



PENGUJIAN *MECHANICAL RUNNING* DAN UNJUK KERJA POMPA SENTRIFUGAL SEBAGAI VALIDASI PERANCANGAN

MECHANICAL RUNNING TEST AND PERFORMANCE TEST OF CENTRIFUGAL PUMP AS DESIGN VALIDATION

Agung Sudarsono¹⁾, Rosyida Permatasari²⁾, Alizar³⁾, Hezron Elyakim Potto⁴⁾, Mulus Harliady Pamungkas⁵⁾, Nur Aziz Sulaiman⁶⁾

^{1,2,3,4,5}Teknik Mesin, Universitas Trisakti, Jakarta, Indonesia

⁶Teknik Mesin, Institut Teknologi Budi Utomo, Jakarta, Indonesia

email: 161012210001@std.trisakti.ac.id¹⁾, rosyida@trisakti.ac.id²⁾, 161012210002@std.trisakti.ac.id³⁾, 161012210003@std.trisakti.ac.id⁴⁾, 161012210004@std.trisakti.ac.id⁵⁾, aziz.nur52@gmail.com⁶⁾

Abstrak

Penelitian ini dilakukan untuk memvalidasi desain pemilihan pompa sentrifugal yang digunakan dalam sistem pendingin proyek PLTU 28 MW di pulau Papua. Validasi dilakukan melalui pengujian mekanikal dan performa, uji performa mengacu pada standar ISO 9906. Pengujian melibatkan pengukuran suhu bantalan, vibrasi, kebisingan, dan parameter performa seperti *head*, debit aliran, dan efisiensi. Hasil menunjukkan deviasi sebesar $\pm 4\%$ dan $0,36\%$ pada *head* dan debit aliran, serta penurunan efisiensi hingga 6% , namun tetap berada dalam batas toleransi ISO 9906 Kelas 2. Berdasarkan analisis, pompa memenuhi spesifikasi desain dan dapat diimplementasikan pada sistem pendingin PLTU. Temuan ini menekankan pentingnya pengujian performa untuk memastikan keandalan dan kesesuaian pompa dengan kebutuhan operasional.

Kata kunci: Pompa sentrifugal, ISO 9906, uji performa, debit aliran, *Head*

Abstract

This study validates the centrifugal pump design used in the cooling system of a 28 MW power plant project in Papua island. Validation was conducted through mechanical and performance tests. Performance test based on ISO 9906 standards. Tests included measurements of bearing temperature, vibration, noise, and performance parameters such as head, flow rate, and efficiency. Results revealed deviations of $\pm 4\%$ and 0.36% in head and flow rate, along with a 6% efficiency reduction, all within the ISO 9906 Grade 2 tolerance limits. The analysis confirmed the pump meets design specifications and is suitable for implementation in the power plant's cooling system. These findings highlight the critical role of performance testing in ensuring the reliability and operational suitability of pumps.

Keywords: Centrifugal pump, ISO 9906, performance test, flow rate, head

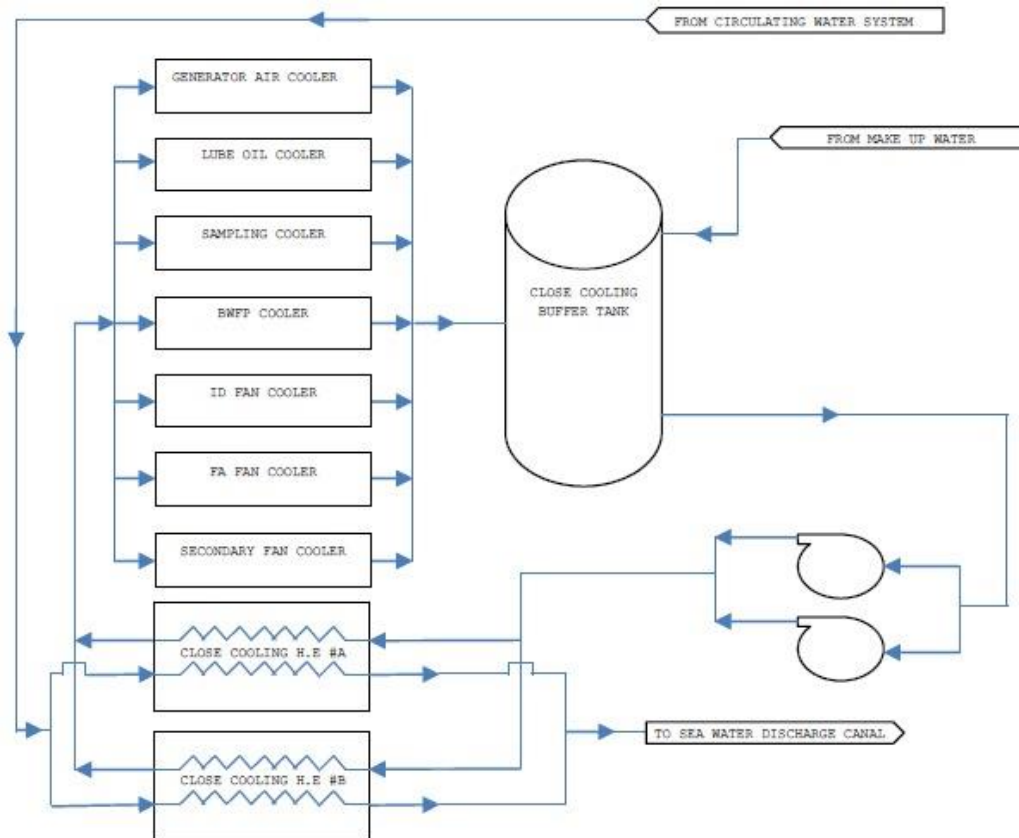
DOI: 10.20527/sjme kinematika.v10i1.710

How to cite: Sudarsono, A., Permatasari, R., Alizar, Potto, H. E., Pamungkas, M. H., & Sulaiman, N. A., "Pengujian Mechanical Running dan Unjuk Kerja Pompa Sentrifugal sebagai Validasi Perancangan". *Scientific Journal of Mechanical Engineering Kinematika*, 10(1), 48-60, 2025.



PENDAHULUAN

Sebuah proyek pembangkit listrik tenaga uap sedang dibangun di pulau Papua dengan kapasitas sebesar 28 MW, dalam prosesnya, departemen *Engineering* diminta untuk melakukan perhitungan untuk pemilihan pompa yang akan digunakan. Salah satu pompa akan digunakan adalah untuk sistem pendingin PLTU yang ditampilkan pada gambar 1 di bawah:



Gambar 1. Diagram proses *close cooling system*

Dari hasil perhitungan pemilihan pompa, perlu dilakukan pengujian performa sebelum pompa diimplementasikan pada sistem, pengujian performa dimaksudkan untuk memvalidasi hasil pemilihan pompa sudah sesuai dan menjamin kualitas dari pompa yang didesain. Pengujian performa pompa sentrifugal merupakan suatu yang sangat penting untuk dilakukan, untuk memastikan pompa yang didesain sudah sesuai dengan spesifikasi desain yang diajukan. Pengujian performa pompa meliputi pengujian terhadap debit aliran dan *head* tekanan, kedua *variable* tersebut adalah *variable* yang wajib dipenuhi menurut ISO 9906 Pompa yang dipilih adalah pompa tipe sentrifugal. Pompa sentrifugal dipilih karena memiliki aliran yang stabil dan struktur yang sederhana[1].

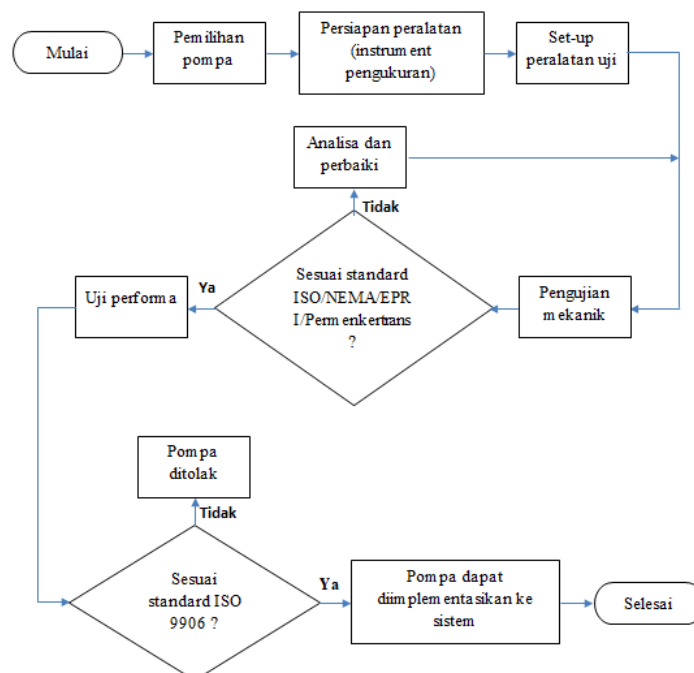
Beberapa penelitian terkait dengan pengujian pompa sentrifugal telah dilakukan, seperti yang dilakukan oleh Yudhy Kurniawan dkk.[2] yang melakukan pengujian karakteristik pompa untuk pompa yang disusun secara seri – paralel hasilnya adalah susunan pompa paralel lebih efisien dibanding pompa susunan seri. Wahyu Hidayat dkk.[3] melakukan pengujian pompa sentrifugal untuk memvalidasi hasil pengujian sebelumnya yang belum menggunakan pengujian yang sesuai standar, peralatan ukur terkalibrasi digunakan untuk memastikan pengukuran data menyajikan hasil yang akurat. Hasil dari penelitian menunjukkan adanya selisih pada debit dan *head* hasil pengujian dengan data spesifikasi. Wasiran dkk.[4] melakukan pengujian pompa sentrifugal

menggunakan pompa dengan daya 3 HP dengan cara memvariasikan pembukaan pada katup di mana pompa sentrifugal akan dioperasikan, parameter yang diukur terdiri dari putaran poros pompa, debit aliran, *head pompa* serta efisiensi pompa. Zahra Dwi Septian dkk.[5] melakukan pengujian pompa sentrifugal yang kemudian melakukan komparasi antara nilai yang didapat dengan eksperimental dengan perhitungan secara teoritis. Hasil menunjukkan pada *head* sebagai fungsi dari putaran menunjukkan memiliki kecenderungan yang mirip jika ditinjau dari hasil kurva yang saling berimpitan sedangkan debit dan karakteristik BHP hasil pengujian dan teoritis memiliki nilai yang hampir sama pada putaran rendah dan pada putaran tinggi hasilnya memiliki perbedaan yang sangat signifikan. Allo Sarira Pongsapan dkk.[6] melakukan pengujian performa pompa sentrifugal untuk mengetahui efek dari pemasangan *inducer* pada *lock nut impeller* dalam pengujiannya akan ditinjau seperti apa karakteristik pompa tersebut setelah dipasang *inducer* dan dibandingkan dengan pompa standar. Hasil dari eksperimennya menunjukkan pada pompa yang dipasang *inducer* pada *lock nut impeller* dengan Panjang 50 mm untuk pompa dengan daya 2.2 HP tipe aliran radial terbukti dapat memperbaiki karakteristik dari pompa sentrifugal selain itu, modifikasi yang dilakukan dapat memperbaiki pola aliran di dalam pompa.

Paper ini disusun untuk memaparkan hasil pengukuran performa pompa sentrifugal sebagai validasi terhadap perhitungan pemilihan pompa yang akan digunakan untuk sistem *close cooling water* pada proyek pembangunan PLTU di pulau Papua, sekaligus memaparkan hasil pengujian mekanikal yang meliputi pengukuran suhu bantalan dan getaran pada saat pompa dioperasikan sebelum pompa benar-benar diimplementasikan di sistem *close cooling water* PLTU.

METODE PENELITIAN

Metode penelitian yang digunakan adalah dengan menggunakan metode perhitungan manual untuk menentukan spesifikasi pompa dan pengukuran langsung pada sarana *test bed* untuk pengujian pompa. Prosedur pengukuran dijelaskan pada diagram alir pada gambar 2:



Gambar 2. Diagram alir pengujian

Diagram alir di atas dapat dijelaskan sebagai berikut:

a. Pemilihan pompa

Pemilihan pompa untuk sistem pendingin PLTU dilakukan dengan melakukan perhitungan manual. Data-data komponen yang digunakan dalam sistem pendingin PLTU seperti yang ditunjukkan pada tabel 1.

Tabel 1. Debit aliran peralatan *close cooling*

No.	Deskripsi	Desain debit aliran (<i>data sheet peralatan</i>)	Unit
1	<i>Generator cooler</i>	42	m ³ /h
2	<i>Oil cooler</i>	49,75	m ³ /h
3	<i>Sampling cooler</i>	21	m ³ /h
4	<i>BFWP cooler</i>	2,4	m ³ /h
5	<i>FD fan cooler</i>	2	m ³ /h
6	<i>Secondary fan cooler</i>	2	m ³ /h
7	<i>ID fan cooler</i>	2	m ³ /h

Data peralatan pada tabel 2 digunakan untuk menghitung kebutuhan debit keseluruhan sistem pendingin yang akan digunakan untuk memilih pompa. Untuk menentukan *head* pompa, daya, dan efisiensi pompa dapat menggunakan persamaan 1-7 berikut[2,7,8]:

$$h_{lm} = f \frac{L v^2}{D 2g} \quad (1)$$

$$h_{ln} = k \frac{v^2}{2g} \quad (2)$$

$$P_h = \rho g H Q \quad (3)$$

$$P_p = \frac{P_h}{\eta} \quad (4)$$

$$P_m = \frac{P_p \times 1,2}{0,9} \quad (5)$$

$$Re = \frac{V x D}{\nu} \quad (6)$$

$$f = 0,020 + \frac{0,0005}{D} \quad (7)$$

Di mana h_{lm} adalah rugi-rugi pada pipa lurus (mayor) dengan satuan meter (m), h_{ln} adalah rugi-rugi pada katup-katup dan sambungan dengan satuan meter (m), P_h adalah daya hidrolik dengan satuan Watt (W), P_p adalah daya poros dengan satuan Watt (W), dan P_m adalah daya penggerak (motor) dengan satuan Watt (W), Re adalah bilangan Renold, f adalah koefisien gesek pada saluran.

b. Persiapan peralatan

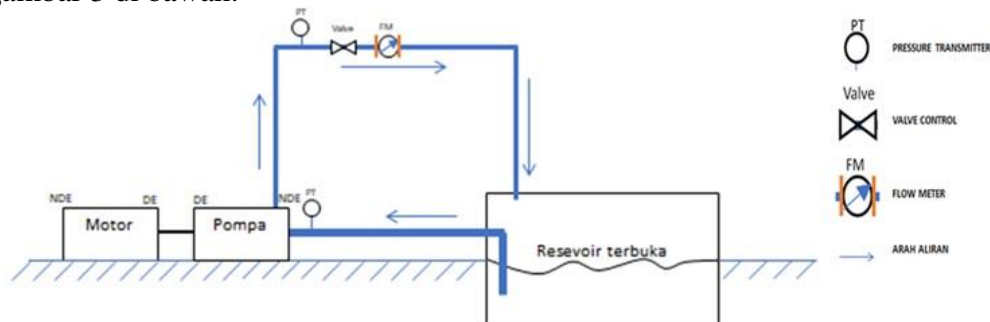
Peralatan yang digunakan dalam pengujian ini merupakan peralatan pengukuran yang terkalibrasi. Peralatan tersebut sebagaimana terlampir pada tabel 2 di bawah:

Tabel 2. Daftar alat ukur pengujian

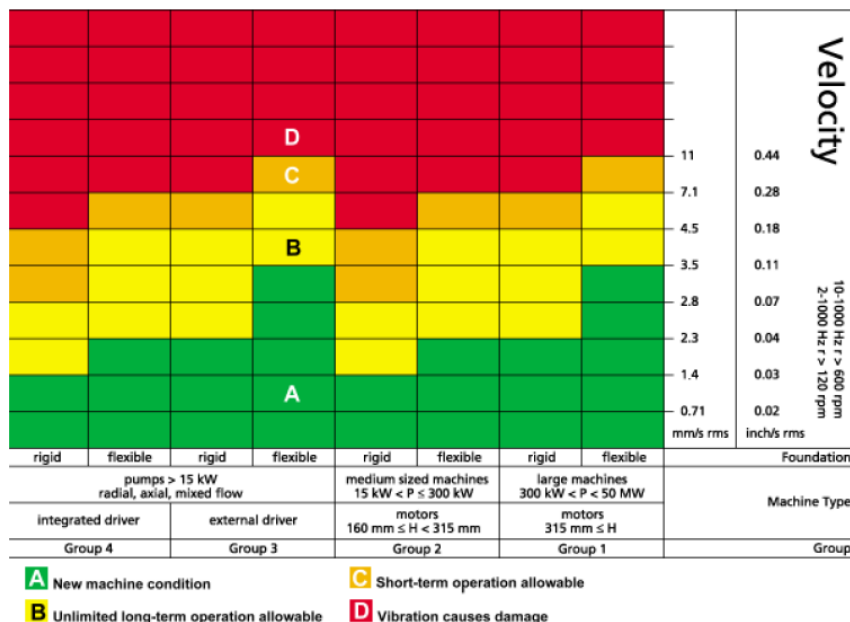
Peralatan	Tipe/Model	Ketidakpastian pengukuran	Akurasi
Pressure transmitter	DMP305X-TLT	$\pm 0,022$ dan $0,043$ bar	$0,075\%$ URL[9]
Flow meter digital	ABB JDF200	$1,2\%$	$\pm 0,01\%$ [10]
Vibration meter	Pruftechnik VIB 8.630	$1,6\%$	$\pm 5\%$ [11]
Infrared thermometer	Fluke 62 MAX	$\pm 2,8^\circ\text{C}$	$\pm 1,5^\circ\text{C}$ [12]
Tacho meter	Extech 461920	$2,1\%$	$\pm 0,05\%$ [13]
Sound level meter	SKF TMSP 1	$0,6$ dB	$0,5$ dB [14]

c. Set-up alat uji

Set-up alat uji menggunakan sarana *test bed* yang dimiliki oleh salah satu produsen pompa di Jawa barat. Dalam *set up* alat pengujian, pompa akan diuji dengan sistem *negative suction* yaitu kondisi pompa berada di atas fluida. *set-up* alat uji dapat dilihat pada gambar 3 di bawah:



Gambar 3. Skematis alat uji



Gambar 4. Parameter vibrasi ISO 10816-3[16,17]

d. Pengujian mekanik

Pengujian mekanik dilakukan untuk mengukur vibrasi pada bantalan pompa dan motor penggerak pada sisi yang terletak di ujung *non*-penggerak (NDE) dan bantalan yang ditempatkan terletak diujung penggerak (DE) pengukuran vibrasi mengacu pada standar ISO 10816-3 seperti yang terlihat gambar 4 dengan satuan mm/s dengan menggunakan

vibration meter. Kemudian dari sisi yang sama pengukuran suhu bantalan juga dilakukan menggunakan *infrared thermometer*. Pengukuran vibrasi dan suhu bantalan dilakukan selama 2 jam dan pengambilan data dilakukan setiap 15 menit[15] dan pompa beroperasi pada debit aliran 100% (1Q). selain vibrasi dan suhu bantalan, pengukuran kebisingan juga dilakukan. Data yang didapat akan diolah menggunakan grafik kendali

e. Pengujian performa

Pengujian performa dilakukan untuk memastikan pompa bekerja sesuai dengan hasil perhitungan pemilihan pompa. Pengujian performa mengacu pada standar ISO 9906. Pengujian performa dilakukan dengan cara memvariasikan debit aliran pompa dimulai dari debit 0Q, 0,3Q, 0,7Q, 1Q, dan 1,2Q. pengaturan debit aliran dengan cara mengatur posisi pembukaan *valve* yang terletak pada bagian *discharge*. Setelah debit aliran didapat, kemudian dapat diamati tekanan yang dihasilkan di sisi *suction* dan sisi *discharge* dengan menggunakan *pressure transmitter*. Sementara untuk mengetahui konsumsi listrik yang digunakan pada saat pengujian performa dapat dilihat pada panel listrik. Setelah semua data dicatat selanjutnya adalah melakukan perhitungan performa pompa berturut-turut dengan menggunakan persamaan 8-11 berikut ini[2,7,8]:

$$H = \frac{P_d - P_s}{\rho g} \quad (8)$$

$$P_h = \rho g H Q \quad (9)$$

$$P_{el} = \sqrt{3} V I \cos \phi \quad (10)$$

$$\eta = \frac{P_h}{P_{el}} \quad (11)$$

Dimana P_d dan P_s adalah *Head* pada sisi tekan (*discharge*) dan sisi isap (*suction*) dengan satuan meter (m) ρ adalah massa jenis fluida (kg/m^3), g adalah percepatan gravitasi (m/s^2), Q adalah debit (m^3/h), V adalah tegangan listrik (Volt) dan I adalah arus listrik (A).

Selain menggunakan persamaan-persamaan di atas, digunakan juga persamaan *relative error* untuk menghitung deviasi antara *data sheet* dengan hasil pengujian dengan persamaan 12, dimana X_d adalah data pada *data sheet*, dan X_u adalah data pada pengujian

$$\text{Deviasi (\%)} = \frac{X_d - X_u}{X_d} \quad (12)$$

HASIL DAN PEMBAHASAN

Pemilihan pompa dilakukan dengan menetapkan kebutuhan debit total dari sistem, mengacu pada tabel 1, maka didapatkan debit total adalah sebesar $121,15 \text{ m}^3/\text{h}$

Berdasarkan dokumen perhitungan pemilihan pompa[18] yang telah dilakukan, maka didapatkan hasil sebagai tabel 3:

Tabel 3. Hasil perhitungan pompa sebelum ditambah *safety factor*

No.	Debit aliran (m^3/h)	Suction Pressure (bar.g)	Discharge Pressure (bar.g)	Head (m)
1	121,15	0,5602	4,1979	37,394

Dari hasil perhitungan didapatkan debit total pompa adalah $121,15 \text{ m}^3/\text{h}$ debit aliran yang didapatkan ditambahkan *safety factor* sebesar 14% sehingga didapatkan debit aliran

totalnya adalah 138,1 m³/h. Maka didapatkan hasil pemilihan pompa secara keseluruhan adalah sebagaimana ditampilkan pada tabel 4.

Tabel 4. Hasil perhitungan pompa setelah ditambahkan *safety factor*

Deskripsi	Perhitungan pemilihan pompa	Data sheet manufaktur[19]
Flow (m ³ /h)	138,1	138,3
Head (m)	37,94	44,5
Daya poros (kW)	19	22,35
Efisiensi (%)	75	74,7

Terdapat perbedaan untuk *head* antara hasil perhitungan dengan *data sheet* manufaktur pompa, berdasarkan hal tersebut, pemilihan pompa mengikuti ketersediaan spesifikasi yang ada dari manufaktur pompa.

Setelah spesifikasi pompa didapatkan, maka kemudian pengujian pompa dilakukan. Pengujian yang dilakukan meliputi pengujian mekanik dan pengujian performa sebagaimana disebutkan dalam metode penelitian. Dari hasil pengujian didapatkan data sebagaimana dijelaskan pada tabel 5 dan tabel 6.

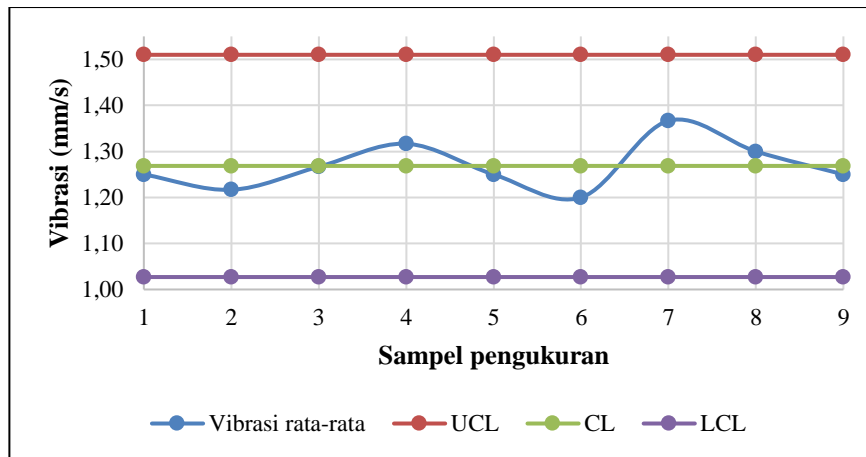
Tabel 5. Hasil pengukuran vibrasi

Pengambilan data ke-	Q (m ³ /h)	H (m)	Vibrasi (mm/s)											
			Pump NDE			Pump DE			Motor DE			Motor NDE		
			A	V	H	A	V	H	A	V	H	A	V	H
1	138,32	42,7	1,3	1,2	1,0	1,3	1,4	1,3	1,7	1,6	1,2	2,1	1,3	0,7
2	138,30	42,4	1,3	1,3	0,9	1,1	1,4	1,3	1,9	1,6	1,4	2,3	1,4	1,1
3	138,60	42,6	1,1	1,5	1,1	1,4	1,4	1,1	1,6	2,2	1,0	2,2	1,4	1,2
4	138,34	42,5	1,3	1,2	1,1	1,4	1,4	1,5	2,0	1,7	0,7	2,2	1,5	1,2
5	138,33	42,4	1,5	1,1	1,0	1,1	1,4	1,4	2,0	1,8	1,3	2,2	1,4	1,4
6	138,36	42,7	1,3	1,3	1,1	0,9	1,4	1,2	1,9	1,7	1,1	2,1	1,5	1,0
7	138,30	33,9	1,2	1,1	1,2	1,7	1,5	1,5	1,8	1,7	1,7	2,3	1,4	1,2
8	138,34	42,7	1,5	1,2	1,2	1,0	1,4	1,5	2,1	1,7	1,7	2,2	1,6	1,2
9	138,35	33,5	1,5	1,2	1,1	0,8	1,4	1,5	2,0	1,7	1,5	2,1	1,5	1,1

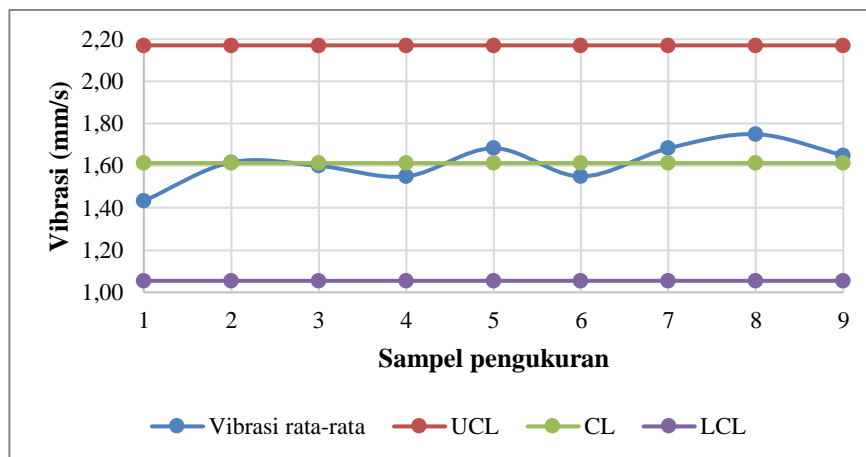
Tabel 6 menyajikan pengukuran temperatur bantalan (*bearing*). Temperatur yang diukur adalah pada sisi DE dan NDE pada pompa dan motor penggerak, selain itu nilai kebisingan juga turut serta diukur pada jarak 1 meter dari pompa dan/atau motor penggerak.

Tabel 6. Hasil pengukuran temperatur *bearing*

Pengambilan data ke-	Q (m ³ /h)	H (m)	Bearing Temperature (°C)				Noise (dB)	
			Pump NDE	Pump DE	Motor NDE	Motor DE	Pump	Motor
1	138,32	42,7	42,5	38,5	30,4	33,8	74,8	73,7
2	138,30	42,4	43,3	39,8	31,1	34,9	74,7	73,4
3	138,60	42,6	45,3	42,0	32,4	37,1	74,3	74,1
4	138,34	42,5	45,8	42,4	32,9	39,5	74,6	74,3
5	138,33	42,4	46,5	43,0	33,6	40,8	74,8	74,6
6	138,36	42,7	47,3	44,2	34,3	41,3	74,9	74,5
7	138,30	33,9	47,5	44,5	34,8	42,6	74,9	74,4
8	138,34	42,7	48,0	45,0	35,8	43,0	74,8	74,1
9	138,35	33,5	48,0	45,5	35,9	43,4	74,8	74,2



Gambar 5. Hasil pengukuran vibrasi pompa



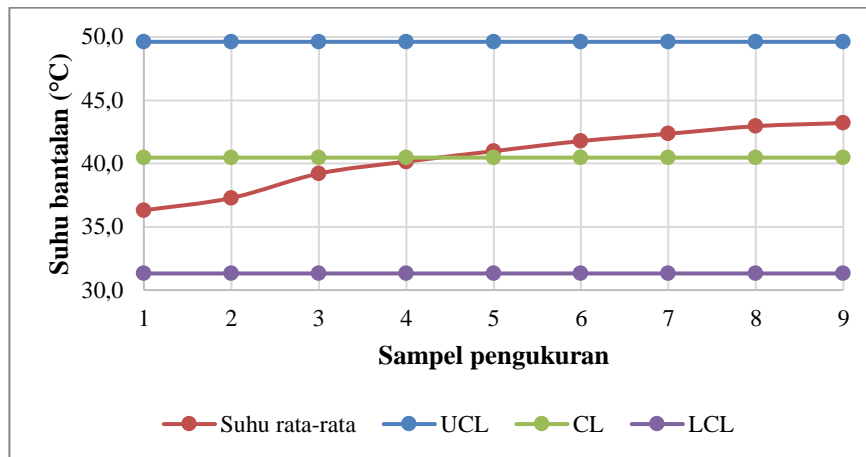
Gambar 6. Hasil pengukuran vibrasi motor penggerak

Grafik pada gambar 5 dan gambar 6 merupakan grafik pengukuran vibrasi pada pompa dan motor penggerak pada posisi NDE dan DE. Data pengukuran pada tabel 6 diolah untuk mendapat nilai rata-rata vibrasi, nilai UCL (*Upper Control Limit*) dan LCL (*Lower Control Limit*). Grafik di atas menunjukkan nilai vibrasi berada di bawah nilai UCL yang artinya vibrasi masih dalam batas aman, ini sesuai dengan penelitian yang dilakukan oleh Wisna Saputri[16] yang menyebutkan nilai vibrasi yang baik adalah ≤ 2 mm/s, dalam batas toleransi 3–4 mm/s, dan nilai vibrasi ≥ 5 mm/s menandakan vibrasi pada mesin dalam batas berbahaya yang dapat memengaruhi performa bahkan merusak mesin.

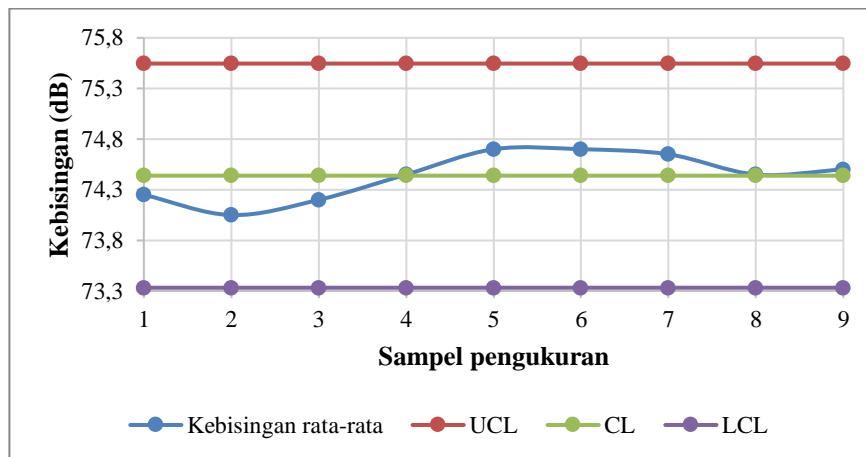
Grafik kendali pada gambar 7 merupakan grafik dari hasil pengukuran suhu bantalan. Menurut Prasetyo[15] yang mengutip dari EPRI (*Electrical Power Research Institut*) batas kenaikan suhu $< 5^{\circ}\text{C}$ pada mesin adalah normal sedangkan kenaikan $> 40^{\circ}\text{C}$ merupakan kondisi kritis. Sedangkan menurut Widagdo[20] yang mengutip dari NEMA nilai isolasi kelas F memiliki nilai suhu maksimal sebesar 105°C . Berdasarkan hasil pengukuran yang dituangkan pada gambar 7 kenaikan suhu pada motor penggerak dan pompa adalah $< 5^{\circ}\text{C}$ sehingga dapat dikatakan suhu bantalan pada pompa maupun motor penggerak masih berada dalam batas aman.

Gambar 8 merupakan grafik kendali terhadap kebisingan pompa dan motor penggerak. Menurut Permenkertrans (Peraturan Menteri Tenaga Kerja dan Transmigrasi)[21], Nukhe Andri Silviana, dkk.[22], Endriastri Rahayu, dkk.[23], Andi Hendrawan[24] Nilai Ambang Batas (NAB) yang diizinkan adalah sebesar 85 dB. Sementara itu menurut Hardi Hamzah, dkk.[25] yang mengutip dari WHO menyebutkan 3

tingkatan kebisingan yaitu 0-75 dB adalah rentang aman, 75-85 dB adalah ambang batas bahaya, dan > 85 dB adalah berbahaya. Sementara pada grafik 8 dapat dilihat rata-rata nilai kebisingan berada diangka 74,1–74,5 dB yang artinya kebisingan yang dihasilkan oleh pompa dan motor penggeraknya adalah aman sesuai yang disampaikan Hamzah, dkk.



Gambar 7. Hasil pengukuran temperatur bearing



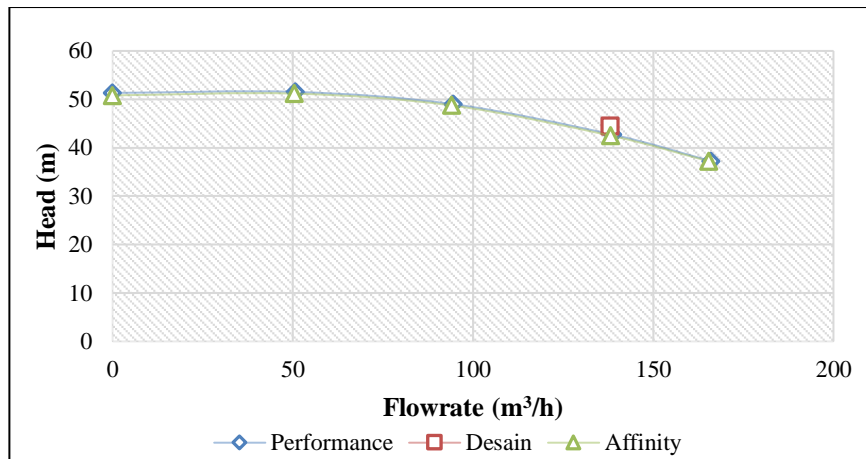
Gambar 8. Pengukuran kebisingan

Tabel 7 merupakan hasil pengukuran performa pompa yang diuji dengan kondisi *negative suction*. Data-data yang terdapat pada tabel tersebut kemudian diolah dengan menggunakan rumus sebagaimana disebutkan pada persamaan 8-11.

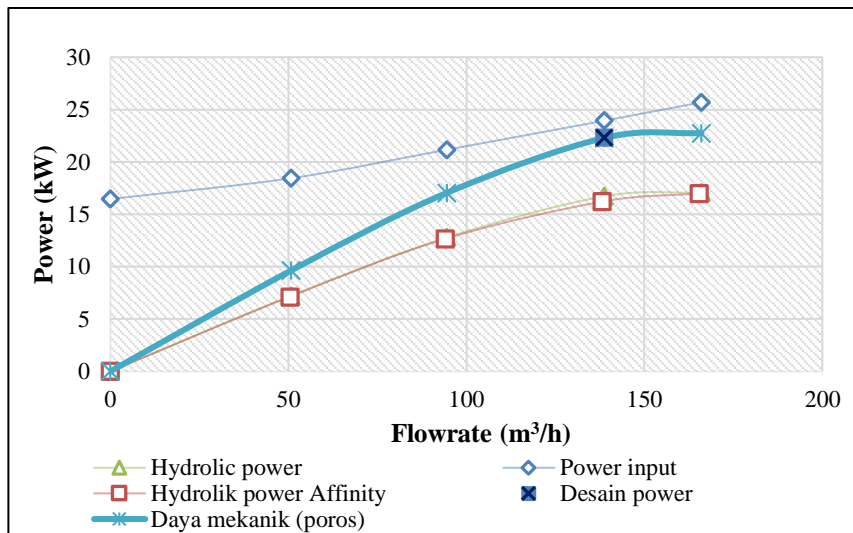
Tabel 7. Hasil pengukuran performa pompa

No	Pengukuran	Satuan	Q shut off	±35% Q	±70 Q	100% Q	120% Q
1	Flowrate	m ³ /h	0,00	50,75	94,53	138,80	165,96
2	Tekanan Suction	bar.g	-0,039	-0,040	-0,067	-0,093	-0,124
3	Tekanan Discharge	bar.g	4,806	4,826	4,618	4,059	3,585
4	Kecepatan putar	RPM	2993	2983	2979	2977	2972
5	Tegangan masuk (V)	Volt	410,84	409,22	408,90	410,96	409,18
6	Arus masuk (I)	A	27,21	30,61	35,16	39,57	42,64

Setelah data pada tabel 7 diolah menggunakan persamaan 8–11 maka didapat kurva sebagaimana dijelaskan pada gambar 9 dan 10:



Gambar 9. Kurva karakteristik

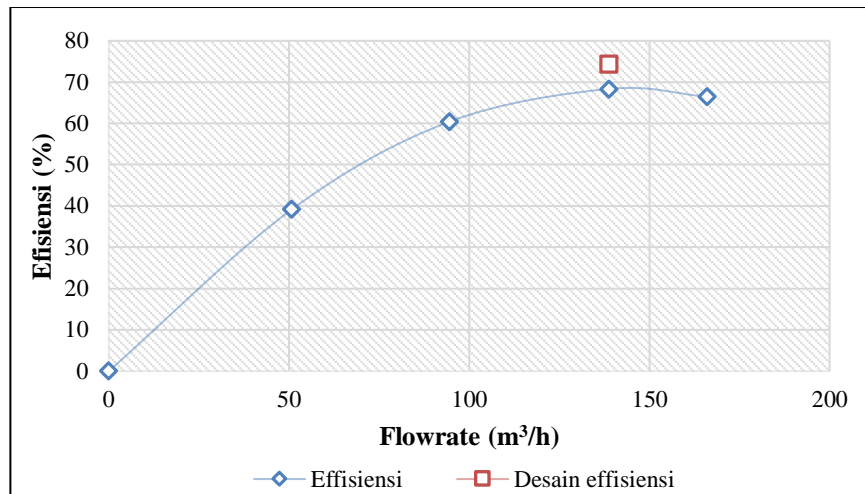


Gambar 10. Kurva daya

Gambar 9 merupakan kurva karakteristik performa pompa. *Head* dan debit aliran berbanding terbalik[26], ketika debit alirannya semakin tinggi maka *head* akan semakin turun, namun ketika *head* semakin tinggi maka debit aliran akan semakin berkurang. Dari hasil pengujian, *head* pompa pada kondisi 1Q (100% debit) adalah 42,7 m sedangkan berdasarkan *data sheet* pabrik *head* pompa sebesar 44,5 m artinya antara *head* desain pemilihan pompa dan pengujian terpaut selisih 4%. Berdasarkan hal tersebut, menurut ISO 9906[27] pompa tersebut berada kelas 2 dan kondisi tersebut sesuai dengan kebutuhan pompa untuk diimplementasikan pada sistem pendingin di PLTU.

Gambar 10 menunjukkan daya yang dihasilkan oleh pompa. Daya pada gambar 10 terdiri dari daya hidrolis atau daya yang dibutuhkan untuk memindahkan fluida (air) berdasarkan laju aliran (Q) dan tekanan/*head* (H) yang dihasilkan oleh pompa. Kemudian daya mekanik atau daya poros, adalah daya mekanis yang ditransmisikan ke poros pompa oleh motor atau penggerak. Dan yang ketiga adalah daya motor atau daya penggerak, merupakan daya yang dihasilkan oleh motor atau sumber tenaga yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa atau dapat juga disebut daya input. Dapat dilihat pada gambar 10, dari ketiga daya (daya hidraulis, daya poros, dan daya input) semakin besar debit aliran yang dipompa maka daya yang dibutuhkan akan semakin besar[26]. Dari gambar 10, daya poros atau mekanis sesuai dengan *data sheet* pompa, yaitu berada diangka 22,29 kW terpaut selisih hanya 0,24% dengan daya poros pada *data sheet*. Sementara daya input pompa memiliki nilai yang lebih tinggi daripada daya poros, ini dikarenakan daya input

harus memiliki daya yang lebih tinggi daripada daya poros untuk dapat menggerakkan pompa.



Gambar 11. Kurva efisiensi

Gambar 11 merupakan kurva hubungan antara efisiensi dengan dengan debit aliran dapat dilihat semakin tinggi debit yang dibutuhkan efisiensinya akan terus bertambah[26] sampai dengan nilai efisiensi terbaiknya (BEP). Berdasarkan hasil pengujian terdapat perbedaan antara efisiensi pada *data sheet* dengan hasil pengujian, penurunan performa pompa setelah diuji adalah sebesar 6% pada debit aliran 138,3 m³/h hal ini dapat terjadi salah satunya dikarenakan adanya kerugian hidrolik akibat gesekan antara fluida dengan pipa dan/atau dengan sambungan, mengingat pada sarana *test bed* yang digunakan banyak sekali menggunakan sambungan *flange* sehingga nilai rugi akibat gesekan menjadi besar.

Berdasarkan hasil pengujian performa didapatkan kesesuaian antara desain pemilihan pompa pada *data sheet* dengan hasil pengujian performa. sebagaimana terlampir dalam tabel 8.

Tabel 8. Perbandingan antara *data sheet* dengan hasil pengujian

Deskripsi	<i>Data sheet</i> [19]	Pengujian	Deviasi
Head (m)*	44,5	42,7	-4%
Debit aliran (m³/h)*	138,3	138,8	0,36%
Efisiensi (%)	74,7	70	-6%
Daya (kW)	22,35	22,29	-0,24%

*) Wajib dipenuhi berdasarkan ISO 9906:2012[27]

KESIMPULAN

Pengujian pompa telah dilakukan untuk memvalidasi hasil perhitungan pemilihan pompa untuk sistem pendingin di PLTU 28 MW. Hasil perhitungan pemilihan dengan pengujian pompa terdapat perbedaan namun tidak terlalu jauh, terdapat deviasi sebesar -4% dan 0,36% untuk *head* dan debit aliran. Hasil pengujian menunjukkan bahwa pompa masih dalam batas toleransi yang dapat diterima, pompa diklasifikasikan ke dalam kelas 2 berdasarkan ISO 9906. Ini berarti pompa dapat diimplementasikan pada sistem pendingin PLTU 28 MW

UCAPAN TERIMA KASIH

Terima kasih sebesar-besarnya diucapkan kepada departemen CCQ PMG 2B yang telah memberikan dukungan dan membantu memberikan masukan untuk penulisan artikel ini

REFERENSI

- [1] X. Sun, R. Zhu, J. Wang, and Y. Li, "Effect analysis of centrifugal pump parameters optimization design on performance," *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 2599, no. 1, pp. 1–10, 2023, doi: 10.1088/1742-6596/2599/1/012034.
- [2] Y. Kurniawan and Kusnandar, "Uji Karakteristik Pompa Sentrifugal Pada Cooling Hydronic System Menggunakan Refrijeran Ramah Lingkungan," *J. Teknol. Terap.*, vol. 4, no. 1, pp. 63–71, 2018.
- [3] W. Hidayat, D. Biksono, and D. Zulpian, "Pengujian Kinerja Pompa Sentrifugal Multistage Berkapasitas 118,5 KW pada PLTP Berdasarkan Standar ISO 9906," *J. Rekayasa Hijau*, vol. 5, no. 2, pp. 101–113, 2021, doi: 10.26760/jrh.v5i2.101-113.
- [4] W. Wasiran, W. D. Yudisworo, and E. Prihastuty, "Performance Testing of Centrifugal Pump Type with 3 Hp Power," *Mestro J. Tek. Mesin dan Elektro*, vol. 4, no. 02, pp. 21–30, 2022, doi: 10.47685/mestro.v5i02.365.
- [5] Z. D. Septiani, K. Rozi, and B. F. TK, "Perbandingan Hasil Pengujian Performa Pompa Dan Perhitungan Teoritis Pada Karakteristik Pompa Terhadap Kecepatan Putar Impeller," *J. Tek. Mesin*, vol. 11, no. 4, pp. 43–50, 2023.
- [6] A. S. Pongsapan and R. Allo, "Analisis Unjuk Kerja Pompa Sentrifugal Dengan Pemasangan Inducer Pada Lock Nut Impeller," *J. Tek. AMATA*, vol. 3, no. 2, pp. 17–25, 2022, doi: 10.55334/jtam.v3i2.298.
- [7] B. H. Simanullang and A. Sudarsono, "Pemilihan Pompa Untuk Kebutuhan Suplai Air Bersih Gedung 5 Lantai," *Ismetek*, vol. 2, no. 1, pp. 78–82, 2021, [Online]. Available: <http://ismetek.itbu.ac.id/index.php/jurnal/article/download/98/93>
- [8] Putri Sri Rezeki, Ayende, Yanuar Ramdhani, Raka Anugrah Pratama, and Dzilan Moch Haeqal, "Analisa Kinerja Operasional Auxiliary Cooling Water Pump Terhadap Vibrasi dan Kavitasi Di PLTP Unit 1 Patuha," *J. Ilm. Tek. dan Sains*, vol. 2, no. 2, pp. 97–103, Dec. 2024, doi: 10.62278/jits.v2i2.46.
- [9] Leegsensor, "Data sheet DMP305X-DST," 2021. [Online]. Available: <https://www.leegsensor.com/pressure-transmitter/industrial-pressure-transmitter/dmp305x-dst-differential-pressure-transmitter.html>
- [10] ABB, "Data sheet JDF200," 2022.
- [11] Vibrotip®, "Data sheet Vibrotif 8.630," 2014.
- [12] Fluke®, "Data sheet Fluke 62 Max." 2025.
- [13] FLIR Systems inc, "Data sheet extech 461920," FLIR Systems inc.
- [14] SKF, "Data sheet SKF TMSP 1," 2017.
- [15] Prasetyo, P. G. Ayu, and R. Parno, "Karakteristik Penyebaran Panas Menggunakan Metode Termografi pada Pompa Sentrifugal Tingkat Tunggal," *Pist. J. Tech. Eng.*, vol. 6, no. 1, pp. 24–30, 2022.
- [16] A. Wisna, "Analisis Predictive Maintenance Pada Motor High Pressure Oil (Hp Oil Pump) Using Vibration Monitoring At Pltu Barru," *J. MEDIA Elektr.*, vol. 20, no. 2, pp. 3–8, 2023.
- [17] F. R. Hidayat and M. Tamjidillah, "Misalignment Distance Analysis of Vibration and Noise Value," *Sci. J. Mech. Eng. Kinemat.*, vol. 5, no. 2, pp. 75–94, 2020, doi: 10.20527/sjmekinematika.v5i2.145.
- [18] S. Engineering, "Hydraulic Calculation of Closed Cooling Water Pump," Jakarta, 1808-00-M-03-PCC-001, 2021.
- [19] PT KSB, "Data sheet Closed Cooling Water Pump," Jakarta, 1808-00M-05-PAC-023, 2023.
- [20] R. S. Widagdo, A. H. Andriawan, G. D. Prenata, and A. S. Arifin, "Impact of Ball Bearing Damage Variations on the Efficiency of Squirrel Cage 3-Phase Induction Motors," *Rekayasa Elektr. dan Energi J. Tek. Elektro*, vol. 7, no. 1, pp. 1–8, 2024.

- [21] Permenakertrans, *Peraturan Menteri Tenaga Kerja dan Transmigrasi Nomor Per.13/Men/X/2011 Tentang Nilai Ambang Batas Faktor Fisika dan Faktor Kimia di Tempat Kerja Tahun 2011*. 2011, pp. 1–48.
- [22] N. A. Silviana, N. Siregar, and M. Banjarnahor, “Pengukuran dan Pemetaan Tingkat Kebisingan pada Area Produksi,” *J. Ind. Manuf. Eng.*, vol. 5, no. 2, pp. 161–166, 2021, doi: 10.31289/jime.v5i2.6101.
- [23] E. Rahayu and B. Cahyadi, “Analisa tingkat kebisingan terhadap produktivitas kerja dengan menggunakan metode sem dan fmea di PT Rotary Electrical Machine Service,” *J. Rekayasa dan Optimasi Sist. Ind.*, vol. 1, no. 2, pp. 51–58, 2020.
- [24] A. Hendrawan, “Analisa Tingkat Kebisingan Kamar Mesin Pada Kapal,” *Wijayakusuma Pros. Semin. Nas.*, vol. 1, no. 1, pp. 10–15, 2020.
- [25] H. Hamzah, M. N. Agriawan, and M. R. Kadir, “Analisis Tingkat Kebisingan Menggunakan Sound Level Meter Berbasis Mikrokontroler,” *J. Fis. Papua*, vol. 1, no. 2, pp. 46–51, 2022, doi: 10.31957/jfp.v1i2.9.
- [26] R. Subagyo and B. R. Hendratno, “Analisa Performance Pompa Sentrifugal Di Unit 2 Pt. Pupuk Kalimantan Timur,” *Elem. J. Tek. Mesin*, vol. 8, no. 1, pp. 30–38, 2021, doi: 10.34128/je.v8i1.156.
- [27] ISO 9906, *International Sandard ISO Rotodynamic pumps — Hydraulic performance acceptance tests*, vol. 0. 2012. [Online]. Available: <https://cdn.standards.iteh.ai/samples/41202/51d6c311b595428ba44f0665d20b57d6/ISO-9906-2012.pdf>