

STUDI EKSPERIMENTAL KARAKTERISTIK POMPA SENTRIFUGAL DENGAN SUSUNAN TUNGGAL, SERI, DAN PARALEL

*Sabrina Rizky Mulyana¹, Khoiri Rozi², Shofwan Bahar²

¹Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

²Dosen Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

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

*E-mail: sabrinarmulyana@gmail.com

Abstrak

Kajian ini dibuat untuk mengetahui karakteristik pompa sentrifugal dengan mempertimbangkan perubahan debit aliran yang dihasilkan dalam konfigurasi tunggal, seri, dan paralel. Model pompa sentrifugal yang digunakan dalam pengujian ini adalah pompa sentrifugal produksi Gunt Hamburg jenis HM 150.16. Dalam pengujiannya, dilakukan di Laboratorium Thermofluid Teknik Mesin Universitas Diponegoro. Dalam penelitian ini terdapat beberapa parameter penting seperti debit, *head*, *water horse power* (WHP), dan efisiensi. Hasil pengujian pompa sebagai fungsi debit menunjukkan *head* memiliki kecenderungan menurun seiring peningkatan debit aliran. Sementara untuk WHP memiliki kecenderungan meningkat kemudian kembali turun setelah putaran tertentu. Sedangkan untuk efisiensi pompa cenderung meningkat sampai debit tertentu kemudian menurun dengan penambahan debit aliran. Dalam konfigurasi dua pompa, pompa seri menghasilkan *head* yang jauh lebih tinggi dari pompa tunggal. Sedangkan pompa paralel menghasilkan debit yang lebih besar dibanding pompa tunggal. Secara keseluruhan, pompa dengan konfigurasi paralel menghasilkan efisiensi terbaik.

Kata Kunci: debit; *head*; karakteristik pompa; pompa paralel; pompa sentrifugal; pompa seri

Abstract

This study was conducted to determine the characteristics of centrifugal pumps by considering changes in flow rate in single, series, and parallel configurations. The centrifugal pump model used in this test was a Gunt Hamburg HM 150.16 centrifugal pump. The test was conducted at the Thermofluid Laboratory of the Mechanical Engineering Department at Diponegoro University. In this study, several important parameters were examined, including flow rate, head, water horsepower (WHP), and efficiency. The test results for the pump as a function of flow rate showed that the head tends to decrease as the flow rate increases. Meanwhile, the WHP tends to increase and then decrease again after a certain number of revolutions. As for pump efficiency, it tends to increase up to a certain flow rate and then decreases with further increases in flow rate. In a two-pump configuration, the series pump produces significantly higher head than the single pump. Meanwhile, the parallel pump produces a larger flow rate than the single pump. Overall, the pump with a parallel configuration achieves the best efficiency.

Keywords: centrifugal pump; flow rate; head; pump characteristics; parallel pump; series pump

1. Pendahuluan

Pompa adalah suatu mesin fluida yang berfungsi untuk mengalirkan cairan dari suatu tempat ke tempat lainnya. Pompa bekerja dengan menghisap dan menambah tekanan terhadap fluida. Dengan menerima tenaga mekanis, yang biasanya berasal dari putaran motor penggerak, pompa dapat memindahkan fluida cair dari tempat yang rendah ke tempat yang lebih tinggi. Dimana prinsip kerjanya sendiri yaitu mengubah suatu energi mekanik menjadi potensial fluida [1]. Pompa sentrifugal merupakan salah satu alat yang paling umum dan sering dijumpai dalam berbagai industri. Lebih dari 75% pompa yang digunakan di industri adalah pompa sentrifugal [2]. Meskipun banyak upaya telah dilakukan untuk meningkatkan kinerja pompa sentrifugal, pompa ini tetap memiliki keterbatasan. Berdasarkan penelitian yang ada, modifikasi desain *impeller* terbukti dapat meningkatkan efisiensi. Contohnya, penelitian Yurianto menunjukkan bahwa penggunaan sudu *impeller* yang dirancang bisa meningkatkan efisiensi hingga 23,121% [3], sementara penelitian Kim Joon-Hyung, dkk. berhasil mencapai efisiensi 97,1% melalui desain *impeller* yang optimal menggunakan analisis *computational fluid dynamics* (CFD) [4]. Untuk mencapai kinerja optimal, pompa sentrifugal yang tidak mampu memenuhi kebutuhan debit dan *head* dapat dioperasikan dalam konfigurasi seri untuk memperoleh *head* yang tinggi, atau secara paralel untuk memperoleh debit yang besar. Meskipun banyak penelitian telah dilakukan secara eksperimental maupun numerik, masih banyak parameter yang berpotensi meningkatkan efisiensi pompa. Oleh karena itu, diperlukan kajian lebih lanjut dan validasi melalui pengujian eksperimental untuk mendapatkan informasi yang lebih detail tentang perbaikan performa pompa [5]. Studi ini bertujuan untuk menguji performa instalasi pompa sentrifugal terhadap pengaruh debit dan bukaan katup terhadap *head*, daya, dan efisiensi dalam susunan tunggal, seri, dan paralel untuk memahami karakteristiknya.

2. Dasar Teori

2.1 Pompa Sentrifugal

Sebagai salah satu jenis pompa *rotodynamic*, pompa sentrifugal bekerja dengan prinsip gaya sentrifugal untuk menekan fluida. Perannya yang vital dalam industri membuat pengujian performa dan keamanan pompa sentrifugal menjadi sangat penting. Secara umum, pompa ini terdiri dari tiga komponen utama: impeller, casing, dan poros penggerak. Poros akan menggerakkan impeller untuk menciptakan gaya isap, menarik fluida masuk. Sudu-sudu pada *impeller* kemudian meningkatkan kecepatan fluida, yang oleh volute (casing berbentuk spiral) diubah menjadi tekanan. Selain itu, valve juga merupakan komponen penting dalam sistem pemompaan, berfungsi untuk mengatur aliran dan tekanan, mencegah tekanan berlebih, serta mengelola aliran balik [6][7][8].

2.2 Karakteristik Pompa Sentrifugal

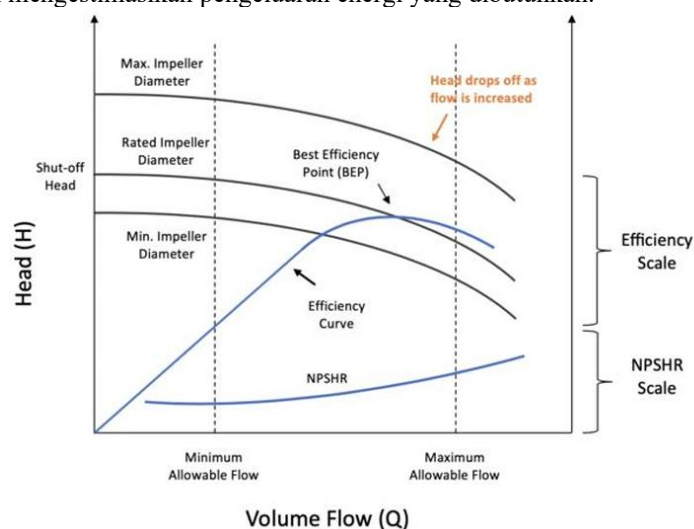
Karakteristik kinerja sebuah pompa dapat divisualisasikan secara efektif melalui kurva karakteristik pompa. Kurva ini adalah representasi grafis yang menunjukkan hubungan antara berbagai parameter operasional pompa, seperti head (H), efisiensi (η), dan daya (P), terhadap kapasitas (Q) atau laju aliran volumetrik. Semua kurva ini digambar pada kecepatan putar (putaran per menit) yang konstan. Analisis kurva ini sangat krusial dalam memilih pompa yang paling sesuai untuk aplikasi tertentu, serta untuk mengoptimalkan operasional dan konsumsi energi. [5].

Head pompa adalah salah satu parameter terpenting yang digambarkan dalam kurva. *Head* mengukur jumlah energi per satuan berat yang ditransfer oleh pompa ke fluida. Secara praktis, *head* seringkali diartikan sebagai tekanan yang dibutuhkan untuk mendorong fluida cair melalui sistem perpipaan dan komponen lainnya, dan umumnya dinyatakan dalam satuan meter. Kurva *head* (H vs. Q) biasanya menunjukkan tren menurun. Artinya, saat laju aliran (kapasitas) meningkat, *head* total yang mampu dihasilkan oleh pompa cenderung menurun. Hal ini disebabkan oleh peningkatan kerugian friksi (gesekan) dan efek turbulen dalam pompa saat debit fluida semakin besar [9].

Kurva berikutnya adalah daya pompa. Daya pompa diklasifikasikan menjadi dua jenis utama: daya hidrolis dan daya poros. Daya hidrolis (*Phidrolis*) adalah daya yang benar-benar ditransfer ke fluida, dihitung dari *head* dan laju aliran. Sementara itu, daya poros (*Pporos*) adalah daya yang dibutuhkan oleh poros pompa untuk memutar impeller, mengatasi gesekan internal, dan memindahkan fluida. Kurva daya poros (P vs. Q) umumnya menunjukkan hubungan yang meningkat secara bertahap seiring dengan bertambahnya laju aliran. Hal ini logis karena untuk memindahkan fluida dalam jumlah yang lebih besar, pompa memerlukan lebih banyak energi. Kurva ini sangat penting untuk menentukan spesifikasi motor penggerak yang tepat, memastikan motor memiliki daya yang cukup untuk menggerakkan pompa pada kondisi operasional puncak [10].

Parameter ketiga adalah efisiensi pompa (η), yang merepresentasikan perbandingan antara daya hidrolis yang diberikan ke fluida dengan daya poros yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa. Kurva efisiensi (η vs. Q) biasanya berbentuk parabola atau lonceng. Nilai efisiensi pompa akan bervariasi tergantung pada kapasitasnya. Efisiensi akan rendah pada laju aliran yang sangat kecil atau sangat besar, dan akan mencapai puncaknya pada satu titik spesifik.

Dari ketiga performa pompa tersebut, dapat dibuat sebuah kurva karakteristik seperti ditunjukkan pada Gambar 1 di bawah. Kurva karakteristik tersebut menunjukkan *head*, daya, dan efisiensi terhadap debit. Kurva *head* menunjukkan kecenderungan menurun secara bertahap saat debit bertambah. Kurva daya menunjukkan garis linear meningkat secara bertahap saat debit meningkat dan kurva efisiensi menunjukkan parabolik. Pada ketiga kurva tersebut akan bertemu pada satu titik singgung yang disebut dengan BEP. Kurva ini berguna untuk menentukan ukuran motor yang tepat untuk menggerakkan pompa dan mengestimasi pengeluaran energi yang dibutuhkan.



Gambar 1. Kurva Karakteristik Pompa

Selain karakteristik pompa, hal lain yang perlu diperhatikan adalah *head loss* atau rugi-rugi tekanan. *Head loss* adalah penurunan massa, volume, dan kecepatan fluida dalam sistem perpipaan yang disebabkan oleh gesekan fluida dengan pipa. Penurunan ini juga terjadi saat fluida melewati sambungan, *valve*, atau belokan pipa. Faktor-faktor yang memengaruhi *head loss* antara lain panjang dan jumlah pipa, viskositas fluida, laju aliran, serta penggunaan sambungan dan sudut belokan pipa. *Head loss* dibagi menjadi dua jenis: *major losses* (rugi-rugi mayor), yang disebabkan oleh gesekan di sepanjang pipa, dan *minor losses* (rugi-rugi minor), yang disebabkan oleh komponen-komponen perpipaan seperti sambungan dan *elbow* [11].

Kemudian saat mengoperasikan pompa terdapat ancaman lain seperti kavitasi. Kavitasi adalah fenomena yang perlu diperhatikan. Kavitasi terjadi karena tekanan di sekitar *impeller* menurun hingga di bawah tekanan uap fluida, yang menyebabkan terbentuknya gelembung-gelembung uap. Kondisi ini biasanya terjadi di area *inlet impeller* di mana fluida dipercepat oleh gerakan sudu. Kavitasi dapat merusak permukaan *impeller*, menyebabkan getaran dan suara bising, serta menurunkan efisiensi pompa. Untuk mencegahnya, pompa harus dioperasikan pada NPSH (*Net Positive Suction Head*) yang lebih tinggi dari nilai yang direkomendasikan [11][12][14].

2.3 Hukum Afinitas

Hubungan persamaan di antara berbagai variabel utama yang mempengaruhi kinerja pompa digambarkan oleh hukum afinitas. Hukum yang diturunkan dari teorema Pi Buckingham ini digunakan untuk memprediksi performa pompa terhadap efek perubahan kecepatan putar atau ukuran *impeller* pompa. Hukum ini berlaku saat pompa beroperasi efisiensi yang sama. Parameter yang dapat diaproksimasikan untuk variasi tersebut diantaranya debit, *head*, daya, dan putaran pompa. Saat putaran pompa bervariasi pada diameter *impeller* yang sama, persamaan afinitasnya dapat ditulis sebagai:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (1)$$

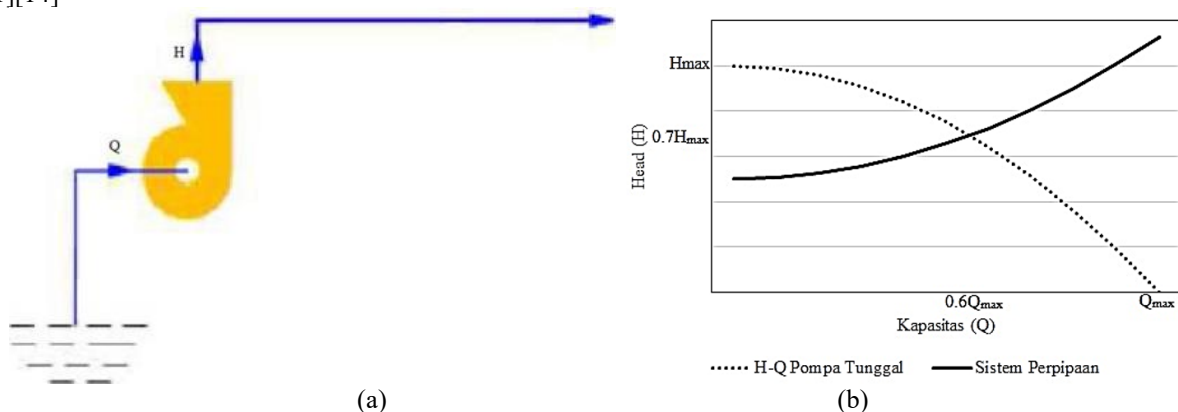
$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad (2)$$

$$\frac{B_{PH1}}{B_{PH2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (3)$$

2.4 Operasi Pompa

2.4.1 Instalasi Pompa Tunggal

Penggunaan satu pompa sudah cukup jika kebutuhan *head* dan kapasitas sistem telah terpenuhi. Dalam instalasi pompa tunggal, pompa terhubung langsung ke reservoir. Performa pompa tunggal dapat dilihat dari kurva *head-debit* yang ditunjukkan oleh Gambar 2 di mana perpotongan kurva pompa dan kurva sistem perpipaan disebut titik operasi. Titik ini menunjukkan kondisi di mana *head* yang dihasilkan pompa sama dengan *head* yang dibutuhkan oleh sistem [11][14]

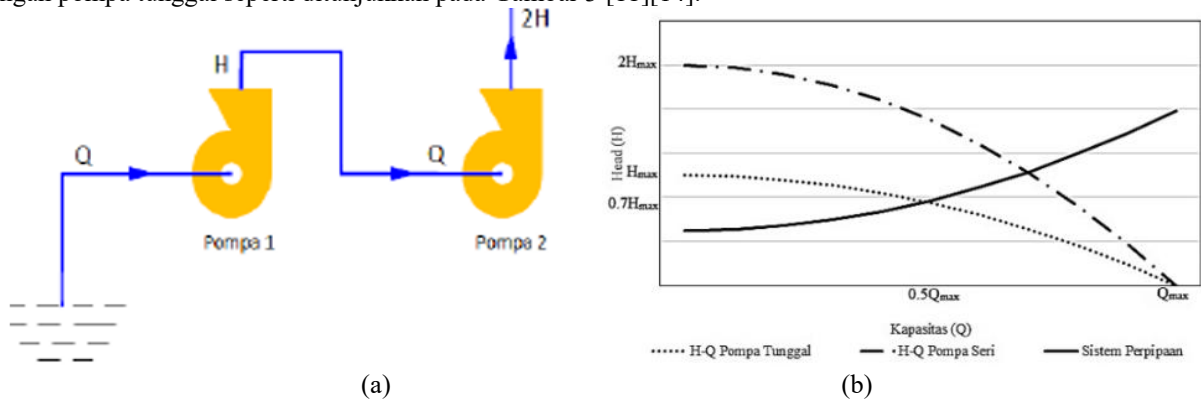


Gambar 2. (a) Instalasi Pompa Tuggal, (b) Kurva Performa Pompa Tunggal

2.4.2 Instalasi Pompa Seri

Apabila dua pompa sentrifugal dirangkai secara seri, *suction* pompa pertama terhubung ke wadah, dan *discharge*-nya mengalir ke *suction* pompa kedua. Rangkaian seri ini menghasilkan peningkatan *head* total dengan debit yang sama. Secara spesifik, jika sebuah pompa tunggal menghasilkan *head* dan debit maksimum H_{max} dan Q_{max} dan beroperasi pada $H \approx 0,7 H_{max}$ dan $Q \approx 0,5 Q_{max}$, maka dua pompa yang dirangkai seri akan menghasilkan *head* $\approx H_{max}$ dengan debit $\approx 0,7 Q_{max}$.

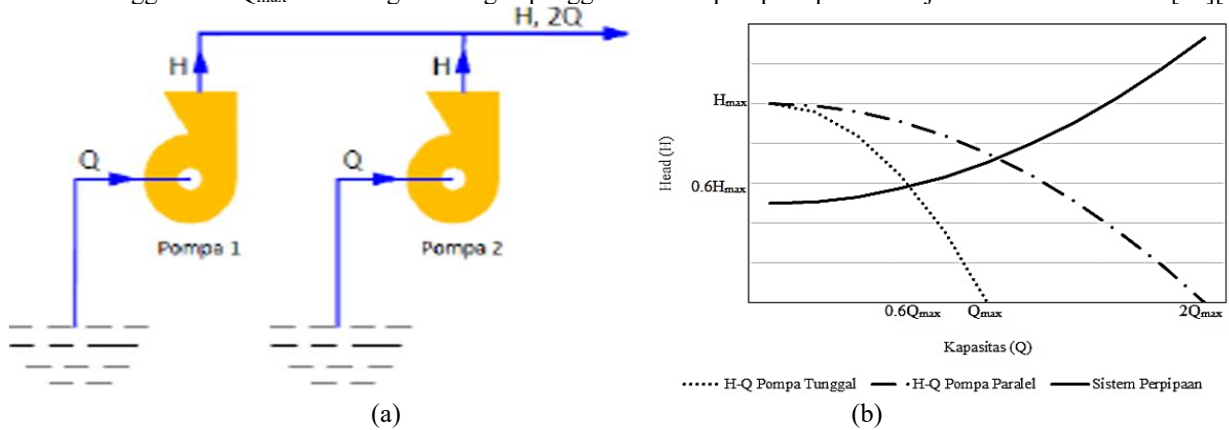
Ini menunjukkan bahwa rangkaian seri dapat meningkatkan *head* sekitar 1,42 kali dan debit sekitar 1,4 kali dibandingkan dengan pompa tunggal seperti ditunjukkan pada Gambar 3 [11][14].



Gambar 3. (a) Instalasi Pompa Seri, (b) Kurva Performa Pompa Seri

2.4.3 Instalasi Pompa Paralel

Apabila satu pompa tidak dapat memenuhi kebutuhan debit yang tinggi pada suatu sistem, pompa dapat dirangkai secara paralel. Dalam susunan ini, kedua pompa memompa air dari sisi *suction* masing-masing dan bertemu di satu titik *discharge*. Pemasangan dua pompa secara paralel akan meningkatkan performa, di mana *head* naik sekitar $\pm 1.16H_{max}$ dan debit naik hingga $\pm 1.75Q_{max}$ dibandingkan dengan penggunaan satu pompa seperti ditunjukkan oleh Gambar 4 [11][14].

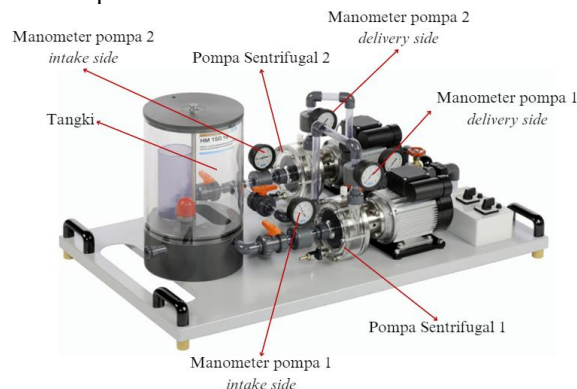


Gambar 4. (a) Instalasi Pompa Paralel, (b) Kurva Performa Pompa Paralel

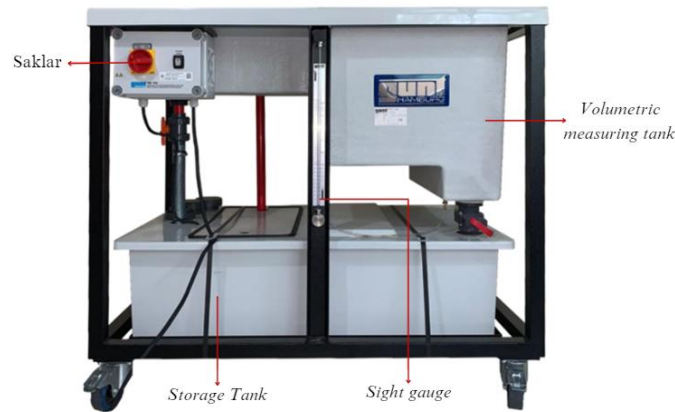
3. Metode Penelitian

3.1 Alat

Dalam pengukuran karakteristik pompa sebagai fungsi debit baik dalam operasi tunggal, seri, dan paralel, dilakukan dengan pompa produksi Gunt Hamburg jenis HM 150.16 yang terlihat pada Gambar 6. Terdapat dua pompa identik dengan masing-masing pompa mempunyai spesifikasi *delivery head* (max) adalah 12 m dan debit aliran max adalah 21 L/min. Kedua pompa ini digerakan dengan daya 1.65 kW. Dalam menyalurkan aliran, terdapat tangki berkapasitas 13 L. Untuk mengetahui tekanan aliran, tersedia 5 manometer untuk mengukur sisi *suction* dan *discharge* pada kedua pompa, serta satu manometer pada sisi *drain*.



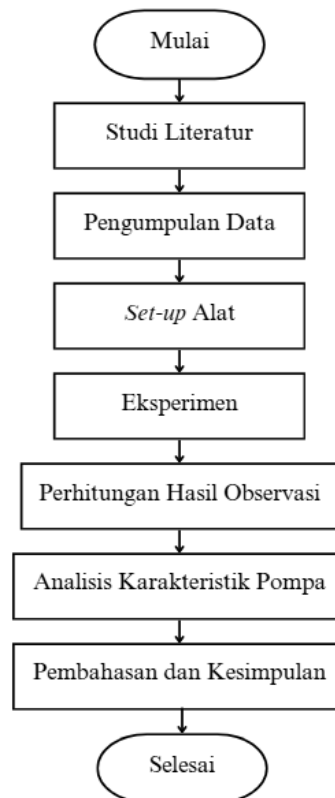
Gambar 5. Centrifugal Pump Test Model HM 150.16



Gambar 6. Base Module HM 150

Alat yang digunakan untuk menguji HM 150.04 dan HM 150.16 adalah modul HM 150 seperti pada Gambar 7, yang terdiri dari dua tangki: tangki penyimpanan berkapasitas 180 liter dan tangki volumetrik berkapasitas maksimal 40 liter. Modul ini juga dilengkapi dengan pompa *submersible* di dalam tangki penyimpanan. Pompa tersebut berfungsi untuk memancing fluida agar mengalir ke pompa sentrifugal di atasnya. Jumlah fluida yang dialirkan diatur menggunakan *control valve* pada pipa *delivery* pompa *submersible*. Untuk mengukur laju aliran volumetrik, modul ini menggunakan *remote sight gauge* yang mengalirkan fluida ke tangki volumetrik.

Untuk memastikan penelitian berjalan secara sistematis dan terstruktur, Gambar 8 menunjukkan alur *flowchart* yang telah disusun. Alur ini menjelaskan tahapan-tahapan yang harus diikuti dalam melakukan penelitian ini. Dengan mengikuti *flowchart* ini, proses penelitian akan dilakukan secara berurutan.



Gambar 7. Diagram Akir Penelitian

3.2 Proses Pengambilan Data

Penelitian ini menggunakan metode pengambilan data secara manual yang dilakukan di Laboratorium Thermofluid Teknik Mesin Universitas Diponegoro. Pengambilan data untuk masing-masing pengukuran adalah sebagai berikut:

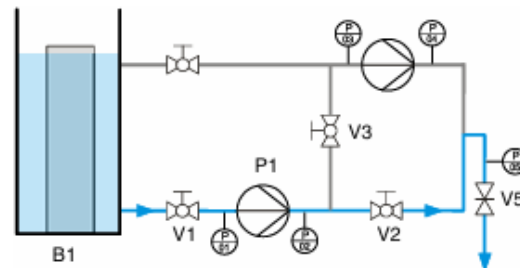
3.2.1 Prosedur *Set-Up* Alat

1. Letakan unit HM 150.16 pada *base module* HM 150. Pastikan *return pipe* mengalirkan air ke dalam saluran pembuangan

2. Sambungkan HM 150 dan *water supply connection* menggunakan selang
3. Masukkan *outlet overflow* ke dalam *storage tank* HM 150
4. Buka *gate valve* HM 150
5. Hubungkan sambungan listrik dari pompa HM 150 dan HM 150.16 ke sumber listrik
6. Tutup *intake valve* utama HM 150 dan nyalakan saklar utama dari HM 150 dan saklar pompa *storage tank*.
7. Buka secara perlahan *intake valve* utama HM 150 sepenuhnya
8. Isi tangki unit pompa HM 150.16 dengan air dan jika perlu buang air pada bagian manometer
9. Kosongkan rumah pompa transparan dengan menggunakan *bleed valve*

3.2.2 Prosedur Pengujian Pompa Tunggal

1. Buka katup V1 dan V2, kemudian tutup katup V3 dan V4 seperti Gambar 8 berikut

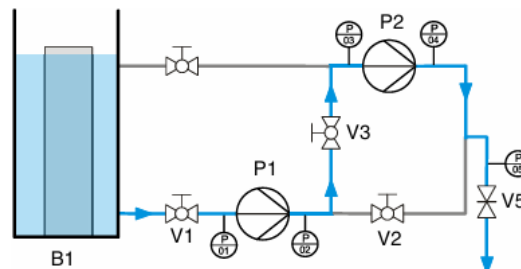


Gambar 8. Rangkaian Pompa Tunggal

2. Nyalakan pompa 1 P1 dengan saklar utama pada *switch box*
3. Atur laju aliran volumetrik dengan *gate valve delivery pipe* V5. Pastikan aliran terus menerus masuk ke dalam tangki B1
4. Catat nilai yang terukur pada *intake manometer* p01 dan *delivery manometer* p02 pada pompa 1 P1
5. Catat waktu yang dibutuhkan untuk mengisi *storage tank* sebanyak 10 L menggunakan *stopwatch*
6. Ulangi langkah 1 hingga 5 dengan variasi laju aliran volumetrik lainnya

3.2.3 Prosedur Pengujian Pompa Seri

1. Buka *ball valve* V1 dan V3 dengan keadaan *handle* sejajar dengan pipa
2. Tutup *ball valve* V2 dengan keadaan *handle* tegak lurus dengan pipa sehingga aliran seperti yang ditunjukkan pada Gambar 9



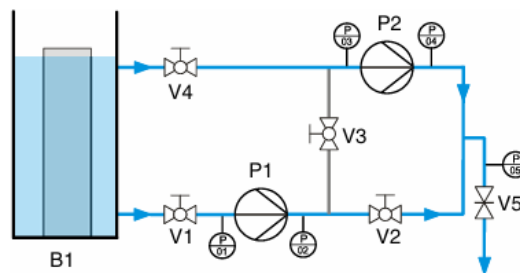
Gambar 9. Rangkaian Pompa Seri

3. Nyalakan pompa 1 P1 dan pompa 2 P2 dengan saklar utama pada *switch box*
4. Atur laju aliran volumetrik dengan *gate valve delivery pipe* V5. Pastikan aliran terus menerus masuk ke dalam tangki B1
5. Catat nilai yang terukur pada *intake manometer* p01 dan *delivery manometer* p02 pada pompa 1 P1, serta pada *intake manometer* p03 dan *delivery manometer* p04 pada pompa 2 P2
6. Catat waktu yang dibutuhkan untuk mengisi *storage tank* sebanyak 10 L menggunakan *stopwatch*
7. Ulangi langkah 1 hingga 6 dengan variasi laju aliran volumetrik lainnya.

3.2.4 Prosedur Pengujian Pompa Paralel

1. Buka *ball valve* V1, V2 dan V4 dengan keadaan *handle* sejajar dengan pipa
2. Tutup *ball valve* V3 dengan keadaan *handle* tegak lurus dengan pipa sehingga aliran seperti yang ditunjukkan pada Gambar 10
3. Nyalakan pompa 1 P1 dan pompa 2 P2 dengan saklar utama pada *switch box*

4. Atur laju aliran volumetrik dengan *gate valve delivery pipe* V5. Pastikan aliran terus menerus masuk ke dalam tangki B1



Gambar 10. Rangkaian Pompa Paralel

5. Catat nilai yang terukur pada *intake manometer* p01 dan *delivery manometer* p02 pada pompa 1 P1, *intake manometer* p03 dan *delivery manometer* p04 pada pompa 2 P2, serta *manometer drain* p05
6. Catat waktu yang dibutuhkan untuk mengisi *storage tank* sebanyak 10 L menggunakan *stopwatch*
7. Ulangi langkah 1 hingga 6 dengan variasi laju aliran volumetrik lainnya.

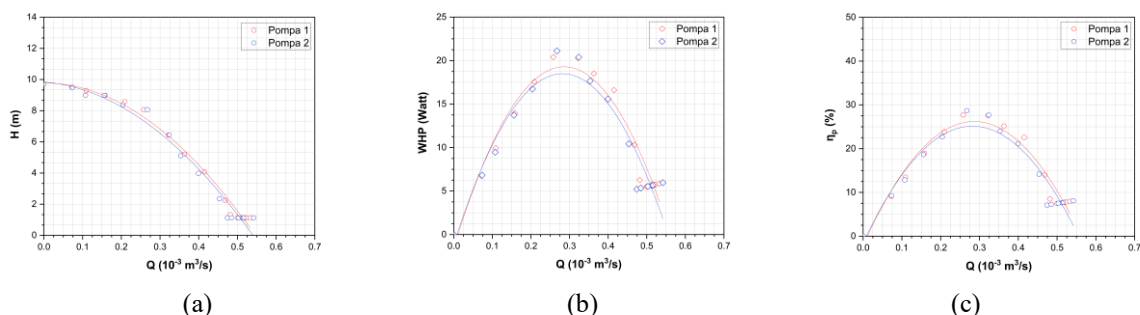
4. Hasil dan Analisis

4.1 Karakteristik Pompa Tunggal

Pengujian *head* terhadap fungsi debit ini dilakukan dengan dua pompa identik, di mana masing-masing pompa menghasilkan *head*nya sendiri. Plot hasil pengujian ini dipresentasikan pada Gambar 11a. Dari plot hasil eksperimen ini dapat dilihat bahwa kecenderungan *head* yang dihasilkan yaitu menurun seiring bertambahnya debit aliran. Pompa 1 dan Pompa 2 menunjukkan karakteristik yang sama di mana semakin besar laju aliran, maka *head* yang dihasilkan akan semakin kecil. Dengan bertambahnya debit, itu berarti hambatan dalam sistem berkurang sehingga fluida tidak memerlukan tekanan yang lebih tinggi untuk mengalir. Kedua pompa hampir memiliki nilai yang serupa. Pada kondisi *shut-off head* Pompa 1 menghasilkan *head* sebesar 9.7 m, begitu juga dengan Pompa 2 yang menghasilkan angka yang sama. Kemudian nilai *head* keduanya menurun seiring bertambahnya debit. Pada debit terbesar, Pompa 1 menghasilkan *head* sebesar 1.12 m pada debit 0.53277 ($10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$), sedangkan Pompa 2 menghasilkan *head* yang sama yaitu 1.12 m pada debit 0.54171 ($10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$).

Pada penelitian untuk parameter kerja pompa terhadap debit aliran, hasil WHP atau daya hidrolik ditunjukkan pada Gambar 11b. Dari plot hasil eksperimen ini dapat dilihat bahwa WHP memiliki kecenderungan meningkat seiring dengan peningkatan laju aliran hingga mencapai puncaknya, kemudian mulai menurun setelah melewati titik optimum. Untuk kedua pompa, terdapat titik di mana daya hidrolik mencapai nilai maksimum. Titik ini disebut titik efisiensi maksimum (*Best Efficiency Point - BEP*), di mana pompa beroperasi pada kondisi paling efisien. Meskipun debit terus bertambah, kemampuan pompa untuk menaikkan *head* fluida menurun drastis, sehingga daya hidrolik juga menurun. Kedua pompa hampir memiliki nilai yang serupa. WHP tertinggi pada Pompa 1 sebesar 20.40 Watt pada debit 0.2582 ($10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$). Sedangkan pada Pompa 2 WHP tertinggi sebesar 21.12 Watt pada debit 0.26731 ($10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$). Kemudian dari puncak tersebut menurun kembali hingga pada debit terbesar.

Pada penelitian ini, terdapat parameter efisiensi yang menunjukkan seberapa efektif pompa mengubah daya input mekanik (BHP) menjadi daya hidrolik (WHP) seperti ditunjukkan pada Gambar 11c. BHP pada penelitian terhadap fungsi debit ini adalah 80 Watt. Kedua pompa hampir memiliki nilai yang serupa. Efisiensi tertinggi pada Pompa 1 sebesar 27.71% pada debit 0.2582 ($10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$). Sedangkan pada Pompa 2 WHP tertinggi sebesar 28.69% pada debit 0.26731 ($10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$). Kemudian dari puncak tersebut menurun kembali hingga pada debit terbesar.



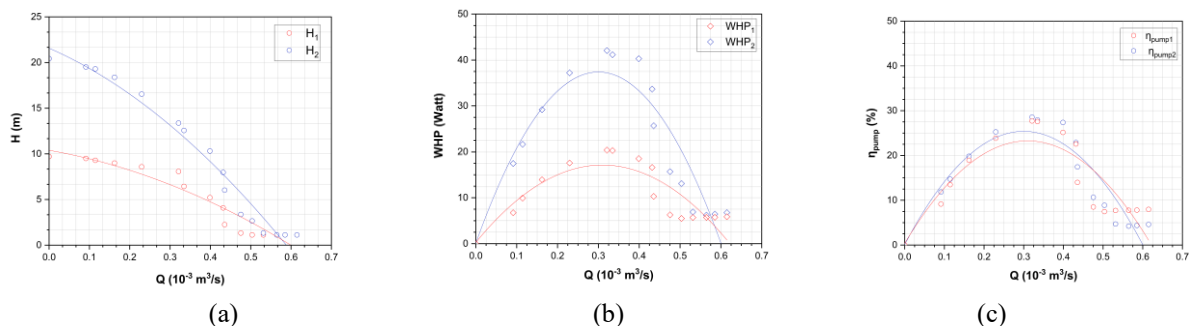
Gambar 11. (a) *Head* (b) Daya Hidrolik (c) Efisiensi sebagai Fungsi Debit Kedua Pompa Tunggal

4.2 Karakteristik Pompa Seri

Ketika dua pompa sentrifugal dihubungkan secara seri, tujuan utamanya adalah untuk meningkatkan total *head* yang dihasilkan oleh sistem, sementara debit yang mengalir melalui sistem tetap sama dengan debit yang mengalir melalui pompa yang berkonfigurasi tunggal. Hasil pengujian ditunjukkan oleh kurva pada Gambar 12a. Kurva tersebut memberikan perbandingan *head* yang diperoleh oleh pompa sentrifugal dengan susunan tunggal dan susunan seri. Kurva H_1 menunjukkan karakteristik *head*-debit dari pompa pertama. Terlihat bahwa *head* maksimum atau *shut-off head* adalah 9.70 m. Seiring dengan peningkatan debit, *head* yang dihasilkan oleh pompa ini menurun secara bertahap. Ini adalah karakteristik umum dari pompa sentrifugal, di mana efisiensi dan kemampuan menghasilkan *head* berkurang seiring dengan meningkatnya laju aliran menjadi 1.12 m pada debit terbesar yaitu $0.61463 (10^{-3} \text{ m}^3/\text{s})$. Hal tersebut juga terjadi pada H_2 , namun pada Pompa 2, *head* yang dihasilkan mencapai dua kali lipat Pompa 1. Pada kondisi *shut-off head*, pompa kedua menghasilkan *head* sebesar 20.43 m. Kemudian seiring bertambahnya debit, *head* pada pompa kedua menurun hingga sama besarnya dengan pompa 1 yaitu 1.12 m pada debit terbesar $0.61463 (10^{-3} \text{ m}^3/\text{s})$. Hasil ini membuktikan bahwa pompa yang disusun secara seri dapat menghasilkan *head* yang lebih besar dengan debit yang sama dengan pompa yang disusun tunggal atau tunggal.

WHP pada pompa seri menjadi lebih besar karena kemampuan konfigurasi ini untuk secara efektif mengakumulasi *head* dari setiap pompa individu sehingga memungkinkan sistem untuk melakukan kerja hidrolis yang lebih besar pada fluida. Terlihat dari Gambar 12b yang merupakan perbandingan kurva hasil pengujian pompa yang dikonfigurasi secara tunggal (WHP_1) dan seri (WHP_2). Karakteristik keduanya memang sama, dengan kecenderungan meningkat seiring dengan peningkatan laju aliran hingga mencapai puncaknya, kemudian mulai menurun setelah melewati titik optimum. Saat fluida bekerja pada pompa tunggal, daya hidrolis tertinggi yaitu 20.40 Watt pada debit sebesar $0.32092 (10^{-3} \text{ m}^3/\text{s})$. Sedangkan saat fluida bekerja pada pompa seri, *head* yang dihasilkan meningkat dan daya hidrolisnya menjadi 42.04 Watt pada debit yang sama. Peningkatan daya hidrolis yang drastis pada konfigurasi seri adalah karakteristik yang diharapkan, karena penyusunan pompa secara seri bertujuan untuk meningkatkan total *head* yang dapat dihasilkan oleh sistem, yang secara langsung berkontribusi pada peningkatan daya hidrolis.

Gambar 12c merupakan perbandingan kurva hasil pengujian pompa yang dikonfigurasi secara tunggal (η_{pump1}) dan seri (η_{pump2}). Secara keseluruhan, kurva ini menunjukkan bahwa baik pompa tunggal maupun pompa seri memiliki karakteristik efisiensi yang serupa dengan titik efisiensi terbaik mereka berada pada debit yang kurang lebih sama. Meskipun pompa seri mampu menghasilkan daya hidrolis yang jauh lebih besar, peningkatan daya tersebut juga disertai dengan peningkatan daya *input* atau *Brake Horse Power* (BHP), sehingga efisiensi sistem secara keseluruhan tetap berada dalam rentang yang sebanding untuk kedua konfigurasi. Dalam kondisi ini, efisiensi maksimal pompa dengan konfigurasi seri adalah 28.56%, sedangkan nilai maksimal untuk pompa tunggal adalah 27.71%.



Gambar 12. (a) *Head* (b) Daya Hidrolis (c) Efisiensi sebagai Fungsi Debit Kedua Pompa Seri

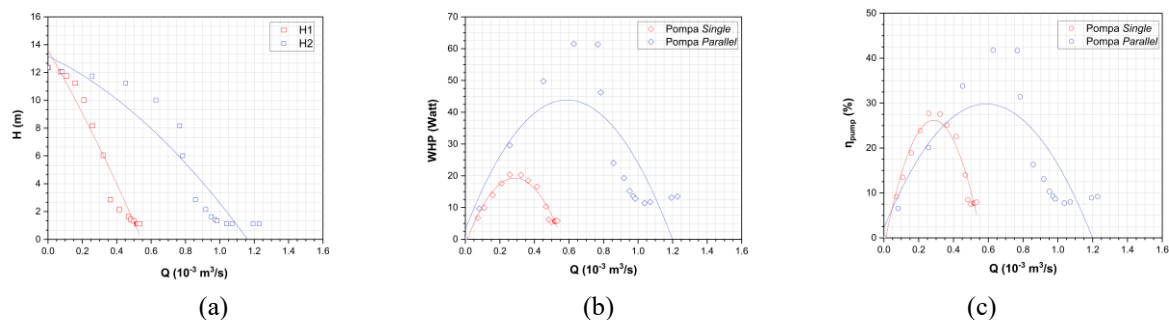
4.3 Karakteristik Pompa Paralel

Saat dua pompa dihubungkan secara paralel, kedua pompa bekerja untuk meningkatkan laju aliran total yang dapat dipompa ke sistem, sementara tinggi tekanan atau *head* yang dihasilkan secara individual oleh masing-masing pompa tetap serupa. Hal tersebut ditunjukkan pada Gambar 13a, terdapat dua kurva yang menunjukkan nilai *head* terhadap debit yang dihasilkan aliran yang mengalir pada pompa tunggal (H_1) dan pada pompa yang berkonfigurasi paralel (H_2). Pada kurva H_1 debit maksimal yang dapat dihasilkan adalah $0.53277 (10^{-3} \text{ m}^3/\text{s})$. Sedangkan dengan *head* yang sama, kurva H_2 dapat mencapai aliran maksimal $1.2285 (10^{-3} \text{ m}^3/\text{s})$, nilai ini mencapai dua kali debit pada pompa tunggal. Dari grafik, terlihat jelas bahwa pada tinggi *head* yang sama, kombinasi dua pompa dengan konfigurasi paralel menghasilkan laju aliran atau debit yang jauh lebih besar dibandingkan dengan pompa tunggal. Karakteristik ini yang diinginkan dalam konfigurasi dua pompa secara paralel, untuk keperluan laju aliran fluida yang lebih besar.

Ketika pompa disusun secara paralel, pompa-pompa tersebut secara bersamaan mengalirkan fluida dengan karakteristik dan sumber yang sama. WHP pada pompa paralel menjadi lebih besar karena kemampuan konfigurasi ini untuk secara efektif mengakumulasi debit dari setiap pompa individu, sehingga memungkinkan sistem untuk melakukan kerja hidrolis yang lebih besar pada fluida. Kurva pada Gambar 13b berikut menampilkan hubungan antara daya hidrolis (WHP) yang dihasilkan oleh pompa tunggal dan pompa paralel terhadap debit. Kedua kurva menunjukkan tren *non-*

linear, yang umumnya terjadi pada karakteristik kinerja pompa. Saat fluida bekerja pada pompa tunggal, terlihat bahwa nilai tertinggi yaitu pada debit $0.2582 (10^{-3} \text{ m}^3/\text{s})$ dengan daya hidrolis yang dihasilkan adalah 20.40 Watt. Sedangkan saat fluida bekerja pada pompa paralel, daya hidrolisnya meningkat dan mencapai puncaknya 61.52 Watt pada debit $0.62775 (10^{-3} \text{ m}^3/\text{s})$. Peningkatan daya hidrolis yang drastis pada konfigurasi paralel adalah karakteristik yang diharapkan, karena penyusunan pompa secara paralel bertujuan untuk meningkatkan total debit yang dapat dihasilkan oleh sistem, yang secara langsung berkontribusi pada peningkatan daya hidrolis.

Gambar 13c menyajikan kurva perbandingan antara efisiensi pompa tunggal dan paralel dengan debit aliran. Secara keseluruhan, kurva ini menunjukkan bahwa pada laju aliran yang lebih tinggi, efisiensi yang dihasilkan oleh sistem pompa paralel secara signifikan lebih besar daripada efisiensi pompa tunggal. Hal ini terjadi karena sistem paralel mampu memberikan kapasitas aliran yang lebih besar dan mempertahankan efisiensi yang lebih baik pada laju aliran tinggi tersebut, di mana pompa tunggal sudah beroperasi jauh dari titik efisiensi terbaiknya dan mengalami penurunan kinerja yang drastis. Dalam kondisi ini, efisiensi maksimal pompa dengan konfigurasi paralel adalah 41.80%, sedangkan nilai maksimal untuk pompa tunggal adalah 27.71%.



Gambar 13. (a) Head (b) Daya Hidrolis (c) Efisiensi sebagai Fungsi Debit Kedua Pompa Seri

5. Kesimpulan

Secara konfigurasi, pompa tunggal menghasilkan performa terendah, debit max sebesar $0.53277 (10^{-3} \text{ m}^3/\text{s})$, head tertinggi 9.7 m saat kondisi *shut-off head* dan efisiensi sebesar 27,71% dengan menghasilkan daya sebesar 20.40 Watt. Pompa seri memberikan head tertinggi sebesar 20.43 m saat kondisi *shut-off head* meskipun debit max-nya setara dengan pompa tunggal yaitu $0.61463 (10^{-3} \text{ m}^3/\text{s})$, menghasilkan daya sebesar 42.04 Watt dengan efisiensi terbesar pada 28,56%. Sementara itu, pompa paralel menghasilkan nilai efisiensi tertinggi sebesar 41,79%, meskipun head puncaknya 12.36 m di mana lebih rendah dari konfigurasi seri, namun debit max yang dihasilkan jauh lebih besar yaitu $1.2285 (10^{-3} \text{ m}^3/\text{s})$ dengan daya terbesar 61.52 Watt.

6. Daftar Pustaka

- [1] E. P. Putro, E. Widodo, A. Fahrudin, and I. Iswanto, "Analisis Head Pompa Sentrifugal Pada Rangkaian Seri Dan Paralel," *Media Mesin Maj. Tek. Mesin*, vol. 21, no. 2, pp. 46–56, 2020, doi: 10.23917/mesin.v21i2.10671.
- [2] C. Shao, G. Zhong, and J. Zhou, "Study on gas–liquid two-phase flow in the suction chamber of a centrifugal pump and its dimensionless characteristics," *Nucl. Eng. Des.*, vol. 380, p. 111298, Aug. 2021, doi: 10.1016/j.nucengdes.2021.111298.
- [3] Yurianto, "Karakteristik pompa sentrifugal dengan sudu impeller streamline," *Rotasi*, vol. 3, no. April, pp. 32–35, 2001.
- [4] J.-H. Kim, H.-C. Lee, J.-H. Kim, S. Kim, J.-Y. Yoon, and Y.-S. Choi, "Design techniques to improve the performance of a centrifugal pump using CFD," *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 29, no. 1, pp. 215–225, Jan. 2015, doi: 10.1007/s12206-014-1228-6.
- [5] Haryono, "Definition Centrifugal Pump and structural," *Polban*, vol. 4, no. 1, pp. 4–22, 2014.
- [6] V. R. Singh, M. J. Zinzuvadia, and S. M. Sheth, "Parametric Study and Design Optimization of Centrifugal Pump Impeller-A Parametric Study and Design Optimization of Centrifugal Pump Impeller-A Review," no. February, 2015.
- [7] Y. Zhang, S. Hu, Y. Zhang, and L. Chen, "Optimization and Analysis of Centrifugal Pump considering Fluid-Structure Interaction," vol. 2014, 2014.
- [8] J. C. Statharas, "Strategies for Predicting Centrifugal Pump Performance Characteristics by Validating Blade Shape Configurations. Introducing the Trojan Horse Method," *Int. J. Eng. Res.*, vol. V8, no. 06, 2019, doi: 10.17577/ijertv8is060319.
- [9] P. Lesmana, A. Nuramal, and D. Suryadi, "Karakteristik Aliran pada Pompa yang Tersusun Secara Seri dan Pararel," *J. Rekayasa Mek.*, vol. 5, no. 2, pp. 41–46, 2021, [Online]. Available: <https://ejournal.unib.ac.id/index.php/rekayasamekanika/article/view/20173%0Ahttps://ejournal.unib.ac.id/index.php/rekayasamekanika/article/download/20173/9565>

-
- [10] T. Micha Premkumar *et al.*, “Design and fusion deposit modelling of radial flow centrifugal pump,” *Mater. Today Proc.*, vol. 33, pp. 3497–3503, 2020, doi: 10.1016/j.matpr.2020.05.437.
- [11] Yunus A. Cengel and J. M. Cimbala, *Fluid Mechanics (Fundamentals and Applications)*. 2006.
- [12] M. Emal Qazizada and E. Pivarčiová, “Reliability of parallel and serial centrifugal pumps for dewatering in mining process,” *Acta Montan. Slovaca*, vol. 23, no. 2, pp. 141–152, 2018.
- [13] B. P. Kamiel, D. A. Nafsaka, B. Riyanta, and A. Asyratul, “Deteksi Kavitas Pada Pompa Sentrifugal Menggunakan Spektrum Getaran dan Spektrum Envelope,” *Semesta Tek.*, vol. 22, no. 1, pp. 1–10, 2019, doi: 10.18196/st.221231.
- [14] Y. Lu, L. Tan, X. Zhao, and C. Ma, “Experiment on cavitation-vibration correlation of a centrifugal pump under steady state and start-up conditions in energy storage station,” *J. Energy Storage*, vol. 83, no. February, p. 110763, 2024, doi: 10.1016/j.est.2024.110763.
- [15] A. S. Wibowo, T. Syahril, and S. Izha, “16957-50237-2-Pb-1,” vol. 11, no. 3, 2022.