

EVALUASI UNJUK KERJA POMPA SENTRIFUGAL P-2941 A SEBAGAI POMPA AIR PANAS KAPASITAS 39,68 M³/JAM DI KILANG MINYAK PT X

Sujono¹, Totok Widiyanto^{1*}, Maulana Andhika¹

¹Teknik Mesin Kilang, Politeknik Energi dan Mineral Akamigas, Cepu, Blora, 58315

*E-mail : totokwidiyanto67@gmail.com

ABSTRAK

Pompa sentrifugal P-2941 A di PT X digunakan untuk memompa air panas dari *Tanki* TK-2941 ke *Jacket* Reaktor. Pompa ini desain awalnya digunakan untuk kapasitas 150 m³/jam, sedangkan karena kebutuhan saat ini dioperasikan pada kapasitas 39,68 m³/jam. Karena adanya perubahan kapasitas operasi ini maka kemungkinan besar akan berpengaruh pada unjuk kerjanya. Maka dari itu untuk memastikan apakah ada perubahan unjuk kerjanya, maka dilakukanlah penelitian ini dengan tujuan untuk mengevaluasi unjuk kerja dari pompa tersebut meliputi *head*, daya, efisiensi, dan *Net Positive Suction Head Available* (NPSHa), sehingga bila ada yang tidak sesuai dapat segera diperbaiki atau dicari solusinya. Metode untuk melakukan evaluasi unjuk kerja dilakukan dengan pengambilan data-data di lapangan tempat pompa itu dioperasikan, melakukan perhitungan parameter unjuk kerja (*head*, daya, efisiensi, NPSHa) kemudian membandingkan dengan kurva hasil test di pabrikannya. Hasil evaluasi unjuk kerja pompa sentrifugal P-2941 A diperoleh kapasitas operasi 39,68 m³/jam lebih rendah dari desain (150 m³/jam). *Head* operasi pompa 37,674 m (lebih tinggi dari desain 36 m). Efisiensi pompa hanya 30 % sedangkan desain 62%. Daya pompa 13,007 kW sedikit lebih tinggi dari kurva 12 kW. Besar NPSHa 15,358 m jauh lebih besar dibanding *Net Positive Suction Head required* (NPSHr) dari kurvanya yaitu 1 m, sehingga operasi pompa masih aman dari kavitasi. Dari data perhitungan dan dibandingkan dengan kurva kinerja pompa, ternyata masih mendekati garis kinerja sehingga secara umum kondisi pompa masih baik (sesuai dengan garis kurva). Namun pompa beroperasi jauh dibawah desain, maka efisiensinya rendah hanya 30% dibanding desain yaitu 62%. Hal ini menunjukkan bahwa ukuran pompa terlalu besar, sehingga disarankan perlu penggantian, *trim impeler* atau menggunakan *Variable Speed Drive* (VSD) sesuai dengan kapasitas dan *head* yang dibutuhkan.

Kata Kunci: *Net Positive Suction Head Available, Net Positive Suction Head required, Pompa Sentrifugal, Unjuk Kerja*

1. PENDAHULUAN

Pompa merupakan mesin yang digunakan untuk memindahkan cairan melalui sistem perpipaan dan untuk menaikkan tekanan cairan. Penggunaan pompa di industri terutama industri migas, merupakan salah satu alat penting yang tidak bisa dihindari karena merupakan jantung industri untuk mensirkulasikan fluida dari proses yang satu ke proses yang lainnya. Karena pentingnya alat ini maka perlu dipantau kondisi unjuk kerjanya sehingga bila ada kekurangan-sesuaian kinerja segera diketahui dan segera bisa dicari penyebab dan penanganannya. Untuk itu maka evaluasi unjuk kerja pompa ini perlu dilakukan secara periodik/berkala, bahkan sebenarnya dapat dilakukan secara *riil time*.

Pompa sentrifugal P-2941 A merupakan salah satu pompa di PT X yang digunakan untuk transfer air panas dari tanki TK-2941 ke *Jacket* Reaktor untuk mempertahankan suhu operasi. Pompa ini didesain pada kapasitas 150 m³/jam sedangkan operasinya saat ini hanya pada kapasitas 39,68 m³/jam sehingga sangat jauh di bawahnya. Dari kondisi operasi inilah maka tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengevaluasi unjuk kerja pompa P-2941 A meliputi *Head*, Daya, Efisiensi dan *Net Positive Suction Head Available* (NPSHa) apakah masih baik/sesuai, sehingga dengan mengetahui kondisi pompa tersebut dapat mengambil tindakan lebih awal

sesuai dengan kebutuhannya sehingga dapat mencegah kemungkinan terjadinya kerugian yang lebih jauh.

Penelitian-penelitian sebelumnya yang pernah dilakukan sehubungan dengan evaluasi unjuk kerja pompa sentrifugal diantaranya adalah analisa unjuk kerja pompa sentrifugal pada operasi *suction head* tunggal, seri, paralel dan hasilnya menunjukkan bahwa pembukaan katup berbanding terbalik dengan *head* total [1]. Penelitian juga dilakukan dengan optimalisasi unjuk kerja pompa sentrifugal jenis vertikal di perusahaan petrokimia, dimana hasilnya untuk menaikkan kapasitas pompa dengan jalan mengganti motor dari putaran rendah ke putaran tinggi sehingga dapat menaikkan efisiensi pompanya [2].

Penelitian lain juga tentang analisa unjuk kerja pompa sebelum dan sesudah penggantian *wearing ring*, hasil menunjukkan bahwa semakin besar *clearance wearing ring* (sebelum penggantian) semakin rendah efisiensinya, dan sebaliknya semakin kecil *clearance wearing ring* (sesudah penggantian) efisiensi pompa lebih tinggi [3]. Dari kasus ini menunjukkan bahwa *clearance* membesar karena adanya keausan berdampak pada bertambah banyaknya sirkulasi cairan kembali dari sisi *discharge* ke *suction* dalam rumah volute sehingga menurunkan efisiensi pompa. Maka dari itu monitoring unjuk kerja dan pemeliharaan untuk mempertahankan kinerja pompa sangat penting supaya unjuk kerja terjaga pada kondisi terbaik.

Durasi jam operasi dan unjuk kerja pompa juga akan berpengaruh dimana lamanya jam operasi 26.300 jam akan menurunkan efisiensi pompa sekitar 2% [4]. Pengaruh material impleter terhadap unjuk kerja pompa diantaranya material *Bronze* (*specific gravity* (SG) 8,3), *Cast Iron* (SG 7,3) dan *Zinc* (SG 7,135), dimana *Bronze* lebih berat dari *Cast Iron* dan *Zinc*, dan hasilnya menunjukkan bahwa bahan *Zinc* memiliki *overall efficiency* paling tinggi disusul *Cast Iron* dan *Bronze* [5]. Unjuk kerja pompa sentrifugal dapat juga diprediksi secara teori dan hasilnya mirip/sesuai dengan kondisi riil, bahwa semakin turun *flowrate* maka *head* pompa akan naik dan *power* akan turun[6].

Dampak pengaturan kapasitas dengan bukaan katup dan penggunaan *variable speed drive* (VSD) menunjukkan bahwa efisiensi pengaturan dengan VSD efisiensinya lebih tinggi dibanding dengan menggunakan bukaan katup [7]. Begitu juga dampak pemeliharaan yang tidak baik akan menyebabkan keausan bertambah dan menyebabkan kebocoran atau masalah lainnya yang berdampak pada penurunan efisiensi dan meningkatnya kebutuhan daya pompa, sehingga pemeliharaan yang baik, teratur sangat dibutuhkan dalam suatu industri [8].

Dari penelitian-penelitian di atas belum ada yang membandingkan data hasil operasi pompa saat ini dengan kurva bawaan pabrik/hasil test awal. Hal ini penting karena untuk mengetahui apakah pompa masih baik apa tidak dan sesuai tidaknya dengan ukuran yang seharusnya. Untuk itu maka dalam penelitian ini dilakukan dengan membandingkan antara perhitungan data operasi dan kurva dari pabrik, dimana data-data operasi diambil dari lapangan kemudian dilakukan perhitungan unjuk kerjanya dan dibandingkan (diplot) ke kurva bawaan pabrik sehingga nantinya diketahui apakah titik kerja masih berimpit (segaris) atau sudah menjauh dari garis kurva kinerja pompa tersebut.

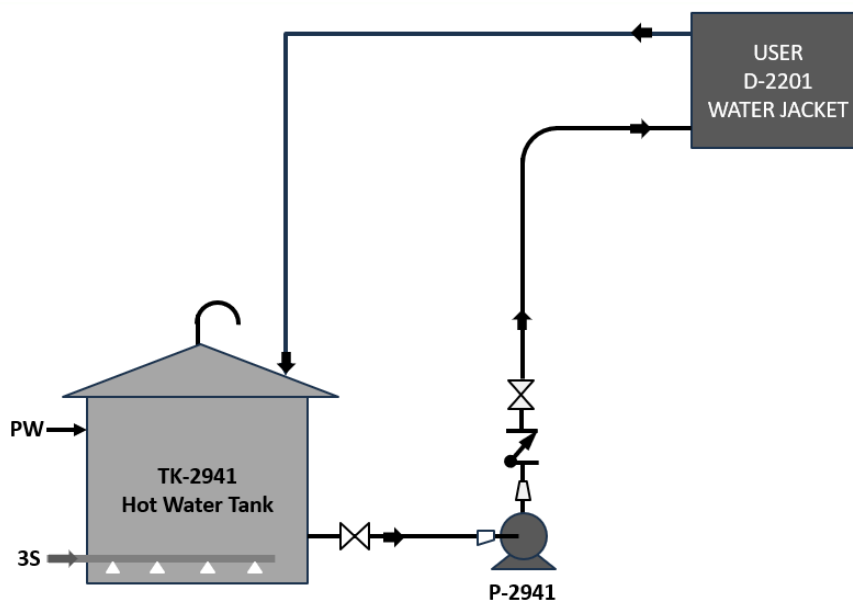
2. METODE

Dalam penelitian ini metode yang digunakan seperti pada Gambar 1 adalah menentukan data apa saja yang akan digunakan untuk menghitung evaluasi unjuk kerjanya pompa, kemudian data tersebut diambil di lapangan langsung yaitu di kilang pengolahan minyak PT X. Data yang diperoleh kemudian dilakukan perhitungan untuk mendapatkan unjuk kerja kondisi saat operasi, kemudian hasil dari perhitungan dibandingkan dengan kurva unjuk kerja yang diperoleh dari hasil test di pabrik saat awal pembelian ataupun saat instalasi awal.



Gambar 1. Flow Chart Metode Penelitian

Pompa P-2941 A merupakan pompa sentrifugal yang dioperasikan di kilang minyak PT X. Pompa ini merupakan pompa yang digunakan untuk mengalirkan air panas (90°C) dari tangki air panas menuju ke *jacket reactor* untuk menjaga suhu cairan dalam *reactor* (87°C) selama beroperasi. Adapun diagram alir sederhana dari sistem pompa tersebut dapat dilihat pada diagram Gambar 2 di bawah ini.



Gambar 2. Diagram alir sistem pompa P-2941 A

Data spesifikasi motor penggerak dan pompa P-2941 A diperoleh dari *data sheet* unit pompa sesuai dengan *nameplate* dan merknya disajikan dalam bentuk Tabel 1, sedangkan Tabel 2 data pompa saat beroperasi (kapasitas, tekanan dan suhu fluida) diambil dari *control room* dan juga dari manometer yang terpasang di lapangan, dan level ketinggian cairan dalam tanki diambil di lokasi tanki dengan mencatat bacaan level di dinding tanki. Sedangkan sifat-sifat cairan diambil dari tabel fluida (air) pada suhu operasi.

Tabel 1. Data spesifikasi Pompa dan Motor Penggeraknya

Parameter	Nilai
Pompa	
Pabrik pembuat	XXXX
Fluida Service	Air panas
Serial Number	-
Model	-
Kapasitas	150 m ³ /jam
Head	30 m
Putaran motor	1470 rpm
Jumlah Tingkat pompa	Single Stage
Efisiensi	62%
NPSHr	1,6 m
Motor Penggerak	
Pabrik pembuat	XXXXX
Jenis penggerak	Motor Listrik
Tegangan	380 Volt
Arus	56 Ampere
Phase	3 phase
Putaran	1470 rpm
Power faktor	0,87
Frekuensi	50 Hz
Efisiensi	93%

Tabel 2. Data Operasi

Parameter	Nilai
Fluida service	Air panas
Temperatur operasi	90°C
Berat jenis crude (γ)	965 kg/m ³ abs
Tekanan penguapan (P_v)	7149 kg/m ² abs
Kekentalan absolut (μ)	0,32 Cp (0,0032 grm/cm.s)
Tekanan permukaan tangki suction (P_1)	20632,1 kgf/m ²)
Tekanan manometer discharge (P_d)	50333 kgf/m ² .
Kapasitas (Q)	39,68 m ³ /jam (0,0110 m ³ /s)
Tinggi level cairan tangki suction (Z_1)	1,4 m
Tinggi level cairan tangki discharge (Z_2)	8 m

Data sistem perpipaan *suction* digunakan untuk menghitung rugi-rugi *head* (*head losses*) pada sisi *suction* karena di sisi *suction* tidak tersedia manometer sehingga harus dihitung secara manual. Data sistem perpipaan *suction* dapat dilihat pada Tabel 3, sedangkan untuk bagian sisi *discharge* terlihat pada Tabel 4.

Tabel 3. Data Instalasi Perpipaan Suction

	Item	Jumlah	Panjang Equivalent (L_e)	Jumlah Equivalent ($L + L_e$)
Sistem perpipaan NPS 8 inc	Pipa		-	3,1 m
	Tee	1	14 ft	4,27 m
	Gate Valve	1	9 ft	2,75 m

Sch 40	<i>Ece Reducer</i>	1	7 ft	2,13 m
	<i>Inlet</i>	1	24 ft	7,31 m
	Panjang total $L_t = (L + L_e)$			19,56 m

Tabel 4. Data Instalasi Perpipaan *Discharge*

	Item	Jumlah	Panjang <i>Equivalent</i> (L_e)	Jumlah <i>Equivalent</i> ($L + L_e$)
Sistem perpipaan NPS 6 inc Sch 40	Pipa		-	43,34 m
	<i>L.R Elbow 90</i>	1	130 ft	39,63 m
	<i>Ece Red 6 x 5</i>	1	4 ft	1,22 m
	<i>Gate Valve 75%</i>	1	102 ft	31,09 m
	<i>Cek Valve</i>	1	65 ft	19,81 m
	<i>Tee</i>	1	30 ft	9,15 m
	Panjang total $L_t = (L + L_e)$			143,02 m

A. Perhitungan *Head Losses Suction*

Menentukan kecepatan aliran fluida sisi permukaan cairan tanki *suction* (V_1) dengan persamaan sebagai berikut,

$$V_1 = \frac{4Q}{\pi D_1^2}, \text{ m/s} \quad (1)$$

Apabila diketahui $V_1 \approx 0$ m/s atau sangat kecil sekali sehingga dapat dianggap nol/diabaikan, maka menentukan kecepatan aliran fluida di pipa *suction* (V_s) adalah,

$$V_s = \frac{4Q}{\pi D_s^2}, \text{ m/s} \quad (2)$$

Dengan Q sebesar 0,0110 m³/s dan D_s 0,2027 m untuk NPS 8" SCH 40 [9], maka menggunakan Pers. (2) besarnya kecepatan pipa *suction* didapatkan 0,3411 m/s. Menentukan bilangan Reynold sisi suction (R_{ns}),

$$R_{ns} = \rho \frac{V_s D_s}{\mu} \quad (3)$$

Bila diketahui densitas fluida 965 kg/m³ dan kekentalan dinamik fluida 0,32 Cp (0,00032 kg/m.s), maka besarnya bilangan Reynold *suction* adalah 208.503,24 (aliran turbulen). Untuk menghitung kekasaran relatif (ϵ) permukaan pipa *suction* dengan persamaan,

$$\epsilon = \frac{e}{D_s} \quad (4)$$

Besarnya faktor gesekan menggunakan diagram Moody dengan parameter bilangan Reynold ($R_{ns} = 208.503,24$) dan kekasaran relative ($\epsilon = 0,000225$) sehingga diperoleh faktor gesekan (f) sebesar 0,0172.

Perhitungan *Head Losses Suction* (h_{ls})

$$h_{ls} = f \frac{L_t}{D_s} \frac{V_s^2}{2g} \quad (5)$$

Bila diketahui panjang pipa total 19,56 m dan menggunakan hasil perhitungan di atas maka *head loss suction* adalah 0,0098 m.

B. *Head loss Strainer*

Besarnya *head loss strainer* dihitung menggunakan persamaan,

$$h_{str} = k \frac{V_s^2}{2g} \quad (6)$$

Sehingga *head loss strainer* adalah 0,00415 m dan *head loss total suction* Adalah, $h_{lst} = h_{ls} + h_{str} = 0,01395$ m

C. Perhitungan Head Losses Discharge

Langkah dalam perhitungan *head loss discharge* menggunakan Persamaan seperti dalam perhitungan *Head Loss Suction* dengan data pada *Discharge*. Langkah pertama dilakukan dengan menentukan kecepatan aliran fluida sisi permukaan cairan tangki *discharge* (V_2) dengan Pers. (1). Apabila diketahui kecepatan aliran cairan di permukaan tangki/vessel *discharge* (V_2) ≈ 0 m/s (sangat kecil sekali dapat dianggap nol-diabaikan), maka menentukan kecepatan aliran fluida di pipa *discharge* (V_d) menggunakan Pers. (2) dengan Q sebesar 0,0110 m³/s dan diameter dalam pipa *discharge* sebesar 0,1541 m untuk NPS 6" SCH 40 [9], maka besarnya kecepatan aliran fluida sisi *discharge* adalah 0,5901 m/s.

Menentukan bilangan Reynold sisi *discharge* (R_{nd}) menggunakan Pers. (3) dengan kecepatan fluida sisi *discharge* sebesar 0,5901 m/s, diameter dalam pipa sisi *discharge* 0,1541 m. Sehingga besarnya bilangan Reynold *discharge* adalah 274.224,08 (aliran turbulen). Kemudian dilakukan perhitungan kekasaran relatif (ϵ) permukaan pipa *discharge* dengan Pers. (4). Bila kekasaran permukaan pipa 0,0018 inch (untuk *commercial steel pipe*) dan diameter dalam pipa *discharge* 6,065 inch maka kekasaran relatif didapatkan sebesar 0,0003. Besarnya faktor gesekan menggunakan diagram moody, diperoleh faktor gesekan f sebesar 0,0171. Perhitungan *Head Losses Discharge* (h_{ld}) menggunakan Pers. (5) didapatkan *head loss discharge* adalah 0,2817 m.

D. Perhitungan Head Total Pompa (H)

Besarnya *head total* pompa dihitung dengan persamaan sebagai berikut [10].

$$H = \frac{P_d - P_1}{\gamma} + Z_d - Z_1 + \frac{v_d^2 - v_1^2}{2g} + (h_{ls} + h_{ld}) \quad (7)$$

Sehingga diperoleh *head total* pompa adalah 37,674 m.

E. Perhitungan Daya

Daya Hidrolis (P_w) dihitung dengan persamaan berikut,

$$P_w = \frac{\rho \times g \times Q \times H}{1000} \quad (8)$$

Daya Poros (P_p) dengan persamaan berikut,

$$P_p = \frac{P_w}{\eta_p} \quad (9)$$

Daya Motor Penggerak (P_m) dengan persamaan [11],

$$P_m = \frac{P_p(1 + \alpha)}{\eta} \quad (10)$$

menggunakan data dan hasil persamaan di atas didapatkan nilai P_w sebesar 3,923 kW, P_p sebesar 13,077 kW dan P_m sebesar 15,039 kW.

F. NPSHa (Net Positive Suction Head Available)

Besarnya NPSHa dihitung dengan persamaan sebagai berikut [12].

$$NPSH_a = \frac{P_t - P_v}{\gamma} + Z_1 - h_{l1s} \quad (11)$$

Bila diketahui tekanan absolut permukaan cairan dalam tangki (Pt) sebesar 20632,1kg/m²; tekanan penguapan cairan kondisi operasi (Pv) sebesar 7149 kg/m², berat jenis cairan minyak sebesar 965 kg/m³; tinggi kolom cairan pada tangki *suction* (Z1) 1,4 m dan *head loss sisi suction* (h11s) sebesar 0,01395 m, maka NPSH_a didapatkan sebesar 15,358 m.

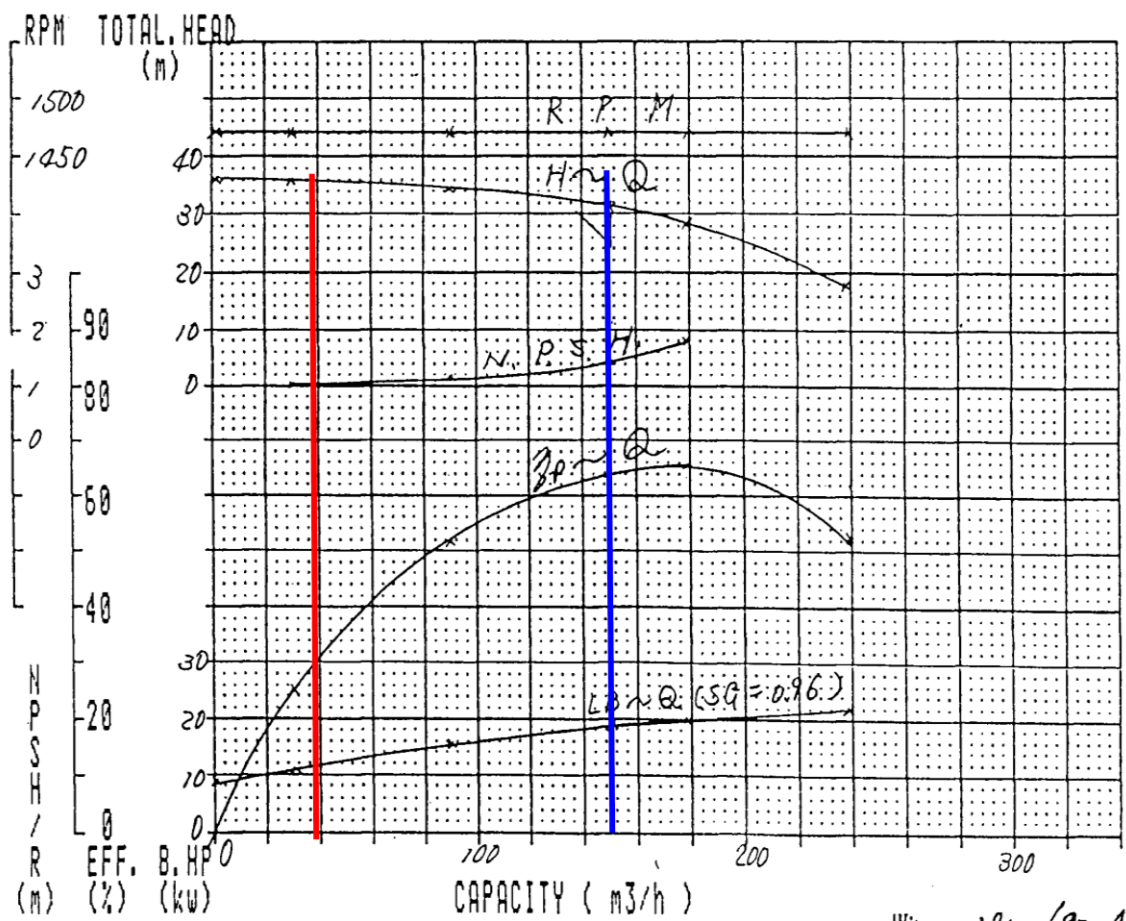
3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Dari hasil perhitungan di atas maka diperoleh data-data unjuk kerja pompa sentrifugal tersebut dalam bentuk Tabel 5 berikut ini. Dari Tabel 5 dan Gambar 3 terlihat bahwa pompa beroperasi jauh di bawah operasi awalnya, dimana kapasitas awal desainya 150 m³/jam sedangkan operasinya hanya 39,68 m³/jam hal ini menyebabkan efisiensi pompa sangat rendah yaitu hanya 30% jauh dibawah desainnya yaitu 62% hal ini menunjukkan bahwa pompa terlalu besar ukurannya/*oversized* (lihat Gambar 2). Dengan rendahnya efisiensi ini maka berdampak pada konsumsi energi yang lebih besar bila dibandingkan dengan ukuran pompa yang sesuai, sehingga disarankan untuk mengganti ukuran pompa yang lebih kecil atau melakukan *trimming impeler* (bila *casing* masih memungkinkan) atau menggunakan *Variable Speed Drive* (VSD). Namun untuk ketiga pilihan ini perlu dipertimbangkan mana yang paling menguntungkan.

Tabel 5. Perbandingan Data Desain, Hasil Perhitungan dan Kurva

No	Parameter	Satuan	Desain	operasi	Kurva
1	Kapasitas	m ³ /jam	150	39,68	39,68
		m ³ /s	0,0417	0,0110	
2	Fluida		Air panas	Air Panas	Air Panas
3	Suhu fluida	C	95	90	90
4	<i>Head</i>	m	30	37,674	36
5	Efisiensi	%	62%	30 %	30%
6	NPSH _a	m		15,358	-
7	NPSH _r	m	1,6	-	1
8	Daya Pompa	kW	19	13,007	12
9	Daya Penggerak	kW	30	15,039	-

Dari Gambar 3 terlihat juga bahwa pada *Best Efficiency Point* (BEP), efisiensi pompa bisa mencapai sekitar 63% pada kapasitas sekitar 180 m³/jam. *Head* hasil perhitungan dan *head* dari pembacaan kurva sedikit di atasnya, hal ini kemungkinan kurang akuratnya data, atau juga bisa terjadi sistem sudah kotor sehingga hambatannya sudah besar maka head pompa akan mengalami kenaikan untuk memperoleh *flowrate* yang sama. Nilai NPSH_a yang tersedia sebesar 15,358 m jauh di atas NPSH_r 1 m sehingga operasi pompa sangat aman dari kemungkinan kavitasi, dimana syarat aman agar tidak kavitasi adalah NPSH_a > NPSH_r.



Gambar 3. Kurva Unjuk Kerja Pompa

4. KESIMPULAN

Pada evaluasi unjuk kerja pompa ini dapat disimpulkan bahwa *Head* pompa lebih tinggi 37,674 m dibanding kurvanya maupun operasi awalnya, dan efisiensinya rendah hanya 30% dibanding operasi awalnya 62%, hal ini disebabkan karena memang pompa beroperasi pada kapasitas rendah (39,68 m^3/jam) jauh di bawah kondisi BEPnya 180 m^3/jam maupun kondisi awal operasi (desainya) 150 m^3/jam . Hal ini berarti bahwa ukuran pompa terlalu besar sehingga dalam operasinya harus mengurangi bukaan valve (*men-throttle*) untuk mendapatkan kapasitas sesuai kebutuhan, hal ini berdampak pada penurunan efisiensi. Operasi pompa masih aman dari kavitasi dimana NPSHa sebesar 15,358 m, jauh lebih besar dari ketentuan dimana NPSHR sebesar 1 m, untuk itu perlu dipertahankan level cairan tangki *suction* tetap tinggi supaya NPSHa tetap tinggi. Secara umum kondisi pompa masih baik karena hasil perhitungan tidak berbeda jauh dengan kurva unjuk kerja pompanya, namun karena pompa dioperasikan jauh di bawah desain dan BEP maka dapat dikatakan pompa terlalu besar daripada kebutuhan. Disarankan untuk menaikkan efisiensi pompa perlu penggantian pompa sesuai kebutuhan saat ini, atau melakukan *impeller trimming* (bila *casing* masih memungkinkan) atau memakai *Variable Speed Drive* (VSD).

5. DAFTAR PUSTAKA

- [1] H. Suharyadi, T. S. Soegiarto, Sujono, Kasturi, and Hendra, "Performance analysis of single, serial, and parallel centrifugal pumps in suction head operation," *AIP Conf. Proc.*, vol. 2592, no.

- Icomeet 2021, pp. 1–6, 2023, doi: 10.1063/5.0115072.
- [2] P. S. Jananuraga, “OPTIMALISASI UNJUK KERJA VERTICAL CENTRIFUGAL PUMP P-1303 DI PT PETROKIMIA GRESIK,” in *Seminar Nasional Teknologi Energi dan Mineral (SNTEM)*, 2022.
 - [3] M. S. Rifai, N. Ruhayat, and A. Surachman, “Performance Analysis of Centrifugal Pumps Before and After Wear Ring Restoration,” *Int. J. Innov. Mech. Eng. Adv. Mater.*, vol. 7, no. 1, p. 43, 2025, doi: 10.22441/ijimeam.v7i1.30324.
 - [4] E. Yohanna, K. Rozi, M. E. Yulianto, H. R. Fikri, and A. Mulyawan, “Evaluation of single stage centrifugal pump performance 103-P-509B after 26300 hours of use,” *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 1034, no. 1, p. 012043, 2021, doi: 10.1088/1757-899x/1034/1/012043.
 - [5] P. O. Babalola, J. E. Omada, O. Kilanko, S. O. Banjo, and O. Ozuor, “Performance Evaluation of a Centrifugal Pump with different Impeller Materials,” *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 1378, no. 2, 2019, doi: 10.1088/1742-6596/1378/2/022091.
 - [6] D. H. H. Win, D. T. T. Htike, and M. A. A. Myo, “Performance Prediction of Centrifugal Pump,” vol. 3, no. 2, pp. 12–19, 2019.
 - [7] I. H. Siregar, “Energi Konservasi Pada Pompa Sentrifugal Dengan Torque Flow Impeller Semi Open Dan Closed Pada Pengaturan Kapasitas,” *Otopro*, vol. 15, no. 2, p. 54, 2020, doi: 10.26740/otopro.v15n2.p54-58.
 - [8] M. T. F. Azhari, D. M. Kamal, and V. Nanda, “Analisis Penyebab Penurunan Kinerja High Pressure Pump Pada Sistem Reverse Osmosis,” *Pros. Semin. Nas. Tek. Mesin Politek. Negeri Jakarta*, pp. 350–360, 2023, [Online]. Available: <http://prosiding.pnj.ac.id>
 - [9] B. R. Munson, *Fundamentals of Fluida Mechanics*, 7th ed. USA: John Wiley & Sons, Inc., 2013.
 - [10] I. J. KARASSIK, W. KRUTZSCH., W. H. FRASER, and J. P. MESSINA, *Pump Handbook.*, 4th ed. USA: McGraw-Hill, 2008.
 - [11] T. P. M. F. G. C. Ltd., *Torishima pump handbook*. 2011.
 - [12] M. Volk, *Pump Characteristics and Applications*, 3rd ed. Boca Raton: CRC Press Taylor & Francis Group, 2014.

Daftar Simbol

A	= Luas penampang, m^2
D_1	= Diameter tanki 1, m
D_s	= Diameter dalam pipa <i>suction</i> , m
D_d	= Diameter dalam pipa <i>discharge</i> , m
H	= head, m
L	= Panjang pipa, m
L_e	= Panjang pipa ekuivalen, m
L_t	= Panjang total, m
P_1	= Tekanan permukaan cairan tanki <i>suction</i> , kg/m^2 .
P_2	= Tekanan permukaan cairan tanki/vessel <i>discharge</i> , kg/m^2 .
P_d	= Tekanan manometer <i>discharge</i> , kg/m^2 .
P_v	= Tekanan pengupanan, kg/m^2 .
Q	= Kapasitas pompa,
R_n	= bilangan Reynold
V_s	= kecepatan aliran sisi <i>suction</i> ,
V_d	= kecepatan aliran sisi <i>discharge</i> , m/s
Z_1	= Elevasi permukaan cairan tanki <i>suction</i> , m.
Z_2	= Elevasi permukaan cairan tanki/vessel <i>discharge</i> , m.
e	= kekasaran permukaan,
f	= Faktor gesekan
g	= percepatan gravitasi.
ϵ	= Kekasaran relative.
γ	= Berat jenis
μ	= Kekentalan dinamik
ρ	= Densitas cairan, kg/m^3 .