

## PRESTASI POMPA SENTRIFUGAL TIPE OVERHUNG UNTUK APLIKASI INDUSTRI DENGAN METODE *REVERSE ENGINEERING* DAN *CFD*

Mohamad Yamin<sup>1</sup>, Rudi Irawan<sup>1</sup>, Cokorda Prapti Mahandari<sup>1</sup>, Rian Dwi Ariandi<sup>1</sup>, Riyan Firmansyah<sup>1</sup>, Muhammad Zidan Alfasha<sup>2</sup>, Suharto<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Universitas Gunadarma

Jl. Margonda Raya No. 100, Pondok Cina, Beji, Kota Depok 16424

<sup>2</sup> PT. Duraquipt Cemerlang

Jl. Limo Raya No.9, Limo, Kec. Limo, Kota Depok 16515

[mohay@staff.gunadarma.ac.id](mailto:mohay@staff.gunadarma.ac.id)<sup>1</sup>

### Abstrak

Indonesia menghadapi berbagai tantangan dalam pencapaian target nol emisi, krisis energi, dan kebutuhan irigasi pertanian yang mendesak. Dalam konteks ini, pompa sentrifugal memainkan peran penting dalam berbagai aplikasi industri dan sistem irigasi. Sering kali, data kurva kinerja pompa tidak tersedia, terutama untuk pompa yang sudah tua atau yang dokumentasinya hilang. Penelitian ini bertujuan untuk mengembangkan kurva kinerja baru untuk pompa sentrifugal menggunakan metode Reverse Engineering (RE) berbasis 3D scanning dan simulasi Computational Fluid Dynamics (CFD). Proses ini dimulai dengan pemodelan geometris pompa menggunakan 3D scanning untuk memperoleh data yang akurat mengenai bentuk fisik pompa. Selanjutnya, model tersebut digunakan dalam simulasi CFD dengan model turbulensi k-epsilon ( $k-\epsilon$ ) dan metode SIMPLE untuk menganalisis karakteristik aliran dan performa pompa. Hasil simulasi menunjukkan bahwa perbedaan dalam efisiensi dan daya dibandingkan dengan data eksperimen yang ada berada di bawah 2%, dengan ukuran mesh 0,00005 mm memberikan hasil yang optimal dalam hal akurasi dan efisiensi komputasi. Penelitian ini menunjukkan bahwa pengembangan kurva kinerja menggunakan metode RE dan CFD dapat mengatasi masalah data yang hilang dan ini berpotensi meningkatkan efisiensi operasional sistem pompa dan mendukung upaya mitigasi dampak lingkungan dengan optimasi teknologi pompa.

**Kata kunci :** pompa sentrifugal, reverse engineering, 3D scanning, CFD.

### Abstract

*Indonesia faces various challenges in achieving net zero emissions, energy crises, and urgent agricultural irrigation needs. In this context, centrifugal pumps play a crucial role in various industrial applications and irrigation systems. However, performance curve data for pumps is often unavailable, particularly for older pumps or those with lost documentation. This study aims to develop new performance curves for centrifugal pumps using Reverse Engineering (RE) based on 3D scanning and Computational Fluid Dynamics (CFD) simulation. The process begins with geometric modeling of the pump using 3D scanning to obtain accurate data regarding the pump's physical shape. The model is then used in CFD simulations with the k-epsilon ( $k-\epsilon$ ) turbulence model and SIMPLE method to analyze flow characteristics and pump performance. Simulation results show that the deviation in efficiency and power compared to existing experimental data is below 2%, with a mesh size of 0.00005 mm providing optimal results in terms of accuracy and computational efficiency. This research demonstrates that developing performance curves using RE and CFD methods can address issues of missing data and provide a solid foundation for design improvements and efficient operation of centrifugal pumps. The findings have the potential to enhance operational efficiency of pump systems and support environmental impact mitigation efforts through pump technology optimization.*

**Key words :** centrifugal pumps, reverse engineering, 3D scanning, CFD.

**METODE PENELITIAN**

**PENDAHULUAN**

Indonesia menghadapi tantangan signifikan dalam mencapai target nol emisi akibat perubahan iklim, krisis energi, dan pertumbuhan populasi [1]. Pada sektor seperti irigasi pertanian, industri, distribusi air perkotaan, dan pembangkit listrik, sistem pompa memiliki peran penting dalam distribusi air dari sumbernya [3]. Saat ini, sistem pompa menyerap sekitar 30% dari total konsumsi energi listrik global [4].

Pompa sentrifugal merupakan salah satu jenis pompa yang paling umum digunakan di berbagai sektor industri di Indonesia, termasuk di bidang pengolahan air, energi, dan manufaktur [5]. Salah satu elemen krusial pompa sentrifugal adalah kurva kinerja, yang mencakup parameter utama seperti head, kapasitas aliran, efisiensi, dan daya. Kurva kinerja ini memberikan untuk mengetahui batasan operasional pompa serta memastikan kinerja optimal dalam berbagai kondisi [6], [7].

Sering kali ditemukan kondisi di mana pompa sentrifugal telah terpasang dan beroperasi, tetapi data kurva kinerja tidak tersedia. Hal ini bisa terjadi karena beberapa faktor, seperti pemakaian pompa yang lama dan tua, kurangnya dokumentasi teknis, atau pergantian operator yang tidak disertai transfer informasi yang memadai. Akibatnya operator sering mengalami kesulitan dalam melakukan pemeliharaan, diagnosis, serta optimasi performa pompa.

Salah satu pendekatan yang dilakukan adalah analisis rekayasa balik (*Reverse Engineering*) [8], [9] dan simulasi berbasis CFD (*Computational Fluid Dynamics*) [10], [11] untuk merekonstruksi kurva kinerja pompa. Pendekatan ini memungkinkan untuk memperbaiki dan meningkatkan kinerja pompa. Selain itu, kedua metode ini memiliki keunggulan tersendiri seperti biaya yang rendah dengan hasil yang akurat [12], [13].

Penelitian ini mengkaji parameter dari pompa sentrifugal tipe *overhung* yang digunakan sebagai *transfer pump* dengan spesifikasi 6x17 inci (6 inci untuk *discharge* dan 17 inci untuk diameter maksimum impeller) di PT Duraquipt Cemerlang. Penelitian ini bertujuan untuk mengevaluasi nilai operasi pompa yang ada dengan melakukan rekayasa balik dan analisis CFD. Hal ini umum dilakukan, namun untuk studi kasus di industri manufaktur Indonesia masih relatif baru. Metode ini akan berguna bagi industri dalam negeri sebagai dasar untuk memilih pompa yang sesuai untuk kondisi operasi tertentu.

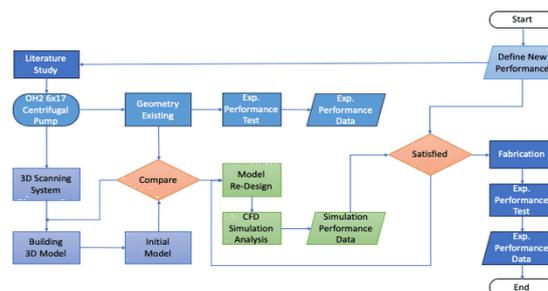
Penelitian ini fokus pada mendapatkan kurva prestasi pompa sentrifugal dengan model impeller tipe tertutup berbahan *carbon steel* dengan diameter luar 415mm, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 1.



Gambar 1. (a)existing pump, Impeller uji (b) Diameter 415mm, and (c) thickness 8.5mm

Gambar 2. menunjukkan alur penelitian yang dilakukan dimana proses dimulai dengan studi literatur terkait performa pompa dan pemindaian 3D pada komponen internal pompa, seperti volut, impeller, dan pipa masuk seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3. Pemindaian ini bertujuan untuk merekonstruksi geometri detail pompa secara akurat.

Langkah selanjutnya adalah pemodelan CAD. Model ini dibandingkan dengan desain model yang sudah ada untuk memastikan konsistensi dan akurasi geometri.



Gambar 2. Alur Penelitian



Gambar 3. 3D Scanning

Model yang diperoleh dianalisis menggunakan CFD, yang bertujuan untuk mengevaluasi parameter performa penting seperti efisiensi ( $\eta$ ), head (ft), dan power (Hp).

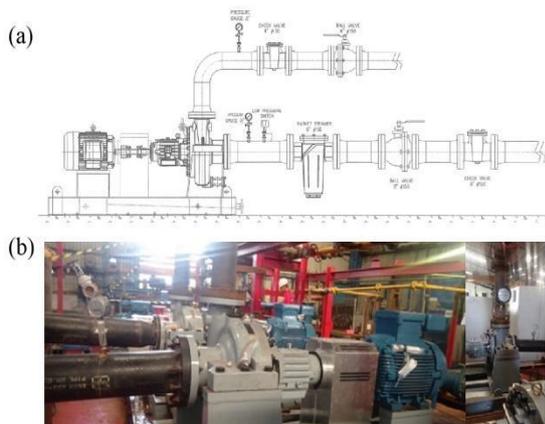
Tahap berikutnya adalah pembuatan pompa berdasarkan hasil rekayasa balik yang diuji secara eksperimental, yang dibandingkan dengan hasil simulasi untuk memverifikasi bahwa memenuhi

ekspektasi. Dengan pendekatan ini, kurva performa baru untuk pompa sentrifugal yang ada dapat dihasilkan, memberikan panduan yang lebih baik untuk operasional dan pemeliharaan pompa tersebut. Proses ini tidak hanya memungkinkan peningkatan kinerja pompa tanpa memerlukan penggantian total, tetapi juga memperbaiki ketidakakuratan data yang ada dengan hasil yang lebih akurat dan andal.

1. Setup Eksperimen

Model sistem uji pompa dapat dilihat pada Gambar 4(a), di mana arus motor dikendalikan dengan konverter frekuensi (yang dijumpai dalam literatur [14]). Sementara itu, Pompa yang digunakan diberikan pada gambar 4(b). Impeller pompa diputar oleh motor listrik AC 4 pole berkapasitas 40 kW, 380V, dan 50Hz dengan kecepatan maksimum 1480 rpm, sehingga konsumsi daya pompa harus berada di bawah kapasitas maksimum motor tersebut. Eksperimen dilakukan di fasilitas uji PT. Duraquipt Cemerlang, dengan sistem perpipaan yang dirancang dengan daya hingga 1500 kW dan aliran lebih dari 10.000 m<sup>3</sup>/jam pada 380V. Data diambil pada lima titik aliran sesuai standar API 610 edisi ke-12 [15].

Tekanan diukur menggunakan gauge pada sistem pipa setelah discharge pompa untuk menghitung head dan daya hidrolis, sedangkan pengukuran motor dilakukan dengan tachometer seperti yang ditunjukkan pada Gambar 5. Fluida yang digunakan adalah air dengan densitas 1000 kg/m<sup>3</sup> dan gravitasi spesifik = 1.



Gambar 4. Eksperimen (a) Skema pengujian dan (b) actual pengujian pompa sentrifugal



Gambar 5. skema Pengambilan data pengujian

Aliran fluida diambil dari sumber yang sama dan melalui beberapa alat tambahan sebelum masuk ke suction pompa. Strainer digunakan untuk menyaring aliran agar bebas dari benda solid yang dapat mempengaruhi kinerja pompa. Pressure gauge diinstal untuk memantau tekanan aliran masuk dan mengidentifikasi potensi masalah. Gauge lainnya dipasang setelah discharge pompa untuk mengukur head dan daya, yang akan dihitung berdasarkan data tekanan.

2. Simulasi Numerik

2.1 Persamaan Atur dan Model Turbulensi

Persamaan yang mengatur aliran fluida diturunkan dari persamaan massa dan momentum, yang diberikan dengan persamaan (1) dan (2) yang diselesaikan untuk aliran inkompersibel dan stabil. [16]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \nabla \cdot (\rho \underline{u}) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \nabla(\rho \underline{u} \otimes \underline{u}) = g + \nabla \cdot (\underline{\tau}) - \nabla \cdot (\rho R) \tag{2}$$

Model turbulensi k-epsilon digunakan pada penelitian ini karena kemudahan penerapan dan biaya komputasi yang lebih rendah dibandingkan model lain. Model ini memecahkan dua persamaan transport untuk energi kinetik turbulen (k) dan laju disipasinya (ε), yang memungkinkan prediksi distribusi tekanan dan profil kecepatan dengan akurat [17], [18] yang didefinisikan oleh persamaan berikut:

$$\frac{D}{Dt}(\rho k) = \nabla \cdot (\rho D_k \nabla k) P - \rho \epsilon \tag{3}$$

$$\frac{D}{Dt}(\rho \epsilon) = \nabla \cdot (\rho D_\epsilon \nabla \epsilon) + \frac{C_1 \epsilon}{k} (P + C_3 \frac{2}{3} k \nabla \cdot \underline{u} - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k}) \tag{4}$$

$$v_t = C_\mu \rho \frac{\epsilon^2}{k} \tag{5}$$

Dalam persamaan ini  $D_k$  dan  $D_\epsilon$  masing-masing merupakan difusivitas efektif untuk energi kinetik turbulen ( $k$ ) dan laju disipasi turbulen ( $\epsilon$ ).  $\rho$  menunjukkan densitas fluida, sedangkan  $P$  mewakili laju produksi energi kinetik turbulen.  $C_\mu$  adalah koefisien model yang digunakan untuk menghitung viskositas turbulen  $\nu_t$ , dan  $C_1$ ,  $C_2$ , serta  $C_3$  adalah koefisien model lainnya yang digunakan dalam perhitungan disipasi energi kinetik turbulen dan efek penyebaran turbulensi.

Metode SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*) digunakan untuk mengatasi kopling tekanan-kecepatan dalam aliran yang tidak dapat dikompresi, sementara metode *Multiple Reference Frame* (MRF) menyederhanakan simulasi dengan memperlakukan domain berputar sebagai bingkai stasioner dan mengurangi waktu komputasi. Gabungan model  $k-\epsilon$ , SIMPLE, dan MRF efektif dalam memodelkan aliran turbulen dan membantu dalam desain serta optimalisasi impeller pompa sentrifugal [21], [22], [23].

### 2.2 Kinerja Hidraulik

Dalam evaluasi kinerja hidrolis, dua koefisien utama yang sering dianalisis adalah persamaan efisiensi hidrolis (6) dan koefisien head (7). Efisiensi hidrolis ( $\eta_h$ ) mengukur seberapa efektif mesin mengubah energi dari fluida menjadi kerja mekanik. Ini dihitung menggunakan rumus [8], [24]:

$$\eta_h = \frac{P}{H\rho gQ} \tag{6}$$

di mana  $P$  adalah daya keluaran pompa [Hp],  $H$  [m] adalah Head bersih,  $\rho$  adalah densitas air [ $\text{kgm}^{-3}$ ],  $g$  adalah percepatan gravitasi [ $\text{m}^2\text{s}^{-2}$ ], dan  $Q$  adalah debit [ $\text{m}^3\text{s}^{-1}$ ]. Efisiensi hidrolis yang lebih tinggi menunjukkan bahwa lebih banyak energi hidrolis yang dikonversi menjadi energi mekanik yang berguna, dengan lebih sedikit energi yang hilang karena gesekan atau inefisiensi lainnya.

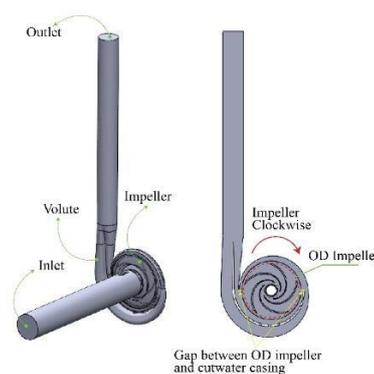
Koefisien head ( $\Psi$ ) adalah parameter penting lainnya yang digunakan untuk menggambarkan kinerja hidrolis. Koefisien ini didefinisikan sebagai:

$$\Psi = \frac{U^2}{gH} \tag{7}$$

di mana  $U$  adalah kecepatan linier dari impeller,  $H$  adalah head bersih, dan  $g$  adalah percepatan gravitasi. Koefisien head membantu dalam menilai seberapa baik mesin memanfaatkan head untuk mengkonsumsi daya. Koefisien head yang lebih tinggi menunjukkan pemanfaatan head yang lebih efisien dalam menghasilkan energi mekanik.

### 2.3 Domain Komputasi dan Kondisi Batas

Domain komputasi dibagi dalam tiga zona utama: impeller, casing, dan pipa inlet. Pada bagian inlet, fluida masuk dengan tekanan total sebesar 1 atm. Rotor impeller yang berputar pada kecepatan 1480 rpm didefinisikan sebagai dinding berputar, dengan arah berlawanan jarum jam. Pada outlet, aliran volumetrik ditetapkan berdasarkan standar API 610, namun dalam studi ini hanya digunakan lima titik: aliran minimum, aliran terukur, aliran operasi yang diinginkan, dan titik pada kurva head maksimum. Sedangkan pada dinding padat pompa diterapkan kondisi batas tanpa slip, yang berarti fluida tidak bergerak relatif terhadap permukaan dinding seperti yang ditunjukkan pada Gambar 6.



Gambar 6. Domain Komputasi

Aliran volumetrik diatur bertahap pada nilai 0 gpm, 178.9 gpm, 478 gpm, 515 gpm, dan 843.3 gpm. Model turbulensi yang digunakan adalah  $k-\epsilon$  (k-epsilon), yang memberikan prediksi akurat untuk aliran turbulen dalam kondisi aliran yang kompleks, seperti di dalam pompa ini. Simulasi dengan kondisi batas ini memungkinkan evaluasi performa pompa dalam berbagai skenario operasional. Tabel 1 menunjukkan parameter kondisi batas pada penelitian ini.

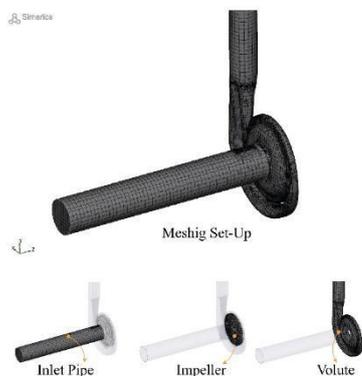
Tabel 1. Kondisi Batas

No	Kondisi Batas	Deskripsi
1	Jenis Fluida	Air
2	Temperatur	25°C
3	Inlet Pompa	Total pressure inlet Volumetric flux outflow
4	Outlet Pompa	0 gpm, 178.9 gpm, 515 gpm, 478 gpm, 843.3 gpm
5	Putaran Impeller	1480 rpm (ccw)
6	Model Turbulensi	$k-\epsilon$ (k-epsilon realisable)

### 2.4 Meshing Set-Up

Dalam simulasi ini, proses meshing diterapkan pada tiga bagian utama pompa, yaitu pipa inlet, impeller, dan volute, menggunakan jaringan mesh terstruktur yang dihasilkan oleh perangkat lunak Simerics karena baik dalam menangkap perilaku transien secara akurat [20], [25]. Gambar 7 menunjukkan representasi mesh volume pada bagian impeller dan casing.

Simulasi ini juga memperhitungkan kekasaran permukaan dinding dengan empat tipe kekasaran, yaitu 0,001 mm, 0,0005 mm, 0,0001 mm, 0,00005 mm, dan 0,00001 mm, yang memungkinkan representasi lebih akurat dari permukaan fisik pompa. Pengaturan kekasaran ini penting untuk memastikan bahwa karakteristik aliran fluida di sekitar dinding pompa dapat disimulasikan dengan tepat, karena kekasaran permukaan dapat mempengaruhi hasil seperti head dan efisiensi daya. Pada titik pengamatan dengan aliran rated sebesar 515 GPM, hasil dari analisis grid size pada tabel 2 menunjukkan bahwa ukuran mesh memiliki dampak signifikan terhadap akurasi hasil simulasi pompa.



Gambar 7. Meshing Zone

Untuk ukuran grid 0,001 mm, yang menghasilkan 48.791 elemen, head yang terukur adalah 59,3 ft dengan kesalahan 0,64% dan daya 115 Hp dengan kesalahan 2,45%. Ketika ukuran grid dikurangi menjadi 0,0005 mm, dengan 111.507 elemen, head meningkat menjadi 116,8 ft dengan kesalahan 0,31%, dan daya turun menjadi 56,1 Hp dengan kesalahan 0,68%. Pada ukuran grid yang lebih kecil lagi, 0,0001 mm, dengan 159.551 elemen, head mencapai 160,3 ft dengan kesalahan hanya 0,05%, dan daya 40 Hp dengan kesalahan 0,20%. Dengan ukuran grid 0,00005 mm, yang menghasilkan 213.930 elemen, head sedikit meningkat menjadi 161,4 ft dengan kesalahan 0,04%, dan daya sedikit meningkat menjadi 41,5 Hp dengan kesalahan 0,24%. Akhirnya, pada ukuran grid terkecil 0,00001 mm, dengan 287.472 elemen, head tercatat 160,9 ft dengan kesalahan 0,04%, dan

daya 41,2 Hp dengan kesalahan 0,23%. Secara keseluruhan, data menunjukkan bahwa meskipun ukuran mesh yang lebih kecil meningkatkan akurasi hasil, dengan kesalahan yang sangat kecil dalam head dan daya, ukuran mesh yang sangat kecil juga meningkatkan jumlah elemen dan waktu komputasi.

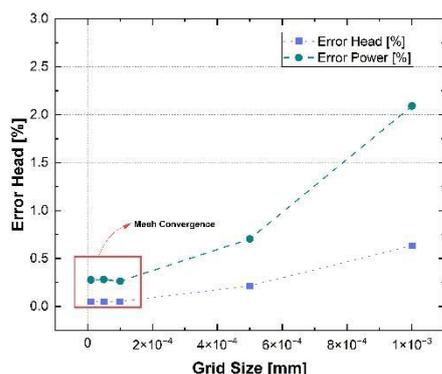
Tabel 2. Parameter Mesh Grid Size

Case	Grid Size [mm]	Number of Element	Head [ft]	Error Head [%]	Power [Hp]	Error Power [%]
1	0.001	48791	59.3	0.64	115	2.45
2	0.0005	111507	116.8	0.31	56.1	0.68
3	0.0001	159551	160.3	0.05	40	0.20
4	0.00005	213930	161.4	0.04	41.5	0.24
5	0.00001	287472	160.9	0.04	41.2	0.23

## HASIL DAN PEMBAHASAN

### 1. Validasi Model

Untuk menguji independensi grid, hasil simulasi dibandingkan dengan data eksperimen aliran air untuk memvalidasi akurasi model numerik dan bertujuan untuk mengurangi waktu komputasi tanpa mengorbankan akurasi [26]. Detail hasil numerik dan jumlah elemen untuk berbagai ukuran grid ditunjukkan dalam Tabel 2. Gambar 8 menunjukkan hasil Grid Independence Test (GIT), di mana mesh yang konvergen terlihat pada ukuran grid 0,00005 mm dan 0,00001 mm, ditandai dengan garis mendatar yang menunjukkan bahwa hasil tidak berubah secara signifikan dengan perubahan ukuran mesh. Namun, dalam penelitian ini dipilih ukuran mesh 0,00005 mm karena mempertimbangkan biaya komputasi yang lebih rendah tanpa mengurangi akurasi secara signifikan, mengingat perbedaan hasil antara 0,00005 mm dan 0,00001 mm kecil. Oleh karena itu, grid yang dioptimalkan pada ukuran 0,00005 mm dipilih untuk mencapai keseimbangan antara akurasi dan efisiensi komputasi. Hasil ini dapat diterima karena error yang dihasilkan lebih kecil yaitu dibawah 2% berbeda yang dilakukan oleh Cardenas, dkk yaitu sebesar 4% [27].



Gambar 8. Grid Independence Test

2. Perbandingan Hasil Simulasi dan Eksperimen

Perbandingan antara hasil eksperimen dan simulasi CFD ditunjukkan pada tabel 3 dan gambar 9. Pada aliran nol (0 GPM), baik efisiensi maupun daya tidak tersedia, sedangkan head memiliki nilai yang signifikan baik dalam eksperimen maupun CFD. Ini mungkin menunjukkan bahwa pada kondisi tidak ada aliran, pompa tetap memerlukan energi untuk beroperasi.

Ketika aliran meningkat menjadi 178.9 GPM, terdapat penurunan efisiensi yang signifikan dalam hasil CFD dibandingkan dengan eksperimen, dari 31.2% menjadi 21.5%. Hal ini disertai dengan peningkatan daya dalam simulasi CFD yang lebih tinggi dibandingkan dengan eksperimen. Head pada kondisi ini juga lebih rendah pada CFD dibandingkan dengan eksperimen, yang mungkin menunjukkan perbedaan dalam karakterisasi aliran atau kondisi boundary di model CFD.

Untuk aliran 478 GPM dan 515 GPM, efisiensi CFD lebih rendah daripada efisiensi eksperimen, dengan perbedaan mencapai sekitar 15% pada aliran 478 GPM dan 16% pada 515 GPM. Meskipun daya pada CFD juga lebih tinggi dari eksperimen, perbedaan ini tidak terlalu besar. Head yang dihitung melalui CFD juga lebih rendah dibandingkan dengan hasil eksperimen pada kondisi ini, yang mungkin menunjukkan bahwa model CFD mungkin tidak sepenuhnya menangkap semua fenomena aliran yang terjadi pada pompa.

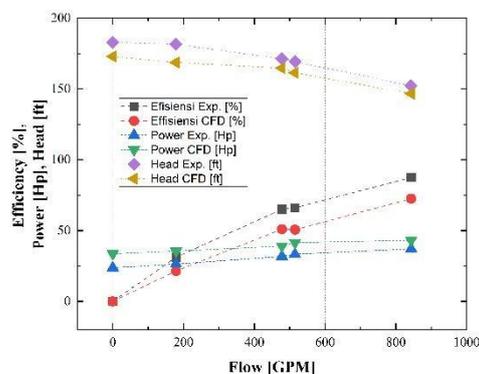
Pada aliran tinggi 843.3 GPM, efisiensi CFD menunjukkan angka yang sangat tinggi (72.5%) dibandingkan dengan eksperimen (87.4%), dan daya serta head CFD juga lebih rendah dibandingkan dengan hasil eksperimen. Perbedaan ini menunjukkan bahwa simulasi CFD pada kondisi ini mungkin tidak sepenuhnya mencerminkan kondisi operasional pompa secara realistis.

Secara keseluruhan, hasil ini menunjukkan bahwa meskipun simulasi CFD memberikan wawasan yang berguna mengenai performa pompa,

masih terdapat perbedaan signifikan dibandingkan dengan hasil eksperimen. Perbedaan ini dapat disebabkan oleh berbagai faktor termasuk akurasi model CFD, kondisi boundary, dan metode mesh yang digunakan. Evaluasi dan kalibrasi lebih lanjut diperlukan untuk meningkatkan kesesuaian antara simulasi CFD dan data eksperimen.

Tabel 3. Perbandingan Hasil Eksperimen dan CFD

Flow [GPM]	Efficiency Exp. [%]	Efficiency CFD [%]	Power Exp. [Hp]	Power CFD [Hp]	Head Exp. [ft]	Head CFD [ft]
0	0	0	23.7	33.6	18.3	17.2
178.9	31.2	21.5	26.3	35.5	18.1	16.7
478	65.0	51.0	31.8	39.0	17.1	16.4
515	66.1	50.6	33.3	41.5	16.1	16.4
843.3	87.4	72.5	37.1	43.1	15.2	14.6

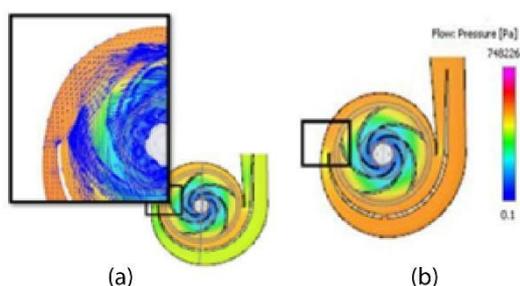


Gambar 9. Grafik perbandingan antara hasil eksperimen dan simulasi CFD

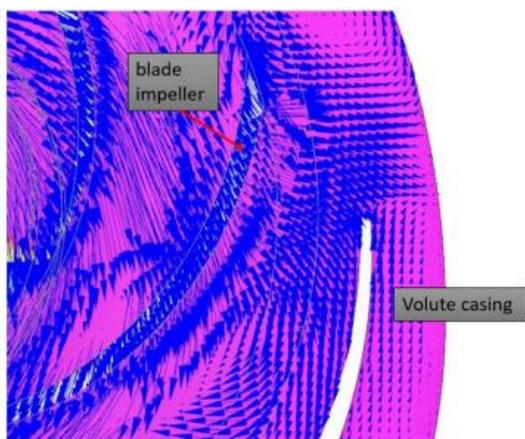
Berdasarkan analisis vektor kontur aliran fluida dan distribusi tekanan (Gambar 10), terlihat bahwa vektor aliran secara konsisten diarahkan menuju casing volute selama pergerakan sentrifugal dari impeller, menandakan pengendalian aliran yang efektif. Diameter impeller 415 mm memungkinkan aliran keluar diarahkan langsung ke casing volute tanpa mengalami gangguan, sehingga memastikan transisi aliran yang optimal dari impeller menuju casing. Desain ini berperan penting dalam menjaga kelancaran distribusi aliran dan tekanan seperti pada gambar 11.

Dalam simulasi CFD dan hasil eksperimen, hal ini menjadi semakin relevan, terutama pada aliran tinggi seperti 843,3 GPM di mana terdapat

perbedaan signifikan dalam efisiensi antara hasil simulasi dan eksperimen. Pengarahan aliran yang kurang optimal dapat menyebabkan penurunan efisiensi, seperti yang tercermin dalam perbedaan hasil tersebut. Oleh karena itu, desain impeller dan casing volute yang memperhitungkan diameter dan geometri menjadi faktor kritis dalam mengoptimalkan kinerja pompa. Celah dengan diameter 415 mm yang digunakan dalam desain ini mendukung kelancaran aliran menuju casing volute, sesuai dengan hasil simulasi yang menunjukkan distribusi aliran dan tekanan yang baik.



Gambar 10. Kontur (a) Aliran Impeller (b) Tekanan Impeller



Gambar 11. Fluid flow vector impeller, diameter 415mm

## KESIMPULAN

Penelitian ini berhasil mereproduksi data kurva prestasi dengan metode *reverse engineering* dan CFD dari *existing* pompa sentrifugal yang tidak memiliki kurva operasi. Dalam simulasi aliran fluida 3D, model turbulensi  $k$ -epsilon ( $k$ - $\epsilon$ ) yang dikombinasikan dengan metode SIMPLE dan MRF terbukti efektif dalam memprediksi kinerja fluida dengan akurasi tinggi. Hasil simulasi menunjukkan bahwa ukuran mesh mempengaruhi akurasi hasil

dengan kesalahan simulasi tetap di bawah 2%. Perbandingan antara simulasi CFD dan hasil eksperimen menunjukkan perbedaan yang tidak signifikan dalam efisiensi, daya, dan head pompa. Hasil penelitian ini dapat digunakan sebagai panduan untuk industri pompa dan sebagai dasar untuk pemilihan pompa yang sesuai pada daerah operasi yang optimum sesuai standar API 610.

## UCAPAN TERIMA KASIH

Ucapan terima kasih kepada Direktorat Riset, Teknologi, dan Pengabdian kepada Masyarakat Kementerian Pendidikan, Kebudayaan, Riset, dan Teknologi yang membiayai penelitian ini. (Hibah No. 105/E5/PG.02.00.PL/2024).

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] K. Handayani and P. Anugrah, "Assessing the implications of net-zero emissions pathways: An analysis of the Indonesian power sector," in *2021 International Conference on Technology and Policy in Energy and Electric Power (ICT-PEP)*, Sep. 2021, pp. 270–275. doi: 10.1109/ICT-PEP53949.2021.9600954.
- [2] D. Bordeasu, F. Dragan, I. Filip, I. Szeidert, and G. O. Tirian, "Estimation of Centrifugal Pump Efficiency at Variable Frequency for Irrigation Systems," *Sustainability*, vol. 16, no. 10, Art. no. 10, Jan. 2024, doi: 10.3390/su16104134.
- [3] Z. Lai, Q. Li, A. Zhao, W. Zhou, H. Xu, and D. Wu, "Improving Reliability of Pumps in Parallel Pump Systems Using Particle Swarm Optimization Approach," *IEEE Access*, vol. 8, pp. 58427–58434, 2020, doi: 10.1109/ACCESS.2020.2980396.
- [4] A. S. V.K., U. S., P. S., and N. Hanigovszki, "An Energy Efficient Control Algorithm for Parallel Pumping Industrial Motor Drives System," in *2018 IEEE International Conference on Power Electronics, Drives and Energy Systems (PEDES)*, Dec. 2018, pp. 1–6. doi: 10.1109/PEDES.2018.8707618.
- [5] Z. Wang, J. Li, D. Hou, Y. Qiao, and M. Wu, "Research and application of wide and efficient hydraulic design in centrifugal pump," *J. Phys.: Conf. Ser.*, vol. 2707, no. 1, p. 012042, Feb. 2024, doi: 10.1088/1742-6596/2707/1/012042.

- [6] 朱荣生, 陈一鸣, 安策, and 王秀礼, "Centrifugal pump performance curve fitting correction method," CN110242589B, Jul. 31, 2020 [Online]. Available: <https://patents.google.com/patent/CN110242589B/en>.
- [7] G. A. Maria Castorino, L. Manservigi, S. Barbarelli, E. Losi, and M. Venturini, "Development and validation of a comprehensive methodology for predicting PAT performance curves," *Energy*, vol. 274, p. 127366, Jul. 2023, doi: 10.1016/j.energy.2023.127366.
- [8] J. Souček, E. Bílková, and P. Nowak, "Reverse engineering of pump as turbine for CFD analysis," *Acta Polytechnica*, vol. 64, no. 1, Art. no. 1, Mar. 2024, doi: 10.14311/AP.2024.64.0052.
- [9] M. Fathi, H. Alemi, M. Raisee, and A. Nourbakhsh, "Numerical investigation of axial force of a centrifugal pump in the reverse mode," *J. Phys.: Conf. Ser.*, vol. 2707, no. 1, p. 012047, Feb. 2024, doi: 10.1088/1742-6596/2707/1/012047.
- [10] W. Li, "Effects of interface model on performance of a vortex pump in CFD simulations," *International Journal of Fluid Engineering*, vol. 1, no. 1, Mar. 2024, doi: 10.1063/5.0196213.
- [11] Zhengsu C., Yaguang H., Ping X., Qifeng J., Xipeng L. U. O., and Kun S., "Influence of Particle Properties on the Performance and Wear of Centrifugal Pumps Based on CFD-DPM," *xhdxzbzrkb*, vol. 43, no. 1, pp. 87–96, 102, Jan. 2024, doi: 10.12198/j.issn.1673-159X.4892.
- [12] E. Pagayona and J. Honra, "Multi-Criteria Response Surface Optimization of Centrifugal Pump Performance Using CFD for Wastewater Application," *Modelling*, vol. 5, no. 3, Art. no. 3, Sep. 2024, doi: 10.3390/modelling5030036.
- [13] J. Dong and W. Li, "Numerical Simulation of Centrifugal Pump Cavitation Based on ANSYS," *J. Phys.: Conf. Ser.*, vol. 2450, no. 1, p. 012031, Mar. 2023, doi: 10.1088/1742-6596/2450/1/012031.
- [14] X. Sun *et al.*, "Experimental Analysis of Radial Centrifugal Pump Shutdown," *FDMP*, vol. 20, no. 4, pp. 725–737, 2024, doi: 10.32604/fdmp.2023.045541.
- [15] R. X. Perez, "Evaluating Centrifugal Pumps in Petrochemical Applications," in *Maintenance, Reliability and Troubleshooting in Rotating Machinery*, John Wiley & Sons, Ltd, 2022, pp. 87–140. doi: 10.1002/9781119631668.ch6.
- [16] L. Achour, M. Specklin, M. Asuaje, S. Kouidri, and I. Belaidi, "Energy loss analysis of volute centrifugal pump handling non-Newtonian emulsions through entropy production theory," *Mechanics & Industry*, vol. 25, p. 13, 2024, doi: 10.1051/meca/2024009.
- [17] P. Raut, R. Rathod, R. Tidke, N. Rathod, S. Rokade, and Prof. N. Kulkarni, "Design and CFD Analysis of Centrifugal Pump," *IJRASET*, vol. 10, no. 12, pp. 638–646, Dec. 2022, doi: 10.22214/ijraset.2022.47958.
- [18] Durvesh, R. K. Singh, and M. K., "Performance Enhancement and Numerical Simulation of Inter-Stage of Multistage Centrifugal Pump by varying number of blades Using CFD," May 29, 2023. doi: 10.21203/rs.3.rs-2984996/v1.
- [19] J. Lu, Y. Zhou, Y. Ge, J. Liu, and C. Zhang, "Research into Prediction Method for Pressure Pulsations in a Centrifugal Pump Based on Variational Mode Decomposition–Particle Swarm Optimization and Hybrid Deep Learning Models," *Sensors*, vol. 24, no. 13, Art. no. 13, Jan. 2024, doi: 10.3390/s24134196.
- [20] V. V. Ghatbandhe, P. P. Mahajan, R. H. Gavhane, and A. Sharma, "Numerical Estimation and Validation of Pressure Pulsation in Centrifugal Pump Discharge Pipes," in *Fluid Mechanics and Fluid Power, Volume 3*, K. M. Singh, S. Dutta, S. Subudhi, and N. K. Singh, Eds., Singapore: Springer Nature, 2024, pp. 519–531. doi: 10.1007/978-981-99-6343-0\_40.
- [21] X. Liu, J. Fu, J. Yang, D. Yin, Z. Zhou, and H. Li, "Numerical simulation research on multiphase flow of aviation centrifugal pump based on OpenFOAM," *Chinese Journal of Aeronautics*, vol. 37, no. 4, pp. 256–275, Apr. 2024, doi: 10.1016/j.cja.2023.11.016.
- [22] A. F. S. A. Hassan, S. Saleh, and A. Hashish, "Simulation Based Design Tool for Radial Impellers of Centrifugal Pumps," Mar. 26, 2024. doi: 10.21203/rs.3.rs-3948294/v1.

- [23] Prof. Nitin Deshmukh and Mr. Mohammed Ishak Shaikh, "Design, Analysis and Optimization of Centrifugal Pump Impeller using CFD," *IJARST*, pp. 466–480, Aug. 2024, doi: 10.48175/IJARST-19358.
- [24] A. A. Alubokin, B. Gao, Z. Ning, L. Yan, J. Jiang, and E. K. Quaye, "Numerical simulation of complex flow structures and pressure fluctuation at rotating stall conditions within a centrifugal pump," *Energy Science & Engineering*, vol. 10, no. 7, pp. 2146–2169, 2022, doi: 10.1002/ese3.1123.
- [25] H. Wang, B. Long, C. Wang, C. Han, and L. Li, "Effects of the Impeller Blade with a Slot Structure on the Centrifugal Pump Performance," *Energies*, vol. 13, no. 7, Art. no. 7, Jan. 2020, doi: 10.3390/en13071628.
- [26] L. Dong, Y. Zhang, Z. Ge, Cui. Dai, and J. Guo, "Study and Verification of Large-Scale Parallel Mesh Generation Algorithm for Centrifugal Pump," *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2020, no. 1, p. 1956852, 2020, doi: 10.1155/2020/1956852.
- [27] J. Cardenas-Gutierrez, G. Valencia, and J. Forero, "Parametric Analysis CFD of the Hydraulic Performance of a Centrifugal Pump with Applications to the Dredging Industry," *Journal of Engineering Science and Technology Review*, vol. 13, pp. 8–14, Jan. 2020, doi: 10.25103/jestr.133.02.