

STUDI PENGARUH KECEPATAN PUTAR IMPELLER TERHADAP PERFORMANCE MODEL WATERJET PROPULSOR

Erikson L. Tahalele^{1)*}, Cevin Anthonio Kesaulia²⁾, Muhamad G. Firmansyah³⁾

^{1)*}S1 Teknik Mesin Universitas Pattimura
I.Ir.M.Putuhena, Kampus Poka, Teluk Ambon, Maluku, Indonesia 97233
Email: erickthll98@gmail.com

²⁾S1 Teknik Mesin Universitas Pattimura
I.Ir.M.Putuhena, Kampus Poka, Teluk Ambon, Maluku, Indonesia 97233
Email: alonsodepedro99@gmail.com

³⁾ S1 Teknik Mesin Universitas Pattimura
I.Ir.M.Putuhena, Kampus Poka, Teluk Ambon, Maluku, Indonesia 97233
Email: wawan2017080699@gmail.com

Abstrak. Kecepatan putaran impeller sangat mempengaruhi kinerja pompa waterjet. Berbagai penelitian telah meneliti dampak terhadap efisiensi energi untuk menyelaraskan desain dengan hasil nyata. Penelitian ini menguji kecepatan putaran 2500 – 3500 rpm pada pompa aksial berdiameter 120mm dengan lima sudu impeller dan stator. Pengujian dilakukan secara eksperimental untuk mengukur kecepatan aliran rata-rata dan menggunakan pendekatan aliran turbulen pangla 1/7 muntuk menggambarkan profil kecepatan pada penampang meridian. Hasil penelitian menunjukkan bahwa profil kecepatan dan pola aliran masuk di depan impeller dan nozzle berubah seiring dengan perubahan kecepatan impeller. Kecepatan aliran meningkat di tengah pada spanwise penampang aliran. Profil aliran dipengaruhi oleh bentuk penampang, dinding saluran dan poros. Nilai koefisien torsi (Kq) dan koefisien dorong (Kt) mengalami penurunan sebesar -35,8% – 8,7% sebanding dengan peningkatan putaran. Perubahan kecepatan impeller mengubah profil kecepatan, dengan penurunan torsi dan koefisien dorong secara proporsional. Menentukan putaran optimal pada 750 - 2750 rpm masih belum dapat ditentukan karena torsi dan daya dorong terus meningkat. Pada kecepatan yang lebih tinggi, koefisien menunjukkan perubahan minimal, yang menunjukkan efek ambang batas. Nilai torsi dan thrust meningkat proporsional hampir membentuk hubungan linear dengan putaran, sedangkan koefisien torsi dan koefisien thrust menurun proporsional hampir membentuk fungsi polynomial orde 5.

Kata kunci: *Waterjet propupulsi*, variasi putaran, kecepatan, koefisien thrust, koefisien torsi

Abstract. *The rotation speed of the impeller considerably affects the performance of the waterjet propulsion system. Various studies have examined the impact on energy efficiency to align design with actual outcomes. This research tested the rotation speed of 2500 – 3500 rpm on a 120mm diameter axial pump with five impeller and stator blades. Tests were carried out experimentally to measure the average flow velocity and used a 1/7 m turbulent flow approach to describe the velocity profile at the meridian cross-section. The research results show that the velocity profile and inlet flow pattern in front of the impeller and nozzle change along with changes in impeller speed. Water flow velocity increases in the middle of the spanwise of the meridional cross-section. The flow profile is influenced by the shape of the cross-section, channel walls, and shaft. The torque coefficient (Kq) and thrust coefficient (Kt) values decreased by -35.8% – 8.7% in proportion to the increase in rotation. Changing the impeller speed changes the speed profile, with the torque and thrust coefficient decreasing proportionally. Determining the optimal rotation at 750 - 2750 rpm is a question because torque and thrust continue to*

increase with the increase of rotational speed. At higher impeller rotational speeds, the torque and thrust coefficients show minimal changes, indicating a threshold effect. The torque and thrust values increase proportionally, almost forming a linear relationship with rotation, while the torque coefficient and thrust coefficient decrease proportionally, nearly initiating a 5th-order polynomial function.

Keywords: Waterjet propulsion, impeller rotation speed, speed, thrust coefficient, torque coefficient.

1. PENDAHULUAN

Peningkatan efisiensi mesin-mesin turbo merupakan hal penting dalam teknologi penyimpanan energi sebagai pendukung utama revolusi energi [1].

Mesin turbo adalah semua mesin yang mengekstraksi energi dari atau memberikan energi ke aliran fluida yang terus bergerak dan menghasilkan tenaga dengan gerak berputar seperti turbin, pompa sentrifugal dan kompresor [2]. Proses transfer energi terjadi antara fluida yang mengalir dan elemen yang berputar karena aksi dinamis, dan mengakibatkan perubahan tekanan dan momentum fluida [3]–[5].

Salah satu mesin turbo yang paling populer adalah pompa aliran sentrifugal [6]–[9] dan aksial [10]–[12], yang digunakan secara luas untuk pemompaan dan sebagai propulsor [13], [14]. Keduanya bekerja berdasarkan prinsip bahwa energi cairan ditingkatkan dengan memberikan energi kinetik padanya saat mengalir melalui pompa [15], [16].

Dengan meningkatnya penerapan pompa aliran aksial, peningkatan efisiensinya menjadi semakin penting [17]. Efisiensi pompa ditentukan oleh desainnya dan operasionalnya. Permasalahan penting adalah bagaimana menentukan kombinasi pompa dan sistemnya serta antara pompa dengan motor penggerakannya. Pompa biasanya beroperasi pada kecepatan yang berhubungan dengan frekuensi suplai AC (50 siklus/detik atau 3000 siklus/menit), dengan jumlah pasang kutub (N) yang mengurangi kecepatan pompa hingga $3000/N$ rpm atau dengan fleksibel transmisi yang sesuai dengan kebutuhan operasional melalui penggunaan pulley dan belt [2].

Putaran pompa memberikan pengaruh perubahan momentum [4], [5], [18] yang menentukan gaya-gaya yang bekerja dari aliran fluida pada permukaan mesin [19].

Pada pompa aksial gaya total yang dihasilkan pada arah aksial pada pompa disebut beban aksial dan disebabkan oleh perbedaan tekanan antara bagian depan dan belakang impeller serta gaya hidrostatis pada arah isap [20].

Oleh karena itu analisis pengaruh putaran merupakan hal penting dalam menentukan titik operasional ideal sebuah pompa aksial. Kecepatan putar merupakan salah satu parameter utama untuk mengkarakterisasi kinerja mesin aksial. Kinerja aliran mesin aksial berkaitan erat dengan kecepatan rotasional. Oleh karena itu penyesuaian kecepatan putaran dapat secara efektif dapat meningkatkan kinerja aliran dari 11,5% menjadi 54,0% dan memberikan efisiensi maksimum [1].

Studi pengaruh berbagai kecepatan putaran terhadap perbedaan tekanan, serta efisiensi pada pompa submersible listrik dianalisis dalam penelitian pengaruh kecepatan putaran terhadap kinerja pompa [21] dengan variasi putaran 2500, 3000 dan 3500 rpm dengan media kerja air dan minyak dengan bilangan Reynolds yang sesuai dengan itu dan menemukan bahwa efisiensi paling tinggi diperoleh untuk $n=3500$ rpm pada penurunan flow rate dan kecepatan putaran sangat memberikan dampak terhadap efisiensi dan viskositas pompa submersible listrik [21].

Pengaruh kecepatan putaran terhadap kinerja hidrolis untuk saluran aliran pada sistem pemompaan tubular ekstensi poros [11] menunjukkan beberapa dampak yaitu pada peningkatan kecepatan putaran dengan koefisien aliran [22] yang sama terjadi peningkatan sirkulasi rata-rata, sudut pusaran dan rasio tekanan pada bagian outlet dan inlet saluran [11].

Penelitian perhitungan numerik dan eksperimen pada putaran 1000 rpm, 1500 rpm dan 2000 rpm menemukan bahwa kecepatan putaran mempunyai pengaruh yang signifikan terhadap kinerjanya efisiensi maksimum sebesar $\approx 72\%$.

Peningkatan kecepatan putaran lebih cocok untuk kondisi aliran besar, namun efisiensi maksimumnya tidak meningkat [23] penelitian serupa juga telah dilakukan dengan variasi putaran $n = 750 \text{ rpm}-2500 \text{ rpm}$ [24].

Pada induser, pengaruh putaran menyebabkan kecepatan lintasan induser dan tekanan statis meningkat, distribusi tekanan statis tidak simetris dan kinerja anti-kavitasi pompa menurun seiring dengan peningkatan kecepatan putaran [25]. Pada pompa turbin, performance overall meningkat untuk speed rasio lebih dari 1 [26].

Putaran yang tinggi dapat menyebabkan penurunan tekanan pada sisi masuk sehingga dapat menyebabkan kavitasi [27]–[29]. Pada variasi kecepatan impeller 1500 rpm, 2200 rpm 2800 rpm ditemukan bahwa semakin tinggi putaran, maka fenomena kavitasi semakin tinggi [30].

Penelitian-penelitian yang telah dilakukan diatas mesin untuk mengkaji pengaruh putaran terhadap performance energy atau terhadap kinerja pompa untuk mendekati hasil desain dengan hasil experimentalnya [31]. Kinerja pompa dapat dinyatakan dalam satuan non-parameter dimensi [32] yaitu koefisien head K_H dan koefisien debit K_Q .

Pada tahap desain, peningkatan efisiensi pompa dilakukan dengan berbagai metode salah satunya adalah dengan memasang sudu-sudu pengarah (*guide vanes*) di belakang impeller pompa [17]. Studi-studi peningkatan efisiensi pompa dilakukan dengan metode-metode teoretis [31], eksperimental [22], [24], [30], [33] maupun numerical dengan CFD [5], [34], [35].

Namun dalam penelitian ini dilakukan uji pengaruh putaran pompa dengan variasi putaran 2500 – 3500 rpm untuk mengkaji pengaruh putaran tersebut terhadap performance mesin pompa aksial, yaitu koefisien torsi dan koefisien thrust dengan obojek pompa aksial waterjet yang didesain. Penelitian dilakukan secara thoretis dengan melihat aliran dalam penampang meridian [36], [37] dan pengujian pada laboratorium [9]. Parameter performance pompa aksial yang dianalisa adalah koefisien torsi (C_q) dan thrust (C_t) [38], [39], yang merupakan fungsi dari faktor induksi aksial (a) untuk rasio kecepatan tip λ dan koefisien torsi tertentu ditemukan [40]. Perubahan putaran menyebabkan perubahan tip speed rasio λ , yang

menyebabkan terjadi perubahan koefisien C_q dan C_t [36], [41], [42].

2. METODE

2.1. Konfigurasi dan Parameters Output Utama

Head H , daya P , dan efisiensi η untuk impeler depan, impeler belakang, dan perangkat terintegrasi dihitung sebagai berikut [39].

$$H = \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g} \right) - \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} \right) \quad (1)$$

Head teoritis impeller pompa dipengaruhi oleh kecepatan sirkulasi G_s dan kecepatan sudut ω dan panjang sisi masuk impeller z [31].

$$H_t = \frac{G_s \omega z}{2\pi g} \quad (2)$$

dan head maksimum pompa diperoleh dari data impeller adalah [6][43].

$$H_{th} = \frac{C_{2u} U_2}{2g} \quad (3)$$

$$P = \rho g Q H \quad (4)$$

Kecepatan spesifik n_s ditentukan di bawah ini [17]:

$$n_s = \frac{3.65 n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (5)$$

Koefisien head dan daya nondimensi untuk pompa aksial berdasarkan diameter dan putaran dinyatakan sebagai [10]–[12].

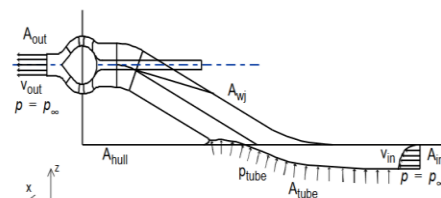
Koefisien head

$$K_H = \frac{H}{n^2 D^2} \quad (6)$$

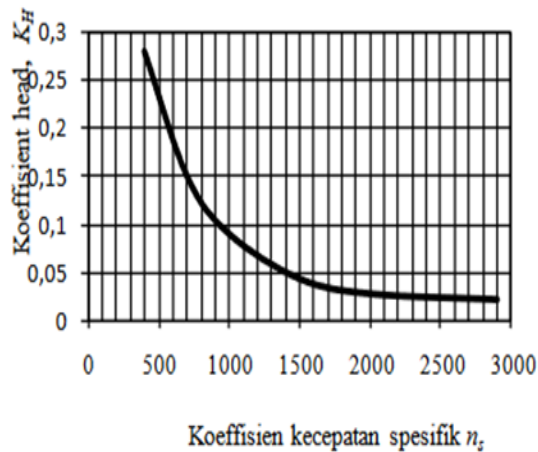
Koefisien debit

$$K_Q = \frac{Q}{n D^3} \quad (7)$$

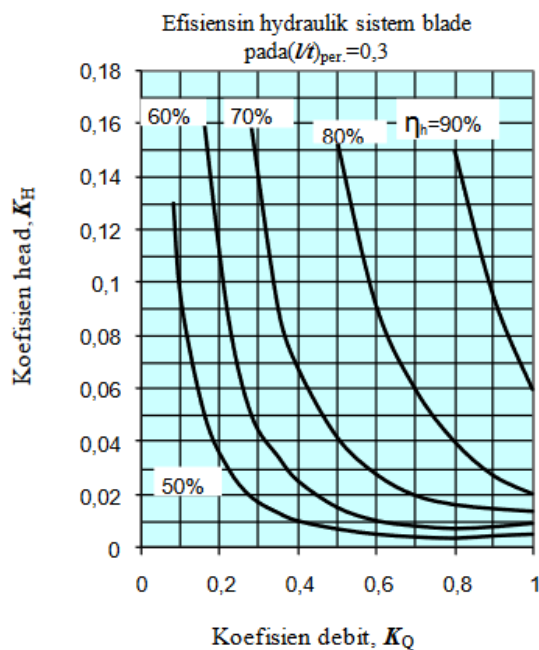
Dalam penelitan ini, pompa akan bekerja sebagai pendorong pada waterjet propulsor, dengan skema didesain pada gambar 2.



Gambar 3. Skema volume kendali balance momentum aliran sistem waterjet propulsor (Sumber. Nurbert Bulten, 2006)



Gambar 1. Nilai koefisien head optimal (sumber Golikov 2007, Rumaherang 2010)



Gambar 2. Perhitungan efisiensi hidrolis (sumber Golikov 2007, Rumaherang 2010)

Koefisien torsi pompa water jet K_q ditentukan dengan persamaan

$$K_q = \frac{Mx}{\rho \omega^2 D^5} \dots\dots\dots (8)$$

Thrust waterjet secara umum ditentukan dengan menggunakan pendekatan yang sama seperti pada baling-baling terbuka, dengan menggunakan tabung saluran sebagai koluma kendali. Diasumsikan bidang masuk dan keluar tegak lurus arah sumbu x (gambar 3).

Thrust instalasi pompa aksial sebagai waterjet

lengkap dinyatakan oleh persamaan [32], [38]:

$$T = \rho Q(V_2 - V_1) = \frac{\rho Q^2}{A_2} (1 - \mu) \dots (9)$$

Dimana $\mu = \frac{V_1}{V_2}$ adalah rasio kecepatan inlet dan outlet.

Dengan cara yang sama, head non-dimensinal dapat dihubungkan dengan koefisien thrust impeller terbukam yang dinyatakan sebagai

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \dots\dots\dots (10)$$

2.2. Effect putaran

Ketika kecepatan pompa diatur, kurva karakteristik Q-H, daya dan NPSH berubah sesuai untuk kecepatan N. Konversi kecepatan dilakukan melalui persamaan afinitas [2], [23], [39].

Kumpulan data untuk kecepatan pompa baru kemudian dapat disesuaikan dengan karakteristik sistem.

2.3. Prosedur Penelitian

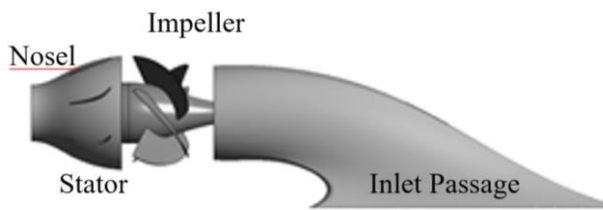
Penelitian dilaksanakan dengan metode experimental yang didahului oleh desain ukuran-ukuran utama pompa. Pompa telah didesain sebelumnya [44].

Geometri pompa aksial didesain dengan persamaan-persamaan geometri turbin aksial [12], [45], diameter impeller ditentukan berdasarkan kecepatan aliran fluida pada penampang meridian (V_m) dan debit (Q) [36], [41], [45]. Dari perhitungan konstruksi dan kekuatanporos, maka kecepatan pada daerah impeller adalah

Studi bentuk profil performance waterjet maka dalam penelitian ini telah ditentukan - parameter-parameter geometri. Ukuran-ukuran utama pompa axial disajikan dalam dalam Tabel 1 dan konstruksinya pada ditunjukkan pada gambar 4.

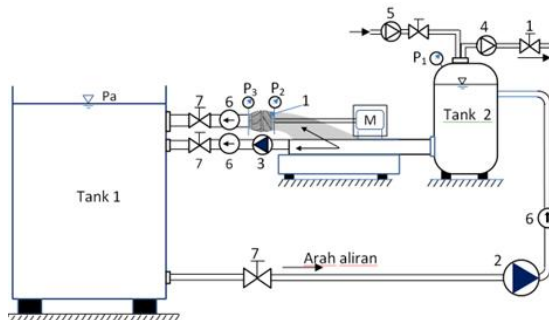
Tabel 1. Ukuran geometri pompa

Geometri	Simbol	Impeller	Stator & Nozzle
Dia. max (mm)	D_2	120	120
Dia. min (mm)	D_1	100	76
Rasio dia.	d/D_2	0.63	0.63
Jumlah blade	z	5	5
Luas permukaan (m ²)	A_1	0.00786	
	A_2		0.11304



Gambar 4. Konfigurasi Waterjet

Penelitian akan diuji pada instalasi uji yang didesain sebagai seperi pada gambar 4 [44].



Gambar 5. Diagram skematis dari rig eksperimen:

1. Waterjet propulsor, 2. Pompa input,
 3. Pompa kontrol, 4 & 5 Kompresor,
 6. magnetic flowmeter, 7. Katup kontrol, P1, P2, P3 = pressure gauge
- (sumber W. M. Rumaherang, 2021 [44])

Pengukuran pengaruh kecepatan putar terhadap performace pompa aksial dilakukan dengan melakukan pengukuran kecepatan dan tekanan aliran pada inlet penampang inlet impeller dan outlet stator atau nozzle.

Dalam penelitian ini dilakukan pengukuran jumlah putaran pompa yang terhubung dengan motor penggerak. [9], [46] Pengukuran dilakukan pada putaran poros yang divariasikan $n = 750, 1000, 1250, \dots, 2850$ 1/min yang dilakukan dengan mengatur tegangan catu pada motor pompa [47], [48] dengan debit konstan $Q = 0.015 \text{ m}^3/\text{s}$. yang diatur dengan bantuan katup control 7. Kecepatan aliran inlet dalam arah sumbu x, dikontrol dengan kerja pompa 3 dengan kecepatan awal $u_0 = 2,8 \text{ m/s}$.

Data hasil pengukuran sepanjang spanwise pada penampang inlet duct dan pada titik koneksi inlet duct dan impeller (penampang 1-1) dan dan outlet stator (penampang 2-2) diukur dengan sesnsor tekanan. Akurasi profil kecepatan aliran dalam penampang dilakukan

dengan persamaan aliran turbulen. Distribusi kecepatan pada setiap jarak r/R penampang tersebut. Struktur saluran dinyatakan sebagai hukum pangkat 1/7, dimana kecepatan unsur dapat ditulis sebagai [36][49]:

$$\frac{v}{u_o} = \left(\frac{r}{R}\right)^{1/7} \dots\dots\dots(11)$$

Berdasarkan persamaan (1) dihitung head pada sisi inlet dan outlet, dan head thoretis pompa. Dan dengan menggunakan persamaan (2) (3) dan data putaran dihitung head pompa. Dan selanjutnya dihitung koefesien head K_H dan koefesien debit K_Q . Thrust dan koefesien dihitung dengan menggunakan persamaan (9) dan (10)

2.4. Performance pompa

Karakteristik pompa waterjet propulsi menggambarkan karakteristik kavitasi yaitu pengaruh putaran terhadap head H_p , thrust T dan torque M_z [44].

Dalam panelitian ini hubungan ini dinyatakan melalui pengaruh putaran terhadap koefesien head K_H , koefesien debit K_Q koefesien thrust K_T merupakan fungsi dari nilai putaran yaitu

$$(K_H, K_Q, K_t) = f(n) \dots\dots\dots(12)$$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

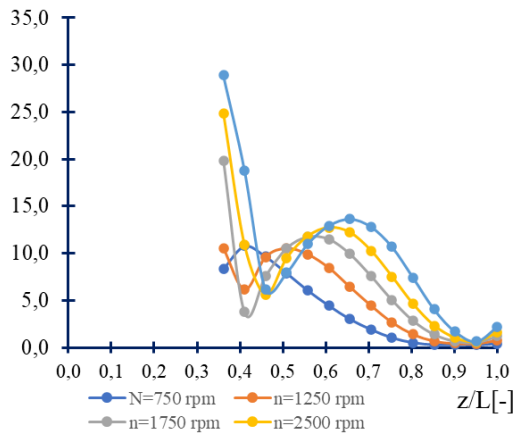
3.1. Profil Kecepatan dan tekanan pada penampang inlet

Pada pennampang aliran masuk diukur tekanan dan kecepatan pada sensor ultrasonic yang dipasang pada dinding saluran untuk laju aliran. Selanjutnya dihitung distribusi kecepatan dengan menggunakan persamaan (11).

Nilai kecepatan dan tekanan pada penampang inlet untuk berbagai nilai kecepatan putar n 1/min diukur pada 3 titik di sisi inlet dan nozzle. Berdasarkan hasil pengukuran alairan dan perhitungan kecepatan dan tekanan pada titik-titik penampang meridian maka digambarkan grafik distribusi kecepatan dan tekanan.

Gambar 6 menunjukkan distribusi kecepatan sepanjang spanwise penampang inlet

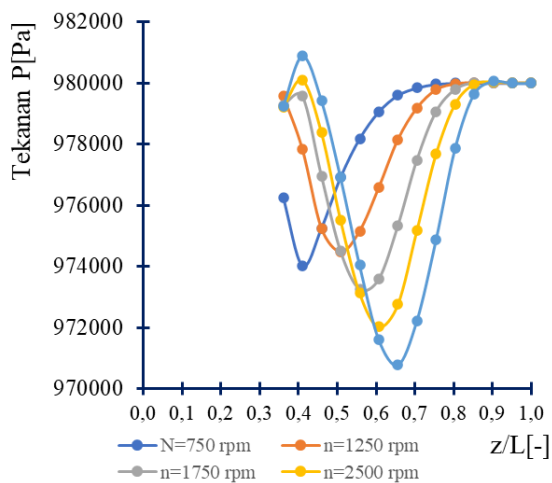
pada berbagai kecepatan putar impeller.



Gambar 6. Distribusi kecepatan pada penampang inlet water jet

Kecepatan aliran masuk di bagian inlet mengalami perubahan dengan seiring dengan perubahan kecepatan impeller. Penampang inlet intake memberikan pengaruh pada distribusi kecepatan Pada putaran yang rendah profil aliran pada sisi inlet menunjukkan bahwa kecepatan paling tinggi berada pada bagian dekat dinding inlet dekat ke titik 2 (gambar 1) aliran keluar dan semakin kecil ke bagian tengah dan selanjutnya mencapai minimum pada sisi depan inlet (titik 1).

Semakin meningkat kecepatan putar impeller maka terjadi peningkatan kecepatan dan perubahan bentuk profil aliran. Kecepatan aliran akan mengalami peningkatan pada bagian tengah penampang aliran. Hal ini sesuai dengan hasil analisis aliran turbulent dalam penampang.



Gambar 7. Distribusi tekanan pada penampang

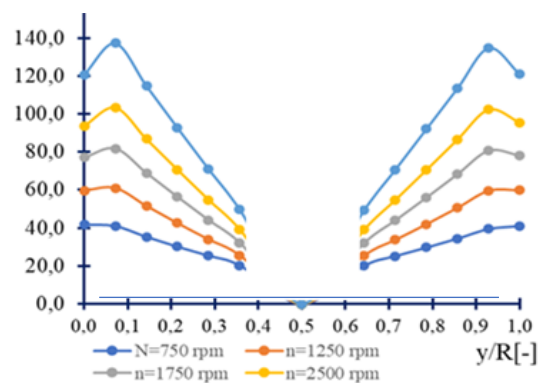
inlet water jet

Hasil perhitungan pola aliran dan profil kecepatan merupakan informasi penting dalam melakukan perhitungan bentuk dan luas saluran masuk serta diameter pompa dengan menggunakan persamaana momentum dan batas geometri [50].

3.2. Profil Kecepatan dan tekanan pada penampang didepan impeller

Sama halnya dengan aliran pada penampang inlet yang mengalami perubahan dengan perubahan kecepatan impeller. Pada penampang inlet profil aliran dipengaruhi oleh bentuk penampang, dinding saluran dan poros. Pada pembukaan poros, kecepatan $V_{1,0} \approx 20$ m/s pada putaran poros $n=750$ rpm, selanjutnya mengalami kenaikan $\frac{V_{i+1}}{V_i} = 0.125$ atau 12,5% dengan kenaikan putaran 500 rpm dan $\frac{V_{i+1}}{V_i} \approx 35\%$ untuk kenaikan 750 rpm. Hal serupa juga pada dinding shroud kecepatan $V_{1,1} \approx 49$ m/s pada putaran poros $n=750$ rpm, selanjutnya mengalami kenaikan $\frac{V_{i+1}}{V_i} = 0.32$ atau 32% pada kenaikan putaran 500 rpm dan $\frac{V_{i+1}}{V_i} \approx 55\%$ untuk kenaikan 750 rpm.

Bentuk penampang inlet impeller memberikan juga memberikan pengaruh pada distribusi profil aliran untuk semua variasi nilai kecepatan putar impeller. Gambar 8 menunjukkan profil kecepatan aliran pada inlet impeller kecepatan paling tinggi berada pada bagian dekat dinding inlet dekat ke titik 5 dan 6 (gambar 1) dan semakin kecil ke bagian tengah dan selanjutnya mencapai minimum pada sisi permukaan poros (titik 3 dan 4).

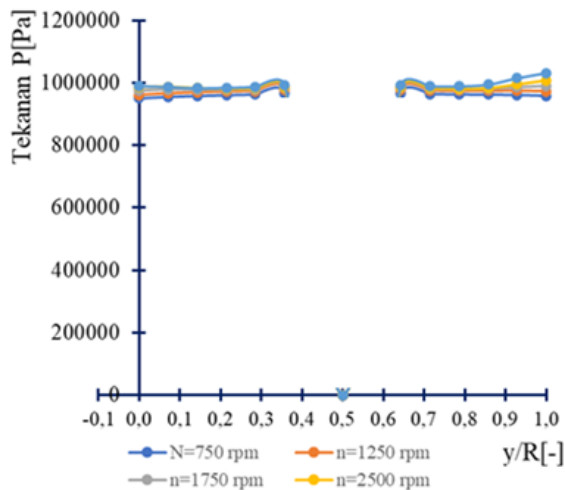


Gambar 8. Distribusi kecepatan pada

penampang nozle water jet

Profil aliran pada penampang impeller mengikut profil aliran turbulen [51] dan sesuai dengan hasil analisis aliran numerik dan kinerja sistem propulsi waterjet [5] dan juga hasil analisis numerik sistem waterjet [32].

Tekanan pada penampang inlet impeller juga berubah mengikut bentuk penampang, dinding saluran dan poros. Dari nilai kecepatan yang diperoleh maka ditentukan nilai tekanan dan dapat digambarkan profil tekanan. Pada pembukaan poros dan dinding saluran $P_{1,0}$ dan ≈ 98800 Pa dengan perbedaan yang kecil dengan pada setiap titik spanwise (y/R) (gambar 9).



Gambar 9. Distribusi tekanan pada penampang nozle water jet

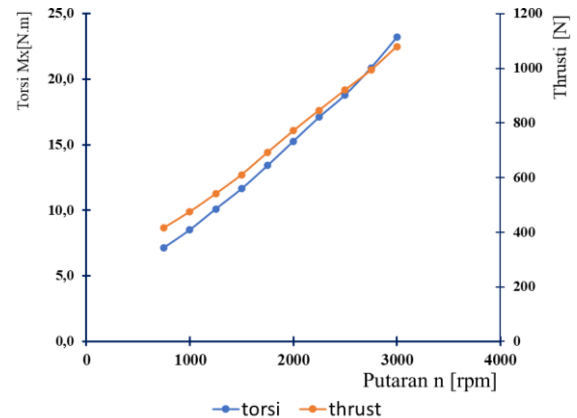
Hasil utama riset ini dari penelitian ini berupa laju aliran massa, head pompa, dan daya dari model [44]. Pada rentang data kecepatan putar impeller yang ditentukan, selanjutnya dilakukan perhitungan parameter-parameter penting yaitu torsi (M_x), thrust (T), koefisien torsi (Kq) dan koefisien thrust (Kt).

Gambar 10 menyajikan hubungan antara torsi dan thrust dengan kecepatan putar impeller. Torsi dan thrust meningkat proporsional dengan naiknya kecepatan putar impeller. Keanikan torsi awalnya sebesar $M_x = 7,15$ N.m pada putaran $n=750$ rpm kemudian meningkat 9 -17 % dengan kenaikan variable kecepatan putar.

Nilai gaya thrust merupakan thrust aksial dari saluran masuk ke bagian nosel (Gambar 10) tersebut menunjukkan bahwa efisiensi sistem dan daya dorong sistem yang sesuai dengan

Kasus 1 adalah yang terbesar untuk ketiga jenis nosel, namun nilainya serupa dengan Kasus 8. Alasan utamanya adalah kerugian hidrolis dari kedua jenis nozel. nozel relatif kecil. Kerugian hidraulik pada Kasus 9 lebih besar dibandingkan dengan yang lain karena adanya kontraksi yang berlebihan pada nosel.

Mirip dengan nilai torsi, nilai thrust awalnya adalah sebesar 416,4 N pada putaran $n=750$ rpm, kemudian mengalami peningkatan sebesar 8 – 14% secara proporsional dengan kenaikan putaran.

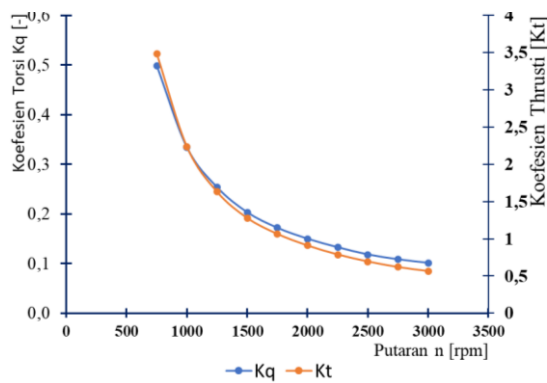


Gambar 10. Torsi dan thrust

Kecenderungan perubahan nilai torsi dan thrust sejalan dengan hasil penelitian pengaruh rasio kecepatan terhadap kinerja medan aliran turbin counter-rotating [26].

Analogi dengan nilai torsi dan thrust, pada gambar 11 ditampilkan hubungan antara koefisien torsi (Kq) dan koefisien thrust (Kt) dengan kecepatan putar impeller (n). Koefisien torsi dan thrust meningkat proporsional dengan naiknya kecepatan putar impeller. Kenaikan koefisien torsi awalnya sebesar $M_x = 7,15$ N.m pada putaran $n=750$ rpm kemudian meningkat 9 -17 % dengan kenaikan variable kecepatan putar.

Terbaik dengan torsi dan thrust yang ditampilkan pada gambar 11, sesuai dengan persamaan (8) dengan nilai Kq , nilai Kq awalnya adalah sebesar 0.49 pada putaran $n=750$ rpm, kemudian mengalami penurunan sebesar -33% – 6.6 % secara proporsional dengan kenaikan putaran. Nilai Kt awalnya adalah sebesar 3.5 pada putaran $n=750$ rpm, kemudian mengalami penurunan sebesar -35.8% – 8.7 % secara proporsional dengan kenaikan putaran.



Gambar 11. Koefisien torsi dan thrust

Dari grafik pada gambar 11, jelas bahwa hubungan Kq dan Kt dengan putaran berupa fungsi polynomial orde 4.

Ketika kecepatan impeller berubah dari 750 rpm sampai 1750 rpm torsi dan thrust meningkat proporsional hampir membentuk hubungan linear dengan putaran yaitu $Mx = 0,0071n + 1,3004$. Hal yang sama terjadi pada nilai thrust, dimana kenaikan thrust dengan putaran adalah $T = 0,2979n + 176,01$.

Demikian juga ketika kecepatan impeller berubah dari 750 rpm sampai 1750 rpm koefisien torsi dan koefisien thrust menurun proporsional hampir membentuk hubungan linear dengan putaran yaitu $Mx = -4e^{-17}n^5 + 4e^{-13}n^4 - 2e^{-09}n^3 + 4e^{-06}n^2 - 0,0042n + 2,1368$. Hal yang sama terjadi pada nilai thrust, dimana kenaikan thrust dengan putaran adalah $T = -3e^{-16}n^5 + 3e^{-12}n^4 - 1e^{-08}n^3 + 3e^{-05}n^2 - 0,0328n + 16,317$.

4. SIMPULAN

Berdasarkan hasil penelitian yang diperoleh dan pembahasannya, maka dapat disimpulkan beberapa hal sebagai berikut :

1. Bentuk penampang inlet impeller memberikan juga memberikan pengaruh pada distribusi profil aliran untuk semua nilai putaran dan mengikuti profil aliran turbulen.
2. Nilai koefisien torsi mengalami penurunan sebesar -33% – 6.6 % secara proporsional dengan kenaikan putaran, sedangkan nilai koefisien thrust mengalami penurunan sebesar -35.8% – 8.7 % secara proporsional dengan kenaikan putaran.
3. Ketika putaran bertambah, maka torsi dan

thrust terus mengalami kenaikan, oleh karena tidak dapat ditentukan putaran optimal operasional waterjet. Tetapi pada putaran yang semakin tinggi nilai Kq dan Kt memiliki perubahan yang sangat kecil.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] P. Li, Z. Zuo, X. Zhou, J. Li, and H. Chen, "Investigation of Different Rotational Speed Characteristics of Multistage Axial Compressor in CAES System," *Energies*, vol. 16, no. 11, 2023, doi: 10.3390/en16114383.
- [2] R. S. R. Gorla and A. A. Khan, *Turbomachinery*. Marcel Dekker Inc.
- [3] Y. L. Zhang, K. Y. Zhang, J. F. Li, and J. J. Xiao, "Effect of rotational speed and flowrate on the startup characteristics of a pumps as turbine," *Meas. Control (United Kingdom)*, vol. 55, no. 9–10, pp. 1043–1056, 2022, doi: 10.1177/00202940221098052.
- [4] L. Zhang, J. N. Zhang, Y. C. Shang, G. X. Dong, and W. M. Chen, "A Practical approach to the assessment of waterjet propulsion performance: The case of a waterjet-propelled trimaran," *Polish Marit. Res.*, vol. 26, no. 4, pp. 27–38, 2020, doi: 10.2478/pomr-2019-0063.
- [5] W. G. Park, J. H. Jang, H. H. Chun, and M. C. Kim, "Numerical flow and performance analysis of waterjet propulsion system," *Ocean Eng.*, vol. 32, no. 14–15, pp. 1740–1761, 2005, doi: 10.1016/j.oceaneng.2005.02.004.
- [6] W. M. Rumaherang, C. F. Refwalu, C. S. E. Tupamahu, S. J. E. Sarwuna, and E. J. Rumaherang, "EVALUASI KINERJA POMPEN SENTRIFUGAL BERKAPASITAS 600 KL/Hr PADA SISTEM PEMOMPAAN MINYAK," *J. Tek. Mesin, Elektro, Inform. Kelaut. dan Sains*, vol. 3, no. 1, pp. 17–27, 2023, doi: 10.30598/metiks.2023.3.1.17-27.
- [7] B. Chen *et al.*, "Effect of Rotation Speed and Flow Rate on Slip Factor in a Centrifugal Pump," *Shock Vib.*, vol. 2021, 2021, doi: 10.1155/2021/6614981.
- [8] M. A. AL-Hejjaj, D. J. Sadeq, and O. Al-

- Fatlawi, "A Review of the Electrical Submersible Pump Development Chronology," *Iraqi J. Chem. Pet. Eng.*, vol. 24, no. 2, pp. 123–135, 2023, doi: 10.31699/ijcpe.2023.2.14.
- [9] W. M. Rumaherang, "Evaluasi Karakteristik Energy Torque Converter Berdasarkan Pengaruh Rasio Putaran Terhadap Koefisien Torsi Dan Efisiensi," *ALE Proceeding*, vol. 2, no. April, pp. 115–120, 2021, doi: 10.30598/ale.2.2019.115-120.
- [10] V. . Golikov, *Rascët i proyektirovaniye lopastnoy sistemi osevogo nasosa*. Sankt-Peterburg izdatelstvo politekniceskogo universiteta, 2007.
- [11] F. Yang, H. Gao, C. Liu, and F. Tang, "Numerical analysis of the effect of rotational speed on the hydraulic parameters for flow conduits of shaft extension tubular pumping system," *J. Hohai Univ.*, vol. 46, no. 6, pp. 551–557, 2018, doi: 10.3876/j.issn.1000-1980.2018.06.013.
- [12] W. M. Rumaherang, "DESIGN SISTEM BLADE POMPA AKSIAL AFP40-500 W.M. Rumaherang *)," *J. Teknol.*, vol. 10, no. 2, 2010.
- [13] W. Y. Saputra, I. M. A. B, Y. Yunus, and P. H. Adiwibowo, *Proceedings of the International Joint Conference on Science and Engineering 2022 (IJCSE 2022)*, vol. 1. Atlantis Press International BV, 2022. doi: 10.2991/978-94-6463-100-5.
- [14] W. Cai and Z. Zhou, "Numerical simulation analysis of waterjet propulsion for underwater vehicle," in *IEEE 11th International Conference on Signal Processing*, 2012, pp. 2266–2270. doi: 10.1109/ICoSP.2012.6492032.
- [15] C. B. Jacobsen, "The Centrifugal Pump, Grundfos," no. September, p. 128, 2010.
- [16] A. Stepanoff, *Centrifugal and axial flow pumps: theory, design and application*, 2nd editio. John Wiley & Sons., 1957.
- [17] F. Yang, H. R. Zhao, and C. Liu, "Improvement of the efficiency of the axial-flow pump at part loads due to installing outlet guide vanes mechanism," *Math. Probl. Eng.*, vol. 2016, 2016, doi: 10.1155/2016/6375314.
- [18] Y. Zhang, Z. Li, and A. Yang, "Numerical Analysis on Self-Propulsion of a Waterjet-Propelled Ship with Different Propulsion Models," *Appl. Sci.*, vol. 12, no. 4, pp. 1–20, 2022, doi: waterjet; self-propulsion; multiple reference frame model; sliding mesh model; body-force model Citation:
- [19] J. Škorpík, "Essential equations of turbomachines".
- [20] H. Pehlivan and Z. Parlak, "Investigation of parameters affecting axial load in an end suction centrifugal pump by numerical analysis," *J. Appl. Fluid Mech.*, vol. 12, no. 5, pp. 1615–1627, 2019, doi: 10.29252/JAFM.12.05.29623.
- [21] W. Nathem Abd, H. Ali Khalaf, and F. K. Tazyukov, "The effect of rotational speed on the performance of the electric submersible pump," *Al-Qadisiyah J. Eng. Sci.*, vol. 14, pp. 47–51, 2021, doi: 10.30772/qjes.v14i1.743.
- [22] E. M. Mina, R. N. Abdelmessih, and M. E. Matbouly, "Reduction of radial thrust by using triple-volute casing," *Ain Shams Eng. J.*, vol. 10, no. 4, pp. 721–729, 2019, doi: 10.1016/j.asej.2019.03.003.
- [23] J. Chen, T. Dai, and Q. Yang, "Effect of rotational speed on performance of mixed flow pump as turbine," *Shock Vib.*, vol. 2021, 2021, doi: 10.1155/2021/6681953.
- [24] J. Dang, R. Liu, and C. Pouw, "Waterjet system performance and cavitation test procedures," *Third Int. Symp. Mar. Propulsors*, no. May, pp. 87–96, 2013.
- [25] X. Guo, Z. Zhu, G. Shi, and Y. Huang, "Effects of rotational speeds on the performance of a centrifugal pump with a variable-pitch inducer," *Journal Hydrodyn.*, vol. 29, no. 5, pp. 854–862, 2017, doi: https://doi.org/10.1016/S1001-6058(16)60797-7.
- [26] R. Subbarao and M. Govardhan, "Effect of speed ratio on the performance and flow field of a counter rotating turbine," *Energy Procedia*, vol. 54, pp. 580–592, 2014, doi: 10.1016/j.egypro.2014.07.299.

- [27] Румахеранг В. М., Топаж Г. И. Расчет кавитационного обтекания рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины // Известия Самарского научного центра РАН. 2011. №1-2. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/raschet-kavitatsionnogo-obtekaniya-rabochego-kolesa-radialno-osevoy-gidroturbiny> (дата обращения: 09.06.2024).
- [28] Румахеранг Вулфилла Максимилиан, Топаж Григорий Ицкович, Захаров Александр Викторович, "Методика расчетного определения кавитационных показателей гидротурбин" // Глобальная энергия. 2012. №1 (142). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/metodika-raschetnogo-opredeleniya-kavitatsionnyh-pokazateley-gidroturbin> (дата обращения: 09.06.2024).
- [29] Румахеранг Вулфилла Максимилиан, Топаж Григорий Ицкович, "Оценка эффективности моделирования кавитационного течения жидкости с помощью баротропной модели расчета" // Известия Самарского научного центра РАН. 2012. №1-2. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/otsenka-effektivnosti-modelirovaniya-kavitatsionnogo-techeniya-zhidkosti-s-pomoschyu-barotropnoy-modeli-rascheta> (дата обращения: 09.06.2024).
- [30] A. Kurniawan, "Karakteristik Pompa Sentrifugal Dengan Variasi Penambahan Jumlah Fin Pada Bilah Tipe Semi Open," *Otopro*, vol. 15, no. 1, p. 20, 2019, doi: 10.26740/otopro.v15n1.p20-26.
- [31] W. M. Rumaherang, "Perhitungan aliran dan peramalan karakteristik pompa sentrifugal bertingkat dengan penggunaan CAD blade's system," *J. Ilm. Tek. Mesin SAKRAM*, vol. 2, no. 2, pp. 69–76, 2008.
- [32] N. W. H. Bulten, *Numerical analysis of a waterjet propulsion system*. 2006. [Online]. Available: <https://doi.org/10.6100/IR614907>
- [33] Q. Si, W. He, G. Bois, Q. Cui, S. Yuan, and K. Zhang, "Experimental and numerical studies on flow characteristics of centrifugal pump under air-water inflow," *Int. J. Fluid Mach. Syst.*, vol. 12, no. 1, pp. 31–38, 2019, doi: 10.5293/IJFMS.2019.12.1.031.
- [34] C. Frey, G. Ashcroft, M. Müller, and J. Wellner, "Analysis of Turbomachinery Averaging Techniques," *J. Turbomach.*, vol. 145, no. 5, pp. 1–10, 2023, doi: 10.1115/1.4056057.
- [35] J. Sánchez, D. Hoz, B. Hernández, and J. D. Forero, "CFD analysis of turbulent flows transported by centrifugal pumps under low Re numbers Análisis CFD de flujos turbulentos desplazados por bombas centrifugas con bajo número de Reynolds," vol. 1, no. 1, pp. 1–9, 2020.
- [36] W. M. Rumaherang and J. Latuny, "Fluid Flow Study in Various Shapes and Sizes of Horizontal Axis Sea Current Turbine," *Sinergi*, vol. 25, no. 3, p. 289, 2021, doi: 10.22441/sinergi.2021.3.006.
- [37] W. M. Rumaherang, "The effect of diameter ratio on the energy parameters of the horizontal tidal diameter ratio on the energy parameters of the horizontal tidal turbine W.," *Din. Tek. Mesin*, vol. 10, no. 1, p. 1, 2020, doi: 10.29303/dtm.v10i1.306.
- [38] M. Altosole, G. Benvenuto, M. Figari, and U. Campora, "Dimensionless numerical approaches for the performance prediction of marine waterjet propulsion units," *Int. J. Rotating Mach.*, vol. 2012, no. i, 2012, doi: 10.1155/2012/321306.
- [39] Y. Ni, W. Liu, Z. Shen, and X. Pan, "Thrust characteristics and nozzle role of water jet propulsion," *Int. J. Fluid Mach. Syst.*, vol. 10, no. 1, pp. 47–53, 2017, doi: 10.5293/IJFMS.2017.10.1.047.
- [40] D. F. Hunsaker and W. F. Phillips, "Momentum theory with slipstream rotation applied to wind turbines," *31st AIAA Appl. Aerodyn. Conf.*, no. September, 2013, doi: 10.2514/6.2013-3161.
- [41] W. M. Rumaherang, R. Ufie, J. Louhenapessy, W. E. Wattimena, and A. Simanjuntak, "Suitability of Duct Length with Impeller Diameter of

- Horizontal Axis Ducted Seawater-current Turbine,” *AIP Conf. Proc.*, 2023, [Online]. Available: <https://pubs.aip.org/aip/acp/article-abstract/2837/1/040013/2918663/Suitability-of-duct-length-with-impeller-diameter?redirectedFrom=fulltext>
- [42] W. M. Rumaherang, B. Laconawa, N. Titahelu, and J. Louhenapessy, “Kajian Perbandingan Performance Energi Turbin Angin Model Ducted Dengan Un-Ducted,” *J. Tek. Mesin, Elektro, Inform. Kelaut. dan Sains*, vol. 2, no. 1, pp. 56–64, 2022, doi: 10.30598/metiks.2022.2.1.56-64.
- [43] M. A. El-Naggar, “A one-dimensional flow analysis for the prediction of centrifugal pump performance characteristics,” *Int. J. Rotating Mach.*, vol. 2013, no. 1, 2013, doi: 10.1155/2013/473512.
- [44] W. M. Rumaherang, J. Louhenapessy, M. F. Noya, and C. S. Tupamahu, “Studi Eksperimental Performance Kavitasi Waterjet Propulsi,” *ALE Proceeding*, vol. 4, pp. 112–120, 2021, doi: 10.30598/ale.4.2021.112-120.
- [45] Rumaherang, W.M., Ufie R., Tentua, “KARAKTERISTIK TURBIN PROPELLER SUMBU HORIZONTAL Energi Arus Laut (Tidal Energy),” *Archipel. Eng.*, no. April, pp. 90–95, 2018, [Online]. Available: <https://ojs3.unpatti.ac.id/index.php/ale/article/view/3970>
- [46] W. Nuha, W. M. Rumaherang, and J. Louhenapessy, “Optimasi Parameter-Parameter Energi Pada Clutch Point Konverter Torsi Melalui Variasi Rasio Putaran,” *J. Tek. Mesin, Elektro, Inform. Kelaut. dan Sains*, vol. 1, no. 1, pp. 23–29, 2021, doi: 10.30598/metiks.2021.1.1.23-29.
- [47] N. Evalina, A. H. Azis, and Zulfikar, “Pengaturan Kecepatan Putaran Motor Induksi 3 Fasa Menggunakan Programmable logic controller,” *J. Electr. Technol.*, vol. 3, no. 2, pp. 73–80, 2018.
- [48] E. S. Nasution and A. Hasibuan, “Pengaturan Kecepatan Motor Induksi 3 Phasa Dengan Merubah Frekuensi Menggunakan Inverter ALTIVAR 12P,” *Sisfo J. Ilm. Sist. Inf.*, vol. 2, no. 1, pp. 25–34, 2018, doi: 10.29103/sisfo.v2i1.1001.
- [49] N. W. Cresswell, G. L. Ingram, and R. G. Dominy, “The impact of diffuser augmentation on a tidal stream turbine,” *Ocean Eng.*, vol. 108, pp. 155–163, 2015, doi: 10.1016/j.oceaneng.2015.07.033.
- [50] P. Ghadimi, R. Shademani, and M. Y. Fard, “Performance assessment of the waterjet propulsion system through a combined analytical and numerical approach,” *Int. J. Phys.*, vol. 1, no. 2, pp. 22–27, 2013, doi: 10.12691/ijp-1-2-1.
- [51] E. J. Rumaherang, W. M. E. Wattimena, S. M. Rawulun, and E. Noya, “Studi Regim Aliran Fluida Dan Penentuan Head Loss Akibat Gesekan Pada Instalasi Perpipa-an,” *ALE Proceeding*, vol. 6, pp. 154–161, 2023, doi: 10.30598/ale.6.2023.154-161.