



Analisis Unjuk Kerja Pompa P-8340A Pada Motor Listrik Dan Motor Diesel Di Tangki T-8320A/B

Herdi Kusmianto¹, Yano Hurung Anoi², Arief Muliawan³, Siti Norhidayah⁴

^{1,2,3}Teknik Mesin, Sekolah Tinggi Teknologi Industri Bontang

⁴Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Universitas Balikpapan

¹herdikusmianto705@gmail.com, ²yanodayak@yahoo.com,

³ariefstitek@gmail.com, ⁴norhidayah@uniba-bpn.ac.id

Abstract

This research aims to analyze the performance of the pump P-8340A operated by an electric motor and a diesel motor in the tank T-8320A/B. Apart from focusing on the performance of the two types of motors as pump drivers, this study also evaluates the time to fill the fire fighting water tank and the factors that influence the operational efficiency of the pump. The research methods used include taking field data at the operating location, analyzing flow capacity, pressure head and speed head, as well as calculating pump power and efficiency. The analysis results show that pumps with electric motors have a longer charging time compared to diesel motors, namely 38 hours for electric motors and 29 hours for diesel motors, with flow capacities of 239.68 m³/h and 310.54 m³/h respectively. From this research it was also identified that the total head losses in the pump were influenced by friction factors in the piping system and the characteristics of the fluid being transferred. The conclusion of this research is that although electric motors are more efficient in energy consumption, diesel motors are still superior in capacity and speed in operating the P-8340A pump. Recommendations for future operations include closer monitoring of the piping system and considering modifications to the drive system according to operational needs.

Keywords: filling pump, electric motor, diesel motor, pressure drop, tank

Abstrak

Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis unjuk kerja pompa P-8340A yang dioperasikan oleh motor listrik dan motor diesel di tangki T-8320A/B. Selain memfokuskan pada performansi kedua jenis motor sebagai penggerak pompa, studi ini juga mengevaluasi waktu pengisian tangki air pemadam kebakaran dan faktor-faktor yang mempengaruhi efisiensi operasional pompa. Metode penelitian yang digunakan mencakup pengambilan data lapangan di lokasi pengoperasian, analisis kapasitas aliran, head tekanan, dan head kecepatan, serta perhitungan daya dan efisiensi pompa. Hasil analisis menunjukkan bahwa pompa dengan motor listrik memiliki waktu pengisian yang lebih lama dibandingkan dengan motor diesel, yaitu 38 jam untuk motor listrik dan 29 jam untuk motor diesel, dengan kapasitas aliran masing-masing 239,68 m³/h dan 310,54 m³/h. Dari penelitian ini juga teridentifikasi bahwa total head losses pada pompa dipengaruhi oleh faktor gesekan dalam sistem perpipaan dan karakteristik fluida yang dipindahkan. Kesimpulan dari penelitian ini adalah bahwa meskipun motor listrik lebih efisien dalam konsumsi energi, motor diesel masih lebih unggul dalam kapasitas dan kecepatan dalam pengoperasian pompa P-8340A. Rekomendasi untuk pengoperasian di masa mendatang mencakup pengawasan yang lebih ketat terhadap sistem perpipaan dan mempertimbangkan modifikasi pada sistem penggerak sesuai dengan kebutuhan operasional.

Kata kunci Pompa pengisian, motor listrik, motor diesel, penurunan tekanan, Tangki

1. Pendahuluan

Dalam inovasi teknologi pada masa ini, perawatan aset-aset produksi sangat diperhatikan sebagai penunjang produktivitas perusahaan. Perusahaan-perusahaan yang bergerak dalam bidang migas (minyak dan gas) diwajibkan untuk memperhatikan keselamatan baik karyawan ataupun aset produksi dari perusahaan tersebut. Seperti halnya di lapangan migas SPS (*Senipah Peciko and South Mahakam*) yang dikelola Total E&P Indonesia sejak tahun 1976 dan sekarang dikelola oleh PT. Pertamina Hulu Mahakam. Seperti diketahui industri migas (minyak dan gas) mempunyai potensi bahaya yang tinggi yaitu kebakaran, tumpahan minyak, gas bocor yang dapat menyebabkan ledakan. Bahaya tersebut dapat dicegah dengan sistem pencegahan yang baik. Sebagai contoh jika di tangki minyak mentah terjadi kebakaran maka perlu ada sistem yang mampu menanggulangi kebakaran tersebut. Sistem tersebut dikenal dengan sistem pemadam kebakaran.

Pada lapangan SPS sistem pemadam utamanya adalah air yang di pompakan dari danau dan disimpan di tangki T-8320 A/B. Pompa adalah suatu mesin yang digunakan untuk memindahkan cairan dari satu tempat ke tempat lain, melalui pipa dengan cara memberi energi pada cairan yang dipindahkan. Energi yang diberikan pada cairan dapat berupa energi potensial (static head) atau energi kecepatan (dynamic head).[1]. Dengan kata lain pompa berfungsi mengubah energi mekanis dari suatu sumber tenaga (penggerak) menjadi energi cairan, dimana energi ini berguna untuk mengalirkan cairan dan mengatasi hambatan yang ada sepanjang pengaliran.[2].

Prinsip Kerja Pompa

Untuk pengisian tangki air T-8320 A/B menggunakan pompa P-8340 A/B/C yang berada di danau Melati. Dalam hal ini, pompa P-8340A mempunyai fungsi dalam menjaga kelancaran aliran cairan di dalam tangki penyimpanan T-8320A/B. Pompa berfungsi untuk memindahkan fluida dengan mengubah energi mekanik menjadi energi tekanan dan kinetik[3]. Hukum Bernoulli menyatakan bahwa total energi dalam aliran fluida yaitu energi kinetik, energi potensial, dan energi tekanan tetap konstan sepanjang aliran jika fluida dianggap ideal [4]. Pompa sentrifugal adalah jenis pompa yang umum digunakan dalam dunia industri. Prinsip kerjanya melibatkan impeller yang

berputar agar menciptakan gaya sentrifugal yang mendorong fluida keluar dari pompa.[5]

Klasifikasi Pompa

Berdasarkan cara pemindahan dan pemberian energi pada cairan pompa dapat diklasifikasikan sebagai:

a. Pompa Pemindah Positif (Positive Displacement Pump)

Energi mekanik dari putaran poros pompa diubah menjadi energi tekanan untuk memompakan fluida. Pada pompa jenis ini dihasilkan Head yang tinggi tetapi kapasitas yang dihasilkan rendah.

b. Pompa Bolak-Balik (Reciprocating Pump)

Pompa reciprocating adalah pompa dimana energi mekanis dari penggerak pompa dikonversikan menjadi energi potensial pada cairan yang dipindahkan dengan cara melalui pemindah yang bergerak bolak-balik didalam silinder. Elemen pemindah yang bergerak bolak-balik dinamakan torak atau plunyer. Torak umumnya memiliki ukuran diameter relatif lebih besar dari panjangnya, sedangkan plunyer diameternya jauh lebih kecil dibanding panjangnya.

c. Pompa Rotari

Prinsip kerja pompa rotari sama dengan pompa reciprocating, tetapi elemen pemindah tidak bergerak translasi melainkan bergerak rotasi didalam rumah pompa (casing).

d. Pompa Kerja Dinamis (Non Positive Displacement Pump)

Pompa kerja dinamis merupakan suatu pompa yang memiliki elemen utama sebuah motor dengan sudu impeller berputar dengan kecepatan tinggi. Fluida masuk dipercepat oleh impeller yang menaikkan kecepatan fluida maupun tekanannya dan melemparkan keluar volut.[6].

Bagian Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal terdiri dari dua bagian utama yaitu, bagian yang tidak bergerak (static part) dan bagian yang bergerak (dynamic part)[7]. Bagian-bagian yang tidak bergerak meliputi:

a. Base Plate

Base plate berfungsi untuk mendukung seluruh bagian pompa, dan tempat kedudukan pompa terhadap pondasi. Untuk pompa yang dihubungkan langsung dengan penggerak maka unit penggerak dan pompa diletakkan diatas satu unit base plate. Base plate/frame harus kuat menahan beban.

b. Rumah Pompa (Casing)

Casing merupakan bagian paling luar dari pompa, yang berfungsi sebagai pelindung kedudukan elemen yang berputar, tempat kedudukan guide vane atau diffuser, inlet dan outlet nozzle tempat yang memberikan arah aliran dari impeller dan mengkonversikan energi kecepatan cairan menjadi energi dinamis (single stage).

c. Diffuser

Bagian ini biasanya menjadi satu kesatuan dengan rumah pompa atau dipasang pada rumah pompa secara parsial[8]. Fungsi utamanya adalah mengarahkan aliran cairan menuju ruang volute (untuk single stage), atau menuju stage berikutnya (untuk multi stage) dan merubah energi kinetis cairan menjadi energi tekanan.

d. Stuffing Box

Fungsi utama stuffing box adalah untuk mencegah terjadinya kebocoran cairan pada daerah dimana poros pompa menembus rumah pompa. Jika pompa bekerja dengan suction lift dan tekanan pada ujung interior lebih rendah dari tekanan atmosfer, maka stuffing box berfungsi untuk mencegah kebocoran udara masuk ke dalam pompa. Bila tekanan lebih besar atau diatas tekanan atmosfer, maka berfungsi untuk mencegah kebocoran cairan keluar dari pompa. Untuk menekan packing digunakan gland packing yang dapat diatur posisinya kearah axial, dengan cara mengencangkan/mengendorkan baut-baut pengikat. Ada beberapa jenis konstruksi stuffing box, yaitu:

1). Stuffing box dengan lantern-ring

Stuffing box jenis ini menggunakan lantern ring yang di pasang diantara dua bagian packing dan dialiri cairan, tujuannya adalah mencegah udara agar tidak masuk ke dalam pompa bila pompa bekerja dengan negatif suction head. Mencegah cairan pompa tidak keluar pompa (terutama bila pompa menangani cairan yang berbahaya, mudah terbakar atau cairan kimia). Yaitu dengan cara mengalirkan cairan lain melalui lantern ring, sehingga cairan tersebut sebagai liquid seal.

2). Stuffing box dengan pendingin

Tingginya temperatur dan tekanan didalam stuffing box adalah merupakan permasalahan yang selalu timbul bila menggunakan mechanical packing. Untuk memperkecil terutama tingginya temperatur dalam stuffing box akibat gesekan antara mechanical packing dengan poros atau bantalan poros. Maka

digunakan cooling jacket pada bagian luas stuffing box.

e. Wearing Ring

Wearing ring adalah ring yang dipasang pada rumah pompa sebagai wearing ring casing dan dipasang pada impeller sebagai wearing ring impeller. Fungsi utama wearing ring ini adalah untuk memperkecil kebocoran cairan yang melewati bagian depan impeller, yaitu dengan cara memperkecil celah antara casing impeller.

f. Shaft (poros transmisi)

Shaft berfungsi untuk meneruskan momen puntir dari penggerak selama pompa beroperasi dan tempat kedudukan impeller dan bagian berputar lainnya. Untuk itu poros harus memenuhi persyaratan sebagai berikut:

1) Rigid dengan defleksi sekecil-kecilnya baik dalam keadaan diam dan berputar.

2) Kuat sanggup menerima momen puntir dan momen bengkok serta gaya hidrolik cairan dalam arah radial dan axial.

g. Shaft Sleeve

Shaft sleeve berguna untuk melindungi poros erosi, korosi, keausan pada stuffing box dan sebagai saluran kebocoran, internal bearing dan interstage. Tidak semua pompa menggunakan sleeve, hal ini tergantung dari pabrik dan penggunaan pompa itu sendiri.

h. Impeller

Impeller adalah suatu impelling element yang berputar yang memberikan tambahan energi kepada cairan dalam bentuk energi kinetis.

Motor listrik

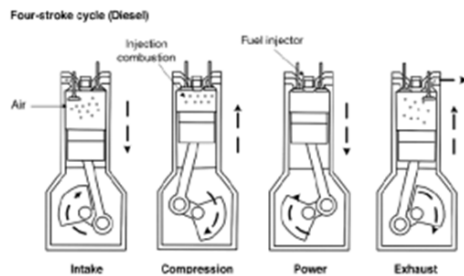
Motor listrik merupakan suatu alat yang mengubah energi listrik menjadi energi mekanik [9] Energi mekanik ini digunakan untuk memutar impeller pompa, kipas angin, menggerakkan kompresor dan mengangkat material. Motor listrik terdiri dari 2 komponen yaitu stator dan rotor. Stator adalah bagian motor yang diam sedangkan rotor adalah bagian motor yang berputar. Berdasarkan sumber tegangan, motor dibagi menjadi dua, yaitu motor listrik AC (alternating current) dan motor listrik DC (direct current)[8].

Motor diesel

Mesin diesel merupakan salah satu jenis mesin pembakaran bolak-balik yang tidak menggunakan busi dalam proses pembakarannya, namun pada saat piston sudah mendekati titik mati atas, bahan bakar diinjeksikan kedalam ruang bakar melalui nosel agar terjadi pembakaran didalam ruang bakar, udara di dalam silinder akan mencapai suhu tinggi

dan mengakibatkan automati pembakaran. Jumlah rasio kompresi yang digunakan tinggi yakni 16-25 [10].

Mesin diesel mempunyai empat siklus yang terdiri dari proses hisap, kompresi, ekspansikan buang selama dua putaran poros engkol [11]. Prinsip kerja motor diesel meliputi empat langkah pada gambar 1 berikut:



Gambar 1. Prinsip kerja motor diesel

Tangki penyimpanan

Tangki penyimpanan memiliki fungsi mengumpulkan cairan dalam jumlah yang banyak untuk digunakan sebagaimana keperluannya [3]. Tangki penyimpanan mempunyai beberapa tipe yang memiliki kelebihan dan kekurangan serta kegunaannya sendiri. Berdasarkan letaknya memiliki dua tipe yakni:

1) Aboveground tank

Yaitu tangki yang terletak diatas permukaan tanah. Tangki ini digunakan untuk menyimpan minyak dan air.

2) Underground tank

Tangki penyimpanan yang terletak dibawah permukaan tanah. Tangki ini berfungsi menyimpan bahan bakar minyak dan air rumah tangga di area perkotaan yang tidak memiliki area yang luas. Berdasarkan bentuk atapnya tangki terbagi menjadi dua tipe, yaitu:

1) Fixed roof tank

Tangki atau tetap adalah tangki dengan model atapnya menyatu dengan dindingnya dan tidak dapat berubah posisi. Mempunyai bentuk cone (kerucut) atau dome (kubah).

2) Floating roof tank

Tangki floating roof atau atap terapung yaitu atapnya dapat bergerak naik dan turun mengikuti level cairan yang ada didalamnya. Disekelilingnya terdapat seal (perapat) agar cairan minyak tidak keluar dari sela-sela dinding dan atap tangki.

Instalasi pompa

Spesifikasi pompa yang digunakan adalah pompa buatan AURORA single stage dengan kapasitas 1000 gallon per menit dengan RPM 1750. Instalasi pengisian tangki pemadam kebakaran. Setelah mengetahui bagian-bagian pompa dan data pompa, sebagai suatu sistem yang baik pompa pengisian tangki pemadam kebakaran ditunjang berbagai alat-alat yang saling terhubung. Di lapangan SPS selain pompa juga terdapat diesel engine, pompa jockey, deluge valve, sprinkle, fusible plug, fire monitor, dan lain-lain. Dimana semua alat tersebut saling berhubungan. Pemasangan pompa pengisian tangki pemadam pada perusahaan Pertamina Hulu Mahakam didasari standar NFPA 20. Standar NFPA 20 merupakan standar terkait pompa pemadam tipe sentrifugal. Peraturan NFPA 20 adalah minimum 65% Head pompa dan desainnya harus mampu mengalirkan 150% dari aliran desain nya. Juga pada saat tidak ada aliran (shut-off), head nya harus berkisar antara 101% sampai dengan 140% [12].

Motor penggerak yang digunakan untuk mengoperasikan pompa pengisian ada dua jenis, yaitu motor diesel dan motor listrik. Kedua jenis motor penggerak ini memiliki karakteristik dan kinerja yang berbeda. Motor listrik memiliki efisiensi yang tinggi, tingkat kebisingan yang rendah, dan biaya pemeliharaan yang relatif rendah. Di sisi lain, motor diesel memiliki keunggulan dalam penyesuaian operasional, terutama di lokasi-lokasi terpencil yang tidak mempunyai sumber daya listrik yang stabil. Motor penggerak diesel mampu memberikan torsi awal yang tinggi yang diperlukan dalam industri migas.

Pemilihan motor penggerak pada pompa P-8340A harus mempertimbangkan berbagai faktor ,seperti efisiensi energi, biaya operasional, keandalan, dan dampak lingkungan. Dalam konteks ini, penggantian motor penggerak diesel menjadi penggerak motor listrik dalam menggerakkan pompa pengisi tangki T-832A/B di lapangan SPS dapat menjadi solusi yang menarik. Dengan mengevaluasi efisiensi energi, biaya operasional, dan stabilitas operasional. Penelitian ini diharapkan dapat memberikan data yang komprehensif untuk optimasi perbandingan performansi motor penggerak pompa pengisian di tanki T-8320A/B.

2. Metode Penelitian

Metode yang dilakukan untuk pengambilan data selama dalam penelitian adalah sebagai berikut :

1. Tinjauan lapangan

Pada tahap awal dilakukan pengamatan langsung terhadap proses-proses yang dilakukan pada lokasi pompa pengisian tangki di PT. Pertamina Hulu Mahakam dan pengenalan secara umum mengenai komponen yang digunakan untuk mendukung jalannya proses tersebut. Dari metode tinjauan lapangan ini didapat pula data yang dibutuhkan untuk melakukan analisis studi kasus tersebut.

2. Studi Literatur

Teori dasar diperoleh dengan cara studi literatur dari buku-buku tentang sistem pompa serta informasi-informasi lain dari internet.

3. Perhitungan dan analisis

Setelah memperoleh data operasi dan studi literatur, dilakukan tahap perhitungan dan analisis.

Analisis unjuk kinerja pompa mencakup pengukuran parameter seperti kapasitas aliran, head, daya, dan efisiensi. Kurva karakteristik pompa digunakan untuk mengevaluasi performa dan memastikan pompa bekerja pada titik operasi yang optimal [13].

a. Kapasitas aliran

Kapasitas aliran disebut sebagai aliran volumetrik, dimana ukuran seberapa banyak fluida yang dipindahkan oleh pompa atau sistem pipa dalam satuan waktu tertentu. Hal ini dapat dinyatakan dengan rumus sebagai berikut:

$$Q = A \cdot v \quad (1)$$

Q = Kapasitas aliran (m³/s)

A = Luas penampang saluran (m²)

v = Kecepatan aliran dalam pipa (m/s)

b. Head Pompa

Head pompa merupakan salah satu hal terpenting dalam pompa. Jika head yang disajikan tidak sesuai dengan kenyataan maka kapasitas dari pompa menurun. Untuk itu menghitung head merupakan modal pertama menentukan jenis pompa mana yang akan digunakan. Kapasitas pompa adalah sejumlah volume cairan yang dihasilkan pompa secara terus-menerus dalam tiap satuan waktu

Dalam persamaan Bernoulli yang berbunyi, "Bila fluida incompressible mengalir sepanjang pipa yang penampangnya mempunyai beda ketinggian, perbedaan tekanan tidak hanya tergantung pada perbedaan ketinggian tetapi juga pada perbedaan antara kecepatan dimasing-masing titik tersebut". Dalam

persamaan Bernoulli, ada empat macam head dari sistem aliran fluida, yaitu head tekanan, head kinetik, head potensial, dan head kerugian akibat gesekan cairan dengan media sepanjang pengaliran (Putro & Widodo, 2023).

c. Head Tekanan

Head tekanan adalah tekanan yang ada di saluran buang yang diubah ke dalam head. Tekanan tersebut dikonversikan dengan menggunakan rumus:

$$h_p = \frac{0,102P}{SG} \quad (2)$$

dengan

h_p = Head Tekanan (m)

P = Tekanan (Kpa)

SG = Specific Gravity

d. Head Kecepatan.

Head kecepatan adalah energi dari fluida yang menghasilkan aliran pada beberapa kecepatan. Kecepatan aliran dapat ditentukan dengan rumus:

$$h_v = \frac{v^2}{2g} \quad (3)$$

dengan:

h_v = Head Kecepatan (m)

v^2 = Kecepatan rata-rata aliran (m/s)

G = Gaya Gravitasi (m/s)

e. Head Total

Untuk mendapatkan head total dari pompa, hasil dari head kecepatan ditambahkan dengan head tekanan, head statis, dan head kerugian / loses. Head statis (h_a) adalah penjumlahan dari head elevasi dengan head tekanan. Head statis terdiri dari head statis sisi hisap dan sisi buang. Adapun berdasarkan standar NFPA 20 bahwa pompa sentrifugal, head statisnya dihitung dari tinggi permukaan air sampai titik tengah dari pipa saluran buang (Putro & Widodo, 2023). Di dalam suatu sistem pompa untuk menunjang sistem tersebut dibuatlah sistem perpipaan untuk mengalirkan fluida yang dipompakan, aliran fluida yang mengalir di pipa akan menimbulkan gesekan pada dinding pipa. Akibat gesekan tersebut terdapat rugi-rugi yang dihasilkan. Kerugian dalam sistem perpipaan disebut sebagai kerugian head (*head losses*). Total head losses terdiri dari kerugian pada pipa lurus (h_f) dan kerugian head dalam jalur pipa /

pipe fittings (h_m). Untuk mengetahui total head losses yang timbul dapat di hitung dengan rumus:

$$h_l = h_f + h_m \tag{4}$$

dengan:

- h_l = Total Head Loss (m)
- h_f = Kerugian gesek pada pipa lurus (m)
- h_m = Kerugian gesek dalam jalur pipa / pipe fittings (m)

Kerugian gesek pada pipa lurus terjadi akibat adanya gesekan antara dinding pipa dengan fluida yang mengalir didalamnya. Kerugian gesek pada pipa lurus dapat dihitung dengan menggunakan persamaan rumus:

$$h_f = f \frac{L v^2}{D 2g} \tag{5}$$

dengan:

- h_f = Head kerugian gesek pada pipa lurus (m)
- f = Koefisien kerugian gesek
- L = Panjang pipa (m)
- D = Diameter dalam pipa (m)
- v = Kecepatan rata-rata aliran di dalam pipa (m/s)
- g = Percepatan gravitasi (m/s²)

Untuk mengetahui koefisien gesek (f) kita harus mengetahui terlebih dahulu jenis aliran fluida yang mengalir di pipa. Secara umum ada tiga jenis aliran fluida yaitu aliran laminar, transisi, dan turbulen. Untuk mengetahui jenis aliran tersebut kita dapat mengetahuinya menggunakan Reynolds Number (Abdurrahman & Rifky Ilhan, 2024) dimana:

$$Re = \frac{VD}{\nu} \tag{6}$$

dengan :

- Re = Bilangan Reynolds (tak berdimensi)
- ν = Viskositas kinematik zat cair (m²/s)
- D = Diameter dalam pipa (m)
- V = Kecepatan rata-rata aliran di dalam pipa (m/s)

Nilai viskositas kinematik zat cair merupakan resistensi fluida untuk bergeser atau mengalir secara absolut dan dinamis dimana tidak ada kekuatan yang terlibat. Untuk kasus kali ini fluida yang dialirkan adalah air sungai. Sedangkan untuk mencari kecepatan rata-rata aliran didalam pipa dapat dihitung menggunakan rumus:

$$v = \frac{Q_{pompa}}{A} \tag{7}$$

dengan:

- Q_{pompa} = Kapasitas pompa (m³/s)
- A = Luas penampang pipa (m²)
- v = Kecepatan rata-rata aliran di dalam pipa (m/s)

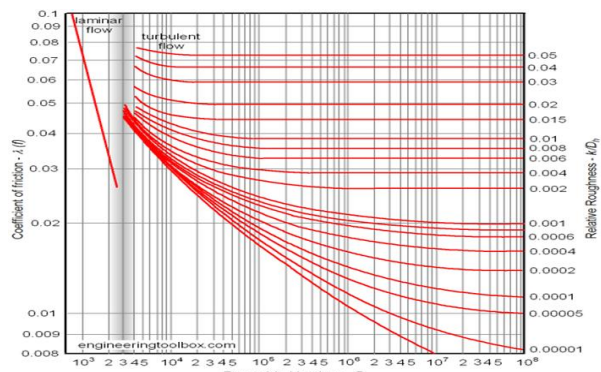
Pada $Re < 2300$, aliran bersifat laminar
 Pada $Re > 2300$, aliran bersifat turbulen
 Pada $Re = 2300$, aliran bersifat transisi
 Untuk aliran laminar, koefisien kerugian gesek untuk pipa (f) dalam persamaan data dinyatakan dengan :

$$f = \frac{64}{Re} \tag{8}$$

dengan :

- f = Koefisien kerugian gesek
- Re = Bilangan Reynolds

Aliran turbulen, koefisien kerugian gesek dapat dihitung menggunakan diagram moody. Dimana diagram moody sebagai fungsi bilangan Reynolds (Re) dan kekasaran relative (relative roughness = ϵ/D).



Gambar 2. Diagram moody

Kekasaran relatif didapatkan dengan membagi kekasaran absolute (ϵ) dengan diameter pipa. Untuk kekasaran absolute (ϵ) itu dapat dilihat dari tabel dibawah ini:

Tabel 1. Kekasaran relatif pipa

Jenis Pipa	Hazen-williams coefficient (C)
Pipa besi cor tanpa lapisan	100-120
Pipa Besi Cor berlapis	130
Pipa Baja baru	140
Pipa Baja galvanis	120
Pipa Dengan Lapisan Semen	130-140
Pipa dengan Lapisan Tar Arang Batu	140

Selain kerugian gesek aliran fluida dengan dinding pipa, rugi gesek juga terjadi apabila bentuk pipa, ukuran pipa, dan arah aliran berubah. Ketika melewati katup (valve), belokan, sambungan saluran masuk dan saluran buang juga terjadi rugi gesek. Kerugian head di tempat-tempat transisi yang demikian itu dapat dinyatakan secara umum dengan rumus:

$$h_f = f \frac{v^2}{2g} \quad (9)$$

dengan:

h_f = Kerugian head (m)

f = Koefisien kerugian

g = Percepatan gravitasi ($9.8 \frac{m}{s^2}$)

v = Kecepatan rata-rata di dalam pipa (m/s)

Kerugian karena hambatan karena belokan dapat diperoleh karena banyaknya belokan yang ada di *downstream* dari pipa.

$$f = 0,131 + 1,847 \left(\frac{D}{2R} \right)^{3,5} \left(\frac{\theta}{90} \right)^{0,5} \quad (10)$$

$$v = \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4}} \quad (11)$$

$$h_f = f \frac{v^2}{2g} \quad (12)$$

dengan :

f = Nilai koefisien belokan

D = Diameter Pipa (m)

V = Kecepatan aliran (m/s)

Q = Debit aliran (m^3/s)

h_f = Kerugian hambatan gesek (m)

θ = Sudut belokan pipa

Kerugian Hambatan Katup. Sesuai dengan fungsinya maka katup harus dapat bergerak (terbuka dan tertutup) dengan mudah. Dari tabel kita dapat menemukan nilai koefisien “f” yang tepat. Kerugian hambatan katup dihitung dengan rumus:

$$h_k = f \frac{v^2}{2g} \quad (13)$$

dengan:

h_k = Kerugian hambatan katup (m)

f = Nilai koefisien faktor gesekan katup

v = Kecepatan fluida (m/s)

g = Percepatan gravitasi (m/s^2)

Dengan demikian, Head Total (Total Dynamic Head merupakan head total dari suatu pompa dimana pompa tersebut bekerja sesuai daerah aman dalam kurva pompa. Total dinamik head untuk pompa vertikal seperti halnya pompa pengisian tangki pemadam kebakaran yang dibahas peneliti sekarang adalah sebagai berikut:

$$H = h_p + h_v + h_a + h_l \quad (14)$$

dengan:

H = Total Head Pompa (m)

h_p = Head Tekanan (m)

h_v = Head Kecepatan (m)

h_a = Head Statis / Ketinggian (m)

h_l = Head losses (m)

f. Daya Pompa

Daya pompa adalah kerja pompa yang dilakukan tiap satuan waktu., pada instalasi perpompaan daya terbagi menjadi daya cairan, daya poros pompa, daya listrik dan performa pompa.

Daya Cairan. Energi yang diterima oleh air dari pompa per satuan waktu, rumus daya cairan adalah sebagai berikut:

$$p_w = \gamma QH \quad (15)$$

dengan:

p_w = Daya air (kW)

γ = Massa jenis air (kgm/s^2)

Q = Kapasitas (m^3/s)

H = Head total pompa (m)

Daya Poros Pompa. Daya poros yang diperlukan untuk menggerakkan sebuah pompa adalah sama dengan daya air ditambah kerugian daya didalam pompa . Daya poros dapat dihitung dengan rumus:

$$p = \frac{p_w}{\eta_p} \quad (16)$$

dengan

p = Daya shaft pompa (kW)

p_w = Daya Air (kW)

η_p = Efisiensi Pompa dari Pabrik Pembuat (%)

g. Daya Listrik.

Daya listrik di definisikan sebagai laju hantaran energi listrik dalam sirkuit.(Surya Hadi Prawira, 2022).

Daya listrik 1 fasa :

$$W = V \cdot I \cos \varphi \quad (17)$$

Daya listrik 3 fasa :

$$W = \sqrt{3} V \cdot I \cos \varphi \quad (18)$$

dengan:

W = Daya listrik (W)

V = Tegangan (Volt)

I = Arus listrik (ampere)

φ = Sudut faktor daya

h. Performansi Pompa. *Rated out put* : 221.27 HP (165 kW)
 Perhitungan performansi pompa dapat dilihat Frekuensi : 50 Hz
 dari hasil persentase antara debit aliran yang Kecepatan putar : 1491 RPM
 diukur dengan debit aliran desain. Fasa : 3 *Phase*
 Rate voltage : 400 volt

$$\text{Persentase Performansi} = \frac{Q_{\text{Measured}}}{Q_{\text{Design}}} \times 100\% \quad (19)$$

dengan:

Q_{Measured} = Debit aliran yang diukur (m³/h)

Q_{Design} = Debit aliran sesuai desain (m³/h)

Affinity Laws (Hukum Kesebangunan). Affinity laws digunakan untuk menentukan performansi dari pompa ketika terjadi perubahan kecepatan atau diameter dari impeller. Untuk itu affinity laws merupakan salah satu hal yang penting dalam mencari unjuk kerja dari sebuah pompa. Affinity laws dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right) \quad (20)$$

dengan:

Q = Kapasitas Pompa (m³/jam)

N = Putaran pompa (rpm)

$$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \quad (21)$$

dengan:

H = Head Pompa (m)

N = Putaran pompa (rpm) [8].

Data penggerak motor diesel

Type CATERPILLAR D334 MARINE ENGINE

Jumlah silinder : In-line 6

Kecepatan putaran : 2000 RPM

Torque : 28.51 Nm

Jenis aksesoris :

Katup bola : 1

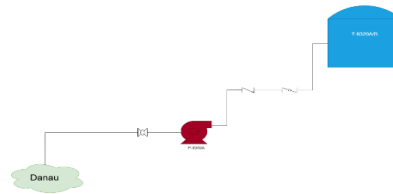
Katup pengatur debit : 1

Belokan 90⁰ : 7

Pipa hisap : 1

Katup cegah tutup-cepat jenis tekanan : 1

Untuk pompa sentrifugal jenis shaft split, head statis total dihitung dari discharge head ditambahkan suction lift. Suction lift diukur dari atas permukaan air sampai dengan pipa hisap pompa, sedangkan discharge head diukur dari pipa keluaran pompa sampai titik tertinggi air keluar yaitu tangki penyimpanan. Head statis total terhitung 35 m. hal ini dapat dilihat dari gambar berikut:



Gambar 3. Pemasangan Pompa

3. Hasil dan Pembahasan

3.1 Hasil Penelitian

Data performansi pompa dengan menggunakan penggerak diperoleh dari buku pedoman pompa pengisian tangki itu sendiri, *Operating Procedure, P&ID (Process and Instrumentation Diagram), Manual and Operating Procedure* dan daat pendukung lainnya dengan data sebagai berikut:

Tipe pompa AURORA centrifugal pump 6X8X16A

Kapasitas rate : 454,25 m³/h

Head design : 52,4934 ft

Kecepatan *Rated* : 1750 RPM

Diameter *impeller* : 406,4 mm

Efisiensi : 75 %

Data-data untuk jalur pemipaan adalah:

Panjang pipa (L) : 130 m

Diameter pipa (D) : 0,202 m (8 Inch)

Jenis pipa : *Carbon steel*

Data sheet penggerak motor listrik adalah:

Type : IEC 355S 100

Setelah melakukan uji performansi pada pompa P-8310A yang ada dilapangan SPS dengan tipe pompa aurora centrifugal pump 6X8X16A dari bulan Oktober 2024 sampai dengan November 2024, maka diperoleh data seperti tersaji pada Tabel 2 dan Tabel 3 berikut ini.

Tabel 2. Hasil pengujian penggerak diesel

No	Putaran Pompa (Rpm)	Tekanan Saluran Buang		Head Statis (m)	Jumlah aliran	
		(Bar)	(kPa)		(m ³ /h)	(m ³ /s)
1	1700	4,5	450	35	260,78	0,072
2	1700	4,0	400	35	319,67	0,089
3	1700	3,8	380	35	405,47	0,113

Hasil pengujian hanya diambil sebagai referensi perbandingan dan perhitungan dengan menggunakan penggerak motor listrik.

Tabel 3. Hasil Pengujian penggerak motor listrik

No	Putaran Pompa (Rpm)	Tekanan Saluran Buang (Bar)	Tekanan Saluran Buang (kPa)	Head Statis (m)	Jumlah aliran	
					m ³ /h	m ³ /s
1	1491	4.0	400	35	281,31	0,078
2	1491	3.9	390	35	290.44	0,081
3	1491	3.8	380	35	320,52	0,089

a. Head kecepatan

Kecepatan rata-rata aliran dalam pipa pada tekanan yang digunakan 4 bar, diperoleh masing-masing:

1. Data penggerak motor diesel :

$$V = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \times D^2}$$

$$V = \frac{0,089 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi}{4} \times (0,202 \text{ m})^2}$$

$$V = \frac{0,089 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{3,14}{4} \times 0,041 \text{ m}^2}$$

$$V = 2,772 \text{ m/s}$$

2. Data penggerak motor listrik :

$$V = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \times D^2}$$

$$V = \frac{0,078 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi}{4} \times (0,202 \text{ m})^2}$$

$$V = \frac{0,078 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{3,14}{4} \times 0,041 \text{ m}^2}$$

$$V = 2,440 \text{ m/s}$$

Setelah diperoleh kecepatan rata-rata aliran dalam pipa pada saluran buang, maka diperoleh head kecepatan pada tekanan 4 bar masing-masing pada penggerak diesel $h_v = 0,392$ m dan pada penggerak motor listrik $h_v = 0,303$ m. Berikutnya, head kecepatan pada tekanan 4 bar selanjutnya dapat dihitung tiap-tiap tekanan saluran keluar. Berikut tabel yang menampilkan head kecepatan masing-masing tekanan.

Tabel 4. Head Kecepatan penggerak diesel

Putaran Pompa (Rpm)	Tekanan Saluran Buang (Bar)	Tekanan Saluran Buang (kPa)	Head Statis (m)	Jumlah aliran		Kecepatan Aliran (m/s)	Head Kecepatan (m)
				m ³ /h	m ³ /s		
1700	4,5	450	35	260,78	0,072	2,262	0,261
1700	4,0	400	35	319,67	0,088	2,772	0,392
1700	3,8	380	35	405,47	0,113	3,516	0,630

Tabel 5. Head Kecepatan penggerak motor listrik

Putaran Pompa (Rpm)	Tekanan Saluran Buang (Bar)	Tekanan Saluran Buang (kPa)	Head Statis (m)	Jumlah aliran		Kecepatan Aliran (m/s)	Head Kecepatan (m)
				m ³ /h	m ³ /s		
1491	4,0	400	35	87,63	0,024	2,440	0,303
1491	3,9	390	35	281,31	0,078	2,519	0,323
1491	3,8	380	35	320,52	0,089	2,780	0,394

b. Head tekanan

Menggunakan rumus 2.2 dari saluran buang masing-masing tekanan akan diubah menjadi satuan head yaitu (meter). Pada penggerak diesel diperoleh head sebesar 39,905m dan pada penggerak motor listrik diperoleh head sebesar 39,805m.

c. Total head losses

Total head losses akan dibagi menjadi dua yaitu major losses dan minor losses. Major losses merupakan kerugian yang diakibatkan oleh pipa dan minor losses kerugian akibat dari aksesoris yang ada di perpipaan seperti katup, belokan, dan sambungan. Berdasarkan hasil dari tekanan saluran buang dapat dikategorikan menjadi jenis aliran laminar baik untuk penggerak diesel maupun penggerak motor listrik dikarenakan Reynold number kurang dari 2300.

Selanjutnya diperoleh kerugian head pada pipa atau major losses pada tekanan 4 bar yaitu: pada penggerak diesel diperoleh kerugian head pipa sebesar 28,810 m dan pada penggerak motor listrik diperoleh 25,353 m.

Minor losses berupa kerugian gesek pada 7 belokan 90 derajat diperoleh: pada penggerak diesel sebesar 0,807 m dan kerugian gesek pada penggerak motor Listrik sebesar 0,625m. Kerugian pipa isap pada penggerak diesel sebesar 0,196m dan pada penggerak motor sebesar 0,152m. Kerugian pada katup cegah jenis ayun untuk diameter 202mm pada penggerak diesel sebesar 0,470m dan pada penggerak motor Listrik sebesar 0,364m. Kerugian pada katup kupu-kupu pada penggerak diesel sebesar 0,0627m dan pada penggerak motor Listrik sebesar 0,0485m.

Kerugian pada katup cegah tutup-cepat jenis tekanan untuk penggerak diesel sebesar 0,470m dan untuk penggerak motor Listrik sebesar 0,364m. Dari hasil diatas untuk minor losses pada tekanan 4 bar data penggerak diesel adalah $0,807+0,196+0,470+0,0627+0,470=2,0054$ m, dan minor losses pada tekanan 4 bar adalah $0,625+0,152+0,364+0,0485+0,364=1,5530$ m.

Setelah mendapatkan major losses dan minor losses, maka kita dapat menghitung total head losses yang terjadi di pipa. Berdasarkan rumus 2.4 total head losses pada penggerak diesel dan total head losses penggerak motor listrik disajikan pada tabel berikut.

Tabel 6. Total Head Losses penggerak diesel

No.	Tekanan Saluran Buang (bar)	Head (m)	Head Major Losses (h_f)	Head Minor Losses (h_m)	Total Head Losses (m)
1.	4,5 bar	44,780	23,503	1,3346	24,8375
2.	4 bar	39,805	28,810	2,0054	30,8158
3.	3,8 bar	37,815	36,543	3,2264	39,7695

Tabel 7. Total Head Losses penggerak motor listrik

No.	Tekanan Saluran Buang (bar)	Head (m)	Head Major Losses (h_f)	Head Minor Losses (h_m)	Total Head Losses (m)
1.	4 bar	39,805	25,353	1,5530	26,9061
2.	3,9 bar	38,810	26,176	1,6554	27,8314
3.	3,8 bar	37,815	28,887	2,0161	30,9031

Setelah mendapatkan head tekanan, head statis, head kecepatan, dan total head losses. Selanjutnya total head pompa disajikan pada tabel berikut:

Tabel 8. Head Total Pompa penggerak diesel

Tekanan Saluran Buang (bar)	Head statis (m)	Head Tekanan (m)	Head Kecepatan (m)	Total Head Losses (m)	Total Head Pompa (m)
4,5 bar	35	44,780	0,261	24,8375	104,8786
4 bar	35	39,805	0,392	30,8158	106,0124
3,8 bar	35	37,815	0,630	39,7695	113,2143

Tabel 9. Head Total Pompa penggerak motor listrik

Tekanan Saluran Buang (bar)	Head statis (m)	Head Tekanan (m)	Head Kecepatan (m)	Total Head Losses (m)	Total Head Pompa (m)
4	35	39,805	0,303	26,9061	102,0144
3,9	35	38,810	0,323	27,8314	101,9645
3,8	35	37,815	0,394	30,9031	104,1115

Affinity laws

Dengan menggunakan affinity laws maka akan didapatkan hasil dari data yang sesuai dengan desain awal pompa yaitu desain putaran 1750 rpm. Diperoleh affinity laws untuk data penggerak diesel sebesar $Q_2 = 310,54 \frac{m^3}{h}$, sedangkan untuk perubahan head (H) sebesar 101,8821 m. Untuk penggerak motor listrik diperoleh affinity laws sebesar $Q_2 = 239,68 \frac{m^3}{h}$, sedangkan untuk perubahan head (H) sebesar 99,0997 m.

Daya listrik didefinisikan sebagai laju hantaran listrik dalam sirkuit listrik, dapat dihitung dengan rumus tiga fasa yaitu :

Data penggerak motor listrik :

$$W = \sqrt{3} V \cdot I \cos \varphi$$

$$W = \sqrt{3} \times 690 \times 165 \times 0,88$$

$$W = 1195,08 \times 165 \times 0,88$$

$$W = 173525,612 \text{ W} = 173,526 \text{ kW}$$

Tabel 10. Daya Listrik penggerak motor listrik

No.	Jumlah Aliran Terkoreksi (m^3/s)	Arus Listrik (ampere)	Daya Poros (Kw)	Daya Listrik (Kw)
1.	0,067	165	91,4626	173,526
2.	0,069	165	94,3850	173,526
3.	0,076	165	106,3533	173,526

Selanjutnya kita dapat menghitung berapa lama pompa dapat mengisi tangki T-832A/B dengan mengetahui volume tangki adalah 9100m³, diperoleh jumlah waktu yang digunakan agar tangki terisi penuh.

Pada daya penggerak diesel:

$$W = 9100 \text{ m}^3 : 310,54 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$W = 29,30 \text{ jam}$$

b. Data penggerak motor listrik

$$W = V/D$$

$$W = 9100 \text{ m}^3 : 239,68 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$W = 38 \text{ jam}$$

Analisis data hasil pengetesan pompa pengisian tangki pemadam kebakaran di lapangan SPS yang dilakukan pada bulan September 2024 sampai dengan Oktober 2024. disajikan pada tabel di bawah ini:

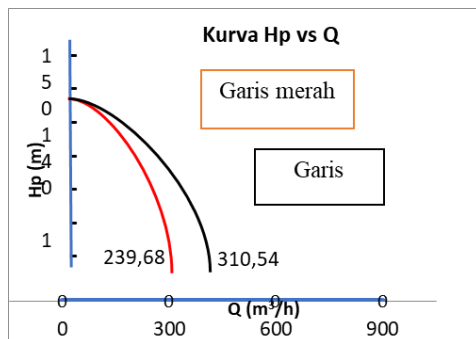
Tabel 11. Hasil pengetesan penggerak diesel

No.	Tekanan Saluran Buang (bar)	Head Total Terkoreksi (m)	Jumlah Aliran Terkoreksi (m ³ /h)
1.	4,5 bar	101,8821	253,33
2.	4,0 bar	102,9834	310,54
3.	3,8 bar	109,9796	393,89

Tabel 12. Hasil Pengetesan penggerak Listrik

No.	Tekanan Saluran Buang (bar)	Head Total Terkoreksi(m)	Jumlah Aliran Terkoreksi (m ³ /h)
1.	4 bar	99,0997	239,68
2.	3,9 bar	99,0513	247,45
3.	3,8 bar	101,1369	273,08

Berikutnya disajikan kurva perbandingan Head dan kapasitas.



Gambar 4. Kurva perbandingan head dan kapasitas

Dengan mengacu pada tabel diatas, nilai tersebut dibandingkan dengan standar 68NFPA 20 yaitu:

1. Pompa mempunyai head antara 101% sampai dnegan 140% dari rated head nya.
2. Pompa mampu mengalirkan fluida 150% dari ratednya dengan perhitungan: $1,5 \times 393,89 = 590,84 \text{ m}^3/\text{h}$
3. Jumlah aliran fluida pada saat 150% harus berada minimum 65% dari rated headnya.

Ketiga standar tersebut dapat dsimpulkan menggunakan tabel 13 berikut ini:

Tabel 13. Standar NFPA 20

Parameter	Shut-off head (at flow = 0)	150% of rated flow	Minimum Head of 65% rated Head
Unit	Bars	m ³ /hour	Meters
Rated Value	4,5 -5,1	682,5	66,94
Hasil Pengetesan motor diesel	4,5	590,84	66,94
Hasil Pengetesan motor listrik	4,0	359,52	66,94

3.2 Pembahasan

Pada data hasil perbandingan flow rated dan tekanan dari penggerak motor diesel terjadi penurunan flow rate pada tekanan 4 bar sebesar 70,86 m³/h dengan waktu pengisian selama 38 jam. Dari hasil perbandingan antara performansi pengisian tangki pemadam menggunakan penggerak diesel dan penggerak motor listrik didapat analisa bahwa:

1. Terjadi penurunan tekanan pada saluran buang sehingga di setiap titik terjadi penurunan parameter aliran dimana total head losses yang di pengaruhi oleh pipa, katup, dan belokan pada penggerak diesel adalah $28.810 \text{ m} + 2.0054 \text{ m} = 30,8158 \text{ m}$ sedangkan pada penggerak motor listrik adalah $25,353 \text{ m} + 1,5530 \text{ m} = 26,9061 \text{ m}$.
2. Besarnya head losses berpengaruh terhadap total head pompa menjadi 106,0124m pada penggerak diesel dan 102,0144m pada penggerak listrik. Dan juga mempengaruhi aliran dari pompa dengan penggerak diesel 319,67 m³/h menjadi 310,54 m³/h sedangkan pompa dengan penggerak motor listrik 281,31 m³/h menjadi 2398 m³/h.
3. Pada grafis hasil pengetesan, hasil dari unjuk kerja penggerak motor listrik berada dibawah grafis penggerak diesel. Hal ini dikarenakan penggerak motor listrik hanya mampu di RPM 1491 sehingga tekanan pada saluran buang hanya mampu di 4 bar saja pada saat melakukan pengetesan pompa dengan keluaran 0 m³/h. hal ini terjadi berdasarkan penurunan tekanan yang terjadi pada pompa P-8340A. Pompa P-8340A dengan penggerak motor listrik hanya mampu mengalirkan 239,68 m³/h jadi telah terjadi penurunan sedangkan pompa dengan penggerak diesel mampu mengalirkan 310,54 m³/h. sehingga pompa P-8340A dengan penggerak motor listrik memerlukan waktu yang lebih lama. Berdasarkan hasil perhitungan yang diperoleh dari pergantian mesin diesel

menjadi motor Listrik sebagai penggerak P-8340^a, dalam pengisian tangki pemadam di lapangan SPS motor Listrik memiliki segi positif dalam hal pengurangan emisi gas buang, pengurangan biaya operasional, serta peningkatan keandalan dan respon sistem. Berdasarkan hasil analisa penelitian performansi pompa sentrifugal P-8340A dilapangan SPS, pompa mengalami kerugian efisiensi karena *flow rate* (debit aliran) yang harus ditentukan dengan mengacu nilai dari vibrasi. Dalam hal ini pompa akan mengalami kerusakan penurunan *flow rate* atau kinerja. Jika memaksa pompa beroperasi tidak mengacu pada nilai vibrasi maka yang terjadi adalah umur pompa yang menjadi lebih pendek dan harus mengalami pergantian pompa yang sangat cepat sedangkan biaya penggantian pompa sangat mahal.

4. Kesimpulan

4.1. Kesimpulan

Dari hasil analisa penelitian unjuk kerja pompa sentrifugal P-8340A pada tangki pemadam T-8320A/B di lapangan SPS dari bulan September 2024 sampai dengan Oktober 2024 dapat disimpulkan bahwa:

1. Hasil unjuk kerja pompa penggerak motor listrik dibandingkan dengan penggerak diesel adalah penggerak motor listrik ini memerlukan waktu yang lebih lama 8 jam 30 menit dimana hasil unjuk kerja pompa secara terkoreksi pada penggerak diesel adalah 310,54 m³/h selama 29 jam 30 m³nit dan pda penggerak motor listrik adalah 239,68 m³/h selama 38 jam.
2. Pompa P-8340A dengan penggerak motor listrik mempunyai unjuk kerja yang rendah dengan standar NFPA 20 yang mengharuskan aliran 590,84 m³/h dan head rated 66,94 meter (65% rated), sedangkan hasil yang didapat dari penggerak diesel adalah 310,54 m³/h dan penggerak motor listrik adalah 239,68 m³/h dengan head rated 66,94 meter.
3. Faktor yang mempengaruhi penurunan unjuk kerja pompa adalah kerusakan pada komponen-komponen pompa sentrifugal P-8340A. Pompa utama yang digunakan adalah P-8340A, namun semenjak kuartal awal 2022 penggerak pompa yaitu mesin diesel sudah tidak mampu beroperasi kembali karena berstatus usang dan kondisinya sangat rusak (minyak pelumas mengotori ruang bakar menyebabkan konsumsi oli tinggi dan asap hitam) serta vendor belum

bisa melakukan perombakan pada mesin ini karena tidak tersedianya *spare part* dari jenis mesin ini.

4.2. Saran

Untuk menjaga agar unjuk kerja pompa sentrifugal pengisian tangki pemadam yang telah mengalami penurunan yang signifikan, oleh karena itu disarankan agar:

1. Melakukan pengawasan lebih ketat dengan cara melihat level tangki jangan sampai kosong dengan mengatur ulang alarm level rendah di setengah tinggi tangki.
2. Untuk keperluan pengisian tangki yang normal (tidak dalam keadaan darurat) penggerak motor listrik masih mampu digunakan untuk efisiensi energi karena menggunakan listrik yang dihasilkan turbin generator
3. Untuk keadaan darurat agar memenuhi keperluan air pengisian yang lebih cepat dengan mengganti motor listrik yang kapasitas putaran lebih tinggi atau dengan menggunakan penggerak diesel.

Daftar Rujukan

- [1] E. P. Putro and E. Widodo, "Analisis Head Pompa Sentrifugal Pada Rangkaian Seri dan Paralel," 2023.
- [2] M. Dava, P. Bismantolo, Y. Witanto, J. W. Supratman, K. Limun, and K. Bengkulu, "Analisis Performance Pompa Feed Sentrifugal Performance Analysis of Centrifugal Feed Pumps," 2023.
- [3] A. Auf, A. W. Biantoro, D. Romahadi, and A. Chaeroni, "Analysis of Fire Fighting PUMP Performance Using SNI 03-6570-2001 Standart on Self-Contained Hydrants," *Int. J. Innov. Mech. Eng. Adv. Mater.*, vol. 5, no. 2, pp. 49–55, Dec. 2023, doi: 10.22441/ijimeam.v5i2.20898.
- [4] R. Abdurrahman and M. R. Ilhan, "Analisis Efisiensi Fire Pump 717-P-3 Emergency Water Pump Jetty 1 (Marine) PT. Pertamina (Persero) RUII Production Sungai Pakning," *J. Surya Tek.*, vol. 11, no. 1, Art. no. 1, Jun. 2024, doi: 10.37859/jst.v11i1.6998.
- [5] R. Ardyansyah, "Analisa Kinerja Pompa Sentrifugal Berbahan Alir/Fluida Kerja Air dan Foam pada Mobil Pemadam Kebakaran (Pkp-Pk) di Bandar Udara Internasional Kualanamu (Studi Kasus)," Thesis, 2016. Accessed: Jan. 08, 2025. [Online]. Available:

- <https://repositori.uma.ac.id/handle/123456789/828>
- [6] G. Rangatama, “Analisis Perancangan Pompa Sentrifugal pada Perancangan Shower Tester Booth di PT X,” *J. Tek. Mesin*, vol. 9, no. 1, p. 88, Oct. 2020, doi: 10.22441/jtm.v9i2.4921.
- [7] P. Saksono, “Analisis Performansi Pompa Pemadam DEP-0131-A Dengan Kombinasi Flexim F60,” 2023.
- [8] S. H. Prawira, “Analisis Efisiensi Daya Motor 3 Phase Sebagai Penggerak Boiler Penghisap Abu PT Industri Invilon Sagita,” Jun. 2022, Accessed: Jan. 08, 2025. [Online]. Available: <https://eprints.pancabudi.ac.id/id/eprint/198/>
- [9] J. Maulana and A. B. Laksono, “Analisis Efisiensi Antara Motor Listrik Induksi Dengan Mesin Diesel Sebagai Penggerak Pompa Air Sungai,” *J. JEETech*, vol. 3, no. 2, pp. 90–95, Sep. 2022.
- [10] J. B. Waluyo, “Perencanaan Motor Bakar Diesel Penggerak Pompa,” diploma, Universitas Muhammadiyah Surakarta, 2010. Accessed: Jan. 08, 2025. [Online]. Available: <https://eprints.ums.ac.id/9501/>
- [11] Y. Pakan and E. R. Fadli, “Analisis Variasi Putaran Terhadap Torsi dan Daya pada Motor Diesel Satu Silinder,” *J. Voering*, vol. 6, no. 1, pp. 33–38, Aug. 2021, doi: 10.32531/jvoe.v6i1.378.
- [12] M. H. Alief, P. T. Pertamina, and H. Energi, “Penggantian Mesin Diesel D-334 Menjadi Motor Listrik Sebagai Penggerak P-8340A Dalam Pengisian Tangki Air Pemadam Di Lapangan SPS,” 2023.
- [13] M. Mudjijanto, “Analisis Performance Centrifugal Pump dengan Menggunakan Computing Fluid Dinamyc (CFD) untuk Transfer Condensate di Area Onshore Processing Facilities Balongan PHE ONWJ,” *SIMETRIS*, vol. 15, no. 1, Art. no. 1, Jul. 2021, doi: 10.51901/simetris.v15i1.319.