Journal of Innovative and Creativity
Journal Homepage: https://joecy.org/index.php/joecy
e-mail: galungwaknook@gmail.co

Faculty of Education
University of Pahlawan Tuanku Tambusai
ISSN 2775-771X (Online)
ISSN 2962-570X (Printed)
5 (2) 2025, Page: 25626-25638

Analisis Performa Pompa Sentrifugal Untuk Meninjau Kerugian Tekanan Mayor Dan Minor Pada Variasi Sistem Perpipaan

Danu Eka Prayoga[1], Kasturi[2]
[1,2]Program Studi Teknik Mesin Kilang, Politeknik Energi Dan Mineral Akamigas

Corresponding Author: danuekaprayoga@gmail.com[1], kasturi06cepu@gmail.com[2]

Published: September , 2025

ABSTRAK

Penelitian ini menganalisis performa pompa sentrifugal serta meninjau kerugian tekanan *mayor* dan *minor* pada variasi sistem perpipaan. Pompa sentrifugal merupakan perangkat vital yang efisiensinya sangat dipengaruhi oleh kondisi perpipaan, termasuk kerugian tekanan akibat gesekan fluida (kerugian *mayor*) dan gangguan aliran pada *fitting* (kerugian *minor*). Tujuan studi ini adalah menganalisis performa pompa sentrifugal dengan mempertimbangkan kerugian tekanan tersebut, serta menentukan hubungan konfigurasi perpipaan dengan efisiensi pompa dan *head* total sistem. Metode pengumpulan data dilakukan melalui uji coba alat di Bengkel Laboratorium Mekanik. Pengujian meliputi uji kebocoran, sistem instrumentasi, dan uji performa manual dengan variasi *flow rate* serta *pressure*. Hasil menunjukkan bahwa bukaan *control valve* mempengaruhi *flow rate* dan tekanan. Perhitungan menunjukkan total *head loss suction* 0,015 m dan total *head loss discharge* 4,582 m, menghasilkan *head* total sistem 33,499 m dengan NPSHa 29,584 m. Penelitian ini diharapkan memberikan acuan teknis desain perpipaan yang lebih efisien dan meningkatkan pemahaman kinerja pompa.

Kata Kunci: Pompa Sentrifugal, Kerugian Tekanan Mayor, Kerugian Tekanan Minor, Aliran Fluida.

© The Author(s). 2021 Open Access This article is licensed under a Creative Commons Atibution 4.0 International License, which permits use, sharing, adaptation, distribution and reproduction in any medium or format, as long as you give appropriate credit to the original author(s) and the source, provide a link to the Creative Commons licence, and indicate if changes were made. The images or other third party material in this article are included in the article's Creative Commons licence, unless indicated otherwise in a credit line to the material. To view a copy of this licence, visit http://creativecommons.org/licenses/by/4.0

PENDAHULUAN

Pompa adalah perangkat yang digunakan untuk memindahkan air melalui sistem perpipaan dengan memanfaatkan perbedaan tekanan (Permana et al., 2021). Oleh karena itu, diperlukan pompa untuk menciptakan perbedaan tersebut. Kebutuhan akan pompa sangat tinggi karena memiliki fungsi yang khusus, yaitu mengalirkan fluida serta berperan sebagai pompa sirkulasi dalam suatu unit plant (Muliawan & Yani, 2018). Selain itu, pompa juga dapat diartikan sebagai alat yang memindahkan fluida dari satu unit operasi ke unit operasi lainnya.

Karakteristik pompa adalah keterkaitan antara tinggi tekan (*head*), kapasitas, daya, dan efisiensi. Tinggi tekan ini dipengaruhi oleh adanya kerugian gesekan (*head losses mayor*) serta kerugian yang timbul akibat konfigurasi jalur perpipaan (*head losses minor*) (Anis & Karnowo, 2012). Dengan pemahaman mengenai kerugian yang terjadi dalam penggunaan pompa dan sistem perpipaan, maka upaya untuk meminimalisir kehilangan energi pada jaringan perpipaan dapat dilakukan secara lebih efektif. Salah satu jenis pompa yang sering digunakan dalam sistem ini adalah pompa sentrifugal.

Pompa sentrifugal merupakan salah satu perangkat vital dalam sistem perpipaan, terutama di bidang industri, instalasi pengolahan air, sistem pendingin, hingga distribusi fluida pada bangunan (Puspawan, 2022). Fungsinya yang utama adalah memindahkan fluida dari satu titik ke titik lain secara efisien, kontinu, dan dengan kapasitas yang bervariasi. Kelebihan pompa sentrifugal, seperti konstruksi yang sederhana, perawatan yang mudah, serta kemampuan menghasilkan debit besar dengan tekanan yang stabil, menjadikan jenis pompa ini paling banyak digunakan dibandingkan jenis pompa lainnya (Ranggatama & Pranoto, 2020).

Meskipun demikian, performa pompa sentrifugal tidak sepenuhnya bergantung pada karakteristik pompa itu sendiri. Sistem perpipaan yang terhubung dengan pompa juga memainkan peranan penting dalam menentukan efisiensi operasional (Puspawan & Leonanda, 2022). Sistem perpipaan berfungsi sebagai media penghantar fluida, tetapi sekaligus dapat menimbulkan hambatan aliran yang berpengaruh terhadap kebutuhan energi pompa (Sularso & Tahara, 2010). Hambatan ini dikenal dengan istilah kerugian tekanan (*head loss*), yang merupakan salah satu faktor utama yang memengaruhi head total, kapasitas aliran, serta konsumsi energi pompa.

Kerugian tekanan dalam sistem perpipaan terbagi menjadi dua jenis, yaitu kerugian mayor dan kerugian minor. Kerugian mayor terjadi akibat gesekan fluida dengan dinding pipa, yang besarnya dipengaruhi oleh panjang pipa, diameter, kekasaran permukaan pipa, serta kecepatan aliran. Semakin panjang pipa atau semakin kecil diameternya, maka gesekan yang ditimbulkan akan semakin besar. Sementara itu, kerugian minor timbul akibat adanya gangguan aliran yang disebabkan oleh elemen-elemen perpipaan seperti sambungan, belokan *(elbow*), katup, atau perubahan luas penampang. Walaupun disebut minor, akumulasi dari kerugian ini pada sistem yang kompleks dapat menimbulkan penurunan tekanan yang signifikan, sehingga beban kerja pompa meningkat.

Dalam praktiknya, variasi pada sistem perpipaan sering kali tidak terhindarkan. Perubahan tata letak instalasi, jumlah belokan, panjang pipa, serta komponen tambahan dapat menimbulkan perbedaan besar kerugian tekanan (Alawadhi et al., 2021). Jika tidak diperhitungkan dengan baik, kondisi ini dapat mengurangi efisiensi pompa, meningkatkan konsumsi energi listrik, bahkan mempercepat kerusakan pompa akibat beban berlebih. Hal ini tentu menjadi perhatian serius, mengingat penggunaan pompa sentrifugal pada sistem berskala industri menyerap energi yang sangat besar dan berkontribusi terhadap biaya operasional secara keseluruhan.

Oleh karena itu, analisis performa pompa sentrifugal dengan meninjau kerugian tekanan mayor dan minor pada variasi sistem perpipaan menjadi sangat penting untuk dilakukan. Melalui analisis ini, dapat diketahui sejauh mana konfigurasi perpipaan berpengaruh terhadap performa pompa, serta berapa besar kerugian tekanan yang ditimbulkan. Hasil kajian tersebut diharapkan dapat menjadi dasar dalam merancang dan mengoptimalkan sistem distribusi fluida yang lebih efisien, andal, dan hemat energi, sehingga mampu mendukung keberlanjutan operasi industri maupun sistem utilitas lainnya

KAJIAN PUSTAKA

Sistem Perpompaan

Sistem perpompaan didefinisikan sebagai suatu kesatuan instalasi yang bertujuan untuk memindahkan fluida cair dari satu tempat ke tempat lain dengan cara memberikan energi pada fluida tersebut (Aggo et al., 2025). Sistem ini terdiri dari berbagai komponen esensial yang saling berinteraksi untuk mencapai tujuan pemompaan. Komponen-komponen utama dalam suatu sistem perpompaan umumnya meliputi pompa itu sendiri sebagai unit penghasil energi, jaringan perpipaan yang terdiri dari pipa lurus, belokan (*elbow*s), sambungan (*fittings*), dan katup (*valves*) untuk mengarahkan dan meregulasi aliran, serta tangki atau reservoir pada sisi hisap (*suction*) dan sisi buang (*discharge*) (Kurniawan et al., 2018). Desain dan konfigurasi dari sistem perpompaan ini sangat bervariasi, tergantung pada kebutuhan spesifik aplikasi, seperti laju aliran (*flow rate*) yang diinginkan, beda ketinggian atau *head* total yang harus diatasi, serta sifat dan karakteristik fluida yang dipompa (Rumaherang et al., 2023). Kinerja dan efisiensi keseluruhan dari sistem perpompaan sangat ditentukan oleh interaksi yang kompleks antara komponen-komponen tersebut dan bagaimana sistem tersebut dirancang dan dioperasikan. Sebelum pompa dapat dipilih atau prototipe dirancang, aplikasi harus didefinisikan dengan jelas. Kebutuhan umum semua aplikasi adalah memindahkan cairan dari satu titik ke titik lain. Karena kebutuhan pompa harus sesuai dengan karakteristik sistem, analisis sistem keseluruhan diperlukan untuk menentukan kondisi pompa.

Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal adalah jenis pompa yang paling umum digunakan dalam berbagai aplikasi industri maupun domestik (Fadhli & Madjid, 2017). Prinsip kerja pompa sentrifugal adalah

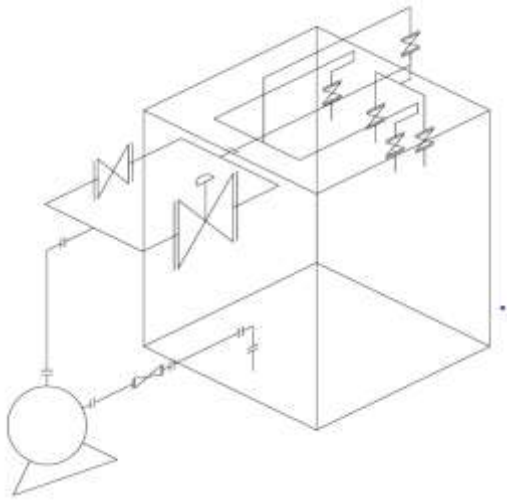
mengubah energi mekanik dari penggerak (biasanya motor listrik atau mesin) menjadi energi kinetik fluida, yang kemudian diubah sebagian menjadi energi tekanan (Jalaluddin et al., 2019).

Pompa sentrifugal adalah jenis mesin rotasi yang secara dinamis menghasilkan aliran dan tekanan fluida. Berbeda dengan pompa perpindahan positif yang memiliki ruang inlet dan outlet yang terpisah, pompa sentrifugal menyalurkan energi kepada fluida terutama melalui perubahan kecepatan saat fluida melewati *impeller* dan saluran-saluran tetap di dalam pompa (Muis et al., 2019). Semua pompa *impeller* dikategorikan sebagai pompa rotodinamis, termasuk *impeller* aliran radial, aliran campuran, dan aliran aksial; istilah "pompa sentrifugal" secara umum mencakup semua pompa rotodinamis. Meskipun pola aliran aktual di dalam pompa sentrifugal bersifat tiga dimensi dan tidak stabil dalam berbagai tingkat, mudah untuk menghubungkan transfer energi dasar dan hubungan kinerja dengan geometri atau "desain hidrolik" *impeller* dan stator atau saluran tetap mesin ini secara satu dimensi dan aliran tunak.

METODE

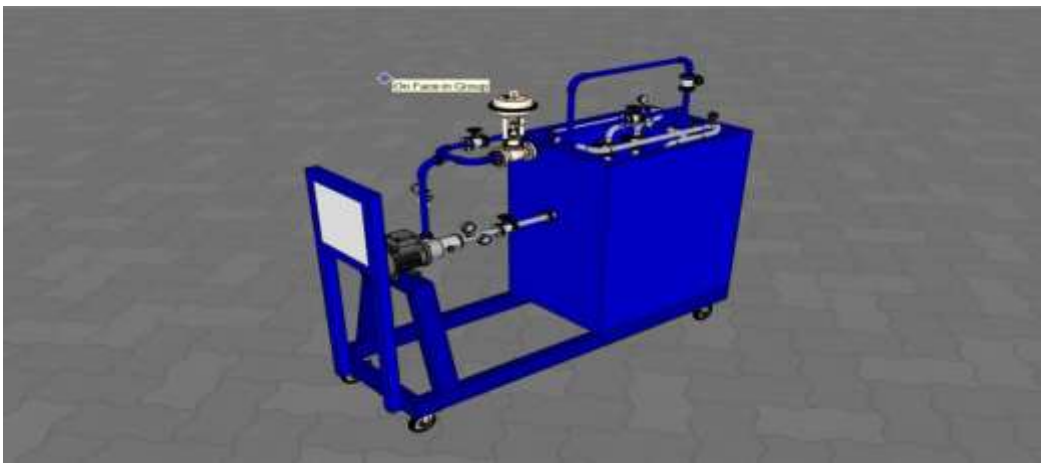
Metode pengumpulan data dengan melakukan uji coba alat tersebut di Bengkel Laboratorium Mekanik. Proses pengambilan data dengan metode melakukan perancangan sistem analisis performa pompa sentrifugal untuk meninjau kerugian tekanan *mayor* dan *minor* pada variasi sistem perpipaan. Setelah prototipe ini jadi dilakukan ujian pengoperasian, mulai melakukan uji kebocoran sistem perpipaan, sistem instrumentasi dan selanjutkan melakukan uji performa. Uji performa dilakukan dengan metode manual sistem dengan pengkondisian *flow rate* dan effec pressure yang terjadi.

Pengelasan Bagian ini mencakup rancangan dan desain menggunakan *software* dan analisa objektif. *Software* yang kami gunakan diantaranya autocad untuk membuat gambar isometric dan sketchup untuk membuat 3d model. Sebagai bagian dari proses desain proyek, Gambar 1, menampilkan gambar isometric yang dibuat menggunakan aplikasi autocad.



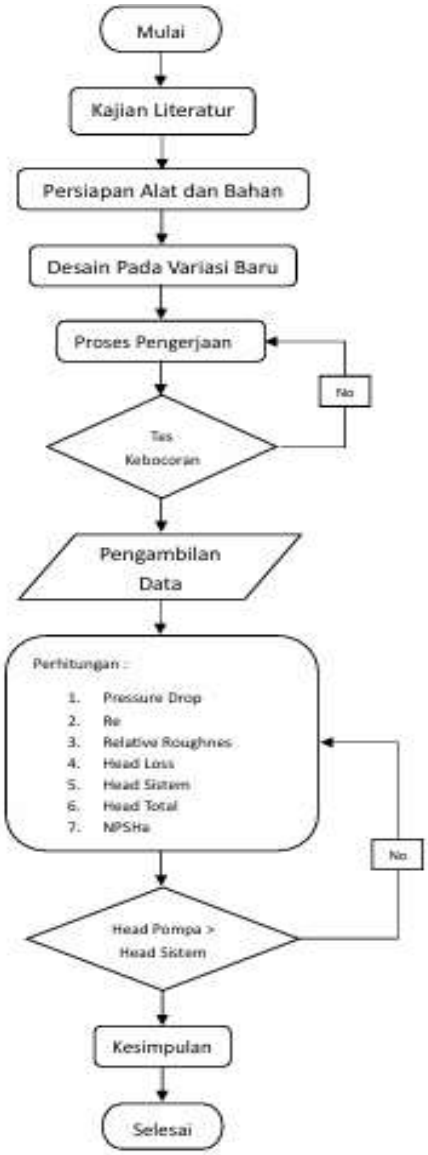
Gambar 1. Isometric

Melanjutkan dari tahap desain awal, Gambar 3.2 ini memperlihatkan representasi tiga dimensi dari model yang telah dikembangkan secara detail menggunakan perangkat lunak SketchUp.



Gambar 2. Tiga Dimensi Model

Metodologi pelaksanaan proyek dirancang secara cermat untuk memastikan efisiensi dan akurasi, yang mana detailnya terangkum dalam *flow chart* pada Gambar 3. Diagram alir ini memvisualisasikan bagaimana setiap tahapan, mulai dari pengujian hingga analisis data dan perhitungan kompleks, saling terhubung dan mempengaruhi proses pengambilan keputusan menuju penyelesaian.



Gambar 3. Flow Chart Tahapan Pelaksanaan

HASIL DAN PEMBAHASAN

Sesuai dengan tujuan penelitian ini untuk menganalisis performa pompa sentrifugal serta meninjau kerugian tekanan *mayor* dan *minor* pada variasi sistem perpipaan, bagian ini akan memaparkan temuan-temuan utama dari pengujian yang telah dilaksanakan. Data kuantitatif dan visualisasi grafis akan digunakan untuk mengilustrasikan unjuk kerja pompa dan besaran kerugian energi yang terjadi.

Data Spesifikasi Pompa Sentrifugal dan Motor Listrik

Dalam melakukan analisis performa pompa pada sistem perpipaan, pemilihan pompa yang sesuai dengan kebutuhan sistem sangatlah penting. Spesifikasi teknis pompa menjadi salah satu faktor utama yang mempengaruhi hasil pengujian, terutama dalam meninjau kerugian tekanan *mayor* dan *minor losses* pada variasi sistem perpipaan. Untuk mendukung penelitian ini terdapat Tabel 1. yang berisikan data spesifikasi pompa sentrifugal dan motor listrik sebagai berikut:

Tabel 1. Data Spesifikasi Pompa Sentrifugal dan Motor Listrik

Spesifikasi	**Keterangan**
Merk	PEM Akamigas 2
Type	TMK AUTO 2022
Rate Flow	16 m3/min
Power	1,5 kW
RPM	2.900 r/min
Voltage	380 V s.d 400 V
Jenis Fluida	Air
Suhu	20^0C sd 28^0C
Berat Jenis Air	0,998 gr/Cm^3 = 998 Kg/m^3 = 9,98 KN/m^3
Viskositas	1.05

Data Spesifikasi Pipa

Dalam setiap analisis atau perancangan sistem perpipaan, pengumpulan dan pemahaman data spesifikasi pipa merupakan informasi fundamental yang sangat krusial dan tidak dapat diabaikan dalam studi ini. Detail lengkap mengenai parameter-parameter fisik dan teknis pipa, seperti dimensi diameter, jenis *schedule*, dan karakteristik material lainnya, sangat penting untuk memastikan akurasi perhitungan hidrolika, kekuatan mekanis, serta kesesuaian dengan standar yang berlaku. Informasi ini menjadi dasar vital untuk perhitungan aliran fluida, penentuan *pressure drop*, dan validasi performa sistem secara keseluruhan. Seluruh data spesifikasi pipa yang relevan dan diperlukan dapat dilihat secara rinci pada Tabel 2, sebagai berikut:

Tabel 2. Data Spesifikasi Pipa

Suction		
Parameter	Nilai	Satuan
***Inside* Diameter**	SCH 40; 2,067	Inchi
***Outside* Diameter**	2,375	Inchi
Thikness	0,154	Inchi
Panjang Pipa	0,87	Meter
Gate Valve	1	Buah
Elbow	1	Buah
Rangkaian 1		
Parameter	Nilai	Satuan
***Inside* Diameter**	SCH 40; 1,38	Inchi
***Outside* Diameter**	1,66	Inchi
Thikness	0,14	Inchi
Panjang Pipa *Discharge*	4,11	Meter
Globe Valve	5	Buah
Control Valve	1	Buah

Tee	5	Buah
Elbow	8	Buah
Rangkaian 2 (Sayap)		
Parameter	Nilai	Satuan
***Inside* Diameter**	SCH 40; 1,38	Inchi
***Outside* Diameter**	1,66	Inchi
Thikness	0,14	Inchi
Panjang Pipa *Discharge*	3,52	Meter
Globe Valve	3	Buah
Control Valve	1	Buah
Tee	3	Buah
Elbow	7	Buah

Langkah Sistem Unjuk Kerja Pompa

Sebelum pompa dihidupkan, kita lakukan pengecekan ulang semua *valve* posisi tertutup penuh. Selanjutnya sistem power supply kelistrikan dan udara bertekanan untuk peneumatik sistem di aktifkan. Berikutnya menguji kesiapan control valve dengan melihat aksinya ketika mendapat signal perintah 4- 20 mA, bekerja dengan baik. Kondisi peralatan yang udah redi, langkah awal kita buka *valve* (V.1) inlet pompa 100 % dan *valve* (V.3) dibuka 25 %, bypas *valve* (V.2 dan V.4) dibuka 25 100% sedang *flow* control valve di tutup 100%. Setelah kondisi ini disiapkan mengaktifkan atau menghidupkan pompa dengan membebaskan udara yang terjebak dalam pipa dengan dua metode manual.

Pengujian Manual

Dalam pengujian manual ini bermaksud untuk mengetahui sistem kerja peralatan tanpa mengalami gangguan pada peralatan dan sistem pada pompa. Proses melakukan pengujian manual ini dimulai dengan memberikan signal input pada control valve yang selanjutnya control valve bergerak membuka atau menutup jalur aliran yang akan berdampak pada aliran yang terjadi juga berdampak pada tekanan. Kondisi ini selanjutnya kita lakukan analisa apakah sudah bekerja dengan baik atau kondisi masih perlu perbaikan atau penyempurnaan. Pelaksanaan pengujian ini memakai tabel harga yang dimulai dari bukaan control valve yang merupakan awal terjadinya perubahan, selanjutnya *flow rate* hasilnya kita baca dan dimasukan kedalam tabel begitu juga perubahan tekanan yang terjadi dibaca oleh presure indikator yang dimasukan kedalam table sebagai nilai perbandingan dengan hasil sebagai berikut:

Data Hasil Uji Manual Rangkaian 1 Percobaan ke 1

Berikut data hasil uji manual rangkaian 1 percobaan ke 1 dengan memasukan dalam table untuk mengetahui karakteristik sistem tanpa memperhatikan ganguan rangkaian *mayor* dan *minor*, lihat Tabel 3, sebagai berikut:

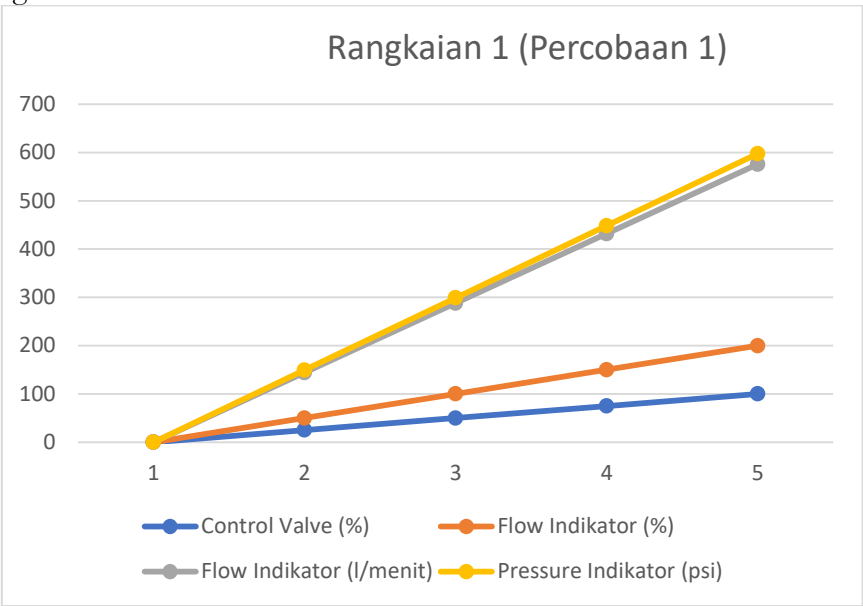
Tabel 3. Data Hasil Uji Manual Rangkaian 1 Percobaan ke 1

Langkah	Control Valve (%)	Flow Indikator (%)	Flow Indikator (l/menit)	Pressure Indikator (psi)
1	0	0	0	0
2	25	25	94	5,35
3	50	50	188	10,95
4	75	75	282	16,42
5	100	100	376	21,9

Berikut *floating* dari hasil uji manual rangkaian 1 percobaan ke 1 dengan keterangan nilai sebagai berikut:

1. Control valve dengan bukaan : 0 sd 100%
2. Flow Indikator : 0 sd 100 % identik dengan *range flow* 0 sd 366 liter/menit
3. Pressure Indikator : 0 sd 14 Kg/Cm2

Dari data tersebut diatas dihasil grafik perbandingan bukaan control valve dengan *flow rate* dan tekanan yang dihasilkan. Lihat Gambar 4. berikut ini:



Gambar 4. Grafik Data Hasil Uji Manual Rangkaian 1 Percobaan ke 1

Data Hasil Uji Manual Rangkaian 1 Percobaan ke 2

Berikut data hasil uji manual rangkaian 1 percobaan ke 2 dengan memasukan dalam table untuk mengetahui karakteristik sistem tanpa memperhatikan ganguan rangkaian *mayor* dan *minor*, lihat Tabel 4, sebagai berikut:

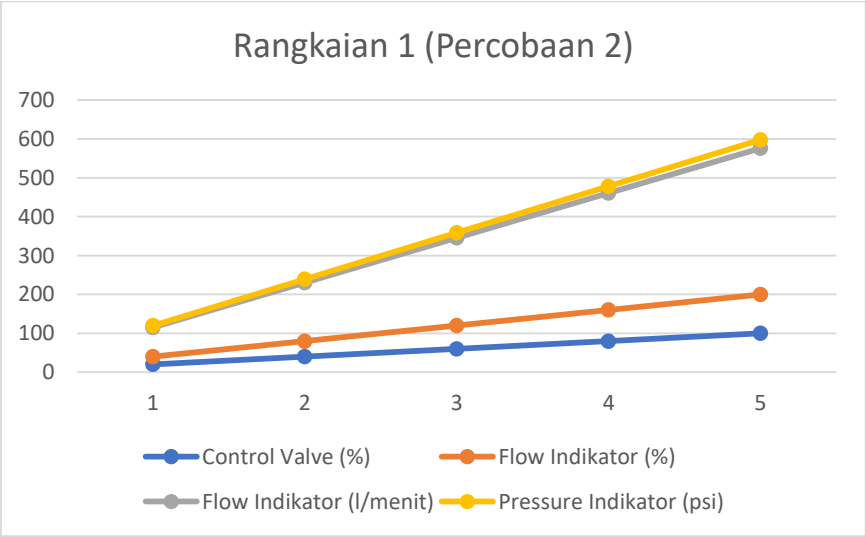
Tabel 4. Data Hasil Uji Manual Rangkaian 1 Percobaan ke 2

Langkah	Control Valve (%)	Flow Indikator (%)	Flow Indikator (l/menit)	Pressure Indikator (psi)
1	20	20	75,2	4,38
2	40	40	150,4	8,76
3	60	60	225,6	13,14
4	80	80	300,8	17,52
5	100	100	376	21,9

Berikut floating dari hasil uji manual rangkaian 1 percobaan ke 2 dengan keterangan nilai sebagai berikut:

1. Control valve dengan bukaan : 0 sd 100%
2. Flow Indikator : 0 sd 100 % identik dengan *range flow* 0 sd 366 liter/menit
3. Pressure Indikator : 0 sd 14 Kg/Cm2

Dari data tersebut diatas dihasil grafik perbandingan bukaan control valve dengan *flow rate* dan tekanan yang dihasilkan. Lihat Gambar 5, berikut ini:



Gambar 5. Grafik Hasil Uji Manual Rangkaian 1 Percobaan ke 2

Data Hasil Uji Manual Rangkaian 2 Percobaan ke 1

Berikut data hasil uji manual rangkaian 2 percobaan ke 1 dengan memasukan dalam table untuk mengetahui karakteristik sistem tanpa memperhatikan ganguan rangkaian *mayor* dan *minor*, lihat Tabel 5, sebagai berikut:

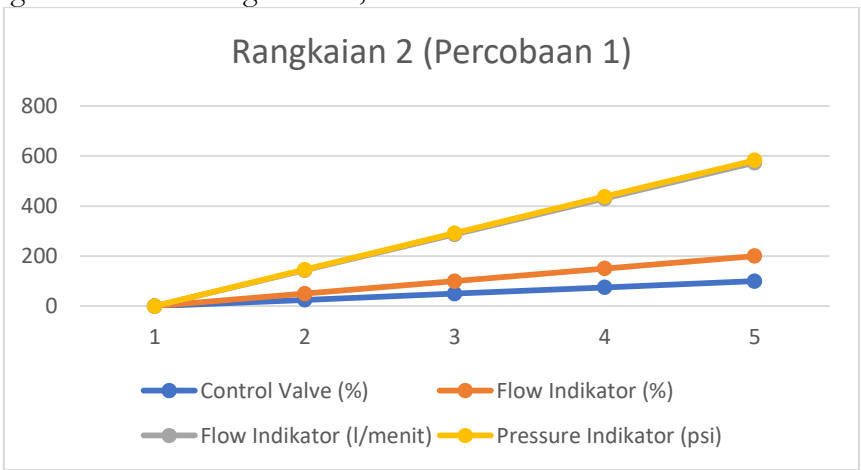
Tabel 5. Data Hasil Uji Manual Rangkaian 2 Percobaan ke 1

Langkah	Control Valve (%)	Flow Indikator (%)	Flow Indikator (l/menit)	Pressure Indikator (psi)
1	0	0	0	0
2	25	25	93,25	2,525
3	50	50	186,5	5,05
4	75	74	279,75	7,575
5	100	100	373	10,1

Berikut floating dari hasil uji manual rangkaian 2 percobaan ke 1 dengan keterangan nilai sebagai berikut:

1. Control valve dengan bukaan : 0 sd 100%
2. Flow Indikator : 0 sd 100 % identik dengan *range flow* 0 sd 366 liter/menit
3. Pressure Indikator : 0 sd 14 Kg/Cm2

Dari data tersebut diatas dihasil grafik perbandingan bukaan control valve dengan *flow rate* dan tekanan yang dihasilkan. Lihat gambar 6, berikut ini:



Gambar 6. Grafik Hasil Uji Manual Rangkaian 2 Percobaan ke 1

Data Hasil Uji Manual Rangkaian 2 Percobaan ke 2

Berikut data hasil uji manual rangkaian 2 percobaan ke 2 dengan memasukan dalam table untuk mengetahui karakteristik sistem tanpa memperhatikan ganguan rangkaian *mayor* dan *minor*, lihat Tabel 6, sebagai berikut:

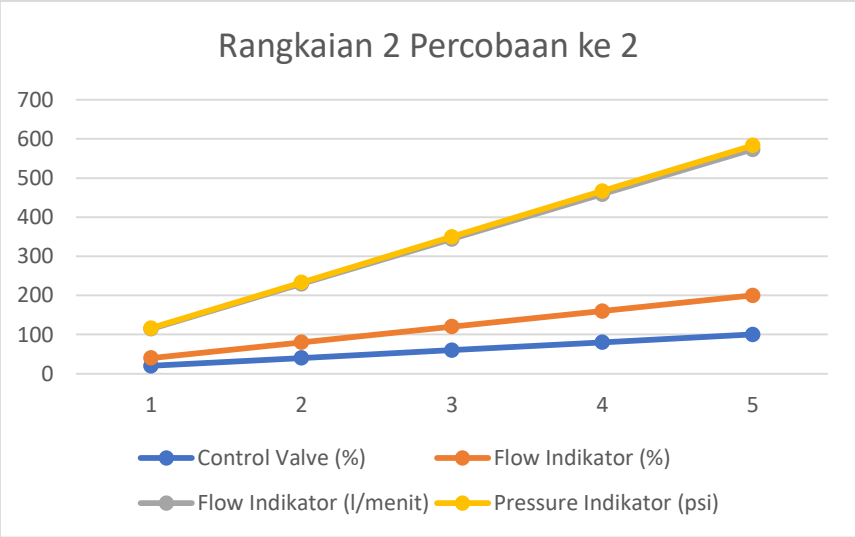
Tabel 6. Data Hasil Uji Manual Rangkaian 2 Percobaan ke 2

Langkah	Control Valve (%)	Flow Indikator (%)	Flow Indikator (l/menit)	Flow Indikator (l/menit)
1	20	20	74,6	2,02
2	40	40	149,2	4,04
3	60	60	223,8	6,06
4	80	80	298,4	8,08
5	100	100	373	10,1

Berikut *floating* dari hasil uji manual rangkaian 2 percobaan ke 2 dengan keterangan nilai sebagai berikut:

1. Control valve dengan bukaan : 0 sd 100%
2. Flow Indikator : 0 sd 100 % identik dengan *range flow* 0 sd 366 liter/menit
3. Pressure Indikator : 0 sd 14 Kg/Cm2

Dari data tersebut diatas dihasil grafik perbandingan bukaan control valve dengan *flow rate* dan tekanan yang dihasilkan. Lihat Gambar 4.4 berikut ini:



Gambar 7. Grafik Hasil Uji Manual Rangkaian 2 Percobaan ke 2

Perhitungan

Untuk menghitung *Head* Sistem dapat menggunakan Persamaan 2.1 sebagai berikut:

A. Kecepatan Aliran

Dicari terlebih dahulu kecepatan alir dari *suction* dan *discharge* nya dengan menggunakan Persamaan 2.3 sebagai berikut:

Suction

$$cs = \frac{0{,}00444}{\frac{\pi}{4} \times 0{,}052^2} = 2{,}094\ m/s$$

Discharge

$$cd = \frac{0{,}00444}{\frac{\pi}{4} \times 0{,}035^2} = 4{,}622\ m/s$$

Setelah ditemukan kecepatan alirannya maka bisa digunakan untuk menghitung Reynold Number menggunakan Persamaan 2.4 sebagai berikut:

B. Reynold Number

Suction

$$Re = \frac{998 \times 2{,}094 \times 0{,}052}{0{,}008} = 13583 > 4000\ (Turbulen)$$

Discharge

$$Re = \frac{998 \times 4{,}622 \times 0{,}035}{0{,}008} = 20180 > 4000\ (Turbulen)$$

C. Relative Roughness

Untuk menghitung *Relative Roughness* menggunakan Persamaan 2.5 sebagai berikut:

Dari data yang sudah didapat berupa:

Material : Carbon Steel ASTM A53 GR B (SA-53 GRB)

Diameter *Suction* : 52 mm

Diameter *Discharge* : 35 mm

Suction

$$Relative\ Roughness = \frac{0{,}045\ \text{mm}}{52\ \text{mm}} = 0{,}0009$$

Discharge

$$Relative\ Roughness = \frac{0{,}045\ \text{mm}}{35\ \text{mm}} = 0{,}0013$$

D. Friction Factor

Setelah mendapat nilai *Relative Roughness*, Masukkan variabel untuk mencari *Friction Factor* Persamaan 2.6 sebagai berikut:

Suction

$$f = \frac{0{,}25}{\log 10\left(\frac{0{,}045}{3{,}7 \times 52} + \frac{5{,}74}{13583^{0{,}9}}\right)^2} = 0{,}030$$

Discharge

$$f = \frac{0{,}25}{\log 10\left(\frac{0{,}045}{3{,}7 \times 35} + \frac{5{,}74}{20180^{0{,}9}}\right)^2} = 0{,}029$$

E. *Mayor Losses* dan *Minor Losses*

Setelah didapatkannya *Friction Factor* selanjutnya mencari *Head Loss* pada sistem pompa. Untuk itu perlu untuk mencari *Mayor* dan *Minor loses* pada *suction* dan *discharge*. Untuk menghitung *mayor losses* maka bisa menggunakan Persamaan 2.7 sebagai berikut:

Mayor Losses

Suction

$$hf = 0{,}030 \times \frac{0{,}87}{0{,}052} \times \left(\frac{2{,}094}{2 \times 9{,}81}\right)^2 = 0{,}006\ m$$

Mayor Losses Rangkaian 1

Discharge

$$hf = 0{,}029 \times \frac{4{,}11}{0{,}035} \times \left(\frac{4{,}622}{2 \times 9{,}81}\right)^2 = 0{,}187\ m$$

Mayor Losses Rangkaian 2

Discharge

$$hf = 0{,}029 \times \frac{3{,}52}{0{,}035} \times \left(\frac{4{,}622}{2 \times 9{,}81}\right)^2 = 0{,}160\ m$$

Setelah didapatkan Mayor loses maka selanjutnya mencari *Minor loses* menggunakan Persamaan 2.8 sebagai berikut:

Minor Losses Suction

Suction

Valve

$$hf = 0{,}15 \times 1 \times \left(\frac{2{,}094}{2 \times 9{,}81}\right)^2 = 0{,}0017\ m$$

Elbow

$$hf = 0{,}63 \times 1 \times \left(\frac{2{,}094}{2 \times 9{,}81}\right)^2 = 0{,}0017\ m$$

Minor Losses

Dicharge

Rangkaian 1 (Tengah)

Globe Valve

$$hf = 7{,}1 \times 5 \times \left(\frac{4{,}622}{2 \times 9{,}81}\right)^2 = 1{,}970\ m$$

Elbow

$$hf = 0{,}63 \times 8 \times \left(\frac{4{,}622}{2 \times 9{,}81}\right)^2 = 0{,}280\ m$$

Tee

$$hf = 1{,}26 \times 5 \times \left(\frac{4{,}622}{2 \times 9{,}81}\right)^2 = 0{,}350\ m$$

Rangkaian 2 (Sayap)

Globe Valve

$$hf = 7{,}1 \times 3 \times \left(\frac{4{,}622}{2 \times 9{,}81}\right)^2 = 1{,}182\ m$$

Elbow

$$hf = 0{,}63 \times 7 \times \left(\frac{4{,}622}{2 \times 9{,}81}\right)^2 = 0{,}245\ m$$

Tee

$$hf = 1{,}26 \times 3 \times \left(\frac{4{,}621}{2 \times 9{,}81}\right)^2 = 0{,}210\ m$$

Head loss Suction total

$$0{,}006 + 0{,}0072 + 0{,}0017 = 0{,}015\ m$$

Head loss Discharge total

$$0{,}187 + 0{,}160 + 1{,}970 + 0{,}350 + 0{,}280 + 1{,}182 + 0{,}210 + 0{,}245 = 4{,}582\ m$$

F. *Head Sistem*

Suction

Untuk mencari *Head Sistem Suction* bisa menggunakan Persamaan 2.1 sebagai berikut:

$$Hs = \frac{25000}{9790} + 0{,}87 + \left(\frac{2{,}094}{2 \times 9{,}81}\right)^2 + 0{,}015 = 3{,}450\ m$$

Discharge

Untuk mencari *Head Sistem Discharge* bisa menggunakan Persamaan 2.2 sebagai berikut:

$$HD = \frac{310264}{9790} + 0{,}62 + \left(\frac{4{,}622}{2 \times 9{,}81}\right)^2 + 4{,}582 = 36{,}949\ m$$

Head Total

$$H = Hs - Hd = 36{,}949 - 3{,}450 = 33{,}499\ m$$

G. NPSHa

Untuk mencari NPSHa bisa menggunakan Persamaan 2.9, sebagai berikut:

$$HSV = \frac{310264 - 25000}{9790} + 0{,}45 + \left(\frac{2{,}094}{2 \times 9{,}81}\right)^2 - 0{,}015 = 29{,}584\ m$$

Jadi NPSHa yang ada dalam rangkaian pompa adalah 29,584 m

Pembahasan

Hasil pengujian menunjukkan adanya hubungan yang erat antara bukaan control valve, flow rate, dan tekanan yang dihasilkan oleh pompa sentrifugal. Pada setiap percobaan, semakin besar persentase bukaan control valve, maka debit aliran (*flow rate*) yang terukur juga meningkat secara proporsional. Peningkatan ini diikuti pula oleh kenaikan tekanan yang terbaca pada pressure indikator. Hal tersebut sesuai dengan teori karakteristik pompa sentrifugal, di mana debit aliran dan head saling dipengaruhi oleh kondisi operasi sistem perpipaan.

Perbedaan konfigurasi rangkaian 1 dan rangkaian 2 juga menghasilkan nilai tekanan yang berbeda. Pada rangkaian 1, tekanan yang terbaca cenderung lebih tinggi dibandingkan rangkaian 2 meskipun flow rate yang dicapai relatif sama. Hal ini menunjukkan bahwa jumlah fitting dan panjang pipa pada rangkaian 1 lebih menimbulkan kerugian minor maupun mayor dibandingkan rangkaian 2. Dengan demikian, semakin kompleks sistem perpipaan, semakin besar pula energi yang harus disuplai pompa untuk mengatasi kehilangan tekanan tersebut.

Perhitungan head loss mayor dan minor mendukung hasil eksperimen. Kerugian mayor timbul akibat gesekan aliran dengan dinding pipa, sedangkan kerugian minor berasal dari belokan (elbow), katup, dan sambungan (tee). Dari hasil analisis, total head loss suction hanya sebesar **0,015 m**, sedangkan head loss discharge lebih besar, yaitu **4,582 m**. Kondisi ini wajar karena sisi discharge memiliki lebih banyak komponen yang menimbulkan gangguan aliran dibandingkan sisi suction.
Head total sistem yang diperoleh adalah **33,499 m**, sedangkan NPSHa tercatat sebesar **29,584 m**. Nilai ini cukup tinggi sehingga risiko terjadinya kavitasi relatif kecil, yang berarti sistem perpipaan dan pompa telah bekerja pada kondisi aman.

Secara keseluruhan, hasil penelitian ini membuktikan bahwa konfigurasi sistem perpipaan sangat berpengaruh terhadap performa pompa sentrifugal. Variasi tata letak, panjang pipa, dan jumlah fitting menentukan besarnya kerugian tekanan yang muncul. Oleh karena itu, desain sistem perpipaan yang sederhana dan efisien perlu dipertimbangkan agar konsumsi energi pompa dapat diminimalkan serta umur pompa lebih panjang.

KESIMPULAN

Berdasarkan analisis performa pompa sentrifugal dan peninjauan kerugian tekanan *mayor* serta *minor* pada variasi sistem perpipaan yang telah dilakukan, dapat disimpulkan bahwa: Pengaruh Variasi Sistem Perpipaan terhadap Performa Pompa Sentrifugal: Variasi dalam konfigurasi sistem perpipaan, seperti perubahan panjang pipa dan jumlah *fitting* (flange, elbow, tee, dan *valves*), memiliki pengaruh signifikan terhadap performa pompa sentrifugal. Data hasil uji manual menunjukkan bahwa perubahan bukaan *control valve* secara langsung berdampak pada *flow rate* dan tekanan yang dihasilkan pompa pada rangkaian yang berbeda.

Besarnya Kerugian Tekanan *Mayor* dan *Minor*: Kerugian tekanan *mayor* dan *minor* yang terjadi dalam berbagai konfigurasi sistem perpipaan dapat dihitung dan diidentifikasi. Kerugian *mayor* terjadi akibat gesekan fluida dengan dinding pipa lurus , sementara kerugian *minor* disebabkan oleh gangguan aliran pada *fitting* seperti katup, belokan, dan sambungan. Hasil perhitungan menunjukkan total *head loss suction* sebesar 0,015 m dan total *head loss discharge* sebesar 4,582 m. Total *head* sistem yang dihasilkan adalah 33,499 m, dengan NPSHa sebesar 29,584 m.

REFERENSI

Aggo, T. B. Z., Saturday, E. G., & Ebieto, C. E. (2025). Self-Priming Centrifugal Chemical Pumps: A Review. *International Journal of Engineering and Modern Technology (IJEMT)*, *11*(1). https://doi.org/https://doi.org/10.56201/ijemt.vol.11.no1.2025.pg42.65

Alawadhi, K., Alzuwayer, B., Ali Mohammad, T., & Buhemdi, M. H. (2021). Design and Optimization of a Centrifugal Pump for Slurry Transport Using the Response Surface Method. *Jornal Machines*, *9*(3). https://doi.org/https://doi.org/10.3390/machines9030060

Anis, S., & Karnowo. (2012). *Buku Ajar Dasar Pompa*. Universitas Negeri Semarang.

Fadhli, F., & Madjid. (2017). Studi Eksperimental Pengaruh Variasi Belokan Pipa (elbow) Terhadap Kecepatan Aliran Fluida Dan Kerugian Tekanan. *ILTEK: Jurnal Teknologi*, *12*(1), 1717–1721.

Jalaluddin, Akmal, S., ZA, N., & Ishak. (2019). Analisa Profil Aliran Fluida Cair Dan Pressure Drop Pada Pipa L Menggunakan Metode Simulasi Computational Fluid Dynamic (CFD). *Jurnal Teknologi Kimia Unimal*, *8*(1). https://doi.org/https://doi.org/10.29103/jtku.v8i1.3396

Kurniawan, K. E., Santoso, B., & Tjahjana, D. D. D. P. (2018). Improvement of centrifugal pump performance through addition of splitter blades on impeller pump. *The 3rd International Conference On Industrial, Mechanical, Electrical, And Chemical Engineering*. https://doi.org/https://doi.org/10.1063/1.5024112

Muis, A., Muchsin, & Basri, M. H. (2019). Karakteristik Kavitasi Pada Pompa Sentrifugal. *Jurnal Mekanikal*, *10*(2), 965–974.

Muliawan, A., & Yani, A. (2018). Analisa Head Mayor Dan Minor Pompa Chiller dengan Bukaan Katup Instalasi Pompa Tunggal. *Jurnal Sains Terapan*, *4*(1).

Permana, G., Hanifi, R., & Kardiman. (2021). Analisa Perhitungan, Dan Performa Pompa Sentrifugal Item A 124 J Pada Unit Amonia PT X. *Jurnal Teknik Mesin UNISKA*, *6*(2).

Puspawan, A. (2022). *analisa head losses dan efisiensi pompa sentrifugal vogel dari instalasi menara pendingin ke penampung utama*. Universitas Andalas.

Puspawan, A., & Leonanda, B. D. (2022). Analisa Head Losses dan Efisiensi Pompa Sentrifugal Vogel dari Instalasi Menara Pendingin ke Penampung Utama. *Jurnal Inersia*, *14*(2), 117–125.

Ranggatama, G., & Pranoto, H. (2020). Analisis Perancangan Pompa Sentrifugal pada Perancangan Shower Tester Booth di PT X. *Jurnal Teknik Mesin*, *9*(2), 88–95.

Rumaherang, W. M., Refwalu, C., Tupamahu, C. S. E., Sarwuna, S. J. E., & Rumaherang, E. J. (2023). Evaluasi Kinerja Pompa Sentrifugal Berkapasitas 600 Kl/Hr Pada Sistem Pemompaan Minyak . *Jurnal Metiks* , *3*(1), 17–27.

Sularso, & Tahara, H. (2010). *Pompa dan Kompresor*. PT Pradnya Paramita.