

EVALUASI KINERJA POMPA SENTRIFUGAL BERKAPASITAS 600 KL/Hr PADA SISTEM PEMOMPAAN MINYAK

Wulfilla Maxmilian Rumaherang¹⁾, Corie Refwalu²⁾, Cendy S.E. Tupamahu³⁾
Sefnath J. Etwan Sarwuna⁴⁾, Edwina J. Rumaherang⁵⁾

¹⁾ Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pattimura
Jl. Ir. M. Putuhena, Kampus Poka, Teluk Ambon, Maluku, Indonesia
Email: maxrumaherang72@gmail.com

²⁾ S1 Teknik Mesin Universitas Pattimura
Jl. Ir. M. Putuhena, Kampus Poka, Teluk Ambon, Maluku, Indonesia
Email: corierefwalu27@gmail.com

³⁾ Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pattimura
Jl. Ir. M. Putuhena, Kampus Poka, Teluk Ambon, Maluku, Indonesia
Email: cendy.tekmes@gmail.com

⁴⁾ Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pattimura
Jl. Ir. M. Putuhena, Kampus Poka, Teluk Ambon, Maluku, Indonesia
Email: etwansarwuna19@gmail.com

⁵⁾ S1 Teknik Mesin Universitas Pattimura
Jl. Ir. M. Putuhena, Kampus Poka, Teluk Ambon, Maluku, Indonesia
Email: edwinarumaherang@gmail.com

Abstrak. Pompa sentrifugal adalah pompa dengan efisiensi tinggi, konstruksi sederhana dan banyak digunakan di dunia. Pompa sentrifugal modern saat ini beroperasi dengan efisiensi lebih dari 70% pada berbagai nilai putaran. Namun kesesuaian kerja dengan sistem pemompaan merupakan masalah penting dalam *engineering* dimana pompa harus dipilih sesuai kebutuhan sistem sehingga dapat bekerja dengan baik dan efisien. Pemilihan dan pengoperasian pompa untuk aplikasi didasarkan pada kurva karakteristik yaitu hubungan antara *head* (H), daya (P) dan efisiensi (η) terhadap debit (Q) dan kesesuaiannya dengan system pemompaan. Berapakah nilai optimal kinerja pompa dan sistemnya merupakan masalah utama riset ini yang harus diselesaikan dengan tujuan menentukan kondisi optimal kerja pompa dan sistem pemompaan. Analisis dilakukan secara teoritis dan membandingkan hasilnya dengan data lapangan yang tersedia. Secara teoritis pompa kondisi optimum dimana parameter-parameter operasi berada pada nilai efisiensi pompa maksimum yaitu 70%, dimana *head* optimum pompa berada pada nilai $Q/Q_d = 1,28$ atau pada nilai debit $Q = 0,054 \text{ m}^3/\text{s}$, daya yang diberikan oleh pompa pada titik ini mencapai maksimum. Karena hasil perhitungan *head* pompa menunjukkan hasil yang hampir mendekati nilai *head* aktual hasil pengamatan, sehingga dapat disimpulkan bahwa hasil perhitungan teoritis dapat digunakan sebagai pertimbangan dalam perencanaan dan operasi sistem pemompaan.

Kata kunci: Pompa sentrifugal, sistem pemompaan, karakteristik pompa dan sistem, titik optimal, perbandingan hasil perhitungan

Abstract Centrifugal pumps are pumps with high efficiency, and simple construction and are used widely in the world. Modern centrifugal pumps operate with an efficiency of over 70% at various rpm values. However, the suitability of work with the pumping system is an important issue in engineering, where the pump must be selected according to the needs of the system so that it can work properly and efficiently. The selection and operation of the pump for the application is based on the characteristic curve and its application. However, the suitability of work with the pumping system is an essential

issue in engineering, where the pump must be selected according to the needs of the system so that it can work properly and efficiently. The characteristics of the pump, namely head (Q), power (P), efficiency (η), and discharge (Q), determine the selection and application of the pump in the pumping system. What is the optimal value of the performance of the pump and pumping system is the main problem of the research. So research aims to determine the optimal working conditions of the pump and pumping system. The analysis was carried out theoretically and then compared with observational results with the available field data. Theoretically, the optimum pump conditions where the operating parameters are at the maximum pump efficiency value of 70%, where the optimum pump head is at an amount of $Q/Q_d = 1.28$ or a discharge value of $Q = 0.054 \text{ m}^3/\text{s}$, the power provided by the pump at this point it reaches a maximum. Because the results of the calculation of the pump head show results that are almost close to the actual head of the observations, the theoretical calculation results can be used as a consideration in planning and operating a pumping system.

Keywords: Centrifugal pump, pumping system, the pump and system characteristics, optimal working conditions, comparison of calculation results

1. PENDAHULUAN

Pompa sentrifugal adalah pompa mempunyai efisiensi tinggi, konstruksi sederhana, dan harga relatif lebih murah dan banyak digunakan di dunia [1].

Pompa sentrifugal adalah mesin yang mengubah energi mekanik menjadi energi tekanan melalui gaya sentrifugal yang bekerja pada fluida [2] melalui *impeller* dan *casing*. Cairan memperoleh kecepatan dan tekanan saat melewati *impeller* [3].

Pompa sentrifugal mengkonsumsi energi dalam jumlah yang sangat besar dalam berbagai aplikasi industri, sehingga desain dan optimalisasinya sangat relevan untuk menghemat energi dan meningkatkan efisiensi sistem [4]. Jika pompa telah tersedia, maka analisis kinerja sistem sangat diperlukan.

Selama pompa beroperasi tekanan di lubang masuk turun dibawah tekanan atmosfer dan menyebabkan cairan terdorong melalui pipa masuk oleh tekanan atmosfer. Cairan ditarik ke sumbu pompa dan terlempar ke *periphery* oleh gaya sentrifugal [5]. Kinerja hisap yang lebih tinggi tidak selalu menyebabkan aliran resirkulasi awal yang lebih tinggi. Aliran kontinu minimum harus ditentukan dengan mempertimbangkan semua faktor yang mempengaruhi operasi pompa, termasuk energi yang diterima oleh aliran balik inlet [5]. *Head* pompa sentrifugal dan laju aliran turun secara efektif pada pemompaan fluida kental [6].

Dalam kasus laju alir tinggi, laju penurunan kinerja bahkan lebih cepat seiring dengan kenaikan viskositas. Menurut katalog, pompa berhenti bekerja pada laju aliran 1750 gpm untuk layanan dengan air bersih. Angka ini menurun menjadi sekitar 1350 gpm saat memompa oli dengan viskositas 400 cP dengan kecepatan putaran yang sama [7]. Ketika viskositas cairan pemompaan jauh lebih tinggi daripada air, kurva kinerja menyimpang dari realitasnya [8], atau dapat dikatakan bahwa kinerja pompa sangat dipengaruhi oleh viskositas cairan [9].

Pada putaran 2900 rpm *head* pompa dapat mencapai 38 m pada debit $25 \text{ m}^3/\text{h}$, Efisiensi maksimum 75% pada debit $60 \text{ m}^3/\text{h}$ [10], hal serupa diperoleh pada penelitian pompa dengan aliran dua fasa [11]. Hal ini analog dengan hasil penelitian untuk diameter *impeller* $D_1 = 210 \text{ mm}$, dimana efisiensi maksimum 70% diperoleh pada debit $Q = 58 \text{ m}^3/\text{h}$ pada putaran 1450 rpm [12]. Hasil experiment yang serupa pada putaran 1500 rpm menunjukan bahwa efisiensi maksimum 70% pada debit $Q = 12,6 \text{ m}^3/\text{h}$ [13]. Dari tinjauan literatur ditemukan bahwa efisiensi pada *impeller* tidak kurang dari 75% sehingga pompa sentrifugal dapat terus beroperasi secara efisien [14].

Pompa sentrifugal terdiri dari pompa satu tingkat dan multitingkat. Pompa satu tingkat digunakan untuk mentransfer cairan dengan viskositas rendah yang membutuhkan debit

yang tinggi. Tetapi untuk *head* yang tinggi dibutuhkan pompa bertingkat horizontal.

Pada sistem distribusi minyak, optimalisasi pompa diperlukan apabila terjadi penurunan dalam kinerjanya, sehingga proses distribusi minyak dapat berjalan dengan baik dan effisiensinya tinggi [15].

Pemilihan dan pengoperasian pompa untuk aplikasi didasarkan pada kurva performance agar sesuai dengan penggunaannya [16], agar terhindar dari kavitasi yang merusak karaktern aliran [17] dalam pompa.

Karakteristik pompa adalah prestasi pompa dalam bentuk grafik hubungan antara parameter- parameter: *head* (H), daya (N) dan efesiensi (η) terhadap debit (Q). Parameter-parameter ini menandai prestasi kerja dan biaya operasi pompa [18][19].

Ketergantungan antara parameter pompa pada luasan kurva kinerja dan kurva sistem menunjukkan titik kerja pompa sentrifugal. Kurva teknis yang mencakup karakteristik operasional utama dari pompa sentrifugal yaitu kurva *head* - laju aliran energi, kurva efesiensi - laju aliran dan kurva daya [20].

Kesesuaian pompa sentrifugal dengan sistem pada salah satu stasiun pemompaan adalah pompa sentrifugal yang mengalirkan minyak dengan densitas $\rho = 815 \pm 870 \text{ kg/m}^3$ [21][22][23] dari tangki ke dermaga (Loading). Pompa beroperasi sesuai dengan kebutuhan pemompaan dengan penaturan sistem. Analisi kerja pompa ini perlu dikaji untuk menentukan kinerja pompa secara keseluruhan. Kajian dilakukan berdasarkan kurva performance pompa [20] dan sistemnya.

Berapakah nilai performance optimal harian pemompaan merupakan masalah yang diselesaikan dengan tujuan menentukan performance optimal harian pada salah satu instalasi pemompaan dan menentukan titik kerja optimal teoritis (prediktif) dan membandingkannya dengan data terukur di lapangan.

2. METODE

2.1. Parameter-parameter pompa

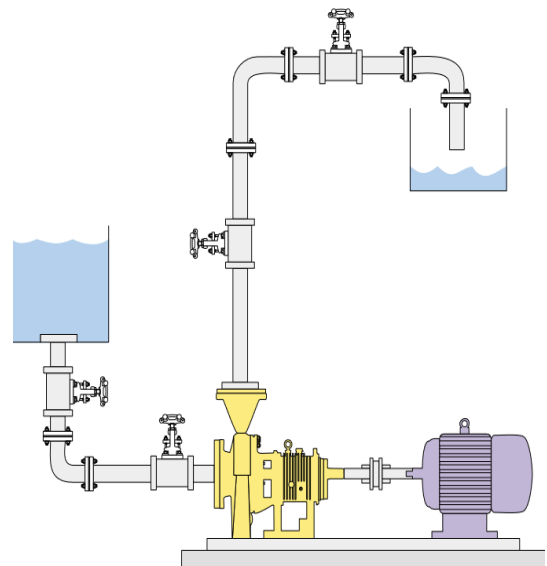
Penentuan kerja sebuah pompa ditentukan oleh nilai putaran spesifiknya. Putaran spesifik sebuah pompa dinyatakan sebagai berikut [24], [25]:

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1)$$

Pompa 1 tingkat mempunyai $n_s =$ Nilai putaran spesifik $n_s = 88 - 100$ [26][27]. Pompa dinamis hanya menambah momentum pada fluida melalui *impeller* yang berputar dengan cepat. Tidak ada volume tertutup momentum fluida ditingkatkan ketika melewati kanal terbuka dan kemudian kecepatan tingginya mengubah ke tekanan meningkat dengan keluar ke bagian *diffuser*. Nilai viskositas sangat berpengaruh terhadap pompa sentrifugal [7][8][9].

Head total pompa adalah gabungan komponen-komponen *head* yaitu kerugian gesekan pipa (H_f), *head* statis (H_s), dan *head* kecepatan (H_v). Jumlah ketiga elemen kepala total ini direpresentasikan dalam persamaan (2) [14][28].

$$H_t = H_s + H_f + H_v \quad (2)$$



Gambar 1. Instalasi pemompaan

Sumber : *Pump Principles Manua* [29]

Berdasarkan rumus *head* teoritis yang diperoleh sebelumnya, kami mendefinisikan bilangan tak berdimensi sebagai [27] :

$$H = \eta_h \cdot H_{th} = 2\eta_h \frac{V_{2u} U_2^2}{U_2} = \psi \frac{U_2^2}{2g} \quad (3)$$

dimana ψ adalah koefisien *head* yang besarnya adalah [30][31].

$$\psi = \frac{gH}{\omega^2 D_2^2} \quad (4)$$

Head maksimum pompa diperoleh dari data *impeller* dan spesifikasi rancangan pompa yang ditulis sebagai [32].

$$H_{th} = \frac{V_{2u}U_2}{g} \quad (5)$$

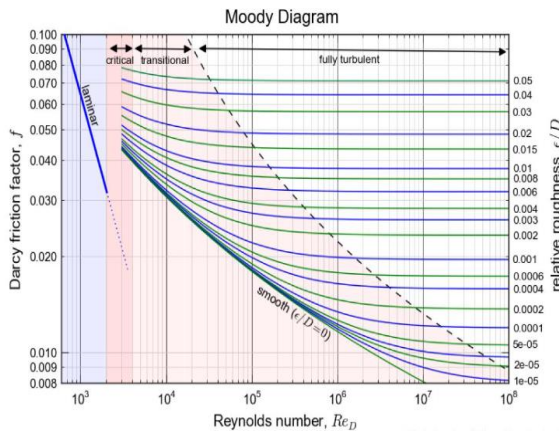
Total kerugian *head* pada pompa diperoleh sesudah pengujian pompa. Secara teoretis prediksi kerugian pada unit pompa terdiri dari jumlah kerugian gesekan, ekspansi, kontraksi, disk dan kerugian insidensial. Jumlah kerugian-kerugian gesekan, ekspansi dan kontraksi dinyatakan melalui $\sum h_f$. Kerugian gesekan disk yang dinyatakan dengan P_{ld} , dan kerugian insidensial yang dinyatakan dengan h_i .

Pada sistem perpipaan, kerugian *head* akibat gesekan h_f ditentukan berdasarkan jenis material pipa dan diplot pada diagram Moody pada gambar 2 [33][34].

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (6)$$

Head total instalasi dilukiskan dinyatakan sebagai berikut :

$$H_p = H_s + \left[\left(f \frac{L_s}{D_s} + \sum \zeta_s \right) \frac{V_s^2}{2g} + \left(f \frac{L_p}{D_p} + \sum \zeta_p + 1 \right) \frac{V_p^2}{2g} \right] \quad (7)$$



Gambar 2. Diagram Moody The Moody diagram untuk factor koefisien gesek Darcy-Weisbach

Sumber : Karen A. Flack, 2014 [33] [34]

Penyelesaian semua kerugian-kerugian aliran dalam sistem akan menghasilkan koefisien kehilangan sistem K . Nilai kerugian-kerugian gesek dapat diperoleh dengan menggunakan diagram Moody (Gambar 2) dan

data komponen-komponan sistem lainnya. Selanjutnya karena debit alaran yang melewati sistem $Q = A \cdot V$, maka penyelesaian persamaan (7) menjadi :

$$H_p = H_{stat} + KQ^2 \quad (8)$$

Berdasarkan segitiga kecepatan pada inlet dan outlet *impeller*, debit teoritis adalah [16][35]:

Debit fluida dihitung dengan rumus :

$$Q = \pi D_1 b_1 V_{2m} \phi = \pi D_2 b_2 V_{2m} \phi \quad (9)$$

Dimana D_1 dan D_2 berturut-turut adalah diameter luar *impeller*, dengan lebar alirannya pada outlet dan V_{2m} adalah komponen radial dari kecepatan absolut outlet. $\phi < 1$ adalah konstanta yang disebut faktor penyumbatan yang memperhitungkan bahwa aliran nyata melalui area lebih kecil karena penyumbatan lebar bilah di outlet. Pompa didesain menurut tiga parameter utama yaitu Head, debit dan daya. Oleh karena itu nilai debit ditentukan. Jika putaran telah ditetapkan maka debit diperoleh dari kecepatan dan luas penampang *impeller*.

Daya hidrolis pompa dipengaruhi oleh debit Q dan tekanan dihitung dengan rumus [36].

$$P = \rho g H Q = \Delta P \cdot Q \quad (10)$$

Efisiensi pompa terdiri dari efisiensi hidrolis (η_h), efisiensi volumetrik (η_v), efisiensi mekanik (η_m) Efisiensi Total (η)

$$\eta = \eta_h \eta_v \eta_m \eta \quad (11)$$

2.2. Performance pompa

Pada proses pengamatan putaran penggerak dibuat konstan sehingga putaran pompa juga konstan [25]. Dari kurva karakteristik ini, dimungkinkan untuk menentukan apakah pompa akan mampu mengalirkan fluida dengan debit dan head yang diinginkan dan apakah diperlukan pengaturan dalam sistem operasi atau tidak. Selain itu, kurva karakteristik ini menentukan ukuran motor yang diperlukan untuk mengoperasikan pompa pada kondisi yang diperlukan dan apakah sistem dapat bekerja efisien atau tidak.

Karakteristik actual kerja pompa diperoleh setelah memperhitungkan kerugian total head, Head actual pompa dinyatakan sebagai :

$$H = H_{th}(Q) - K_1 Q^2 - K_2 (Q - Q_d)^2 \quad (12)$$

Pada titik desain dan dekat dengannya, kerugian gesekan tidak menyebabkan terjadinya pemisahan aliran. Kerugian gesekan berkurang sementara pemisahan meningkat pada laju aliran rendah, sebaliknya untuk laju aliran yang lebih tinggi.

3. Data Pompa

Pompa sentrifugal pada setelah melalui proses reparasi akibat kerusakan pada *bearing* dioperasikan untuk mendistribusikan minyak dengan densitas 851.2 kg/m^3 dan viskositas kinematik $\nu = 3.124 \text{ cP}$. Pompa beroperasi dengan kecepatan $n = 2287 \text{ rpm}$. Debit rancang pompa adalah $Q_r = 0.053 \text{ m}^3/\text{s}$ dan *head* maksimum 17 meter. Diameter *impeller* pompa $D_2 = 0.19 \text{ meter}$.



Gambar 3. Pompa Sentrifugal
Sumber : Hasil Pengamatan

Data-data initalasi pompa adalah disajikan dalam tabel 1

Table 1. Data sistem pemompaan

Komponen	Jumlah	$\Sigma \zeta$	Satuan
Sisi Isap			
Tee	5	2,5	m
Gatevalve	4	0,6	m
Elbow	2	0,4	m
Reduser	1	0,15	m
Flexibel Join	4	2	m
L pφ16	23		m
Ds	0,1375		m
Sisi Tekan			
Tee	5	2,5	m
Gatevalve	4	0,6	m
Elbow	2	0,4	m
Reduser	1	0,15	m

Flexibel Join	4	0,2	m
Panjang pipa	238		m
Dp	0,1		m

Perhitungan nilai *head* sistem pada variasi nilai debit $H(Q)$ dilakukan dengan menggunakan persamaan (9) dan (10) dan digambarkan kurva performance sistem.

Pompa dioperasikan selama 14 jam sesuai dengan kebutuhan pemompaan. Pengamatan terhadap nilai parameter *head* H (m) dan debit pemompaan Q (m^3/h) selama waktu operasi dilakukan dan dicatat setiap jam. Data hasil pengamatan nilai $H(Q)$ diatur ulang secara berurutan menurut urutan nilai Q .

4. HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Data pemompaan

Data yang diperoleh dari hasil pengamatan di lapangan pada yang pompa beroperasi pada putaran konstan adalah data parameter-parameter utama yaitu debit (m^3/s) dan *head* (m). Debit diatur sesuai dengan kebutuhan pemompaan selama 14 jam kerja. Pengaturan ulang terhadap data hasil pengamatan pada setiap jam kerja pompa disajikan dalam tabel 2. Data hasil pengamatan pada tabel 2 menunjukkan bahwa pada putaran konstan $n = 2287 \text{ rpm}$ melalui pengaturan debit pompa dari $0,053 \div 0,095 \text{ m}^3/\text{s}$, *head* bervariasi dan turun dari nilai maksimum terukur $= 12,944 \div 4,747 \text{ m}$.

Tabel 2 Hasil pengukuran kerja pompa

No	Debit, Q [m^3/s]	Head, H [m]
1	0,053	12,944
2	0,057	12,611
3	0,059	12,069
4	0,061	11,905
5	0,063	11,500
6	0,068	10,318
7	0,072	9,704
8	0,076	9,079
9	0,080	8,439
10	0,084	7,832
11	0,087	7,216
12	0,088	6,998
13	0,091	6,600
14	0,093	5,388
15	0,095	4,747

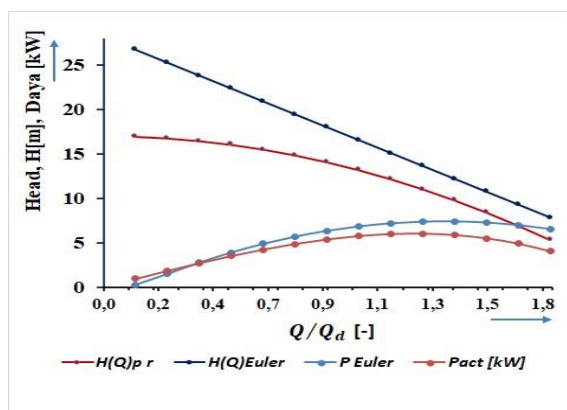
4.2. Perhitungan parameter-parameter pompa dan sistem

Parameter-parameter pompa dan sistem yang dihitung adalah semua *head*, dan daya. Perhitungan dilakukan berdasarkan ukuran geometri pompa, putaran dan debit rancang yang telah ditetapkan.

Pada penelitian ini dihitung *head* teoritis (Euler) sesuai persamaan (5), kemudian mengurangkannya dengan semua kerugian *head* pompa sesuai persamaan (8), sehingga diperoleh *head* yang dibangkitkan pompa sesuai dengan nilai debit $H(Q)$. Kurva pompa menunjukkan hubungan terukur antara variabel-variabel tersebut.

Hasil perhitungan *head* Euler dan *head* praktis pompa berdasarkan persamaan (5) dan (7) atau (8) untuk nilai debit pada tabel 2, maka digambarkan kurva ketergantungan *head* Euler, *head* praktis dan daya pompa pada gambar 4. Berdasarkan debit titik rancang pada data unit pompa ($Q_d=0.053\text{m}^3/\text{s}$), maka nilai sumbu horizontal Q/Q_d bervariasi dari 0÷1.8.

Gambar 4 menunjukkan kurva karakteristik pompa pada putaran konstan. *Head* teoritis pompa (H_{Euler}) awal adalah $H_{thmax} = 26,73$ meter pada $Q/Q_d = 0.02$. Kondisi diperoleh pada saat semua katup dalam keadaan tertutup. Selanjutnya *head* menurun secara linear sampai mencapai minimum pada $H_{thmin} = 7,8$ meter $Q/Q_d = 1,8$. Daya teoritis berdasarkan nilai H_{Euler} lebih rendah dari daya actual dengan nilai maksimum $P_{euler} = 7,37$ kW. Ini adalah kondisi ideal dan menggambarkan peningkatan konsumsi listrik.



Gambar 4. Kurva karakteristik pompa $H(Q)$ dan $P(Q)$

Dalam kondisi pengoperasian, kinerja pompa jauh lebih sulit diprediksi, sehingga harus menemukan berbagai definisi kehilangan tekanan. Peningkatan kehilangan hidraulik dan kehilangan pada disk antara *impeler* dan difuser yang dianggap sebagai faktor dominan [8]. *Head* pompa aktual dihitung dengan mengurangkan dari *head* teoretis bersih semua kehilangan aliran yang memberikan karakteristik *head*/laju aliran aktual asalkan diplot terhadap.

Selanjutnya dengan menghitung efisiensi internal pompa, maka diperoleh distribusi nilai *head* praktis dan digambarkan kurva $H(Q)pr$. *Head* neto fluida berkurang dengan meningkatnya debit Q untuk diameter *impeler* yang sama [12].

Head pompa maksimum $H(Q)_{max}$ berada pada $H_{pmax} = 17,0$ meter pada $Q/Q_d = 0.02$ dan menurun secara kuadrat melawati titik rancang $Q/Q_d = 1$ dengan nilai $H_p^* = 13.17$ meter dan mencapai minimum $H_{pmin} = 5.3$ meter pada $Q/Q_d = 1,8$.

Perbedaan antara rumus Euler yang ideal dan kurva $H(Q)$ aktual menggambarkan pengaruh kerugiannya pada pompa yang sebenarnya, termasuk kerugian blade, kerugian hidrolis, kerugian shock, dan kerugian kebocoran.

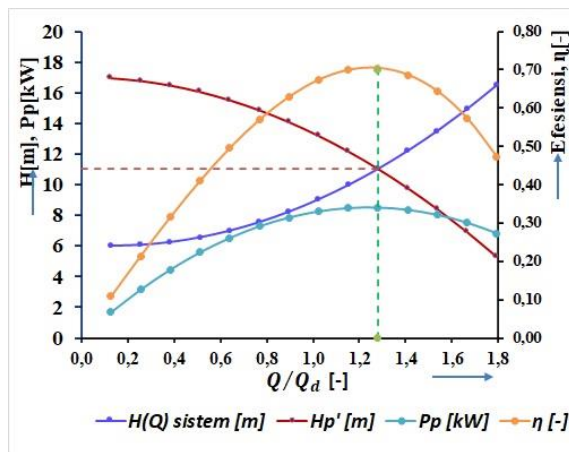
Dari hasil grafik data performance kerja pompa pada gambar 5 diketahui bahwa hasil daya pompa yang setara dengan kondisi operasi sistem adalah $Pp = 8.26$ kW pada $Q/Qd = 1,0$. dan mencapai maksimum 8.50 kW pada $Q/Qd = 1,28$ selanjutnya dengan peningkatan nilai Q daya pompa akan menurun dan mencapai 6.82 kW. Kecendrungan kurva *head* dan daya sesuai dengan teori performance pompa sentrifugal dan hasil-hasil penelitian pompa yaitu oleh El-Naggar, et al., 2013 [32], Gobran et al, 2019 [12], Peng Liu, et al, 2020 [8], Faisal Ansori et al 2018 [35], Hye In Kim, et al., 2022 [26]; Ajit S. A et al, 2019 [27] dan lain-lain.

Setelah dilakukan perhitungan analisis sistem pemompaan yang berhubungan dengan pipa dan katup-katup serta kelengkapan lainnya pada tabel 1. Penggambaran kurva *head* sistem pada rentang debit, dari nol hingga beberapa nilai di atas aliran maksimum yang dibutuhkan sesuai kondisi operasional sistem. Untuk menghasilkan kurva sistem, selesaikan perhitungannya

n head sistem untuk berbagai laju aliran proses yang diharapkan. dengan menggunakan persamaan (7) dan persamaan (12), maka persamaan (8) dan (12) menjadi $H_p = 6 + 1450Q^2$.

Kurva karakteristik sistem adalah representasi grafis dari hubungan antara debit dan kehilangan tekanan dalam sistem pipa. Kurva sistem sama sekali tidak bergantung pada karakteristik pompa. Throttling katup dalam sistem akan menghasilkan kurva sistem yang berbeda. Jika aliran melalui sistem akan dikontrol dengan membuka dan menutup katup.

Kurva sistem akan dimulai pada $Q = 0$ dan head dengan nilai head sama dengan head statis. Tinggi statis pada penelitian ini adalah $H_s = 6$ meter. Kenaikan head sesuai dengan bentuk dasar kurva sistem yaitu parabolik karena eksponen pada persamaan head loss.



Gambar 5. Kurva karakteristik pompa dan sistem $H(Q)$ dan $\eta(Q)$

Head sistem dapat ditentukan pada sumbu yang sama dengan kurva pompa. Perpotongan antara kurva karakteristik sistem dan pompa adalah titik operasi dengan nilai head disebut total dynamic head (TDH). Berdasarkan grafik pada gambar 5, titik operasi pompa dan sistem tanpa pengontrolan ditemukan pada $Q/Q_d = 1,28$ dengan nilai $Q = 0.068 \text{ m}^3/\text{s}$ dan $H = 11,6 \text{ m}$. daya pompa yang diberikan adalah daya maksimum pada kurva $P_p(Q)$ yaitu $P_p = 8.31 \text{ kW}$ dan titik ini adalah titik kerja optimal sistem pemompaan.

Gambar 5. Juga menunjukkan hubungan efisiensi pompa dengan Q yang merupakan bagian dari rangkaian kurva karakteristik pompa. Efisiensi pompa bervariasi dan terus

meningkat ke puncaknya, dan kemudian menurun saat Q meningkat lebih lanjut. Gambar 5 menunjukkan bahwa efisiensi mencapai nilai maksimum pada titik operasional pompa dan sistem yaitu $\eta_{\text{max}} = 0.70$ pada $Q/Q_d = 1,28$. Kondisi setara dengan daya maksimum pompa.

Nilai efisiensi hasil perhitungan pada penelitian ini sesuai dengan berbagai analisis pompa sentrifugal pada penelitian-penelitian sebelum. Efisiensi maksimum 0,7 sesuai dengan hasil yang diperoleh pada penelitian pengaruh clearance aksial pada pompa sentrifugal [37] penelitian pompa sentrifugal impeller Semi-Open [13], penelitian investigasi dan penanganan kemampuan kerja pompa sentrifugal pada aliran dua phase [11] penelitian prediksi karakteristik pompa sentrifugal dengan metode aliran satu dimensi [32], penelitian simulasi numerik pengaruh geometri impeller terhadap performance pompa sentrifugal [12], penelitian perhitungan aliran dan peramalan karakteristik pompa sentrifugal bertingkat [18], Penelitian investigasi instabilitas pompa sentrifugal satu tingkat dengan rumah volute [10], penelitian ekspansi pompa energi angin efisiensi tinggi dengan berbasis eksperimen dan metode CFD [38], penelitian pengembangan pompa sentrifugal ultra putaran spesifik rendah [26] penelitian experimental NPSH untuk dua pompa sentrifugal [39].

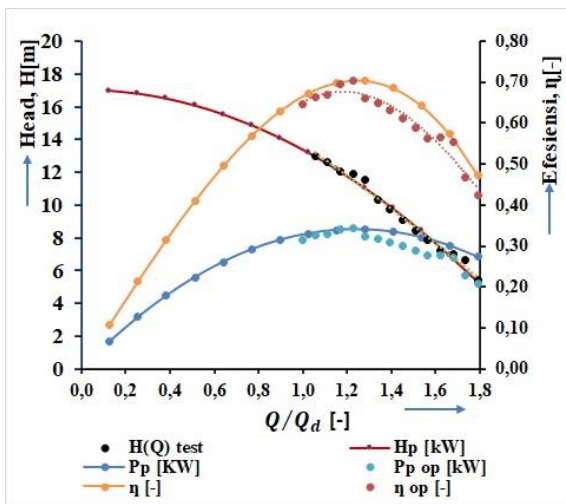
Sebaliknya hasil penelitian ini lebih rendah dari hasil penelitian prediksi kinerja pompa dan sistem pemompaan dengan efisiensi lebih besar dari 85% [40], penelitian pengaruh viskositas pada pompa pompa submersible listrik [7].

Berdasarkan grafik pada gambar 5 maka dapat dikatakan bahwa sistem ini bekerja pada kondisi optimum dimana parameter-parameter operasi berada pada nilai efisiensi pompa maksimum.

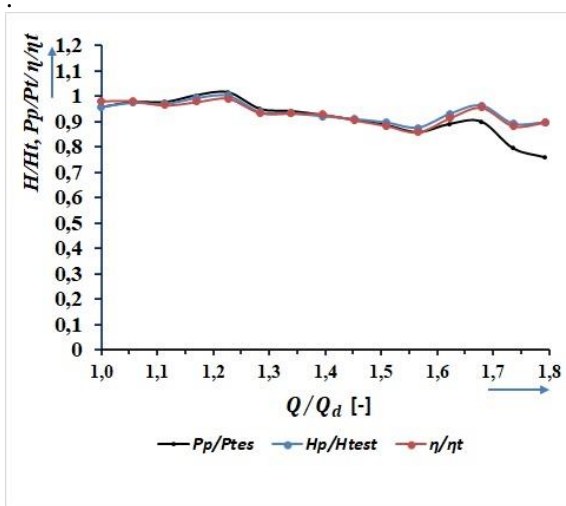
4.3. Validasi hasil perhitungan

Perbandingan antara hasil pengamatan dan perhitungan kinerja pompa digunakan untuk memvalidasi penelitian ini seperti yang ditunjukkan pada gambar 6. Data yang digunakan dalam adalah tabel 2 dengan diameter impeller $D_2 = 0.19 \text{ m}$.

Perbandingan antara hasil perhitungan dengan hasil pengamatan pada operasional pompa yang ditampilkan pada gambar 6, ditemukan bahwa terdapat sedikit perbedaan. Namun perbedaan sangat kecil karena hasil perhitungan *head* pompa menunjukkan hasil yang hampir mendekati nilai *head* actual hasil pengamatan. Dari data *head* dan debit tersebut diperoleh bahwa daya yang diberikan pompa kepada fluida sedikit lebih tinggi dari daya actual hasil pengamatan. Disisi lain efisiensi pompa hasil perhitungan sedikit lebih tinggi dari efisiensi pompa yang dihitung dari data *head* dan debit hasil pengamatan.



Gambar 6. Perbandingan kurva karakteristik hasil perhitungan dengan hasil pengukuran



Gambar 7. Perbandingan kurva karakteristik hasil perhitungan dengan hasil pengukuran

Hasil perbandingan ketiga variable utama itu ditampilkan pada gambar 7. Perbedaan ketiga nilai ini berkisar antara 1,8 % sampai 10% pada $Q/Q_d = 1 \div 1,8$.

Hal ini dapat terjadi karena factor operasi dan hal-hal teknis pada control sistem operasi. Namun demikian dengan hasil komparasi yang diperoleh pada gambar 6 dapat dikatakan bahwa hasil perhitungan teoritis dapat digunakan sebagai pertimbangan dalam perencanaan dan operasi sistem pemompaan. Hasil perbandingan ini menunjukkan bahwa kesesuaian operasional pompa dengan sistem belum berada pada kondisi kerja optimum, sehingga diperlukan pengontrolan sistem secara baik.

5. KESIMPULAN

Dari uraian hasil dan pembahasan, maka dapat buat kesimpulan sebagai berikut :

Secara teoritis bekerja pada kondisi optimum dimana parameter-parameter operasi berada pada nilai efisiensi pompa maksimum. *Head* operasi optimal pompa berada pada nilai $Q/Q_d = 1,28$ atau pada nilai debit $Q = 0,054 \text{ m}^3/\text{s}$ dan daya diberikan oleh pompa mencapai kondisi maksimum, dimana efisiensi maksimum adalah 70%. Secara teoritis sistem ini beroperasi pada kondisi optimal. Penelitian ini sesuai dengan hasil-hasil penelitian sebelumnya.

Terdapat perbedaan antara hasil perhitungan dengan hasil pengamatan untuk kondisi kerja pompa, namun perbedaan sangat kecil yaitu berkisar antara 1,8 % sampai 10% dimana hasil perhitungan *head* pompa menunjukkan hasil yang hampir mendekati nilai *head* actual hasil pengamatan, sehingga dapat disimpulkan bahwa hasil perhitungan teoritis dapat digunakan sebagai pertimbangan dalam perencanaan dan operasi sistem pemompaan.

Faktor-faktor penyebab perbedaan merupakan kajian penting yang diselenggarakan pada penelitian berikutnya, yang berhubungan dengan kerugian hidrolis, kerugian volumetrik, dan kerugian mekanis dihitung untuk berbagai kondisi operasi untuk menunjukkan hubungan antara tiga jenis kerugian dan kinerja pompa.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] K. E. Kurniawan, B. Santoso, and D. D. P. Tjahjana, "Improvement of centrifugal pump performance through addition of splitter blades on impeller pump," *AIP Conf. Proc.*, vol. 1931, no. February 2018, pp. 1–6, 2018, doi: 10.1063/1.5024112.
- [2] W. Sanchez Ocana, C. Carvajal, J. Poalacan, M. I. Pazmino, E. S. Jacome, and L. Basantes, "Cavitation Analysis with CFD Techniques of the Impeller of a Centrifugal Pump," *Indian J. Sci. Technol.*, vol. 11, no. 22, pp. 1–6, 2018, doi: 10.17485/ijst/2018/v11i20/123055.
- [3] S. Linn, "Operating Principle of Centrifugal Pump and its Applications," *J. Appl. Mech. Eng.*, vol. 11, no. 1000424, p. 1000424, 2022, doi: 10.35248/2168-9873.22.11.424.Citation.
- [4] K. Alawadhi, B. Alzuwayer, T. A. Mohammad, and M. H. Buhemdi, "Design and optimization of a centrifugal pump for slurry transport using the response surface method," *Machines*, vol. 9, no. 3, 2021, doi: 10.3390/machines9030060.
- [5] P. Piyushkumar, S. Valand, and R. Suthar, "A Technical Review on Analysis of Centrifugal Pump," *Int. J. Sci. Res. Sci. Technol. IJSRST*, vol. 4, no. 5, pp. 785–790, 2018.
- [6] R. Torabi and S. A. Nourbakhsh, "The effect of viscosity on performance of a low specific speed centrifugal pump," *Int. J. Rotating Mach.*, vol. 2016, 2016, doi: 10.1155/2016/3878357.
- [7] W. Yin, "CFD SIMULATION OF THE INFLUENCE OF VISCOSITY ON AN," Texas A&M University, 2016.
- [8] P. Liu *et al.*, "Effects of fluid viscosity and two-phase flow on performance of ESP," *Energies*, vol. 13, no. 20, 2020, doi: 10.3390/en13205486.
- [9] B. Kim, M. H. Siddique, A. Samad, G. Hu, and D. E. Lee, "Optimization of Centrifugal Pump Impeller for Pumping Viscous Fluids Using Direct Design Optimization Technique," *Machines*, vol. 10, no. 9, pp. 1–26, 2022, doi: 10.3390/machines10090774.
- [10] X. Li, Z. Zhu, Y. Li, and X. Chen, "Experimental and numerical investigations of head-flow curve instability of a single-stage centrifugal pump with volute casing," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, vol. 230, no. 7, pp. 633–647, 2016, doi: 10.1177/0957650916663326.
- [11] Q. Si, G. Bois, Q. Jiang, W. He, A. Ali, and S. Yuan, "Investigation on the handling ability of centrifugal pumps under air-water two-phase inflow: Model and experimental validation," *Energies*, vol. 11, no. 11, pp. 1–17, 2018, doi: 10.3390/en11113048.
- [12] M. Hassan Gobran, "Numerical Simulation of Centrifugal Pump and Effect of Impeller Geometry on Its Performance," *Eng. Appl. Sci.*, vol. 4, no. 2, p. 21, 2019, doi: 10.11648/j.eas.20190402.11.
- [13] A. Ayad, H. Abdalla, and A. Abo El-Azm, "Numerical Study of the Semi-Open Centrifugal Pump Impeller Side Clearance," *Int. Conf. Aerosp. Sci. Aviat. Technol.*, vol. 16, no. AEROSPACE SCIENCES, pp. 1–14, 2015, doi: 10.21608/asat.2015.23015.
- [14] M. E. Matlakala and D. V. von Kallon, "Optimization of the Pumping Capacity of Centrifugal Pumps Based on System Analysis," *12th South African Conf. Comput. Appl. Mech. SACAM 2020*, vol. 00024, 2020, doi:

- 10.1051/mateconf/202134700024.
- [15] R. A. Rivaldy and D. Mulyono, "Optimalisasi Unjuk Kerja Pompa Sentrifugal P1302 di PT Petrokimia Gresik," *Pros. Semin. Nas. Teknol. Energi dan Miner.*, vol. 2, no. 1, pp. 300–308, 2022, doi: 10.53026/sntem.v2i1.853.
- [16] C. B. Jacobsen, *The Centrifugal Pump*, Grundfos. GRUNDFOS Management, 2010.
- [17] W. M. Rumaherang, J. Louhenapessy, M. F. Noya, and C. S. Tupamahu, "Studi Eksperimental Performance Kavitasi Waterjet Propulsi," *ALE Proceeding*, vol. 4, pp. 112–120, 2021, doi: 10.30598/ale.4.2021.112-120.
- [18] W. M. Rumaherang, "Perhitungan aliran dan peramalan karakteristik pompa sentrifugal bertingkat dengan penggunaan CAD blade's system," *J. Ilm. Tek. Mesin CAKRAM*, vol. 2, no. 2, pp. 69–76, 2008.
- [19] A. Nasution, M. Nasution, and M. Rohim, "Analisa Pengaruh Sudut Masuk Terhadap Jumlah Sudu Pada Sudu Pompa Sentrifugal," *Piston*, vol. 4, no. 2, pp. 51–58, 2020, [Online]. Available: <http://repository.uisu.ac.id/handle/123456789/410>
- [20] L. Gevorkov, "Model Based Power Estimation for Centrifugal Pumps," in *Conference Paper*, 2017, no. January, pp. 1–5. [Online]. Available: <https://www.researchgate.net/publication/313249514%0AModel>
- [21] S. Amrullah, R. Jayana, G. Fadhilah, and A. D. Puspita, "Perbandingan Kualitas Minyak Pirolisis, Minyak Tanah, dan Solar The Quality Comparison of Pirolysis Oil, Kerosene, and Diesel," *J. Pengendali. Pencemaran Lingkung.*, vol. 3, no. 02, pp. 51–57, 2021, [Online]. Available: <https://ejournal.pnc.ac.id/index.php/jppl>
- [22] W. T. Putra, M. Malyadi, and A. Bima, "Studi Ekperimen Campuran Bahan Bakar Minyak Plastik jenis PET dengan Premium dan Pertamina," in *Prosiding SNTTM XVIII, 9-10 Oktober 2019, KE24*, 2019, pp. 9–10.
- [23] Pertamina, "Spesifikasi Produk BBM, BBN & LPG," *Spesifikasi Prod. BBM, BBN LPG*, p. 23, 2020.
- [24] W. G. Li, "Modeling Viscous Oil Cavitating Flow in a Centrifugal Pump," *J. Fluids Eng. Trans. ASME*, vol. 138, no. 1, 2016, doi: 10.1115/1.4031061.
- [25] W. Nuha, W. M. Rumaherang, and J. Louhenapessy, "Optimasi Parameter-Parameter Energi Pada Clutch Point Konverter Torsi Melalui Variasi Rasio Putaran," *J. Tek. Mesin, Elektro, Inform. Kelaut. dan Sains*, vol. 1, no. 1, pp. 23–29, 2021, doi: 10.30598/metiks.2021.1.1.23-29.
- [26] H. I. Kim, T. S. Roh, H. Huh, and H. J. Lee, "Development of Ultra-Low Specific Speed Centrifugal Pumps Design Method for Small Liquid Rocket Engines," *Aerospace*, vol. 9, no. 9, pp. 1–19, 2022, doi: 10.3390/aerospace9090477.
- [27] A. S. Aidhen, S. Malik, and C. D. Kishanrao, "Turbine mode performance evaluation of centrifugal pump," *Int. J. Eng. Adv. Technol.*, vol. 9, no. 1, pp. 6804–6809, 2019, doi: 10.35940/ijeat.A2980.109119.
- [28] Merkley and Allen, "Pumps & System curves," *Sprink. Trickle Irrig. Lect.*, vol. 123, no. 226, pp. 123–144.
- [29] A. W. C. C. Makes, *Pump Principles*. CHESTERTON. [Online]. Available: <http://powerequipment.honda.com/p>

- umps/pump-theory-1
- [30] A. Patil and G. Morrison, "Affinity law modified to predict the pump head performance for different viscosities using the morrison number," *J. Fluids Eng. Trans. ASME*, vol. 141, no. 2, 2019, doi: 10.1115/1.4041066.
- [31] M. M. Shamsuddeen *et al.*, "Flow field analysis and feasibility study of a multistage centrifugal pump designed for low-viscous fluids," *Appl. Sci.*, vol. 11, no. 3, pp. 1–16, 2021, doi: 10.3390/app11031314.
- [32] M. A. El-Naggar, "A one-dimensional flow analysis for the prediction of centrifugal pump performance characteristics," *Int. J. Rotating Mach.*, vol. 2013, no. 1, 2013, doi: 10.1155/2013/473512.
- [33] K. A. Flack and M. P. Schultz, "Roughness effects on wall-bounded turbulent flows," *Phys. Fluids*, vol. 26, no. 10, 2014, doi: 10.1063/1.4896280.
- [34] A. A. Madeira, "Major and minor head losses in a hydraulic flow circuit: Experimental measurements and a Moody's diagram application," *Eclat. Quim.*, vol. 45, no. 3, pp. 47–56, 2020, doi: 10.26850/1678-4618eqj.v45.3.2020.p47-56.
- [35] F. Ansori and E. Widodo, "Analysis on Centrifugal Pump Performance in Single, Serial, and Parallel," *J. Energy, Mech. Mater. Manuf. Eng.*, vol. 3, no. 2, p. 79, 2018, doi: 10.22219/jemmme.v3i2.6958.
- [36] D. Bach, F. Schmich, T. Masselter, and T. Speck, "A review of selected pumping systems in nature and engineering - Potential biomimetic concepts for improving displacement pumps and pulsation damping," *Bioinspiration and Biomimetics*, vol. 10, no. 5, 2015, doi: 10.1088/1748-3190/10/5/051001.
- [37] L. Cao, Y. Zhang, Z. Wang, Y. Xiao, and R. Liu, "Effect of Axial Clearance on the Efficiency of a Shrouded Centrifugal Pump," *J. Fluids Eng. Trans. ASME*, vol. 137, no. 7, 2015, doi: 10.1115/1.4029761.
- [38] W. Li, L. Ji, W. Shi, L. Zhou, H. Chang, and R. K. Agarwal, "Expansion of High Efficiency Region of Wind Energy," *J. Energies*, vol. 13, no. 2, pp. 1–24, 2020.
- [39] M. S. de la Fuente, J. González, C. M. González, R. B. Perotti, and E. Reynaud, "NPSH Experimental Data for Two Centrifugal Pumps," in *MDPI*, 2018, no. 1, p. 1410. doi: 10.3390/proceedings2231410.
- [40] H. Zhu, G. Bo, Y. Zhou, R. Zhang, and J. Cheng, "Performance prediction of pump and pumping system based on combination of numerical simulation and non-full passage model test," *J. Brazilian Soc. Mech. Sci. Eng.*, vol. 41, no. 9, pp. 1–12, 2019, doi: 10.1007/s40430-019-1874-9.