang dapat menghasilkan peningkatan optimum adalah dengan 8 alur lebar 12,5 mm.

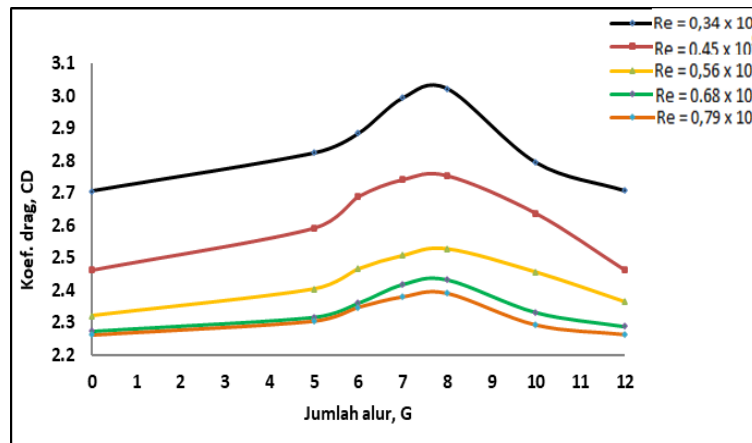
V. 2. Gaya drag dan koefisien Drag

Pengamatan dan pengukuran untuk mendapatkan parameter gaya drag dan koefisien drag dilakukan pada wind tunnel. Agar koefisien drag yang dihasilkan pada pengujian dapat digunakan untuk validasi relevansi nilai parameter yang dihasilkan pada pengujian di saluran irigasi maka diterapkan konsep keserupaan (*similarity*) pada pemodelan.

Beberapa literatur antara lain (Frank M. White, 2016); (Munson *et al.*, 2013); (Cimbala, 2014) menjelaskan bahwa penerapan konsep keserupaan untuk analisa dalam mekanika fluida menggunakan beberapa variabel dan kelompok tak berdimensi. Secara umum pada soal dinamika fluida yang umum pada konsep keserupaan atau *similarity* adalah bilangan Reynold (Re).

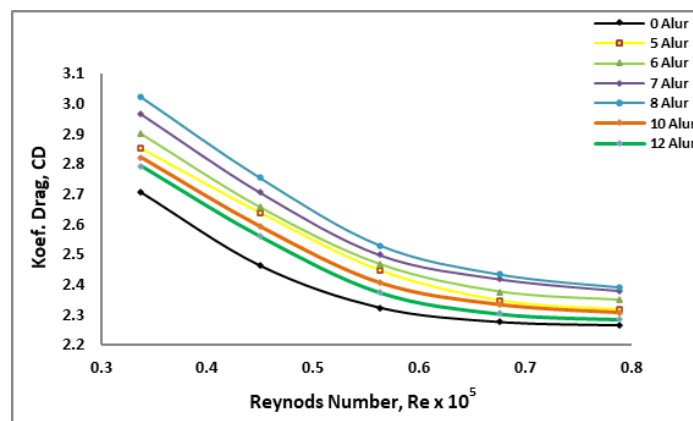


Perbedaan mendasar pengujian pada saluran irigasi dan *wind tunnel* adalah poperties fluida kerja yang digunakan berbeda, dalam hal ini massa jenis dan viskositas. Sehingga untuk memperoleh nilai Re yang sama, maka akibat perbedaan massa jenis dan viskositas di seimbangkan melalui kecepatan fluida kerjanya.



Gambar 101 Pengaruh jumlah alur terhadap koefisien drag pada sudut putar 90° pada beberapa tingkat Re .

Korelasi bilangan Reynolds dengan koefisien drag yang dihasilkan melalui pengujian pada *wind tunnel* pada sudut 90° untuk variasi jumlah alur ditunjukkan pada Gambar 102 dan 103. Terlihat bahwa peningkatan Re mengakibatkan penurunan koefisien drag masing-masing model.



Gambar 102 Pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut putar 90° dengan variasi lebar alur



Peningkatan Re dari $0,3 \times 10^5$ hingga $0,68 \times 10^5$ terjadi penurunan koefisien drag yang cukup ekstrim dibanding penurunan koefisien drag $0,6$ hingga $0,8 \times 10^5$. Nampak pula bahwa semakin besar jumlah alur maka semakin besar juga koefisien drag yang dihasilkan namun untuk jumlah sudu yang lebih besar dari 8 akan menghasilkan koefisien drag yang menurun. Sehingga dapat juga dinyatakan bahwa nilai optimum koefisien drag dihasilkan sudu beralur 8.

Pola perubahan koefisien drag yang dihasilkan melalui pengujian dengan fluida kerja udara di *wind tunnel* menunjukkan pola yang sama dengan perubahan kinerja atau koefisien daya yang terjadi pada pengujian dengan fluida kerja air di saluran irigasi. Yaitu bahwa sudu tanpa alur menghasilkan koefisien drag terkecil sedang sudu beralur alur 8 menghasilkan koefisien drag terbesar pada pengujian di *wind tunnel*, demikian pula pengujian pada saluran irigasi sudu tanpa alur menghasilkan kinerja atau koefisien daya terkecil sedangkan sudu beralur 8 menghasilkan kinerja atau koefisien daya terbesar.

Telah diuraikan pada paragraf-paragraf sebelumnya bahwa yang menjadi sumber tenaga penggerak rotor savonius adalah selisih gaya drag yang terjadi pada sudu. Semakin tinggi koefisien drag (C_D) dari rotor, semakin besar gaya resistensi yang diberikan oleh air atau udara terhadap gerakan rotor. Ini berarti, semakin besar koefisien drag, semakin besar pula gaya yang diberikan pada rotor, yang pada gilirannya akan menghasilkan torsi yang lebih besar. Dengan demikian pola perubahan kinerja rotor tergantung pada pola perubahan gaya drag atau koefisien drag yang terjadi pada permukaan sudu. Sehingga informasi perubahan koefisien drag yang terjadi pada sudu dengan fluida kerja udara dapat mengkonfirmasi relevansi kinerja yang dihasilkan dengan fluida kerja air.



sualisai

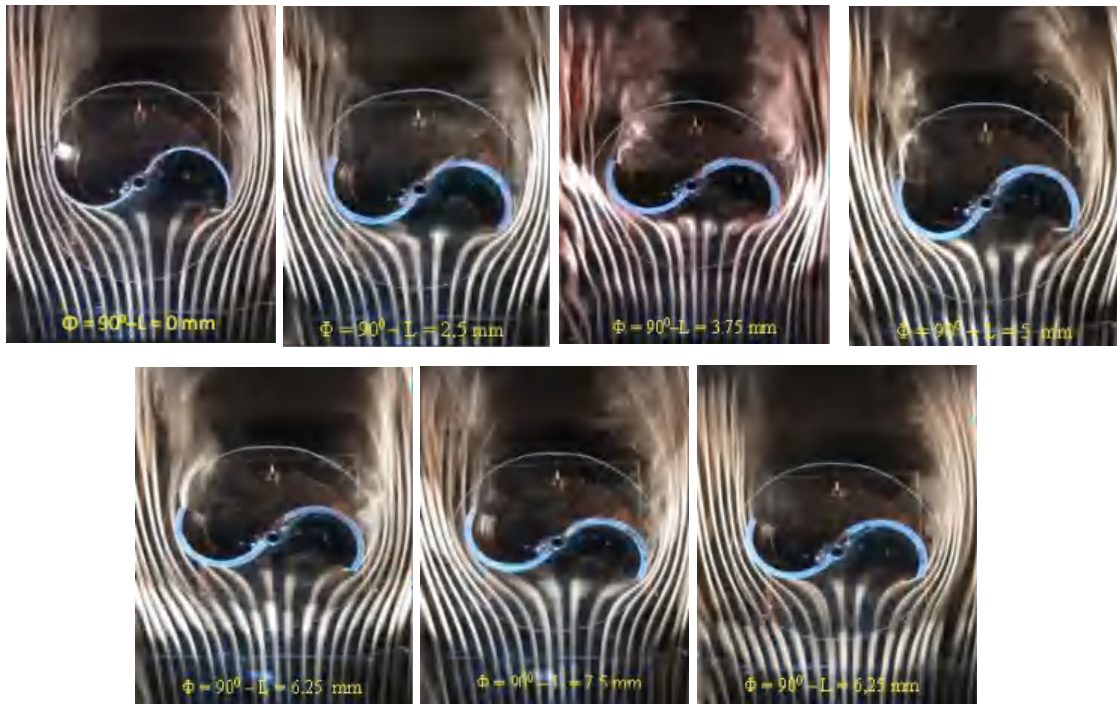
sualisasi dimaksudkan untuk mendapatkan gambaran profil aliran sesaat rotor pada kondisi statis dengan metode *smoke flow*, menggunakan *smoke*

generator sebagai alat untuk memproduksi dan mendistribusi asap dan kamera sebagai alat rekam/dokumentasi profil aliran asap disekeliling rotor. Visualisasi aliran fluida menggunakan *flow smoke* memungkinkan dilakukan identifikasi pola aliran utama, zona separasi, turbulensi, atau perubahan kecepatan yang terjadi disekeliling objek.

Pola aliran utama biasanya ditandai oleh jalur kontinu atau pola yang teratur dari flow smoke, terlihat sebagai garis atau pola asap yang konsisten dan teratur. Separasi aliran merupakan fenomena di mana aliran fluida terlepas dari permukaan objek, menyebabkan terbentuknya zona turbulensi. Dampak separasi aliran secara umum, dapat meningkatkan gaya gesek yang dialami oleh objek. Zona turbulensi ditandai oleh perubahan arah, kecepatan, dan pola aliran yang tidak teratur berubah secara tiba-tiba atau berputar dari flow smoke. Perubahan kecepatan aliran fluida dapat dikenali dari perubahan intensitas atau ketebalan flow smoke. Ketika aliran melalui daerah yang menyempit, kecepatannya cenderung meningkat dan flow smoke mungkin tampak lebih padat atau bergerak lebih cepat.

Gambar 104 memperlihatkan profil aliran sesaat yang terjadi pada masing-masing model pada sudut putar 90^0 . Terlihat bahwa vorteks pada *down stream* sudu tanpa alur lebih kecil dan tipis dibanding sudu lainnya. Dimana besar vorteks berkorelasi dengan besarnya perbedaan tekanan antara *up stream* dan *down stream* rotor pada kondisi statis. Hal demikian menunjukkan bahwa selisih tekanan pada sudu tanpa alur lebih kecil dari model lainnya. Dengan semakin meningkatnya lebar alur, ketebalan dan vorteks flow smoke meningkat pula. Dimana sudu dengan lebar alur 6,25 mm menunjukkan vorteks dan kepadatan smoke flow dengan sebaran yang cukup signifikan. Pada sudut putar 90^0 , nampak bahwa posisi titik separasi masing-masing model berada pada posisi yang relatif berbeda khususnya pada sisi ju. Hal tersebut berdampak pada luasan atau besaran vorteks yang terjadi luar dan belakang sudu cekung.



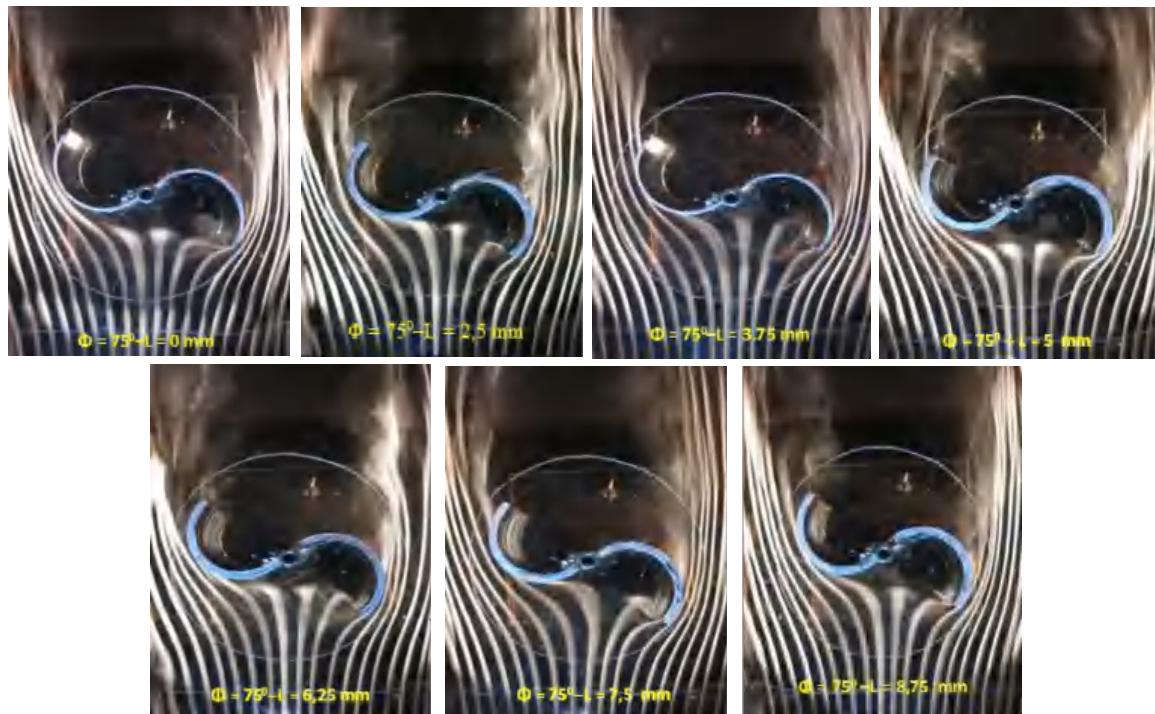


Gambar 103 Visualisasi aliran sesaat pada sudut putar 90° dengan variasi lebar alur

Profil aliran sesaat untuk sudut putar 75° masing-masing model ditunjukkan pada Gambar 105. Profil kecepatan pada sisi *up stream* menunjukkan sebaran kecepatan yang relatif sama kecuali pada sudu beralur terdapat *smoke flow* yang lebih padat. Pada sudu tanpa alur, aliran udara cenderung lebih lancar dan teratur di sisi *down stream*. Hal tersebut mengurangi pembentukan turbulensi di belakang sudu hal mana merupakan salah satu kontributor koefisien drag. Dengan demikian, koefisien drag sudu tanpa alur cenderung lebih rendah dibandingkan sudu beralur.

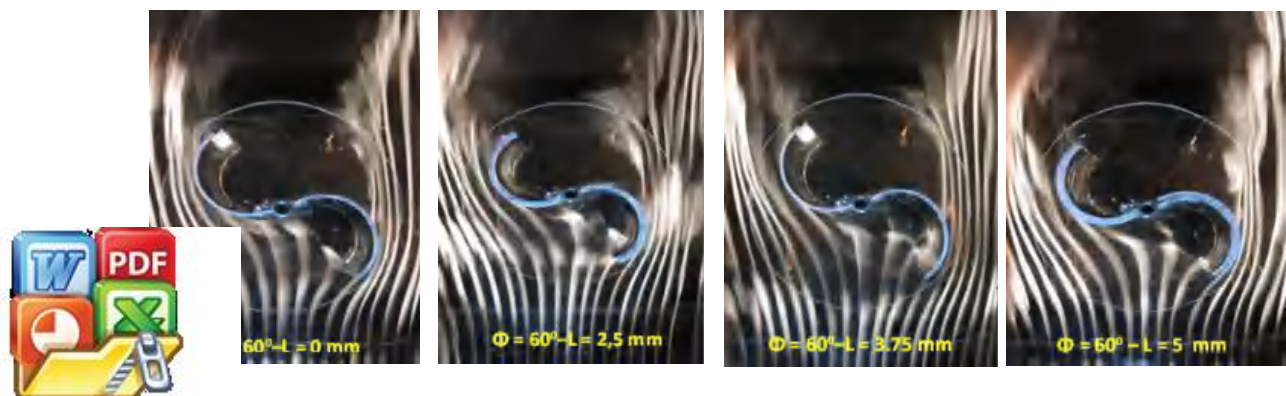
Terlihat pula bahwa profil kecepatan pada *up stream* model mengalami perubahan kecepatan pada sudu beralur. Dimana kecepatan cenderung merata yang ditandai dengan ketebalan asap yang relatif sama dari stream line untuk sudu tanpa alur, namun pada sudu beralur, beberapa stream line menunjukkan ketebalan asap yang lebih padat. Hal ini menunjukkan bahwa alur berpengaruh sebagai pengarah hingga terjadi peningkatan kecepatan, yang pada akhirnya mengakibatkan gaya dorong.

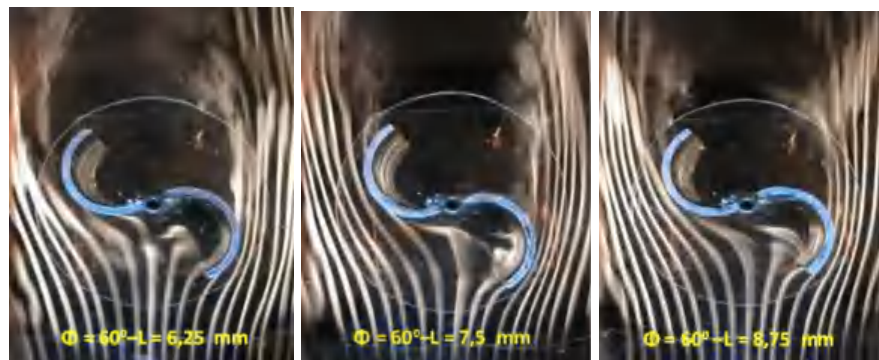




Gambar 104 Visualisasi aliran sesaat pada sudut putar 75° dengan variasi lebar alur

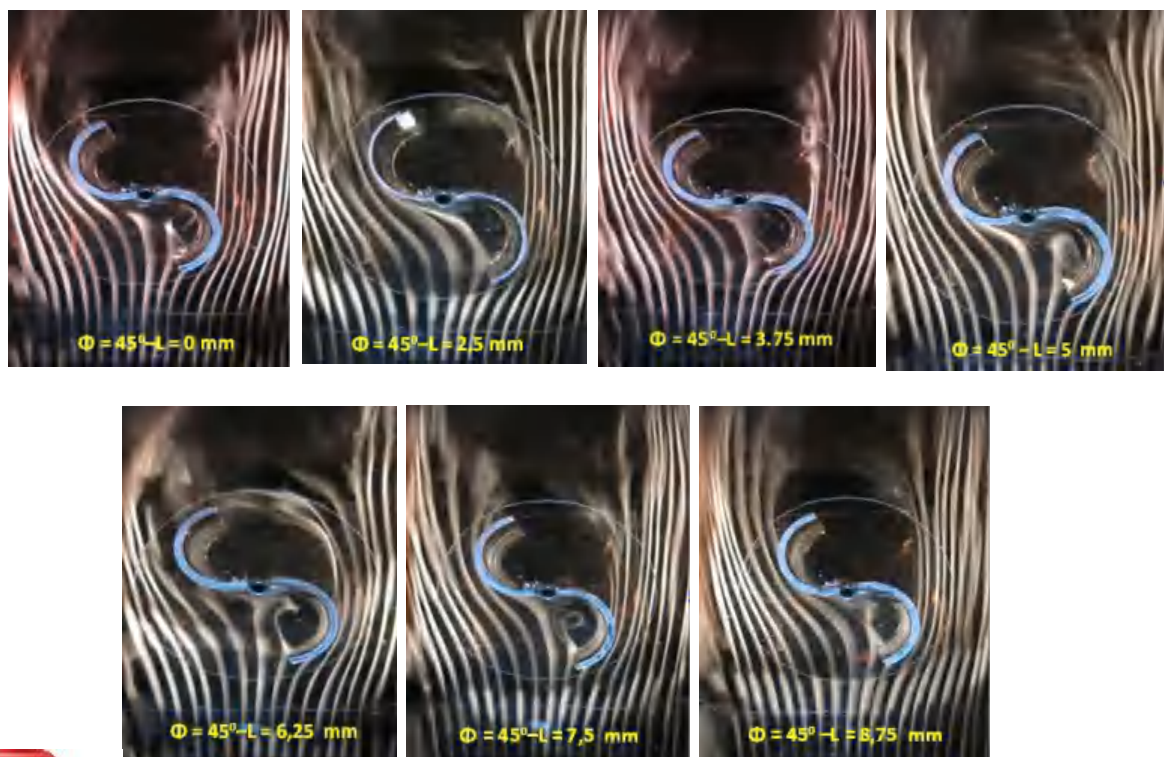
Pada sudut putar 60° profil aliran sesaat disekeliling rotor ditunjukkan Gambar 106. Nampak bahwa terbentuk pola aliran sesaat pada *up stream* dengan pola yang terjadi pada sudut putar 75° . Terlihat pula bahwa sebahagian aliran fluida yang berada pada sisi *down stream* aliran mengalami gerakan berputar ke arah belakang sudu kembali. Dimana sudu beralur menunjukkan intensitas yang lebih tinggi dari pada sudu tanpa alur. Perputaran *smoke flow* tersebut berkontribusi meningkatkan daya dorong pada sisi sudu kembali.





Gambar 105 Visualisasi aliran sesaat pada sudut putar 60° dengan variasi lebar alur

Visualisasi aliran sesaat untuk sudut putar 45° ditunjukkan pada gambar 107. Secara umum nampak bahwa aliran pada permukaan rotor mengalami separasi disekitar kedua ujung rotor dengan titik separasi yang variatif. Oleh karena itu tebal vorteks yang terbentuk dibelakang sudu juga variatif, dan menjadi representasi perbedaan gaya drag yang dihasilkan model.



ar 106 Visualisasi aliran sesaat dengan sudut putar 45° dengan variasi lebar alur
la permukaan cembung, lapisan batas yang terbentuk cenderung lebih tipis
n fluida cenderung lebih teratur mengikuti lekukan sudu, namun pada sisi



cekung terbentuk stream line dengan asap yang relatif lebih tebal. Profil aliran yang lebih teratur mengurangi pembentukan turbulensi di sepanjang permukaan sudu, yang pada akhirnya mengurangi zona separasi aliran di belakang sudu.

Alur-alur pada permukaan sudu cekung dapat meningkatkan koefisien drag secara keseluruhan. Dengan menambahkan alur-alur, permukaan sudu cekung menjadi lebih kasar, yang pada gilirannya meningkatkan gesekan antara aliran fluida dan permukaan sudu. Hal ini menyebabkan gaya tarik atau drag yang lebih besar pada sudu, yang pada akhirnya dapat meningkatkan daya tangkap fluida oleh rotor Savonius. Meskipun alur-alur dapat meningkatkan koefisien drag dan daya tangkap fluida, terlalu banyak alur dapat menyebabkan peningkatan gesekan dan turbulensi yang berlebihan. Hal ini dapat mengakibatkan peningkatan resistensi yang merugikan kinerja turbin secara keseluruhan. Oleh karena itu, terdapat jumlah alur untuk yang mencapai keseimbangan optimal antara peningkatan kinerja dan pengurangan resistensi tambahan.

Pengaruh sudut putar menunjukkan terjadinya pergeseran titik separasi pada ujung sudu. Titik separasi aliran pada sudut putar 90^0 berada pada posisi terdepan kemudian berturut-turut sudut 75^0 , 60^0 dan 45^0 . Sehingga gejala aliran terbesar terjadi pada sudut putar 90^0 , selanjutnya mengecil seiring pengecilan sudut putar.



BAB VI

KESIMPULAN DAN SARAN

VI.1 Kesimpulan

1. Rotor savonius dua sudu tanpa alur dan dua sudu beralur mempunyai karakteristik dengan kecenderungan yang sama dimana :
 - a. Rotor Savonius dua sudu dengan alur menghasilkan TSR optimum sebesar 1,41 dan efisiensi optimum sebesar 34,50 %, sementara sudu tanpa alur menghasilkan TSR maksimum sebesar 1,32 dan efisiensi maksimum sebesar 28,90 %.
 - b. Karakteristik optimum model dihasilkan sudu beralur 8 dengan lebar 12,5 mm, sehingga pemberian sejumlah alur pada permukaan cekung rotor Savonius dua sudu dapat meningkatkan TSR sebesar 0.09 dan efisiensi sebesar 5,60 %.
2. Penambahan alur pada rotor savonius dua sudu akan meningkatkan nilai koefisien drag, dimana :
 - a. Koefisien drag optimum sudu beralur dihasilkan pada sudu beralur 8 sebesar 3,024. sementara koefisien drag maksimum sudu tanpa alur adalah sebesar 2,707. Hasil tersebut menunjukkan terjadi peningkatan koefisien drag sebesar 0,317.
 - b. Lebar alur mempengaruhi nilai koefisien drag dimana nilai koefisien drag maksimum sebesar 3,024 dihasilkan pada lebar alur 12,5 mm.
3. Hasil temuan penelitian ini menunjukkan bahwa jumlah alur 8 menghasilkan nilai optimum, dimana TSR optimum adalah 1,41 dan efisiensi optimum adalah 34,5 % sehingga penggunaan rotor Savonius dua sudu sebagai turbin air dimungkinkan n menambah sebanyak 8 alur untuk mendapatkan kinerja optimum.



VI.2 Saran

1. Dalam melakukan eksperimen pengukuran gaya drag rotor savonius, hendaknya memperhatikan dimensi batang penghubung yang berfungsi sebagai dudukan, karena benda tersebut akan mempengaruhi pola aliran dan nilai hambatan.
2. Menjaga agar kondisi ruangan tidak dipengaruhi oleh kecepatan angin dan fluktuasi tegangan listrik.
3. Pada eksperimen di saluran terbuka hendaknya selalu memperhatikan kondisi aliran air untuk melakukan pengukuran, karena potensi terjadi perubahan kondisi eksternal yang signifikan mengakibatkan perubahan properties air.



DAFTAR PUSTAKA

- Agung, A. *et al.* (2013) 'Karakterisasi Pompa Axial Sebagai Turbin Pembangkit Listrik Tenaga Mikro Hidro', (Snttm Xii), pp. 23–24.
- Ahmadi-Baloutaki, M., Carriveau, R. and Ting, D.S.K. (2013) 'Effect of free-stream turbulence on flow characteristics over a transversely-grooved surface', *Experimental Thermal and Fluid Science*, 51, pp. 56–70. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2013.07.001>.
- Alizadeh, H., Jahangir, M.H. and Ghasempour, R. (2020) 'CFD-based improvement of Savonius type hydrokinetic turbine using optimized barrier at the low-speed flows', *Ocean Engineering*, 202. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2020.107178>.
- Anwar, K. *et al.* (2018) 'Numerical investigation of modified savonius wind turbine with various straight blade angle', *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments*, 41(3), pp. 38–42. Available at: <https://doi.org/10.26480/jmerd.03.2018.38.42>.
- Arya, A. *et al.* (2016) 'Studi Numerik Karakteristik Boundary Layer Turbulen pada Pelat Datar dengan Alur Melintang Tipe-D', *Jurnal Teknik Its*, 5(2), pp. 668–672.
- Basumatary, M., Biswas, A. and Misra, R.D. (2018) 'CFD analysis of an innovative combined lift and drag (CLD) based modified Savonius water turbine', *Energy Conversion and Management*, 174, pp. 72–87. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.08.025>.
- Chen, L., Chen, J. and Zhang, Z. (2018) 'Review of the Savonius rotor's blade profile and its performance A new 360° airfoil model for predicting airfoil thrust potential in vertical-axis wind turbine designs Review of the Savonius rotor's blade profile and its performance', *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 10(10), pp. 13306–13304. Available at: <https://doi.org/10.1063/1.5012024%0Ahttp://aip.scitation.org/toc/rse/10/1>.
- Cimbala, Y.A. cengel and J.M. (2014) *Fluid Mechanics; Fundamental and Application, Angewandte Chemie International Edition*, 6(11), 951–952.
- Dietzel, F. (1996) *Turbin, Pompa dan Kompresor*. Erlangga.
- El-Sawy, M. *et al.* (2022) 'Numerical simulation of flow in hydrokinetic turbine channel to improve its efficiency by using first and second-law efficiency analysis', *Ocean Engineering*, 244. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2021.110400>.
- Elbatran, A.H., Ahmed, Y.M. and Shehata, A.S. (2017) 'Performance study of ducted nozzle Savonius water turbine, comparison with conventional Savonius turbine', *Energy*, 134, pp. 566–584. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.06.041>.
- Frank M. White (2016) *Fluids Mechanics*. Eighth. McGraw-Hill Education.
- Golecha Kailash, T. I. Eldho, and S.V.P. (2012) 'Performance Study of Modified Savonius Water Turbine with Two Deflector Plates.pdf', p. 12.
- Gowder E.R., Jagadeesh, C. and Atkin, C.J. (2019) 'Skin friction drag reduction over aggered three dimensional cavities', *Aerospace Science and Technology*, 84, pp. 20–529. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.ast.2018.11.001>.
- İ. (2018) *Turbin Air, Teori & Dasar Perencanaan*. ANDI.
- K., Djanali, V.S. and Ikhwan, N. (2020) 'Numerical Study of Bach-bladed avonius Wind Turbine with Varying Blade Shape Factor', *The International*



- Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 4(2), p. 12. Available at: <https://doi.org/10.12962/j25807471.v4i2.7839>.
- Ibrahim, W.I., Ismail, R.M.T.R. and Mohamed, M.R. (2018) 'Hydrokinetic Energy Harnessing for River Application', *Journal of Telecommunication, Electronic and Computer Engineering*, 10(1-3), pp. 133-138. Available at: <http://journal.utm.edu.my/index.php/jtec/article/view/1272>.
- Irabu, K. and Roy, J.N. (2011) 'Study of direct force measurement and characteristics on blades of Savonius rotor at static state', *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35(4), pp. 653-659. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2010.12.015>.
- Kerikous, E. and Thévenin, D. (2019) 'Optimal shape of thick blades for a hydraulic Savonius turbine', *Renewable Energy*, 134, pp. 629-638. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.11.037>.
- Kumar, A. and Saini, R.P. (2016) 'Performance parameters of Savonius type hydrokinetic turbine - A Review', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 64, pp. 289-310. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.06.005>.
- Kumar, A. and Saini, R.P. (2017) *Performance analysis of a single stage modified Savonius hydrokinetic turbine having twisted blades*, *Renewable Energy*. Elsevier Ltd. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.06.020>.
- Kumar, D. and Sarkar, S. (2016) 'A review on the technology, performance, design optimization, reliability, techno-economics and environmental impacts of hydrokinetic energy conversion systems', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 58, pp. 796-813. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.247>.
- Luther Sule, N.S. (2023) *Energi Air dan Pompa*. I. Unhas Press.
- Mahmoud, N.H. et al. (2012) 'An experimental study on improvement of Savonius rotor performance', *Alexandria Engineering Journal*, 51(1), pp. 19-25. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.aej.2012.07.003>.
- Muis, A. et al. (2013) 'Development of the Very Low Head Turbine for Pico and Micro Hydro Application', (Snttm Xii), pp. 23-24.
- Munson, B.R. et al. (2013) *Fluid mechanics*. Wiley Singapore.
- Nasaruddin Salam, R.T. (2021) *Dinamika Fluida; Teori dan Soal Jawab*. I. Unhas Press.
- Pamungkas, S.F. et al. (2018) 'Performance "S" Type Savonius Wind Turbine with Variation of Fin Addition on Blade', *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 288(1). Available at: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/288/1/012132>.
- Pham, L. and Member, S. (2014) 'Renewable Energy Performance Analysis of a Single Stage Modified Savonius Hydrokinetic Turbine Having Twisted Blades. Elsevier Ltd.', *Oregon Institute of Technology - Electrical and Renewable Energy*, pp. 1-6.
- Pudur, R. and Gao, S. (2015) 'Performance analysis of Savonius rotor on different aspect ratio for hydropower generation', *2015 1st Conference on Power, Dielectric and Energy Management at NERIST, ICPDEN 2015* [Preprint]. Available at: <https://doi.org/10.1109/ICPDEN.2015.7084490>.
- Al Anii, Y.T. and Shareef, A.J. (2013) 'Groove geometry effects on turbulent heat transfer and fluid flow', *Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung*, 49(2), pp. 185-195. Available at: <https://doi.org/10.1007/s00231-12-1076-9>.



- Ranjan, P., Ranjan, A. and Singh, A. (2011) 'Computational analysis of frictional drag over transverse grooved flat plates', *International Journal of Engineering, Science and Technology*, 3(2), pp. 110–116. Available at: <https://doi.org/10.4314/ijest.v3i2.68680>.
- Schubel, P.J. and Crossley, R.J. (2012) 'Wind turbine blade design', *Energies*, 5(9), pp. 3425–3449. Available at: <https://doi.org/10.3390/en5093425>.
- Schubel, P.J. and Crossley, R.J. (2014) 'Wind turbine blade design', *Wind Turbine Technology: Principles and Design*, pp. 1–34. Available at: <https://doi.org/10.1201/b16587>.
- Sodjavi, K., Ravelet, F. and Bakir, F. (2018) 'Effects of axial rectangular groove on turbulent Taylor-Couette flow from analysis of experimental data', *Experimental Thermal and Fluid Science*, 97, pp. 270–278. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2018.04.022>.
- Subagyo, S. and Basir, B. (2019) 'Performance Analysis of Savonius Wind Turbine Without and With Vertical Stator Assembly', (March), pp. 57–69. Available at: <https://doi.org/10.30536/p.siptekgan.2019.v23.07>.
- Talukdar, P.K. et al. (2018) 'Parametric analysis of model Savonius hydrokinetic turbines through experimental and computational investigations', *Energy Conversion and Management*, 158(October 2017), pp. 36–49. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.12.011>.
- Talukdar, P.K., Kulkarni, V. and Saha, U.K. (2018) 'Performance estimation of Savonius wind and Savonius hydrokinetic turbines under identical power input', *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 10(6). Available at: <https://doi.org/10.1063/1.5054075>.
- Tian, W. et al. (2018) 'Shape optimization of a Savonius wind rotor with different convex and concave sides', *Renewable Energy*, 117, pp. 287–299. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.10.067>.
- Tian, W., Mao, Z. and Ding, H. (2018) 'Design, test and numerical simulation of a low-speed horizontal axis hydrokinetic turbine', *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 10(6), pp. 782–793. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.ijnaoe.2017.10.006>.
- Vermaak, H.J., Kusakana, K. and Koko, S.P. (2014) 'Status of micro-hydrokinetic river technology in rural applications: A review of literature', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 29, pp. 625–633. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.08.066>.
- Wahidi, R., Chakroun, W. and Al-Fahed, S. (2005) 'The behavior of the skin-friction coefficient of a turbulent boundary layer flow over a flat plate with differently configured transverse square grooves', *Experimental Thermal and Fluid Science*, 30(2), pp. 141–152. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2005.03.022>.
- Wahyudi, B. et al. (2013) 'A Simulation Study of Flow and Pressure Distribution Patterns in and around of Tandem Blade Rotor of Savonius (TBS) Hydrokinetic Turbine Model', *Journal of Clean Energy Technologies*, 1(4), pp. 286–291. Available at: <https://doi.org/10.7763/jocet.2013.v1.65>.
- Wahyudi, B. et al. (2020) 'The evaluation of drag and lift force of groove cylinder in wind tunnel', *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal*



- Sciences*, 68(2), pp. 41–50. Available at: <https://doi.org/10.37934/ARFMTS.68.2.4150>.
- Wang, B. *et al.* (2014) ‘Drag Reduction by Microvortexes in Transverse Microgrooves’, *Advances in Mechanical Engineering*, 2014. Available at: <https://doi.org/10.1155/2014/734012>.
- Zhang, Y. *et al.* (2019) ‘Experimental and numerical investigation of flow patterns and performance of a modified Savonius hydrokinetic rotor’, *Renewable Energy*, 141, pp. 1067–1079. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.04.071>.
- Zheng, Z.. and Zhang, T.. (2012) ‘We are IntechOpen , the world ’ s leading publisher of Open Access books Built by scientists , for scientists TOP 1 %’, *School of Enviromental Sciences* [Preprint].



Pengaruh Alur Pada Sisi Cekung Terhadap Karakteristik Turbin Hidrokinetik Savonius

Petrus Sampelawang^{1*}, Nasaruddin Salam², Luther Sule², Rustan Tarakka²

¹ Mahasiswa Doktoral Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Hasanuddin

² Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Hasanuddin

Jl. Poros Gowa Malino

*Email: petrussampelawang145@gmail.com

Abstrak

Turbin hidrokinetik savonius merupakan salah satu perangkat untuk mengekstraksi energi kinetik aliran yang cukup disukai namun kinerjanya lebih rendah dibanding turbin jenis lainnya. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui peningkatan karakteristik turbin hidrokinetik savonius melalui modifikasi model sudu berupa penambahan alur. Model uji adalah rotor tipe savonius dua sudu yang diberi alur lebar 1,5 cm arah horisontal pada sisi cekung sudu dengan jumlah yang divariasi. Jumlah variasi alur yaitu ; tanpa alur, 4 dan 8 alur diuji di saluran irigasi pada kecepatan aliran konstan sebesar 1,55 m/s. Hasil pengujian menunjukkan bahwa penambahan variasi jumlah alur dapat meningkatkan koefisien daya (C_p), koefisien torsi (CT) maupun TSR . Koefisien daya maksimum yang dihasilkan masing-masing sudu yaitu, sudu tanpa alur sebesar 0,193, sudu 4 alur sebesar 0,325 dan sudu 8 alur sebesar 0,378. Hasil tersebut menunjukkan bahwa peningkatan terbesar C_p maksimum terjadi pada sudu dengan 8 alur yaitu sebesar 29,01 % dari sudu tanpa alur. Koefisien torsi maksimum dihasilkan oleh sudu 8 alur sebesar 1,50 sedang pada sudu tanpa alur hanya 1,33. Hasil tersebut menunjukkan peningkatan koefisien torsi sebesar 12,78 % dibanding sudu tanpa alur.

Kata kunci : Hidrokinetik, Savonius, alur sisi cekung, koefisien torsi, TSR , koefisien daya

1. Pendahuluan

Dengan semakin menipisnya sumber energi konvensional, umat manusia dipaksa untuk mengeksplorasi setiap potensi yang ada di alam sebagai sumber energi baru dan terbarukan. Salah satu sumber energi yang cukup melimpah namun belum optimal pemanfaatannya sebagai sumber energi adalah air. Permukaan Bumi yang 71 % ditutupi permukaan air merupakan salah satu sumber energi yang sangat potensial dan berkelanjutan namun pemanfaatannya sebagai sumber energi masih sangat terbatas [1]. Konversi energi dari gelombang laut, aliran pasang surut, aliran sungai, kanal, saluran irigasi merupakan sumber energi kinetik dari aliran yang tersedia dalam jumlah dan sebaran cukup luas termasuk untuk wilayah Indonesia pada umumnya, namun belum dapat diandalkan sebagai pemasok energi karena efisiensi ekstraksinya masih rendah.

Teknologi hidrokinetik untuk mengoptimalkan energi aliran air dengan head



aplikasi turbin yang sesuai. Savonius yang diaplikasikan hidrokinetik menarik dan layak untuk membangun skala kecil yang dapat terpencil untuk kebutuhan

lokal karena biaya produksi dan perawatan lebih rendah, pengoperasian sederhana, mudah diproduksi secara lokal, investasi lebih kecil tanpa membangun bendungan dan rekayasa aliran yang dapat mengganggu ekosistem sehingga dampak lingkungan minimal.

Rotor tipe Savonius lebih efektif mengekstraksi energi hidrokinetik dari aliran air dengan kecepatan rendah dibanding rotor hidrokinetik tipe lainnya [2]. Turbin hidrokinetik savonius merupakan turbin berbasis drag yaitu turbin yang menghasilkan daya mekanis akibat perbedaan gaya drag dari sisi cekung dan cembung sudu. Prinsip kerjanya didasarkan pada perbedaan gaya drag antara sisi cekung dan cembung dari sudu berbentuk "S" ketika berputar mengelilingi poros vertikal. Koefisien hambatan (C_D) untuk permukaan cekung lebih besar dari permukaan cembung, sehingga sudu maju pada sisi cekung menghadap aliran mengalami gaya drag lebih besar daripada sudu cembung yang kembali. Model Savonius memiliki keunggulan berupa desain yang sederhana, tidak bising saat beroperasi, dapat berputar sendiri pada kecepatan aliran rendah, namun memiliki kinerja yang rendah [3]. Dibandingkan dengan jenis turbin poros vertikal lainnya, pembuatan

dan bahan sudu turbin Savonius lebih mudah diaplikasikan sehingga memungkinkan diproduksi mandiri secara lokal oleh masyarakat di daerah pedalaman.

Parameter desain utama yang mempengaruhi kinerja turbin Savonius baik wind turbine Savonius maupun hydrokinetic turbine Savonius adalah; aspek rasio (AR), overlaps ratio (OR), jumlah sudu (n), jumlah tingkatan (stage of turbine), penggunaan poros, penggunaan pelat ujung (end cap), dan model sudu (shape blade) [4]

Hasil kajian yang fokus pada pengembangan model sudu turbin hidrokinetik Savonius telah dilakukan oleh Kumar, A. dkk., 2016, dengan simulasi CFD dari modifikasi sudu konvensional yang dipuntir dengan variasi sudut puntir 0° , $12,5^\circ$ dan 25° . Disimpulkan bahwa kinerja model Savonius yang dipuntir $12,5^\circ$ menghasilkan koefisien daya maksimum sebesar 0,39 pada $TSR = 0,9$ dan kecepatan aliran 2 m/s.

Dalam penelitian [4], Wenlong Tian melakukan kajian dengan simulasi CFD untuk mendapatkan desain optimum dari variasi ketebalan sudu cekung dan cembung. Penelitian tersebut menyimpulkan bahwa sudu modifikasi lebih baik dari model konvensional. C_p maksimum = 0,258 diperoleh pada $TSR \geq 0,7$.

Dalam penelitian lainnya [5], dilakukan penelitian secara eksperimen dan simulasi numerik untuk membandingkan kinerja turbin hidrokinetik savonius 2 dan 3 sudu dengan sudu model elips. Kesimpulan penelitian tersebut menunjukkan bahwa Savonius 2 sudu lebih baik dari model lainnya dengan C_p maks. = 0,28 yang diperoleh pada $TRS = 0,89$, $Re = 2,25 \times 10^5$ dan $AR = 0,7$.

Kerikous, E., dkk,[6]) melakukan kajian secara simulasi CFD dengan modifikasi ketebalan sudu pada sisi cekung dan cembung sehingga ketebalan sudu bervariasi secara simultan. Dihasilkan C_p maksimum sebesar 0,243 untuk sudu modifikasi dan untuk sudu konvensional C_p sebesar 0,214.



Optimized using
trial version
www.balesio.com

Modifikasi sudu model Savonius yang dikembangkan adalah la permukaan sudu cekung. , [7]; [8], mengemukakan Savonius dapat ditingkatkan gaya gesek fluida pada sudu (g blade) dan atau gesek yang bekerja pada

sudu maju (advancing blade). Adanya alur pada sisi cekung sudu berdampak pada peningkatan gaya gesek fluida yang bekerja pada sudu maju sehingga selisih gaya gesek pada sudu maju dan sudu kembali dapat lebih meningkatkan kinerja rotor.

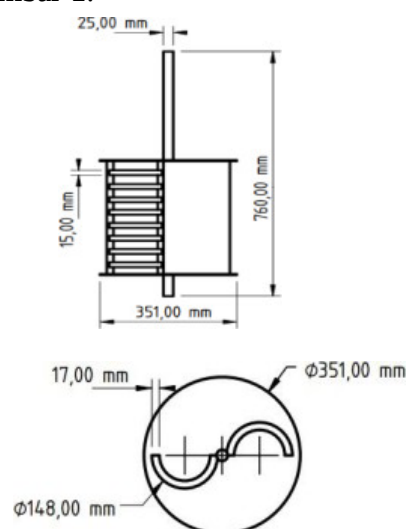
2. Metodologi Penelitian

Penelitian dilakukan secara eksperimen melalui pengujian model pada salah satu saluran irigasi di Toraja Utara. Pengamatan dan pengukuran terhadap variabel bebas dan terikat untuk mengetahui karakteristik rotor dua sudu dengan variasi jumlah alur yaitu sudu tanpa alur, 4 alur dan 8 alur dengan kecepatan aliran konstan sebesar 1,55 m/s.



Gambar 1. Set up alat uji pada saluran irigasi

Model menggunakan poros diameter 2,5 cm dan dilengkapi pelat ujung diameter 35,1 cm. Bahan sudu yang digunakan adalah pipa PVC yang diberi alur model empat persegi lebar 15 mm dengan kedalaman konstan sebesar 7 mm pada sisi cekung. Dimensi rotor nampak pada gambar 1.



Gambar 2. Dimensi rotor dengan alur pada sisi cekung sudu



Gambar 3. Savonius dengan 4 alur



Gambar 4. Savonius dengan 8 alur



Gambar 5. Rangka Alat Uji dengan sudu tanpa alur

Pengujian untuk mengetahui karakteristik model tanpa alur dan model modifikasi berupa variasi jumlah alur (TSR), Koefisien torsi (C_T), Koefisien daya (C_P).



yaitu daya yang tersedia masuk dihitung dengan

$$V^3 \quad (1)$$

Dimana ρ adalah densitas air, kecepatan aliran V .

Besarnya energi kinetik aliran yang dapat diekstrak atau ditangkap rotor Savonius (P_{out}) dihitung dengan persamaan :

$$P_{out} = \tau \cdot \omega \quad (2)$$

Selanjutnya data kecepatan angular hasil pengukuran digunakan untuk mengetahui nilai TSR melalui persamaan :

$$TSR = \frac{\omega \cdot R}{V} \quad (3)$$

Dimana ω adalah kecepatan sudut putaran sudu, R adalah jari-jari sudu, dan V adalah kecepatan aktual aliran.

Untuk menghitung koefisien torsi (C_T) yang dihasilkan model uji, dihitung berdasarkan persamaan :

$$C_T = \frac{\tau}{\frac{1}{2} \rho A V^2 R} \quad (4)$$

Dimana τ adalah torsi yang dihasilkan dan dihitung dengan perkalian antara beban mekanik yang diberikan dikali radius fulley yang digunakan. Kinerja model dapat direpresentasikan dari koefisien daya (C_P) yang dihitung dengan menggunakan persamaan :

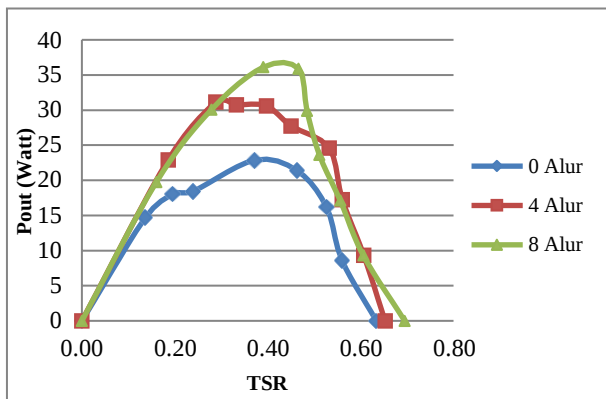
$$C_P = \frac{P_{out}}{P_{in}} \quad (5)$$

3. Hasil dan pembahasan

Karakter dari turbin hidrokinetik savonius dapat ditunjukkan oleh beberapa parameter utama yaitu *tip speed ratio* (TSR), koefisien torsi (C_T) dan koefisien daya (C_P) pada masing-masing variasi. Pada penelitian ini, variabel yang diamati pengaruhnya difokuskan pada pengaruh alur model empat persegi yang dibuat pada sisi cekung sudu dengan jumlah divariasi yaitu sudu tanpa alur, 4 alur dan 8 alur.

3.1 Pengaruh Variasi Alur Terhadap Daya (P_{out})

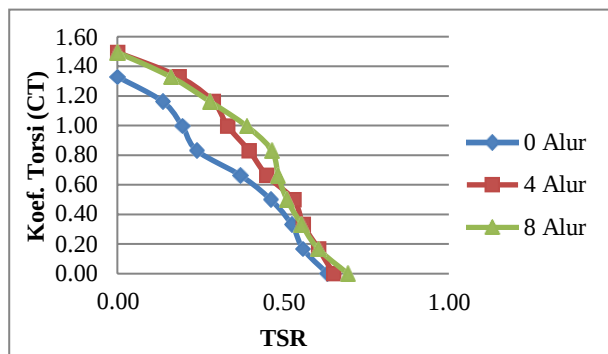
Pengaruh variasi jumlah alur terhadap kemampuan mengekstrak energi kinetik dalam aliran dari turbin hidrokinetik savonius dapat dilihat pada grafik 1. Nampak bahwa daya maksimum yang dihasilkan sudu tanpa alur adalah sebesar 22,9 Watt, hal mana lebih kecil dibanding sudu 4 alur yang menghasilkan daya maksimum sebesar 30,77 Watt, dan sudu dengan 8 alur sebesar 36.16 Watt. Hasil tersebut menunjukkan bahwa adanya alur berdampak pada peningkatan daya yang dapat diekstrak.



Grafik 1. Pengaruh variasi alur terhadap P_{out}

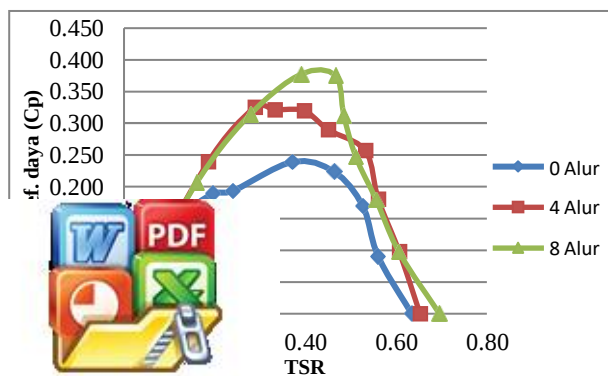
3.2 Pengaruh Variasi Alur Terhadap Koefisien Torsi (C_T)

Grafik 2 menunjukkan bahwa penambahan alur mengakibatkan terjadinya peningkatan koefisien torsi (C_T) maksimum. Sudu tanpa alur menghasilkan sebesar 1,33 sudu 4 alur 1,50 dan sudu 8 alur sebesar 1,50. Terjadi peningkatan koefisien torsi pada sudu dengan 4 alur dan 8 alur sebesar 12, 78 %.



Grafik 2. Hubungan variasi alur terhadap koefisien torsi (C_T)

A. Pengaruh variasi alur terhadap Koefisien daya (C_p)



Grafik 3. Pengaruh variasi alur terhadap koefisien daya (C_p) dengan TSR

The power coefficient is one of the important parameters to know the characteristics of conversion machines, including savonius hydrokinetic turbines. Graph 3 gives an idea of how the flow affects the blade. It appears that grooved blades produce a greater power coefficient (CP) than grooveless blades. The maximum CP of the no-groove blade is 0.193, while the maximum CP of the 4-groove blade is 0.326, and the 8-groove blade reaches a maximum-run CP of 0.378. This indicates that the groove results in an increase in the power coefficient. The largest increase in power coefficient occurred in blade 8 amounting to 29.01% of the power coefficient of the bladeless blade.

4. Kesimpulan

1. Penambahan alur empat persegi pada sisi cekung sudu savonius meningkatkan kecepatan rotasional. TSR maksimum sebesar 0.69 dihasilkan sudu dengan 8 alur, meningkat 9.6 % dibanding TSR yang dihasilkan sudu tanpa alur.
2. Koefisien torsi maksimum sebesar 1.5 dihasilkan sudu 8 alur, meningkat 12,78 % dari koefisien torsi maksimum yang dihasilkan sudu tanpa alur.
3. Penambahan alur pada sisi cekung sudu meningkatkan Koefisien daya (C_p). Nilai C_p terbesar dihasilkan sudu 8 alur sebesar 0,37. Hal tersebut menunjukkan peningkatan sebesar 29,01 % dari koefisien daya maksimum yang dihasilkan sudu tanpa alur.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] M. Basumatary, A. Biswas, and R. D. Misra, "CFD analysis of an innovative combined lift and drag (CLD) based modified Savonius water turbine," *Energy Conversion and Management*, vol. 174, pp. 72–87, Oct. 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2018.08.025.
- [2] Y. Zhang, C. Kang, Y. Ji, and Q. Li, "Experimental and numerical investigation of flow patterns and performance of a modified Savonius hydrokinetic rotor," *Renewable Energy*, vol. 141, pp. 1067–1079, 2019.
- [3] A. Kumar and R. P. Saini, "Performance parameters of Savonius type hydrokinetic turbine - A Review," *Renewable and*

- Sustainable Energy Reviews*, vol. 64, pp. 289–310, 2016, doi: 10.1016/j.rser.2016.06.005.
- [4] W. Tian, Z. Mao, B. Zhang, and Y. Li, “Shape optimization of a Savonius wind rotor with different convex and concave sides,” *Renewable Energy*, vol. 117, pp. 287–299, 2018, doi: 10.1016/j.renene.2017.10.067.
- [5] P. K. Talukdar, A. Sardar, V. Kulkarni, and U. K. Saha, “Parametric analysis of model Savonius hydrokinetic turbines through experimental and computational investigations,” *Energy Conversion and Management*, vol. 158, pp. 36–49, 2018.
- [6] E. Kerikous and D. Thévenin, “Optimal shape of thick blades for a hydraulic Savonius turbine,” *Renewable Energy*, vol. 134, pp. 629–638, 2019, doi: 10.1016/j.renene.2018.11.037.
- [7] G. Kailash, T. Eldho, and S. Prabhu, “Performance study of modified Savonius water turbine with two deflector plates,” *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2012, 2012.
- [8] E. Kerikous and D. Thévenin, “Optimal shape of thick blades for a hydraulic Savonius turbine,” *Renewable Energy*, vol. 134, pp. 629–638, 2019.



Lampiran II : Jurnal pada Prociding (IC-REST 2023)

Performance analysis of the Savonius-type rotor with grooved blades as a hydrokinetic turbine

Petrus Sampelawang^{1,3}, Nasaruddin Salam², Luther Sule² and Rustan Tarakka²

¹ Graduate Student in Mechanical Engineering Department, Hasanuddin University. Jl. Poros Malino KM.6 Bontomarannu Gowa, 92171, South Sulawesi, Indonesia

² Department of Mechanical Engineering, Hasanuddin University. Jl. Poros Malino KM.6 Bontomarannu Gowa, 92171, South Sulawesi, Indonesia

³Departement of Mechanical Engineering, Indonesian Christian Toraja University. Jln. Nusantara No. 12 Makale, Tana Toraja 98111, South Sulawesi, Indonesia

*Email: rustan_tarakka@yahoo.com

Abstract. The Savonius-type rotor is a phenomenal rotor model applied to vertical-axis type hydrokinetic turbines, which use is quite popular even though its performance is considered lower than other rotor types. One of the advantages of the Savonius-type rotor compared to other types of vertical axis hydrokinetic rotors is that it is more effective in extracting hydrokinetic energy from low velocity water flows. This research aims to analyze the performance of the Savonius rotor by modifying the blade model by providing grooves on the concave side. Tests were carried out on a two-blade Savonius rotor without grooves and with blades with 5, 6, 7 and 8 grooves with a width of 15 mm in the direction perpendicular to the shaft with varying input loads and flow rates for several constant rotation levels. The research results indicate that the groove-less blades yielded a maximum tip speed ratio (TSR) of 1.32 and a maximum efficiency (η) of 29.58%. In contrast, grooved blades produced a maximum TSR of 1.41 and a maximum efficiency of 33.71%, indicating an increase in TSR of 0.09 and an efficiency increase of 4.17%, with the highest increase occurring on eight-groove blades.

Key words : *Hydrokinetics turbine, Savonius, grooved blade, efficiency, TSR*

1. Introduction

Energy supply has become a global problem influencing almost all aspects of life. The increasing application of hydrokinetic energy conversion technology is a response that is growing rapidly and substantially as an effort to optimize water resources in energy supply. The Earth's surface, which is 75% covered by water, is a very potential and sustainable energy source, however its use as an energy source is still very limited [1] [2].



Optimized using
trial version
www.balesio.com

Energy conversion from sea waves, tidal flows, river flows, canals, irrigation canals is a energy from currents which is available in quantity and spread quite widely, onesian region in general, but cannot be relied on as an energy supplier because and the extraction efficiency is still low. Extraction of kinetic energy of water e that can convert kinetic energy into mechanical power, namely a hydrokinetic etic turbines can be classified based on the orientation of the flow on the axis, or horizontal axis hydrokinetic turbines. Vertical axis hydrokinetic turbines or types and the most prominent are Savonius, Troposkein Darieus, H-Darieus,

and Gorlov [1] [4].

Savonius-type rotor applied to hydrokinetic turbines is considered attractive, with its unique application in the construction of small-scale water turbine installations to reach local needs in remote areas because of lower production and maintenance costs, simple operation, ease of production locally, and smaller investment, without having to build dams and other flow engineering that has the potential to disrupt the ecosystem [5] [6].

2. Literature review and Problem Statement

Savonius hydrokinetic turbines have enormous potential for small-scale power generation on free-flowing water, and can be used especially in locations far from existing power grids. Turbines can be installed on waves, tides, ocean currents, natural flow of water in rivers, man-made channels and irrigation canals to generate electricity [7] [5]. For small-scale power plants, the Savonius rotor is preferred based on considerations of simple and cheap construction, installation and maintenance, a cleaner energy source, and easier to predict potential [2] [8].

Savonius type rotors are more effective at extracting hydrokinetic energy from low speed water flows than other types of vertical axis hydrokinetic rotors [9]. The Savonius rotor is a drag-based rotor, its working principle is based on the difference in drag force between the concave and convex sides of the "S" shaped blade when rotating around a vertical axis which produces mechanical power due to the difference in drag force from the concave and convex sides of the blade. The drag coefficient (C_D) for a concave surface is greater than a convex surface, so that the forward blade on the concave side facing the flow experiences a greater drag force than the returning convex blade. The Savonius model has the advantage of a simple design, silent operation, autonomous rotation at low flow speeds, despite its low performance [10].

Hydrokinetic turbines are simple in construction and cost effective, but produce low power output so they require combining several arrangements to increase the total output power to a large extent. Another weakness is that the efficiency is quite low, far below the theoretical optimum efficiency, namely the Betz limit of 59.3% [11].

Experimental study of the influence of geometric parameters in the form of overlap ratio, end cap from variations in the number of blades (2,3 and 4) on the Savonius rotor. It was concluded that the performance of a two-blade Savonius rotor is better than three and four blades, the use of end plates improves performance, without overlap is better than with a distance of overlap [11] [12]. Another study aims to compare the performance of 2 and 3 blade Savonius hydrokinetic turbines with elliptical model blades Based on experiments and numerical simulations carried out by Parag, et al., 2017 [7], they concluded that Savonius 2 blades is better than other models with $C_p \text{ max.} = 0.28$ which is obtained at $TRS = 0.89$, $Re = 2.25 \times 10^5$ and $AR = 0.7$. Kerikous, et al. 2018 [13] optimized the Savonius turbine output by modifying the thickness of the concave and convex blades which varied simultaneously. This research resulted in a maximum C_p of 0.243 for modified blades and 0.214 for conventional blades.

Researchers have carried out research by modifying various main design parameters in the efforts to improve the performance of the Savonius rotor, but there is still an opportunity to improve the performance of the Savonius turbine through modifying the blade profile [1] [14] [15]. The "Betz" limit of 59.3%, signifying low efficiency achieved by the Savonius rotor relative to the optimum efficiency value, is a challenge for researchers to optimize the design and possible parameters. Some interesting innovative ideas that are worth studying and developing are improving the performance of the Savonius rotor by reducing the fluid friction force on the return blade and/or drag force on the forward blade [13] [15].



ves

plemented in this research is an effort to improve the performance of the increasing the difference in friction force acting between the forward blade and providing horizontal grooves on the concave surface. The grooves on the surface of the blade increase the fluid friction force on the blade, so that the difference

in friction force acting on the two sides of the blade increases, which results in an increase in rotor rotation. Increasing rotor rotation will have an impact on increasing the *tip speed ratio* (TSR) and potentially increasing rotor efficiency (η). Providing grooves on the blade surface results in changes in the dimensions of blade thickness and fluid flow geometry on the blade surface, where these two factors can be additional contributors to friction force. Baloutaki, et al. 2013, explains that grooves strengthen free flow turbulence thereby increasing the momentum of flow particles and the rate of energy dissipation, so that grooves on smooth surfaces function as vortex generators [16]. The existence of grooves on the surface was also explained by Gowree, et al., (2019) who stated that surface roughness or groove-like protrusions are the main source of skin friction resistance in wall-bounded flows [17].

4. Research Methodology

This research focuses on the influence of the grooves on the concave side of the blade on changes in the blade character of the Savonius rotor. The test model was made from 8 mm thick PVC as blade material, with a diameter of 180 mm and a height of 180 mm ($AR = 1$), using an end plate with a diameter of 200 mm, a thickness of 4 mm, a shaft with a diameter of 10 mm without overlap ($OR = 0$). To determine the effect of grooves, the model was given uniform dimension of grooves, namely 15 mm wide and 4 mm deep on the concave side with a total of 5, 6, 7 and 8 grooves. The dimensions of the rotor model are shown in Figure 1.

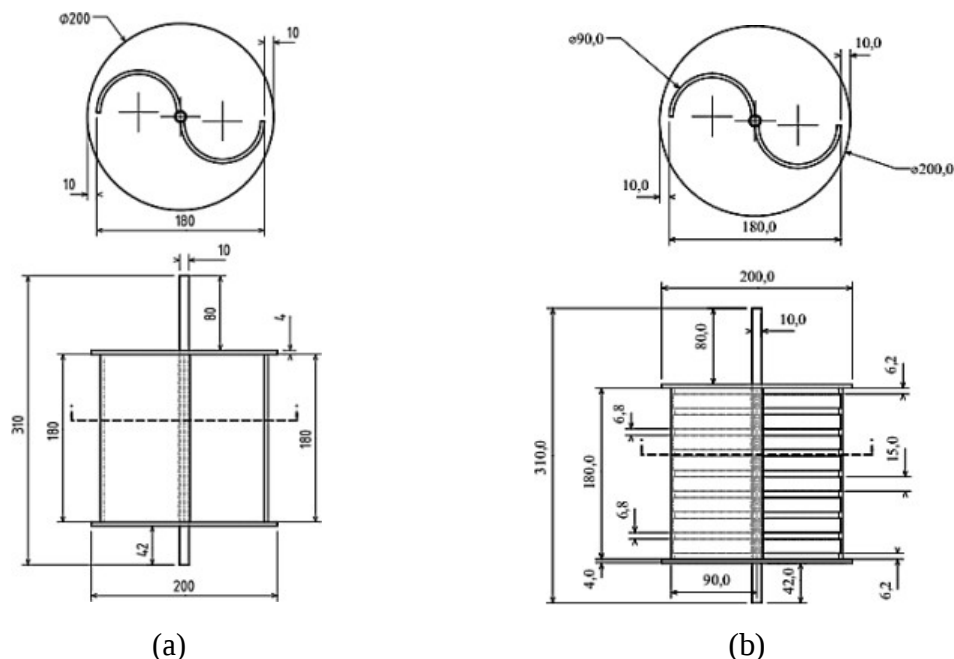


Figure 1. Blade isometry. (a) blade without grooves, (b) blade with 8 grooves 15 mm wide



Figure 2. Set up the rotor and instrument model on the frame



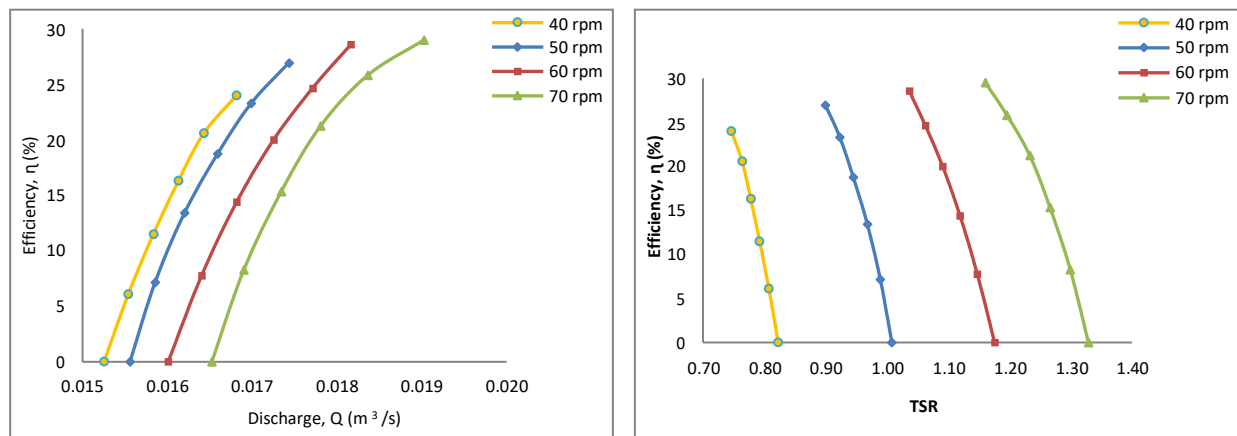
The test was carried out experimentally on a 1.5 m wide irrigation canal with a fairly good flow control gate so that regulating the flow rate was easy and simple. Observations and measurements of the independent and dependent variables were carried out at varying loads and discharges to obtain constant rotation of 40 rpm, 50 rpm, 60 rpm and 70 rpm. Braking load variations are carried out via a string pulling lever mounted on the frame, where the braking load is measured using a torque meter.

Observations and measurements of the parameters of each model are carried out through a discharge variable using a flow meter to produce a predetermined rotation. Measuring rotor rotation using an analog tachometer. The rotor and instrumentation equipment are supported by a frame made of angle iron with construction as shown in Figure 2.

5. Results and discussion

This research was carried out in the discharge range between $0.014 \text{ m}^3/\text{s}$ to $0.020 \text{ m}^3/\text{s}$ with predetermined rotations, namely; 40 rpm, 50 rpm, 60 rpm, and 70 rpm as shown in table 1 and figure 3a. The rotor characteristics for blades without grooves (0 grooves) as shown in figure 3 and table 1, where the maximum efficiency produced is 29.58%, while the optimum *tip speed ratio* (TSR) achieved is 1.32 which occurs at 70 rpm rotation.

Table 1. Characteristics of grooveless blades



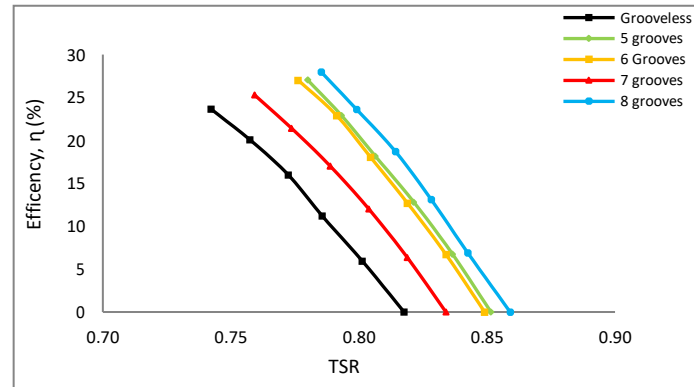
(a) Effect of discharge on efficiency

(b) Effect of TSR on efficiency

Figure 3. Effect of discharge and TSR on efficiency for several cycles

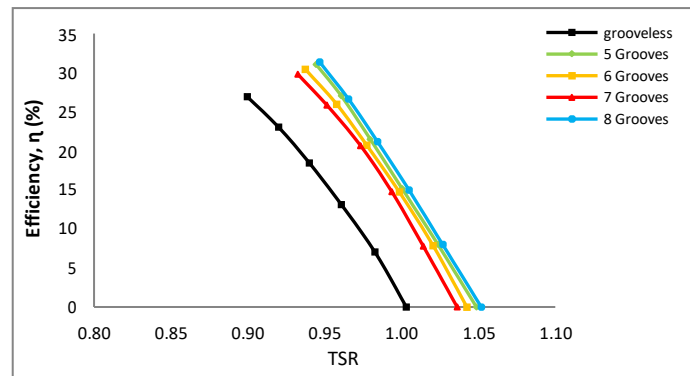


f the characteristics of blades without grooves with blades with 5, 6, 7 and 8 in Figure 4 and Figure 5. Overviews of the blade characteristics with TSR iency at each rotation are shown in Figures 4a to 4d. It can be seen that the ludes lower TSR and efficiency than the grooved blade at each rotation.



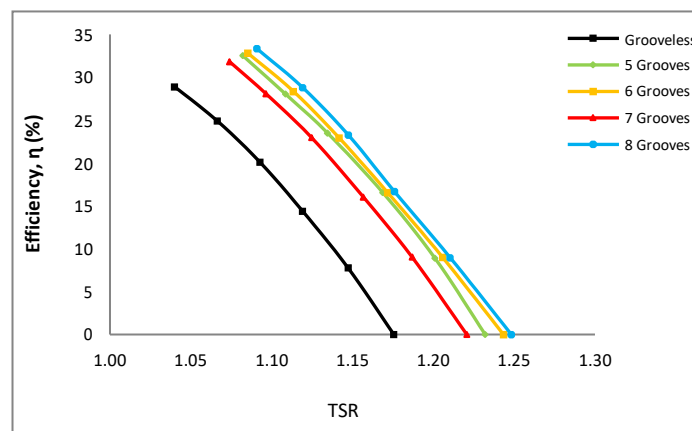
(a) 40 rpm rotation

The graph in Figure 4 shows that providing a number of grooves on the concave blade surface increases the rotor angular speed as represented by the TSR value. It appears that the eight-groove blade produces the optimum TSR of 1.41. This fact shows that there is a correlation between TSR variations and the grooves on the concave surface of the blade.



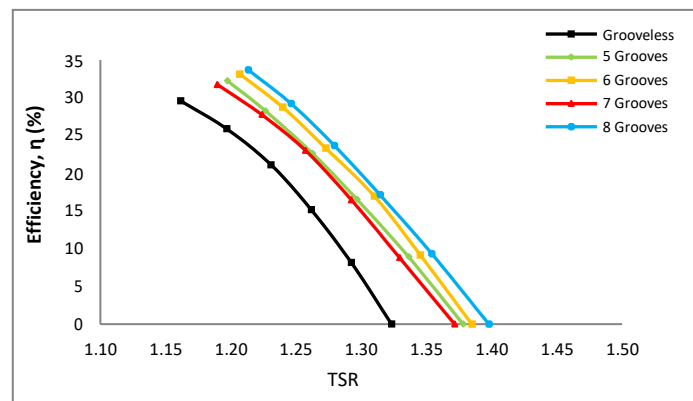
(b) 50 rpm rotation

Figure 4 also shows the TSR trend with efficiency in each round. An increase in TSR in each rotation shows that there is a decrease in efficiency, which occurs as a result of the braking load applied to the shaft.



(c) 60 rpm rotation

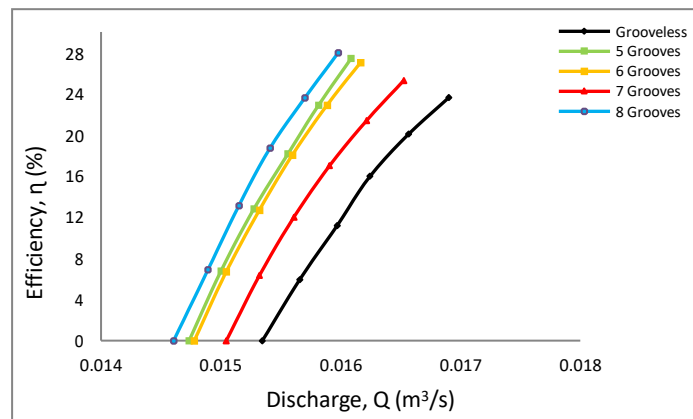




(d) 70 rpm rotation

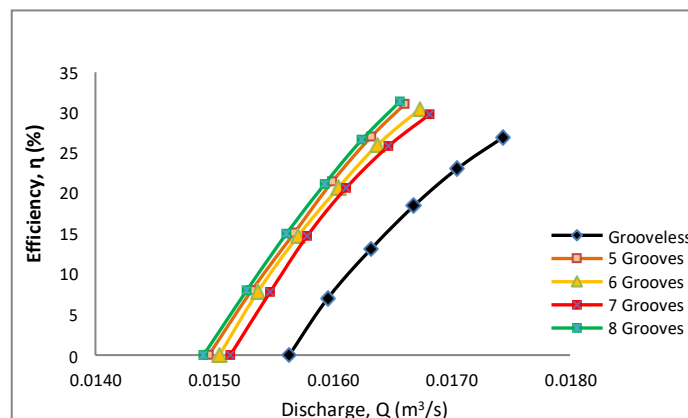
Figure 4. Effect of TSR on efficiency for several rotation

Figure 5 shows a graph of the relationship between discharge and efficiency at each observed cycle. It is shown that, blades without grooves always produce lower efficiency than that of other blades at each rotation. Thus it can be stated that grooved blades produce a greater thrust force than that of blades without grooves.



(a) 40 rpm rotation

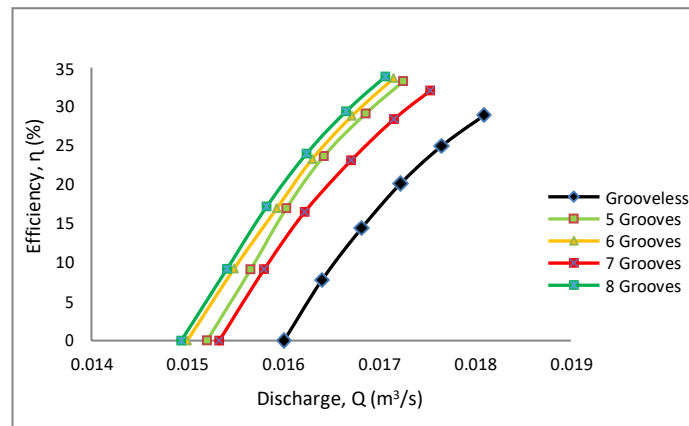
The values of discharge, TSR and efficiency parameters produced at 40 rpm, 50 rpm, 60 rpm and 70 rpm against the test model, show that blades with a larger number of grooves require smaller discharge to produce the same rotation, and blades without grooves at each rotation requires a greater flow rate.



(b) 50 rpm rotation

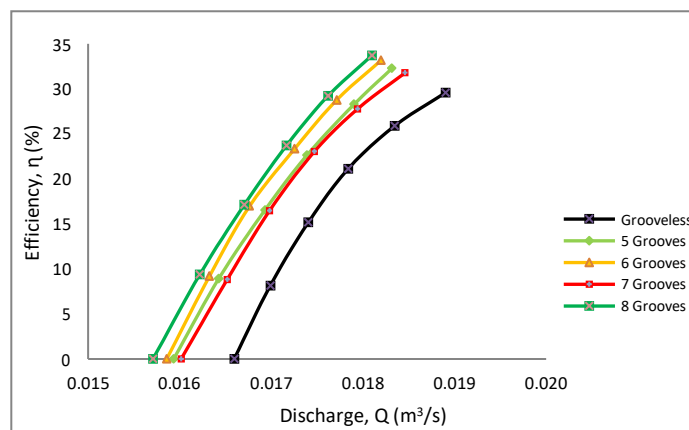


This condition can also mean that to produce the same rotation, a blade with a larger number of grooves requires input power, namely smaller flow kinetic energy, and a blade without grooves requires greater input power than what a grooved blade requires to produce the same rotation.



(c) 60 rpm rotation

Based on the basic concept of the Savonius rotor which obtains resources to produce rotating force from the difference in force acting on the forward blade, namely the concave blade and the force acting on the returning blade, it can also be stated that the increase in efficiency is the impact of the grooves on the blade surface.



(d) 70 rpm rotation

Figure 5. Effect of discharge on efficiency on blades without grooves and blades with grooves for several rotations.

The graph in Figure 5d also shows that a blade with eight grooves produces an optimum efficiency of 33.71%. This can be an illustration that the number of grooves is correlated with the production of friction force. It is predicted that the contributors to the friction force on the grooved surface are different surface profiles and thicknesses.

Variations in the number of grooves provided on the blade surface specifically have an impact on variations in blade thickness, where increasing the number of grooves results in the blade thickness. The thickness of the blade is correlated with the cross-sectional area in contact with the fluid. Apart from having an impact on the surface area that contracts with the number of grooves also has an impact on the pressure profile on the blade due to the stream line formed on the blade surface, which is an indicator of energy absorbed in the flow. Baloutaki, et al., 2013 [16] explained that grooves or grooves then free flow turbulence thereby increasing the momentum of flow particles and energy dissipation. A similar view was also explained by Gowree, et al., 2019, who



stated that protrusions such as grooves are the main source of skin friction resistance in wall-bounded flows [17]. The test results show that the TSR and efficiency values resulting from each number of grooves tested are different, where the optimum TSR and efficiency values occur on eight groove blades. These results can be an indicator of differences in energy dissipation on the surface due to differences in the number of grooves.

6. Conclusion

From the test results of a Savonius type rotor with two blades without grooves compared with a grooved rotor on the concave surface of the blades at 40 rpm, 50 rpm, 60 rpm and 70 rpm with a discharge between 0.014 m³/s to 0.020 m³/s, it can be concluded that:

1. The grooveless two-blade Savonius rotor produces a maximum TSR of 1.32 and a maximum efficiency of 29.58 %.
2. The model's optimum performance occurs on a blade with 8 grooves which produces an optimum TSR of 1.41 and a maximum efficiency of 33.71%.
3. Providing a number of grooves on the concave surface of a two-blade Savonius rotor blade correlates with an increase in TSR of 0,09 and efficiency of 4,71%.

7. Acknowledgements

The authors would like to acknowledge Mechanical Engineering department UNHAS, for their continuous support and encouragement

8. References

- [1] M. Basumatary, A. Biswas, and R.D. Misra, "CFD analysis of an innovative combined lift and drag (CLD) based modified Savonius water turbine," *Energy Convers. Manag.*, vol. 174, pp. 72–87, Oct. 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2018.08.025.
- [2] NR Maldar, CY Ng, and E. Oguz, "A review of the optimization studies for Savonius turbine considering hydrokinetic applications," *Energy Convers. Manag.*, vol. 226, no. July, p. 113495, 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.113495.
- [3] A. Kumar and RP Saini, "Performance parameters of Savonius type hydrokinetic turbine - A Review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 64, pp. 289–310, 2016, doi: 10.1016/j.rser.2016.06.005.
- [4] H. Alizadeh, MH Jahangir, and R. Ghasempour, "CFD-based improvement of Savonius type hydrokinetic turbine using optimized barrier at the low-speed flows," *Ocean Eng.*, vol. 202, 2020, doi: 10.1016/j.oceaneng.2020.107178.
- [5] W. Tian, Z. Mao, and H. Ding, "Design, test and numerical simulation of a low-speed horizontal axis hydrokinetic turbine," *Int. J. Nav. Archit. Ocean Eng.*, vol. 10, no. 6, pp. 782–793, 2018, doi: 10.1016/j.ijnaoe.2017.10.006.
- [6] F. Behrouzi, M. Nakisa, A. Maimun, Y.M. Ahmed, and A. Salem Souf-Aljen, "Performance investigation of self-adjusting turbine blades through experimental study," *Energy Convers. Manag.*, vol. 181, November 2018, pp. 178–188, 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2018.11.066.
- [7] PK Talukdar, A. Sardar, V. Kulkarni, and UK Saha, "Parametric analysis of model Savonius hydrokinetic turbines through experimental and computational investigations," *Energy Convers. Manag.*, vol. 158, no. October 2017, pp. 36–49, 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2017.12.011.
- [8] RK Sharma, "Performance improvement of Savonius rotor using multiple – A CFD investigation," *Energy Convers. Manag.*, vol. 127, pp. 43–54, 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.08.087.
- [9] Kang, Y. Ji, and Q. Li, "Experimental and numerical investigation of flow performance of a modified Savonius hydrokinetic rotor," *Renew. Energy*, vol. 137, pp. 1079–1090, Oct. 2019, doi: 10.1016/j.renene.2019.04.071.



- [10] A. Kumar and R.P. Saini, "Performance analysis of a single stage modified Savonius hydrokinetic turbine having twisted blades", *Renewable Energy*, vol. 113. pp. 461-478, Elsevier Ltd, 2017.
- [11] NH Mahmoud, AA El-Haroun, E. Wahba, and MH Nasef, "An experimental study on improvement of Savonius rotor performance," *Alexandria Eng. J.*, vol. 51, no. 1, pp. 19–25, 2012, doi: 10.1016/j.aej.2012.07.003.
- [12] PK Talukdar, V. Kulkarni, and UK Saha, "Performance estimation of Savonius wind and Savonius hydrokinetic turbines under identical power input," *J. Renew. Sustain. Energy*, vol. 10, no. 6, 2018, doi: 10.1063/1.5054075.
- [13] E. Kerikous and D. Thévenin, "Optimal shape of thick blades for a hydraulic Savonius turbine," *Renew. Energy*, vol. 134, pp. 629–638, 2019, doi: 10.1016/j.renene.2018.11.037.
- [14] MJ Khan, G. Bhuyan, M.T. Iqbal, and J.E. Quaicoe, "Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review," *Appl . Energy*, vol. 86, no. 10, pp. 1823–1835, 2009, doi: 10.1016/j.apenergy.2009.02.017.
- [15] G. Kailash, TI. Eldho TI, SV. Prabhu, "Performance Study of Modified Savonius Water Turbine with Two Deflector Plates" *International Journal of Rotating Machinery* p. 12, 2012.
- [16] M. Ahmadi-Baloutaki, R. Carriveau, and DSK Ting, "Effect of free-stream turbulence on flow characteristics over a transversely-grooved surface," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 51, pp. 56–70, 2013, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2013.07.001.
- [17] E.R. Gowree, C. Jagadeesh, and C.J. Atkin, "Skin friction drag reduction over staggered three-dimensional cavities," *Aerosp. Sci. Technol.* , vol. 84, pp. 520–529, 2019, doi: 10.1016/j.ast.2018.11.001.



Hydrokinetic turbines use different rotors for technological and economic reasons. Even though it performs poorly, vertical-axis hydrokinetic turbines use the Savonius rotor. The object of research is a Savonius rotor model with additional grooves. The study addresses the need to improve the efficiency and overall performance of Savonius rotor models in hydrokinetic turbines, which are widely used for harnessing energy from flowing water currents. The problem involves understanding how different groove configurations affect the aerodynamic behavior and energy extraction efficiency of the Savonius rotor in hydrokinetic turbine applications. The test results revealed that incorporating grooves led to notable improvements in efficiency (η) and coefficient of drag (CD). Grooved blades exhibited a maximum efficiency of 30.97 % and a maximum drag coefficient of 2.71. Notably, blades with a groove width of 12.5 mm emerged as the optimal model, demonstrating an efficiency peak of 35.66 % and a drag coefficient 3.08. This indicates a substantial increase in efficiency by 4.69 % and a corresponding rise in the drag coefficient by 0.37 for grooved blades. The grooves on grooved blades increase friction, improving performance. Grooved rotor blades improve turbine performance significantly. Savonius rotor models in hydrokinetic turbines extract more energy by optimizing groove width and arrangement to maximize drag coefficient and efficiency. This research affects hydrokinetic turbine design and optimization for renewable energy generation. Engineers and designers can improve the performance and efficiency of the Savonius rotor model in hydrokinetic turbine applications by applying this study's findings

Keywords: hydrokinetic turbine, Savonius rotor, grooved blade, drag coefficient, tip speed ratio

UDC 621

DOI: 10.15587/1729-4061.2024.298915

ENHANCING SAVONIUS ROTOR MODEL WITH ADDITIONAL GROOVES ON HYDROKINETIC TURBINE PERFORMANCE

Petrus Sampelawang*Corresponding author*

Doctoral Student, Graduate Student

Department of Mechanical Engineering*

Departement of Mechanical Engineering

Indonesian Christian Toraja University

Jenderal Sudirman str., 9, Bombongan, Makale District,

Tana Toraja Regency, South Sulawesi, Indonesia, 91811

E-mail: petrussampelawang146@gmail.com

Nasaruddin Salam

Doctorate, Professor

Department of Mechanical Engineering*

Luther Sule

Doctorate, Professor

Department of Mechanical Engineering*

Rustan Tarakka

Doctorate, Professor

Department of Mechanical Engineering*

*Hasanuddin University

Poros Malino str., 8, Romang Lompoe, Bontomarannu District,
Gowa Regency, South Sulawesi, Indonesia, 92171

Received date 05.12.2023

Accepted date 12.02.2024

Published date 28.02.2024

How to Cite: Sampelawang, P., Salam, N., Sule, L., Tarakka, R. (2024). Enhancing savonius rotor model with additional grooves on hydrokinetic turbine performance. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1 (8 (127)), 28–37. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.298915>

1. Introduction

Hydropower is a promising and environmentally friendly renewable energy source, offering a sustainable alternative to traditional fossil fuel and nuclear power plants [1–3]. One innovative method of converting water into energy is hydrokinetic energy technologies, most notably the installation of hydrokinetic turbines [4, 5]. These turbines, also called water current turbines, are sophisticated electromechanical devices designed to convert the kinetic energy in flowing water currents into electricity. One of the critical advantages of hydrokinetic turbines is their ability to generate electricity



speeds and heads, showcasing their electricity generation in diverse. This capability makes them parons where traditional hydropower easible due to lower water velocities.

are classified into two main categories of the rotor shaft relative to the

flow direction: vertical and horizontal shaft hydrokinetic turbines [5, 6]. Each category encompasses various turbine designs with unique characteristics and suitability for different applications. Several notable types of vertical shaft hydrokinetic turbines are commonly used, including the Savonius, Troposkein Darrieus, H-Darrieus, and Gorlov turbines [7, 8]. The Savonius turbine, in particular, is widely recognized for its simplicity in construction and cost-effectiveness in installation and maintenance, making it a preferred choice for small-scale power generation projects [4, 8, 9]. Despite its ease of installation and maintenance advantages, the Savonius turbine's performance is typically lower than other types. However, its suitability for small-scale applications, relatively straightforward design, and cost-effectiveness make it a practical choice for specific hydrokinetic energy projects, especially in regions with limited resources and infrastructure for large-scale installations.

Over time, experts and practitioners have dedicated efforts to enhance the performance characteristics of the Savonius rotor through various design optimizations and adjustments to crucial parameters [6]. These refinements aim to

Optimized using
trial version
www.balesio.com

maximize rotor efficiency and energy output, thereby improving the overall effectiveness of Savonius turbines in harnessing hydrokinetic energy. Several parameters play crucial roles in shaping the performance of the Savonius rotor, including aspect ratio (AR), overlap ratio (OR), blade number and configuration, levels and end plates, flow directors or deflectors, shaft design, blade models and shapes [10, 11].

The Savonius rotor uses the difference in drag forces encountered by its concave and convex surfaces as the blades revolve to generate rotational power. Optimizing rotor performance requires understanding drag force characteristics. The blade surface drag force is caused by two main factors: fluid viscosity and pressure distribution. The drag force along the blade is mainly affected by the geometry of the fluid-interacting surface, the distance from the axis of rotation, and the Reynolds number [12]. Reynolds number greatly impacts the flow regime around the blade and the pressure coefficient. The pressure coefficient, which describes pressure distribution along the blade surface, is vital to understanding the Savonius rotor's aerodynamic performance. This coefficient depends on blade shape, angle of attack, and Reynolds number. By analyzing these aspects, researchers and engineers optimize the Savonius rotor design to maximize efficiency and power generation [13].

Savonius turbines are still studied for hydrokinetic energy generation. Savonius turbine performance is affected by many factors, including rotor grooves. Research is ongoing to thoroughly analyze the impact of extra grooves on hydrokinetic turbine Savonius motor performance, demonstrating their continued relevance. Enhancing turbine performance with grooves on the Savonius rotor surface is nuanced. These grooves alter airflow patterns, pressure differentials, and aerodynamic losses. Researchers hope grooves on the rotor will improve the turbine's aerodynamics and power generation. Therefore, research on the effect of additional grooves on the performance of hydrokinetic turbine Savonius motors is still relevant.

2. Literature review and problem statement

The Savonius-type hydrokinetic turbine has become a promising solution for small-scale power generation, especially in river flows or artificial channels. It has shown significant potential for electricity production [4, 10]. The appeal of this option stems from various factors contributing to its popularity among small-scale power plants. These factors include straightforward and cost-effective construction, ease of installation and maintenance, clean energy sources, predictable potential, and favorable initial characteristics [2, 14]. Compared to other vertical axis hydrokinetic rotors, Savonius-type rotors excel at harnessing energy from low-speed water flows [5]. Their adaptability makes them great for use in environments with lower water velocities, such as rivers, canals, or tidal channels. This expands their usefulness for small-scale power generation projects.

The paper [6] carefully analyzes the performance of a single-stage modified Savonius hydrokinetic turbine with twisted



Optimized using
trial version
www.balesio.com

zed the understanding of turbine y. The research shows that twisted ine performance. Even while progme turbine performance questions may arise from objective difficulty of fluid dynamics involved impossibility of achieving optimal to design constraints, or the high

cost of implementing certain turbine design modifications, making research efforts impractical. Similar studies or approaches in comparable domains may help solve these issues. For instance, it may help answer unanswered questions and improve performance analysis of modified Savonius hydrokinetic turbines with twisted blades. However, it is crucial to recognize any limits or differences in existing methodologies and adapt them to the current study.

The study [10] on the design, testing, and numerical simulation of a low-speed horizontal axis hydrokinetic turbine covers its development and performance evaluation. The study proves horizontal axis turbines can harness low-speed water currents through practical testing and computer calculations. Additionally, the research illuminates turbine performance-affecting design and operational aspects. Even though this study progressed, the design and operation of low-speed horizontal axis hydrokinetic turbines remain unsolved. Achieving good efficiency and power output at low water flow velocities is a significant problem. Minimal-speed water currents have minimal kinetic energy. Therefore, turbine performance requires inventive design and operation. Optimizing low-speed horizontal axis turbine blade geometry and rotor arrangement is another unanswered subject. Designing blades that absorb energy from low-velocity flows while minimizing drag and structural loads is difficult. The turbine-environment interaction, including sediment movement and biofouling, provides issues that need additional study. Traditional design and numerical modeling methods cannot accurately forecast low-speed hydrokinetic turbine performance, which is the main obstacle. Conventional approaches may not capture the complicated fluid dynamics and turbulent movement of low-speed water currents.

The paper [15] shows that the correct shape of thick blades for a hydraulic Savonius turbine affects turbine performance. The study revealed how blade thickness affects power-generating efficiency and structural integrity. Despite the excellent insights provided, the best design parameters for thick blades in Savonius turbines remain unanswered. One cause for these unanswered questions may be the objective challenges of balancing blade thickness, structural strength, and aerodynamic performance. The complicated interaction of these factors makes it difficult to establish a blade design that maximizes power output and turbine durability under varied operating situations. The design process is further complicated by the inability to optimize numerous conflicting goals, such as lift and drag. The turbine design may also use expensive components or materials, making research uneconomical. Researchers could use creative design methods and computational modeling to understand thick-bladed Savonius turbine performance better. Inspiration from related industries or advanced optimization algorithms like genetic algorithms or machine learning could assist in exploring a larger design space and finding blade forms that balance competing criteria.

The research [16] on axial rectangular grooves and turbulent Taylor-Couette flow sheds light on how groove geometry affects flow and turbulence. Experimental evidence shows that axial rectangular grooves change flow dynamics, turbulence intensity, flow structure, and mixing efficiency. Despite this study's advances, the optimal design and layout of axial rectangular grooves for turbulent Taylor-Couette flow remains unsolved. Controlling and altering flow properties through groove geometry is a significant task. Changing flow while minimizing energy losses and maintaining system

stability is challenging. The scalability and generalizability of experimental findings are another unanswered subject. Extrapolating the results to other flow regimes or configurations may be difficult due to the study's experimental settings and geometrical characteristics. The complexity of turbulent flows and the multiphysical phenomena of Taylor-Couette systems make it impossible. The relationship between fluid velocity, turbulence, and wall geometry is complex, making it challenging to create theoretical models or predictive frameworks that capture all critical events.

The paper [17] examines how overlap and gap ratios affect hydraulic Savonius turbine efficiency and power production. Experimental testing and analysis show that optimizing flow patterns and decreasing energy losses by altering specific geometric characteristics can boost turbine performance. This study improved Savonius turbine configuration and operational parameters, although there are still questions. Effectively forecasting the intricate aerodynamic interactions between the rotor blades, overlap, gap ratios, and fluid flow is a major task. Optimization of overlap and gap ratios while balancing drag reduction and power extraction is difficult. Another unanswered concern is experimental data scalability and generalizability. Extrapolating the results to different turbine sizes or flow regimes may be difficult due to the study's design and operating conditions. The main obstacles are the complexity of flow phenomena and multiphysical interactions in Savonius turbine operation. Fluid dynamics, rotor shape, and operational parameters are intricately coupled, making it difficult to create comprehensive theoretical models or predictive frameworks that capture all important events.

In reference [18], bowl-bladed hydrokinetic turbines with additional steering blade numerical modeling demonstrate how steering blades can improve performance and maneuverability. Numerical modeling shows that this design adjustment improves turbine efficiency and power extraction from flowing water currents. This work improved the practicality and scalability of bowl-bladed hydrokinetic turbines with additional steering blades, but many problems remain. Simulating the complex fluid-structure interactions and hydrodynamic forces experienced by turbine components under different flow conditions effectively is a major problem. Creating a numerical model that effectively depicts the steering blades' dynamic behavior and interaction with the main rotor blades is difficult. Another unanswered topic is how to design and operate bowl-bladed hydrokinetic turbines with steering blades to maximize performance. Numerical simulations can provide flow dynamics and performance measures, but real-world validation is needed to prove the design's efficacy and practicality. The intricacy of fluid-structure interaction problems and the computer resources required to accurately model bowl-bladed hydrokinetic turbines with guiding blades make it impossible. Developing a strong and trustworthy numerical model for the dynamic interplay between numerous blades, fluid flow, and complicated flow phenomena, including vortex shedding and blade cavitation, is computationally difficult.



Optimized using
trial version
www.balesio.com

Examined different facets within highlighting the refinement of blade shape, the geometry, and the utilization of Savonius rotors. Nevertheless, there is enough investigation in the current literature regarding grooves into Savonius rotors. And varying the groove widths on the blades and their impact. Examining the effect

of grooves on blade performance is a suitable approach to enhance the efficiency of the Savonius rotor. This can be achieved by augmenting the drag disparity between the forward and reverse blades.

3. The aim and objectives of the study

The aim of the study is to enhance the performance of the Savonius rotor by increasing the difference in drag force that acts between the forward blades and the return blades.

To achieve this aim, the following objectives are accomplished:

- to obtain the efficiency value on the Savonius rotor blade in several groove widths;
- to increase the drag coefficient value on the Savonius rotor blade in several groove widths.

4. Materials and methods of experiment

4. 1. Object and hypothesis of the study

The object of research is a Savonius rotor model with additional grooves. The study's main hypothesis is that integrating additional grooves on a Savonius turbine's rotor blades will improve turbine performance metrics such as efficiency, drag coefficient, tip speed ratio (TSR), and energy extraction capabilities. Specifically, the hypothesis posits that introducing grooves on the rotor blades will enhance fluid flow dynamics, increasing drag forces and improving energy conversion efficiency. Additionally, it is hypothesized that the optimized blade design with grooves will lead to a higher TSR and overall better performance of the hydrokinetic turbine, ultimately contributing to enhanced renewable energy generation capabilities. The study aims to validate this hypothesis through experimental testing and numerical simulations and provide empirical evidence supporting the effectiveness of integrating grooves on the Savonius rotor model to enhance hydrokinetic turbine performance.

The study assumes that the flow conditions during experimental testing and numerical simulations remain constant throughout the investigation. This assumption simplifies the analysis by ignoring temporary flow phenomena. The experiment considers that the fluid properties, such as density and viscosity, remain consistent throughout the testing period. This simplifying assumption allows for a more in-depth examination of the fluid-structure interaction and turbine performance, disregarding any changes in fluid properties. The study suggests an idealized rotor design with consistent blade geometry and material properties. Although this simplification streamlines the analysis, it might not encompass all the intricacies of turbine designs in the real world.

4. 2. Materials

The test model consists of a grooveless and grooved two-blade Savonius rotor made from PVC material. Its purpose is to evaluate the effect of grooves on turbine performance. The rotor's dimensions are precisely specified, with a diameter of 180 mm and a height of 184 mm, resulting in an aspect ratio (AR) of 1.02. A 200 mm diameter end plate with a 2 mm thickness is included in the design to improve the structural integrity and optimize the flow patterns around the rotor. The shaft, which is essential for the rotation of the rotor, has a diameter of 8 mm and is meticulously designed to have no

overlap (OR = 0). Fig. 1 shows the isometry of the 8-groove blade model. This design choice enhances the simplicity and efficiency of the rotor configuration. The selection of PVC material provides a harmonious combination of long-lasting properties and simplicity in construction, rendering it well-suited for experimental testing and analysis. The careful consideration of dimensions, such as the aspect ratio and lack of overlap, is intended to attain peak performance and accurately capture the intricacies of the Savonius rotor's behavior.

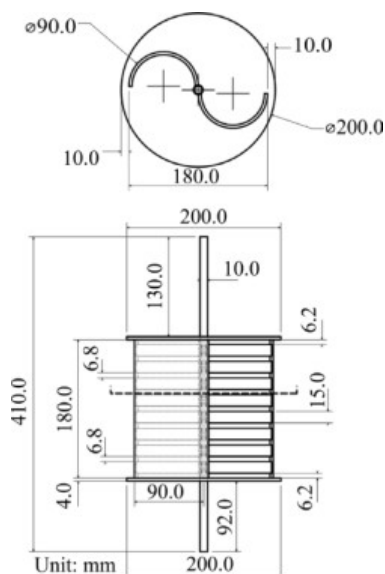


Fig. 1. Isometry of the 8-groove blade model

The groove geometry consists of four square directions perpendicular to the groove width axis. These directions provide a variety of dimensions to investigate to find the most optimal configuration. The groove widths exhibit a systematic variation, encompassing 5 mm, 7.5 mm, 10 mm, 12.5 mm, 15 mm, and 17.5 mm. This diverse range of parameters allows for an in-depth exploration of the impact of groove size on turbine performance. The depth of each groove on the concave side is meticulously maintained at 4 mm, resulting in eight unique groove configurations.

This systematic approach to groove geometry enables a thorough investigation into how groove dimensions affect the performance of the Savonius rotor. Through the manipulation of groove width, researchers can evaluate the impact of various fluid dynamics and boundary layer interactions on drag force, efficiency, and the overall operation of the turbine. In addition, the grooves are consistently deep, which promotes uniformity across all configurations. This allows for accurate comparisons and reliable experimental results. By carefully designing and constructing the groove geometry, this study seeks to uncover the most effective groove configuration for improving the performance of the Savonius rotor. Researchers can systematically test various groove widths to determine the optimal design parameters to enhance energy

turbine performance in hydrokine-



Optimized using
trial version
www.balesio.com

up

was carried out in an irrigation
10 cm wide and 100 cm high. The
acious, and the flow control is re-
signed gate. This setup guarantees

a reliable and regulated flow environment for precise data collection and analysis. Detailed observations and measurements were carefully conducted across various levels of loads, considering both independent and dependent variables. The loads varied from 0 kg to 2.5 kg, increasing by 0.5 kg. This systematic approach facilitated the achievement of multiple levels of consistent rotation, explicitly focusing on rotational speeds of 60 rpm. The rotational speeds were meticulously chosen to encompass a wide range of operational conditions and to offer a thorough comprehension of the turbine's performance under different load scenarios.

Fig. 2 depicts a blade configuration with eight grooves. The widths of the grooves range from 0 mm to 17.5 mm, increasing in intervals of 2.5 mm. This visual representation accurately portrays the groove widths on the blade surface, enabling a thorough comprehension of the variations in groove dimensions used in the experimental setup. The 8-grooved blade design plays a crucial role in studying the impact of groove width on the performance of the Savonius rotor. Through a systematic alteration of the groove width, researchers can evaluate the impact of changes in groove dimensions on the aerodynamic characteristics, drag coefficient, and overall efficiency of the Savonius rotor.



Fig. 2. Eight-grooved blade – 0 mm to 17.5 mm wide

The desired loads were imposed by applying braking load variations using a string-pulling lever mounted on the support frame, as shown in Fig. 3. This configuration enabled accurate control and fine-tuning of the loads applied to the turbine, guaranteeing uniformity and consistency during the experimental testing. Researchers collected comprehensive data on the turbine's performance across various operating conditions by systematically adjusting the loads and closely observing the resulting rotational speeds. In this study, the experimental setup and methodology allow for thorough testing and in-depth analysis of the performance of the Savonius turbine when grooves are added. By carefully varying loads and rotational speeds, a comprehensive analysis of the turbine's operational characteristics is conducted, yielding valuable insights into the impact of groove modifications on enhancing turbine performance.

The variety of groove widths used in the experimental analysis of the Savonius rotor is summarized in Table 1. A total of seven different configurations are available, each

with a different groove width variation, all to investigate how different groove diameters affect rotor performance. A rotor arrangement without grooves is used as a baseline to start the testing methodology. The next step is to gradually add grooves that are 2.5 mm wide and extend from 5 mm to 17.5 mm in length (Fig. 2).



Fig. 3. Set up of the experimental model and instruments on the frame

Table 1

Groove width parameters on the Savonius rotor

No.	Groove width (mm)	Rotation speed (rpm)
1	0	60
2	5	
3	7.5	
4	10	
5	12.5	
6	15	
7	17.5	

A consistent rotational speed of 60 rpm was applied to each groove width configuration on the Savonius rotor. The standardized rotational speed was intentionally selected to ensure a uniform testing parameter for all groove width variations. The researchers experimented by maintaining a consistent rotational speed. This allowed them to focus solely on the impact of groove width variations on the drag coefficient and efficiency of the Savonius rotor. Consistently maintaining a fixed rotational speed of 60 rpm throughout the experimentation process allows for accurate analysis of the variations in groove width, as any observed differences in drag coefficient and efficiency can be directly attributed to this factor. In this controlled experimental setup, we can closely examine the impact of changes in groove width on the aerodynamic performance and overall efficiency of the Savonius rotor. The consistent operating conditions ensure results.



ting

were carried out in a wind tunnel for the drag force (FD) and validate and guarantee the relevance results (Fig. 4). As part of the turbine was subjected to a series of

incremental constant speeds ranging from 3 m/s to 9 m/s while altering the rotation angles of its blades at 0, 15, 30, and 45 degrees. These wind speeds and rotation angles were selected to replicate real-world operational circumstances. The aerodynamic behavior of the turbine blades can be better understood if researchers test it at various rotation angles and see how it performs relative to the incoming flow.

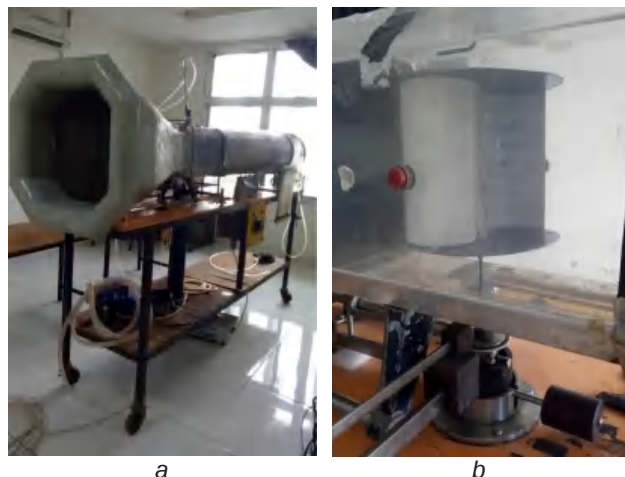


Fig. 4. Savonius rotor blade testing: *a* – wind tunnel; *b* – model position in the wind tunnel

Experiments were carried out to measure the drag force and drag coefficient produced by the model in a controlled wind tunnel setting (Fig. 4, *a*). To guarantee the accuracy and consistency of these observations across experiments using different working fluids, the concept of similarity, precisely the Reynolds number (Re), was used as a reference parameter [19]. The Reynolds number is a dimensionless quantity that helps determine the flow regime of a fluid. It considers factors like fluid density, viscosity, and velocity. By ensuring a consistent Reynolds number across experiments conducted with different working fluids, researchers can guarantee similarity in flow characteristics and enable meaningful comparisons between results obtained in water and air environments.

The exact adjustment of the wind tunnel's airspeed to match the Reynolds number measured while testing with irrigation canal water flow was necessary to accomplish this resemblance. This adjustment guarantees that the flow conditions within the wind tunnel closely resemble those observed in real-world water flow scenarios, allowing for precise comparisons of drag force and drag coefficient across various fluid environments (Fig. 4, *b*). After careful analysis, it was concluded that the ideal constant speed input level for the wind tunnel experiments falls between 3 m/s and 9 m/s. This range represents Reynolds numbers within the specified range of 0.34×10^5 to 1.01×10^5 . This ensures that the flow conditions remain consistent and allows for meaningful comparisons between experimental results obtained using water and air as working fluids.

In addition, the range of constant speeds was carefully selected to match the Reynolds number (Re) values shown in the irrigation canal testing. For consistency and accurate data analysis, Reynolds numbers were carefully matched between wind tunnel testing and canal trials. The model performance findings derived from the experimental testing carried out in the irrigation canals are validated by these wind tunnel

tests, an essential validation step. Researchers can make their findings more credible and applicable by conducting independent testing in a controlled wind tunnel.

5. Results of the experiment of adding grooves to the Savonius rotor

5.1. Results of the efficiency value on the Savonius rotor blade in several groove widths

The model characteristics are explained concerning three important parameters: flow rate (Q), tip speed ratio (TSR), and efficiency (η). Fig. 5 visually illustrates a comparative analysis of these characteristics, specifically examining the impact of flow rate on efficiency while maintaining a constant rotational speed of 60 rpm. It is clear that the blade without grooves has a higher flow rate compared to other models, but it has lower efficiency. To achieve maximum efficiency, the blade without grooves (0 grooves) requires a flow rate of $0.0181 \text{ m}^3/\text{s}$. This results in an efficiency of 30.96 % at 60 rpm. On the other hand, the model that achieves a rotation of 60 rpm with the smallest flow rate has a groove width of 12.5 mm.

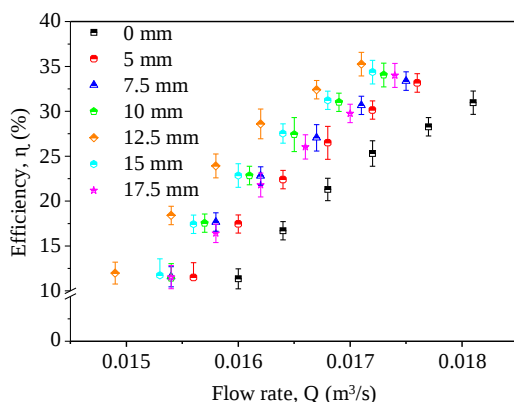


Fig. 5. Graph of flow rate vs efficiency at several variations in blade width

This graphical representation provides valuable insights into the correlation between flow rate, rotational speed, and efficiency for various groove configurations. The text emphasizes the importance of considering trade-offs, as a higher flow rate does not always lead to improved efficiency, especially without groove modifications. In addition, the data highlights the potential to enhance efficiency by strategically modifying groove dimensions. This is demonstrated by the model that achieved a rotation speed of 60 rpm and the smallest flow rate requirement when the groove width was set at 12.5 mm.

Fig. 6 presents a graph that showcases the relationship between the Tip Speed Ratio (TSR) and the efficiency of the Savonius rotor. The highest TSR attained by a blade lacking grooves is documented as 1.18. TSR is a crucial factor that measures the relationship between the angular rotation



Optimized using
trial version
www.balesio.com

speed (V), giving us valuable information in different operating conditions. It is clear that the flow velocity in causing variations in TSR . More smaller TSR values achieve this at lower velocities. This relationship emphasizes the interaction between rotational speed,

flow velocity, and TSR , stressing the need to optimize these parameters for optimal rotor efficiency.

The model with a groove width of 12.5 mm is remarkable, achieving an optimal TSR of 1.26 and an efficiency peak of 35.66 %. This observation highlights the importance of groove dimensions in determining the performance of the Savonius rotor. Among the different models, the configuration with a groove width of 12.5 mm exhibits higher efficiency and TSR .

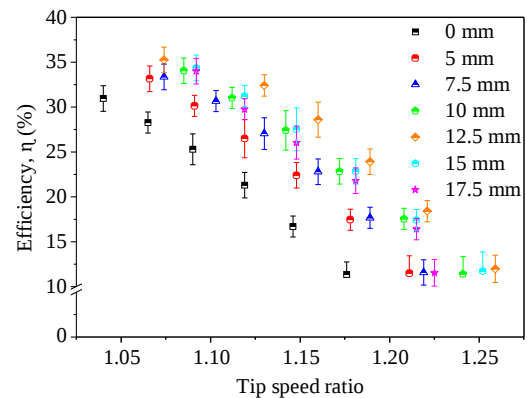


Fig. 6. Graph of tip speed ratio vs efficiency at several variations in blade width

5.2. Results of the drag coefficient value on the Savonius rotor blade in several groove widths

Reynolds number and drag coefficient are compared across several Savonius rotor model rotation angles in Fig. 7. The impact of grooves on the blade's surface and the rotor's aerodynamic performance in different settings can be better understood by comparing and contrasting the two. Looking at Fig. 7, a, it's clear that the grooved blade model always has a higher drag coefficient than the one without grooves, regardless of the turning angle at 90° . Generally, blades with grooves produce more significant drag coefficients, as this data shows that groove presence affects drag coefficient.

Among the configurations that generate the highest drag coefficients, the one with a width of 12.5 mm stands out with a value of 3.081. At the lowest Reynolds number (0.34×10^5), on the other hand, the blade devoid of grooves reaches its maximum drag coefficient of 2.71. The aerodynamic performance of the Savonius rotor is greatly affected by the width and shape of its grooves, as these data demonstrate. Grooves on the blade's surface increase the drag coefficient, which helps improve the efficiency of energy extraction. The trend also shows that the Reynolds number is a key factor in the drag coefficient and that changes in flow conditions impact the rotor's aerodynamic behavior.

In addition, a turning angle of 75° (as shown in Fig. 7, b) reveals exciting findings about the drag coefficient. It is worth noting that a blade with a width of 15 mm demonstrates the highest drag coefficient, which reaches a value of 2.77. The maximum drag coefficient is attained at the lowest recorded Reynolds number value of 0.34×10^5 . On the other hand, the blade without grooves shows the lowest drag coefficient, measuring at 1.73, which happens at a Reynolds number of 0.79×10^5 . In addition, it is worth mentioning that when the Reynolds numbers exceed 0.79×10^5 , the variations in drag coefficient values generated by all models tend to decrease compared to the changes observed at lower Reynolds numbers. Based on this observation, the impact of Reynolds number on the drag coefficient diminishes as Reynolds numbers surpass a specific threshold.

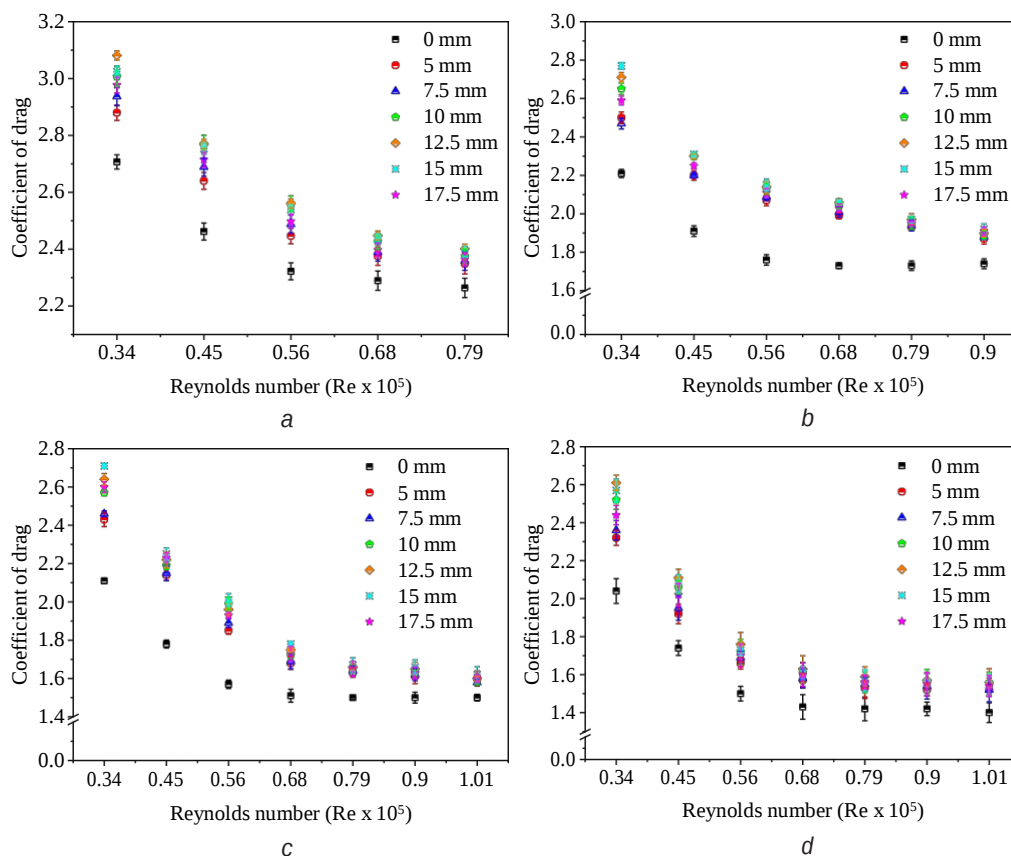


Fig. 7. Graph of Reynolds number vs drag coefficient at angles: *a* – 90°; *b* – 75°; *c* – 60°; *d* – 45°

The correlation between the drag coefficient and the Reynolds number still yields intriguing findings at a 60° turning angle, as shown in Fig. 7, *c*. It is worth mentioning that the drag coefficient reaches its maximum of 2.71 at the lowest Reynolds number. With lower Reynolds numbers equating to higher drag coefficients, this data highlights the considerable importance of Reynolds numbers on drag coefficients. Curiously, the drag coefficient is the smallest (1.5) at the highest Reynolds number reported in the dataset. Variations in fluid flow conditions can lead to unexpected outcomes in aerodynamic performance, as this discovery shows in the delicate link between flow dynamics, Reynolds number, and drag coefficient. According to the data, the blade with 15 mm groove width has the highest drag coefficient, while the one without grooves has the lowest. Because of the increased surface area and improved fluid interaction, drag coefficients tend to be greater for larger grooves, as this finding shows that the grooves' width and arrangement affect the drag coefficient.

At a 45° turning angle, the pattern in the relationship between the drag coefficient and Reynolds number remains, as seen in Fig. 7, *d*. The maximum drag coefficient, like in the earlier examples, is 2.61 on a blade having a groove width of 12.5 mm. The opposite is true for blades without grooves,

registers at its lowest, 1.4. Wider greater drag coefficients owing to enhanced fluid interaction; this that the observed pattern remains turning degrees, further supporting influences drag coefficient. Also, dynamic performance is highly dynamics, and the inverse relationship

between the drag coefficient and Reynolds number is still clearly visible.

Fig. 8 provides a concise overview of the drag coefficient values at different turning angles, providing valuable insights into the aerodynamic performance of the Savonius rotor. The graphical representation helps to provide a clear understanding of the relationship between changes in turning angle and the drag coefficient, which is an important factor in evaluating rotor efficiency. When the turning angle is decreased, there is a corresponding decrease in the drag coefficient. The relationship between turning angle and drag coefficient becomes more apparent when the turning angle ranges from 90° to 45°. During this range of turning angles, there is a significant decrease of up to 15.3 % in the drag coefficient.

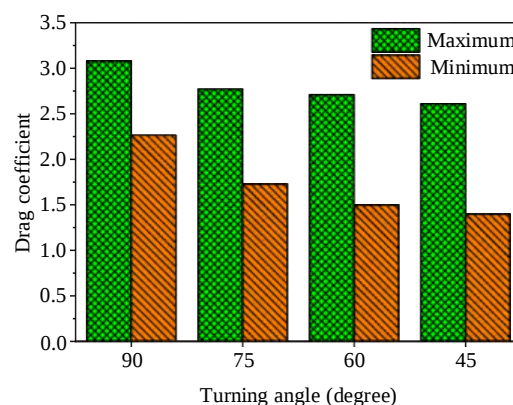


Fig. 8. Drag coefficient value with several variations in turning angle



The width of the grooves on the Savonius rotor has a notable impact on the drag coefficient, as wider grooves tend to lead to higher drag coefficients. The larger surface area and improved fluid interaction that comes with wider grooves can explain the relationship. With an increase in the width of the grooves, a larger amount of fluid is captured and redirected, resulting in an amplified drag force on the rotor blades. It is worth mentioning that this relationship is not linear. Although wider grooves initially result in higher drag coefficients, there comes a point where increasing groove width may no longer continue to increase the drag coefficient. It is worth noting that according to the data, there is a decline in the drag coefficient once the groove width exceeds a certain threshold, which is 15 mm in this particular case.

6. Discussion of the experiment of adding grooves to the Savonius rotor

The impact of the trade-off between efficiency and flow rate is one noteworthy finding from the investigation. A greater volume of fluid is moving through the rotor of the grooveless blade since its flow velocity is greater than that of the grooved versions. Nevertheless, the blade's effectiveness devoid of grooves is poorer, even though the flow rate is higher. While a higher flow rate does increase fluid throughput, it does not guarantee that the turbine will be more efficient. This disparity highlights the intricate connection between flow dynamics and turbine performance.

Additionally, the investigation sheds light on how important groove design is for maximizing turbine efficiency. A groove width of 12.5 mm is featured in the model that achieves a rotation of 60 rpm with the least flow rate (Fig. 5). Based on these results, smaller groove widths may result in greater efficiencies, suggesting an ideal relationship between groove size and turbine performance. It is imperative to optimize the groove parameters for improved turbine performance due to the clear influence of groove design on fluid-structure interaction and flow patterns [20].

The effects of groove width on turbine performance, especially regarding efficiency and tip speed ratio (TSR), are illuminated by examining the Savonius rotor models. Notable for its outstanding performance, the model with a 12.5 mm groove width achieved an optimal TSR of 1.26 and a peak efficiency of 35.66 % (refer to Fig. 6). The importance of groove dimensions in determining the Savonius rotor's performance characteristics is highlighted by this observation. The model's exceptional performance with a 12.5 mm groove width demonstrates the critical role of groove design parameters in optimizing turbine efficiency and TSR. Optimizing energy conversion and overall turbine performance is possible when designers meticulously choose the groove dimensions to improve the interaction between the rotor blades and the fluid flow [21]. This model's improved efficiency and TSR prove that groove width is a critical design element for improving turbine performance. In addition, while compar-

12.5 mm groove width arrangement is the most efficient and TSR-friendly. Based on the results, the 12.5 mm groove width model appears to be the best choice for maximizing performance out of all the examined models. The results proved efficiency and TSR show that the 12.5 mm groove width is the right groove width for tur-

Examining drag coefficients across different configurations of the Savonius rotor provides insights into the notable impact of groove dimensions on aerodynamic performance [23]. It is worth mentioning that the configuration with a groove width of 12.5 mm produces the highest drag coefficient, which reaches a value of 3.081. On the other hand, when the Reynolds number is at its lowest value of 0.34×10^5 , the blade without grooves reaches its highest drag coefficient of 2.71 (refer to Fig. 7). The findings highlight the importance of groove width in determining the aerodynamic characteristics of the Savonius rotor. The observed trend highlights the significance of groove dimensions in maximizing the aerodynamic efficiency of the Savonius rotor [24]. The presence of grooves on the blade's surface has been found to enhance the drag coefficient, resulting in a notable improvement in energy extraction efficiency [23]. Well-planned grooves have the potential to optimize fluid-structure interaction, resulting in increased drag coefficients and ultimately enhancing turbine performance. The significant rise in drag coefficient when grooves are added emphasizes the effectiveness of this design feature in optimizing energy extraction from the fluid flow [25].

The graph shows that the drag coefficient decreases as the turning angle decreases (Fig. 8 for the relevant data). The inverse relationship between rotation angle and aerodynamic drag highlights how these factors interact dynamically and significantly impact rotor efficiency. It should be noted that the correlation between turning angle and drag coefficient is strongest between 90 and 45 degrees of turn. A significant gain in aerodynamic efficiency is noticed as the turning angle decreases, as the drag coefficient drops by as much as 15.3 % within this range of turning degrees. These findings suggest optimizing turning angles is crucial for improving turbine performance [26]. Lower drag coefficients and higher energy conversion efficiency result from bigger turning angles.

There might be differences between laboratory results and the performance of turbines in real-world settings because the experimental setup doesn't completely mimic real-world conditions. Inaccurate or irrelevant results could result from scale effects, boundary conditions, or environmental variables. The results may not apply to different turbine designs or operating situations because the study was conducted with a specific rotor design, groove configurations, and experimental equipment. Other results might be produced by varying the geometry of the blade, the fluid's characteristics, and external variables. Fluid dynamics, structural mechanics, and electrical engineering principles all interact in a complicated way to affect the performance of hydrokinetic turbines. Because the research only looked at grooves in turbines, it might not have considered how those grooves interact with other parts of the system or other design factors.

The research may have overlooked other elements that affect the overall efficacy and efficiency of the turbine in favor of examining the effect of grooves on performance. More thorough approaches that consider a wider variety of design factors, operational situations, and performance indicators could be used in future studies to solve these drawbacks. Discrepancies between laboratory results and real-world turbine performance could be caused by the study's experimental setup, which may have been too simplistic and unrealistic. Experimental settings could be improved in future studies by using scaled-up models, more realistic flow conditions, and better measuring techniques. This would lead to more accurate and reliable results.



The study may have relied on simplified experimental settings like laboratory-scale models or controlled flow conditions, which might not have captured the complexities of real-world hydrokinetic turbine situations. This is one of the drawbacks of the study. The results may not apply to larger-scale turbine applications because of this. Blade material, curvature, and operating circumstances were not thoroughly investigated, and the study may have narrowed its focus to a small set of parameters, such as groove width and arrangement, which could impact turbine performance. Efficiency optimization may be missed due to a lack of thorough parameter investigation. The study may have ignored the actual variability of water currents in its results because it was conducted in a controlled environment with constant flow rates and velocities. There may be varying effects on turbine performance due to real-world factors such as turbulence and changing flow velocities.

In the future, there may be advancements in numerical modeling techniques, like computational fluid dynamics (CFD), to better simulate the intricate fluid-structure interactions and flow dynamics around the grooved rotor blades. Accurately modeling turbulence, boundary layer effects, and unsteady flow phenomena can pose challenges that demand advanced computational resources and expertise. Potential future research could investigate the application of optimization algorithms to systematically enhance the performance of grooved Savonius rotor models by optimizing their design parameters. Developing efficient optimization algorithms that can handle the complexities of turbine design optimization can be challenging.

7. Conclusions

1. The Savonius rotor blade without grooves has an ideal drag coefficient of 2.71 and an efficiency peak of 30.97 %. Grooves increase drag coefficients significantly. Importantly, groove width affects the drag coefficient. As groove width rises, the drag coefficient increases. The drag coefficient increases with groove width from 5 mm to 12.5 mm groove width. When the groove width exceeds 12.5 mm, the drag coefficient decreases. This shows a critical threshold beyond which widening grooves does not proportionally increase the drag coefficient and may even diminish returns.

2. The best model is the 8-groove blade with a groove width of 12.5 mm, a drag coefficient of 3.08, and an efficiency peak of 35.26 %. This improves significantly over the baseline configuration. The drag coefficient rises by 0.37, and efficiency increases by 4.29 %. These studies show that groove dimensions significantly affect Savonius rotor performance. Aerodynamically, the 8-groove layout with a 12.5 mm groove width has greater drag coefficients and efficiency than other variants. In hydrokinetic turbine applications, optimizing groove parameters in Savonius rotor design maximizes energy extraction efficiency and performance.

Conflict of interest

The authors declare that they have no conflict of interest in relation to this research, whether financial, personal, authorship or otherwise, that could affect the research and its results presented in this paper.

Financing

The study was performed without financial support.

Data availability

Data will be made available on reasonable request.

Use of artificial intelligence

The authors confirm that they did not use artificial intelligence technologies when creating the current work.

Acknowledgments

The author would like to extend their deepest appreciation to the Mechanical Engineering Department at Hasanuddin University in South Sulawesi for their help and support in publishing this study.

References

1. Yuce, M. I., Muratoglu, A. (2015). Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 43, 72–82. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.10.037>
2. Maldar, N. R., Ng, C. Y., Oguz, E. (2020). A review of the optimization studies for Savonius turbine considering hydrokinetic applications. *Energy Conversion and Management*, 226, 113495. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113495>
3. Sule, L., Mochtar, A. A., Sutresman, O. (2020). Performance of Undershot Water Wheel with Bowl-shaped Blades Model. *International Journal of Technology*, 11 (2), 278. <https://doi.org/10.14716/ijtech.v11i2.2465>
4. 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. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.08.025>
5. Li, Y., Li, Q. (2019). Experimental and numerical investigation of flow patterns and performance of a modified Savonius rotor. *Renewable Energy*, 141, 1067–1079. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.04.071>
6. Li, Q. (2017). Performance analysis of a single stage modified Savonius hydrokinetic turbine having twisted blades. *Renewable Energy*, 113, 461–478. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.06.020>
7. Misra, A., Misra, R. D. (2018). CFD analysis of an innovative combined lift and drag (CLD) based modified Savonius rotor. *Energy Conversion and Management*, 174, 72–87. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.08.025>



Optimized using
trial version
www.balesio.com

8. Alizadeh, H., Jahangir, M. H., Ghasempour, R. (2020). CFD-based improvement of Savonius type hydrokinetic turbine using optimized barrier at the low-speed flows. *Ocean Engineering*, 202, 107178. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2020.107178>
9. 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. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.03.070>
10. Tian, W., Mao, Z., Ding, H. (2018). Design, test and numerical simulation of a low-speed horizontal axis hydrokinetic turbine. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 10 (6), 782–793. <https://doi.org/10.1016/j.ijnaoe.2017.10.006>
11. Zahariev, M. E. (2016). Flow diagnostics and optimal design of vertical axis wind turbines for urban environments. University of Huddersfield. Available at: <https://eprints.hud.ac.uk/id/eprint/31542/>
12. Salam, N., Tarakka, R., Jalaluddin, Jimran, M. A., Ihsan, M. (2021). Flow Separation in Four Configurations of Three Tandem Minibus Models. *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, 10 (5), 236–247. <https://doi.org/10.18178/ijmerr.10.5.236-247>
13. Torres, S., Marulanda, A., Montoya, M. F., Hernandez, C. (2022). Geometric design optimization of a Savonius wind turbine. *Energy Conversion and Management*, 262, 115679. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115679>
14. Sharma, S., Sharma, R. K. (2016). Performance improvement of Savonius rotor using multiple quarter blades – A CFD investigation. *Energy Conversion and Management*, 127, 43–54. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.08.087>
15. Kerikous, E., Th évenin, D. (2019). Optimal shape of thick blades for a hydraulic Savonius turbine. *Renewable Energy*, 134, 629–638. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.11.037>
16. Sodjavi, K., Ravelet, F., Bakir, F. (2018). Effects of axial rectangular groove on turbulent Taylor-Couette flow from analysis of experimental data. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 97, 270–278. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2018.04.022>
17. Kerikous, E., Th évenin, D. (2019). Performance Enhancement of a Hydraulic Savonius Turbine by Optimizing Overlap and Gap Ratios. Volume 2: Combustion, Fuels, and Emissions; Renewable Energy: Solar and Wind; Inlets and Exhausts; Emerging Technologies: Hybrid Electric Propulsion and Alternate Power Generation; GT Operation and Maintenance; Materials and Manufacturing (Including Coatings, Composites, CMCs, Additive Manufacturing); Analytics and Digital Solutions for Gas Turbines/Rotating Machinery. <https://doi.org/10.1115/gtindia2019-2670>
18. Soenoko, R., Purnami, P. (2019). Bowl bladed hydrokinetic turbine with additional steering blade numerical modeling. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4 (8 (100)), 24–36. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.173986>
19. Cengel, Y., Cimbala, J. (2013). *Fluid mechanics fundamentals and applications*. McGraw Hill, 1000.
20. Kini, C. R., Sharma, N. Y., Shenoy B., S. (2017). Fluid Structure Interaction Study of High Pressure Stage Gas Turbine Blade Having Grooved Cooling Channels. *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*, 11 (11), 825. <https://doi.org/10.15866/ireme.v11i11.12465>
21. Ahmadi-Baloutaki, M., Carriveau, R., Ting, D. S.-K. (2013). Effect of free-stream turbulence on flow characteristics over a transversely-grooved surface. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 51, 56–70. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2013.07.001>
22. Wan Yahaya, W. M. A., Samion, S., Mohd Zawawi, F., Musa, M. N., Najurudeen, M. N. A. (2020). The Evaluation of Drag and Lift Force of Groove Cylinder in Wind Tunnel. *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, 68 (2), 41–50. <https://doi.org/10.37934/arfmts.68.2.4150>
23. Gowree, E. R., Jagadeesh, C., Atkin, C. J. (2019). Skin friction drag reduction over staggered three dimensional cavities. *Aerospace Science and Technology*, 84, 520–529. <https://doi.org/10.1016/j.ast.2018.11.001>
24. Seo, S.-H., Hong, C.-H. (2015). Performance improvement of airfoils for wind blade with the groove. *International Journal of Green Energy*, 13 (1), 34–39. <https://doi.org/10.1080/15435075.2014.910777>
25. Yao, J., Teo, C. J. (2022). Drag reduction by a superhydrophobic surface with longitudinal grooves: the effects of the rib surface curvature. *Journal of Turbulence*, 23 (8), 405–432. <https://doi.org/10.1080/14685248.2022.2094936>
26. Chehour, A., Younes, R., Ilinca, A., Perron, J. (2015). Review of performance optimization techniques applied to wind turbines. *Applied Energy*, 142, 361–388. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.12.043>



Lampiran IV : Properties Alr

Properties of Water (SI Units)

Temperature, $T(^{\circ}\text{C})$	Density, $\rho \text{ (kg/m}^3\text{)}$	Dynamic Viscosity, $\mu \text{ (N} \cdot \text{s/m}^2\text{)}$	Kinematic Viscosity, $\nu \text{ (m}^2\text{/s)}$	Surface Tension, $\sigma \text{ (N/m)}$	Vapor Pressure, $p_v \text{ (kPa)}$	Bulk Modulus, $E_v \text{ (GPa)}$
0	1000	1.76E-03	1.76E-06	0.0757	0.661	2.01
5	1000	1.51E-03	1.51E-06	0.0749	0.872	
10	1000	1.30E-03	1.30E-06	0.0742	1.23	
15	999	1.14E-03	1.14E-06	0.0735	1.71	
20	998	1.01E-03	1.01E-06	0.0727	2.34	2.21
25	997	8.93E-04	8.96E-07	0.0720	3.17	
30	996	8.00E-04	8.03E-07	0.0712	4.25	
35	994	7.21E-04	7.25E-07	0.0704	5.63	
40	992	6.53E-04	6.59E-07	0.0696	7.38	
45	990	5.95E-04	6.02E-07	0.0688	9.59	
50	988	5.46E-04	5.52E-07	0.0679	12.4	2.29
55	986	5.02E-04	5.09E-07	0.0671	15.8	
60	983	4.64E-04	4.72E-07	0.0662	19.9	
65	980	4.31E-04	4.40E-07	0.0654	25.0	
70	978	4.01E-04	4.10E-07	0.0645	31.2	
75	975	3.75E-04	3.85E-07	0.0636	38.6	
80	972	3.52E-04	3.62E-07	0.0627	47.4	
85	969	3.31E-04	3.41E-07	0.0618	57.8	
90	965	3.12E-04	3.23E-07	0.0608	70.1	2.12
95	962	2.95E-04	3.06E-07	0.0599	84.6	
100	958	2.79E-04	2.92E-07	0.0589	101	

Sumber : Fox and McDonald's, *INTRODUCTION TO FLUID MECHANICS*, EIGHTH EDITION



Lampiran 4 : Tabel Properties Udara

Properties of air at 1 atm pressure							
Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Density $\rho, \text{kg/m}^3$	Specific Heat c_p $\text{J/kg}\cdot\text{K}$	Thermal Conductivity $k, \text{W/m}\cdot\text{K}$	Thermal Diffusivity $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Dynamic Viscosity $\mu, \text{kg/m}\cdot\text{s}$	Kinematic Viscosity $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Prandtl Number Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037

Sumber ; Yunus, A. Cengel dan Jhon, M. Cimbala, 2014., "fluid mechanics: fundamentals and edition Published by McGraw-Hill.



Lampiran VI : Riwayat Hidup

RIWAYAT HIDUP

A. Identitas

1. Nama Lengkap : Petrus Sampelawang
2. Tempat/tanggal lahir : Buntu Masakke, 29 Juni 1967
3. Alamat : Kelurahan Laang Tanduk, Kec. Rantepao, Kab. Toraja Utara
4. Pekerjaan : Dosen tetap Universitas Kristen Indonesia Toraja (UKI Toraja)
5. Pangkat/ Golongan : Lektor/3C
6. NIDN : 0929066701
7. Nama Orang Tua :
Ayah : Pangala' Sampelawang, BA.
Ibu : Ester Gampung
8. Nama Istri : Karuniawati, S.Pd., M.Pd.
9. Anak :
1. Arya Dharma Sampelawang, ST.
2. Dirga Tirta Sampelawang, ST.
3. Shane Grace Sampelawang
4. Dito Dian Sampelawang

B. Riwayat Pendidikan :

1. Tamat SDN No. 55 Rantepao Tahun 1979
2. Tamat SMPN No. 2 Rantepao Tahun 1982
3. Tamat SMA Kristen Rantepao Tahun 1985
4. Sarjana - S1 Teknik Mesin UNHAS Tahun 1993;



Skripsi : Pengaruh Bengkokan yang berpengaruh terhadap faktor kerugian.

Skripsi : S2 Teknik Mesin bidang ilmu Teknologi Energi ITS Surabaya Tahun

Judul Tesis : *Studi eksperimen dan numerik pengaruh gap ratio terhadap karakteristik perpindahan panas heat exchanger dalam enclosure.*

C. Artikel Ilmiah yang telah Publish :

Petrus Sampelawang, Nasaruddin Salam, Luther Sule, Rustan Tarakka, 2024; “Enhancing Savonius Rotor Model with Additional Grooves on Hydrokinetic Turbine Performance”, Eastern-European Journal of Enterprise Technologies ISSN 1729-3774 (EEJET, 2024) - (Scopus - Q3).

D. Makalah pada seminar/ Confrence International :

1. Petrus Sampelawang, Nasaruddin Salam, Luther Sule, Rustan Tarakka, 2023; Performance analysis of the Savonius-type rotor with grooved blades as a hydrokinetic turbine, International Conference on Research in Engineering and Science Technology 2023 (IC-REST)- vol. ICR-510 (Scopus indexed proceedings)
2. Petrus Sampelawang, Nasaruddin Salam, Luther Sule, Rustan Tarakka, 2020; Pengaruh Alur Pada Sisi Cekung Terhadap Karakteristik Turbin Hidrokinetik Savonius- Prosiding SNTTM UNHAS, 2020- ISBN : 978-979-18011-4-0, hal. 60-64.

E. Riwayat Pekerjaan :

1. PT. Dacrea (Surabaya) - Inspector, Tahun 1993-1994
2. PT. Pacifik Concultant International (PCI), - Inspector, Tahun 1994-1997
3. PT. Panel Utama (PU), - Site Engineer, Tahun 1998 – 1999
4. PDAM kab. Tana Toraja, - Staf Teknik, Tahun 1999 – 2001
5. Dosen Honor UKI Toraja, 1999 - 2001
6. Dosen tetap UKI Toraja, 2001 sampai sekarang.

Demikian biodata ini dibuat dengan penuh kesadaran tanpa ada paksaan dari pihak manapun.

Gowa, 14 Juni 2024

Petrus Sampelawang

