

Teknik Mesin

Fenomena Kekentalan Fluida Minyak Kelapa Sawit Terhadap Kemampuan Pompa Sentrifugal Pada Unit Vacuum Dyer

Golfrid Gultom ^{*1}, M Dimas Gunawan ²

^{1,2} Program Studi Teknik Mekanika, Politeknik Teknologi Kimia Industri, Medan, Indonesia

INFORMASI ARTIKEL

Diterima Redaksi: 01 Juli 2023

Revisi Akhir: 02 Juli 2023

Diterbitkan Online: 03 Juli 2023

KATA KUNCI

Vacuum dryer, pompa sentrifugal, impeler, minyak kelapa sawit, kekentalan.

Keywords:

Vacuum Dryer, Centerifugal pump, impeller, Crude Palm Oil, Viscosity

KORESPONDENSI

E-mail: golfridg@ptki.ac.id

A B S T R A K

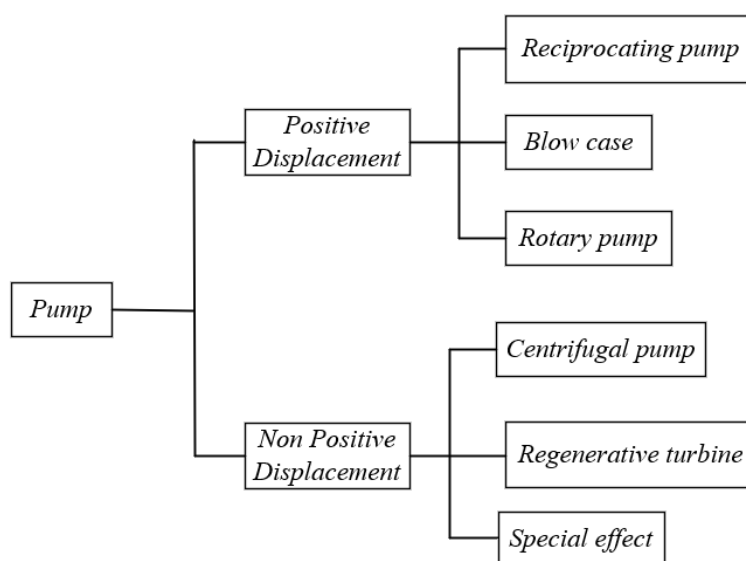
Peningkatan produktivitas vacuum dryer sebagai pemisah air dengan minyak dibutuhkan oleh mesin fluida seperti pompa. Pompa sentrifugal berfungsi untuk memompakan fluida minyak kelapa sawit dari clean oil tank ke vacuum dryer dengan kapasitas 10 ton/jam. Permasalahan yang ditemukan pada pompa yaitu kekentalan atau kekentalan fluida yang dialirkan. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui fenomena atau pengaruh dari viskositas fluida terhadap kinerja pada pompa sentrifugal. Variasi dilakukan pada temperatur 85°C dengan kekentalan 10,43 cSt, temperatur 90°C dengan kekentalan 9,45 cSt, dan temperatur 95°C dengan viskositas 8,61 cSt. Berdasarkan hasil pengujian dan analisis menyatakan bahwa semakin besar nilai kekentalan fluida maka akan semakin besar pula nilai daya poros pompa. Seiring naiknya temperatur fluida maka nilai kekentalan fluida tersebut akan semakin kecil. Hal ini akan meringankan beban kerja poros pompa sehingga putaran impeler semakin tinggi maka debit aliran fluida yang dipompakan semakin banyak dan akan semakin bertambahnya nilai head pompa.

A B S T R A C T

Increasing the productivity of a vacuum dryer as a water separator with oil is needed by fluid machines such as pumps. The centrifugal pump functions to pump palm oil fluid from the clean oil tank to the vacuum dryer with a capacity of 10 tons/hour. The problem found in the pump is the viscosity or thickness of the flowing fluid. This study aims to determine the phenomenon or influence of fluid viscosity on the performance of centrifugal pumps. Variations were made at a temperature of 85°C with a viscosity of 10.43 cSt, a temperature of 90°C with a viscosity of 9.45 cSt, and a temperature of 95°C with a viscosity of 8.61 cSt. Based on the results of testing and analysis, it is stated that the greater the value of the fluid viscosity, the greater the power value of the pump shaft. As the fluid temperature increases, the viscosity value of the fluid will decrease. This will reduce the working load of the pump shaft so that the rotation of the turbine is higher, the more fluid flow to be pumped and the value of the pump head will increase.

PENDAHULUAN

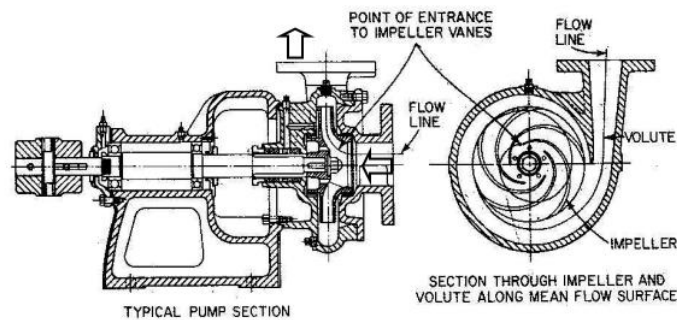
Dalam sektor industri biaya operasi yang minim sangat diperlukan pada peralatan kerja agar produksi menjadi efisien dan efektif. Pompa merupakan salah satu alat yang sangat membantu dalam pekerjaan dalam dunia industri, dimana pompa mempunyai fungsi menjadi alat bantu dalam mengalirkan fluida dari tempat yang rendah ketempat yang tinggi. Media yang digunakan pompa adalah pipa, dimana pipa ini ditambahkan energi agar dapat dialiri oleh fluida melalui pompa [1]. Pompa mempunyai peranan penting untuk menaikkan kecepatan laju aliran fluida yang melewati nozzle pada vacuum dryer-[2]. Standar pompa yaitu hydraulic institute standards sesuai dengan american national standards institute (ansi) sebagai standar internasional mengklasifikasikan pompa menjadi dua jenis yaitu positive displacement dan juga non positive displacement yang dapat dilihat pada gambar 1 [3].



Gambar 1: Klasifikasi Pompa

Pada pompa perpindahan positif digolongkan berdasarkan cara perpindahannya yaitu jenis pompa kerja positif adalah pompa reciprocating. Pompa reciprocating adalah pompa dimana energi mekanik dari penggerak pompa diubah menjadi energi aliran dari cairan yang dipompa dengan menggunakan elemen yang bergerak bolak-balik di dalam silinder [4]. Pompa dinamis dikarakteristikan oleh cara pompa tersebut beroperasi. Salah satu jenis pompa kerja dinamis adalah pompa sentrifugal yang prinsip kerjanya mengubah energi kinetik (kecepatan) cairan menjadi energi potensial (dinamis) melalui suatu impeler yang berputar didalam casing [5]. Pompa sentrifugal adalah suatu mesin kinetik yang mengubah energi mekanik dalam bentuk kerja poros menjadi energi fluida melalui aktivitas sentrifugal. Energi inilah yang mengakibatkan pertambahan head tekanan, head kecepatan, dan head potensial pada zat cair yang mengalir secara kontinyu [6]. Sedangkan untuk gaya sentrifugal itu sendiri memiliki arti yaitu sebuah gaya yang timbul akibat adanya gerakan sebuah benda atau partikel melalui lintasan lengkung (melingkar).

Prinsip dari kerja pompa sentrifugal dengan cara daya yang masuk keporos pompa digunakan untuk memutar impeler dan menghasilkan gaya sentrifugal yang menyebabkan perbedaan dari tekanan sisi dalam dan tekanan sisi luar impeler[7]. Gaya sentrifugal yang ada menyebabkan fluida yang berada dibagian sisa dalam impeler berpindah kesisi luar impeler dan bergerak kedalam volut. Impeler tersebut memiliki fungsi memberi kerja pada fluida yang dapat membuat energi yang ada didalam kandungan fluida menjadi lebih besar. Pada sisi dalam volut zat cair dirubah menjadi energi tekanan [8]. Gambar penampang pompa sentrifugal ditunjukkan pada gambar 2 [9].



Gambar 2: Penampang Pompa Sentrifugal Poros Datar

Kekentalan adalah sifat dari zat cair yang dihasilkan dari gesekan antara molekul – molekul zat cair dengan gaya kohesi pada zat cair tersebut. Penghambat dari zat cair ini adalah gesekan yang terjadi. Nilai kekentalan zat cair dinotasikan pada suatu bilangan sebagai penentu kekentalan zat cair tersebut (RN Akhsanu Takwim dan Kris Witono, 2018). Hukum kekentalan newton menyatakan bahwa untuk laju perubahan bentuk sudut fluida yang tertentu maka tegangan geser berbanding lurus dengan kekentalan.

METODOLOGI

2.1 Spesifikasi Peralatan

Penelitian dilakukan dengan dua metode yaitu metode deskripsi transkrip dan metode observasi, metode deskripsi transkrip dan observasi dilakukan pada pt. Z sesuai data pada tabel 1-3 dan gambar 3.

Tabel 1: Spesifikasi Pompa

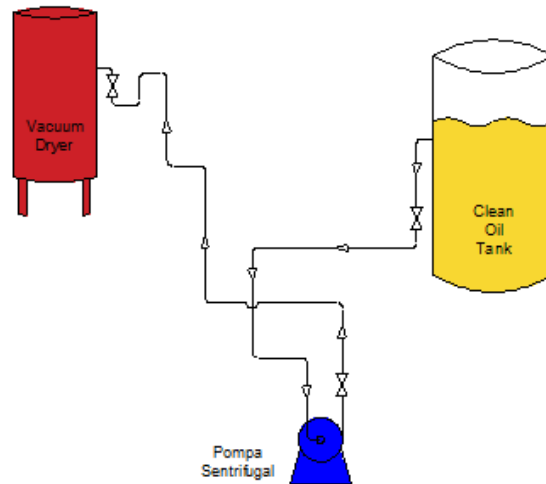
Tipe	Deskripsi
Brand	Southern Cross
Type	Iso 50×32-160
Number	23j2001a20
Capacity	12 M3/Jam
Speed Pump	2825 Rpm
Head	25 M
Suction Diameter	2 Inch
Discharge Diameter	1½ Inch
Power	1,5 Kw
Current	380 V
Frequency	50 Hz
Phase	3
Cos Φ	0,85
Speed Motor	2825 Rpm

Tabel 2: Data Minyak Mentah Kelapa Sawit Pada Operasi Pompa

Temp (°C)	Q (m ³ /h)	P _{1(Abs)} kgf/cm ²	P _{2(Abs)} kgf/cm ²	Volt (V)	Amp (A)	R (kg/m ³)	Kekentalan (CSt)	H (rpm)
85	11,64	1,033	0,0407	380	2,69	858,4	10,43	2814
90	11,68	1,033	0,0407	380	2,67	856,1	9,45	2819
95	11,71	1,033	0,0407	380	2,66	853,8	8,61	2823

Tabel 3: Jenis Pipa Yang Digunakan Carbon Steel (ASME B36.19 SCH10)

	D _{in} (inch)	D _{out} (mm)	Tebal (mm)	D _{in} (mm)	Panjang (m)
Pipa Suction	2	60,3	2,77	54,7	11,5
Pipa Discharge	1 1/4	42,2	2,77	36,6	20,5



Gambar 3: Instalasi Pompa Sentrifugal

HASIL DAN PEMBAHASAN

a. Pengaruh Kekentalan Fluida Dengan Variasi Temperatur Terhadap Kemampuan Kerja Pompa Sentrifugal

Pengaruh kekentalan fluida minyak kelapa sawit pada unjuk kerja pompa sentrifugal menggunakan persamaan 1 (Sularso Haruo Tahara, 2016).

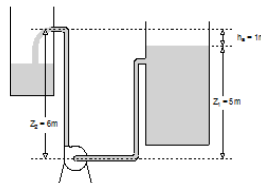
$$\text{Head Total} = \text{Head Statis} + \text{Head Tekanan} + \text{Head Kecepatan} + \text{Head Losses}$$

- Head Statis

Head statis adalah perbedaan tinggi antara muka fluida di sisi *discharge* dan sisi *suction* pada gambar 4 (Sularso Haruo Tahara, 2016).

Z_1 = tinggi muka fluida di sisi *suction* (m)

Z_2 = tinggi muka fluida di sisi *discharge* (m)



Gambar 4: Head Statis Total

Head statis total persamaan 2 (Sularso Haruo Tahara, 2016).

$$h_a = Z_2 - Z_1$$

$$h_a = 1 \text{ m}$$

1. Tekanan atmosfer

Head tekanan adalah perbedaan *head* tekanan yang bekerja pada permukaan *discharge* dan *suction* pada persamaan 3 (Sularso Haruo Tahara, 2016).

$$\Delta h_p = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} \quad (3)$$

$$P_2 (\text{abs}) = 0,0407 \text{ kgf/cm}^2$$

2. Head tekanan pada temperatur 85°C

$$\Delta h_p = \frac{P_1 - P_2}{\gamma}$$

$$\Delta h_p = 1,1567 \text{ m}$$

$$\gamma = \rho g$$

$$\gamma = 0,8578 \text{ kgf/l}$$

3. Head tekanan pada temperatur 90°C

$$\Delta h_p = \frac{P_1 - P_2}{\gamma}$$

$$\Delta h_p = 1,1599 \text{ m}$$

$$\gamma = \rho g$$

$$\gamma = 0,8555 \text{ kgf/l}$$

4. Head tekanan pada temperatur 95°C

$$\Delta h_p = \frac{P_1 - P_2}{\gamma}$$

$$\Delta h_p = 1,1630 \text{ m}$$

$$\gamma = \rho g$$

$$\gamma = 0,8532 \text{ kgf/l}$$

- Head Kecepatan

Head kecepatan adalah perbedaan kecepatan aliran pada pipa *discharge* dan pipa *suction* pada persamaan 4 (Sularso Haruo Tahara, 2016).

$$h_v = \frac{\Delta v^2}{2g} = \left(\frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} \right) \quad (4)$$

v_s = kecepatan aliran *suction* (m/s)

v_d = kecepatan aliran *discharge* (m/s)

Kecepatan aliran (v) adalah jarak yang ditempuh aliran fluida pada sistem instalasi dalam satuan waktu, dapat ditulis dengan persamaan 5 (Sularso Haruo Tahara, 2016).

$$v = \frac{Q}{A} \quad (5)$$

Q = kapasitas (m³/jam)

A = luas penampang (m²)

1. Menghitung luas penampang untuk mencari kecepatan aliran

Luas penampang pipa *suction*

$$A = \frac{\pi}{4} D^2$$

$$A = 0,00234 \text{ m}^2$$

Luas penampang pipa *discharge*

$$A = \frac{\pi}{4} D^2$$

$$A = 0,00105 \text{ m}^2$$

2. Mencari kecepatan aliran pada pipa *suction* dan *discharge* pada temperatur 85°C

Kapasitas (Q) 11,64 m³/jam = 0,00323 m³/s

$$v_s = 1,380 \text{ m/s}$$

$$v_d = \frac{Q}{A}$$

$$v_d = 3,076 \text{ m/s}$$

$$h_v = \left(\frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} \right)$$

$$h_v = 0,3855 \text{ m}$$

3. Mencari kecepatan aliran pada pipa *suction* dan *discharge* pada temperatur 90°C

Kapasitas (Q) 11,68 m³/jam = 0,00324 m³/s.

$$v_s = \frac{Q}{A}$$

$$v_s = 1,384 \text{ m/s}$$

$$v_d = \frac{Q}{A}$$

$$v_d = 3,085 \text{ m/s}$$

$$h_v = \left(\frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} \right)$$

$$h_v = 0,3878 \text{ m}$$

4. Mencari kecepatan aliran pada pipa *suction* dan *discharge* pada temperatur 95°C

Kapasitas (Q) 11,71 m³/jam = 0,00325 m³/s.

$$v_s = \frac{Q}{A}$$

$$v_s = 1,388 \text{ m/s}$$

$$v_d = \frac{Q}{A}$$

$$v_d = 3,095 \text{ m/s}$$

$$h_v = \left(\frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} \right)$$

$$h_v = 0,3904 \text{ m}$$

- Head Losses

1. Kerugian pada sisi *suction* pada temperatur 85 °C

menghitung bilangan *reynold* untuk mencari jenis aliran, dengan persamaan 6 (Sularso Haruo Tahara, 2016).

$$Re = \frac{vD}{\nu} \quad (6)$$

ν (kekentalan) 10,43 cSt = 10,43×10⁻⁶ m²/s

$$Re = 7,23 \times 10^3$$

($Re > 4000$) maka aliran turbulen

2. Mencari kekerasan relatif pipa, dimana bahan pipa yang digunakan adalah *carbon steel* dengan harga $\epsilon = 0,045$ mm, yaitu:

$$\epsilon/D = 0,00082 \text{ mm}$$

3. *Head* kerugian gesek dalam pipa (*head loss mayor*)
 Nilai koefisien gesek dalam pipa dapat dicari dengan menggunakan diagram *moody*, namun untuk ketelitian lebih dapat digunakan persamaan *darcy* (7) untuk aliran turbulen (Sularso Haruo Tahara, 2016).
 $\lambda = 0,029$
 Kerugian gesek dalam pipa dapat dihitung persamaan 8 (Sularso Haruo Tahara, 2016).

$$h_f = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

$$h_f = 0,7984 \text{ m}$$
4. Kerugian *head* dalam jalur pipa (*head loss minor*)
 Koefisien kerugian head pada instalasi pipa *suction* terdapat pada tabel 4

Tabel 4: Koefisien Kerugian Head Pada Instalasi Pipa Suction

Jenis	Jumlah (N)	Koefisien (F)	N×F
Ujung Masuk	1	0,5	0,5
Elbow 90°	6	1,97	11,82
Gate Valve	1	0,16	0,16
Ujung Keluar	1	1,0	1,0
			$\Sigma N \times F = 13,48$

- Kerugian *head* dalam jalur pipa dapat dihitung persamaan 9 (Sularso Haruo Tahara, 2016).
- $$h_f = \Sigma n \cdot f \frac{V^2}{2g}$$
- $$h_f = 1,3097 \text{ m}$$
5. Kerugian pada sisi *discharge*
 Menghitung bilangan *reynold* untuk mencari jenis aliran, dengan menggunakan persamaan 6.

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$
 ν (kekentalan) $10,43 \text{ CSt} = 10,43 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
 $Re = 1,079 \times 10^4$
 ($Re > 4000$) maka aliran turbulen
 6. Mencari kekerasan relatif pipa, dimana bahan pipa yang digunakan adalah *carbon steel* dengan harga $\epsilon = 0,045 \text{ Mm}$,
 $\epsilon/D = 0,0012 \text{ mm}$
 7. *Head* kerugian gesek dalam pipa (*head loss mayor*)
 Nilai koefisien gesek dalam formula *darcy* (persamaan 7) untuk aliran turbulen.
 $\lambda = 0,033$
 Kerugian gesek dalam pipa dapat dihitung dengan persamaan 8.

$$h_f = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

$$h_f = 8,9228 \text{ m}$$
 8. Kerugian *head* dalam jalur pipa (*head loss minor*)
 Kerugian instalasi pipa *discharge* dapat dilihat pada tabel 5

Tabel 5: Koefisien Kerugian Head Pada Instalasi Pipa Discharge

Jenis	Jumlah (N)	Koefisien (F)	N×F
Ujung Masuk	1	0,5	0,5
Elbow 90°	9	1,97	17,73
Gate Valve	2	0,16	0,31
Ujung Keluar	1	1,0	1,0
			$\Sigma N \times F = 19,55$

- Kerugian *head* dalam jalur pipa dapat dihitung persamaan 9.
- $$h_f = \Sigma n \cdot f \frac{V^2}{2g}$$
- $$h_f = 9,4376 \text{ m}$$
9. *Head Loses*

$$h_{ls} = Hl \text{ mayor} + Hl \text{ minor}$$

$$h_{ls} = 2,1081 \text{ m}$$

$$h_{ld} = Hl \text{ mayor} + Hl \text{ minor}$$

$$h_{ld} = 18,3604 \text{ m}$$

- $h_l = h_{ls} + h_{ld}$
 $h_l = 20,4685 \text{ m}$
10. Kerugian *head* loses pada temperatur 90°C
 Menghitung bilangan *reynold* untuk mencari jenis aliran, dengan menggunakan persamaan 6.
 $Re = \frac{V D}{\nu}$
 ν (kekentalan) 9,45 CSt = $9,45 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
 $Re = 8,01 \times 10^3$
 (Re > 4000) Maka Aliran Turbulen.
11. Kekerasan relatif pipa,
 dimana: $\epsilon/D = 0,00082 \text{ mm}$
12. *Head* kerugian gesek dalam pipa (*head loss mayor*)
 Nilai koefisien gesek dalam formula *darcy* (persamaan 7) untuk aliran turbulen, dimana: $\lambda = 0,029$
 kerugian gesek dalam pipa dapat dihitung dengan persamaan 8.
 $h_f = \lambda \frac{L V^2}{D 2g}$
 $h_f = 0,8030 \text{ m}$
13. Kerugian *head* dalam jalur pipa (*head loss minor*)
 Kelengkapan pada instalasi pipa *suction* dapat dilihat pada tabel 4 dimana: $\sum n.f = 13,48$
 kerugian *head* dalam jalur pipa dapat dihitung dengan persamaan 9.
 $h_f = \sum n.f \frac{V^2}{2g}$
 $h_f = 1,3173 \text{ m}$
14. Kerugian Pada Sisi *Discharge*
 Menghitung bilangan *reynold* untuk mencari jenis aliran, dengan menggunakan persamaan 6.
 $Re = \frac{V D}{\nu}$
 ν = (kekentalan) 9,45 CSt = $9,45 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
 $Re = 11,94 \times 10^3$
 $Re = 1,194 \times 10^4$ (Re > 4000) Maka Aliran Turbulen.
15. Kekerasan relatif pipa
 dimana: $\epsilon/D = 0,0012 \text{ mm}$
16. *Head* kerugian gesek dalam pipa (*head loss mayor*)
 Nilai koefisien gesek dalam formula *darcy* untuk aliran turbulen, dimana: $\lambda = 0,033$
 Kerugian gesek dalam pipa dapat dihitung persamaan 8
 $h_f = \lambda \frac{L V^2}{D 2g}$
 $h_f = 8,9751 \text{ m}$
17. Kerugian *head* dalam jalur pipa (*head loss minor*)
 Kelengkapan pada instalasi pipa *discharge* dapat dilihat pada table 5 dimana: $\sum n.f = 19,55$
 kerugian *head* dalam jalur pipa dapat dihitung dengan persamaan 9.
 $h_f = \sum n.f \frac{V^2}{2g}$
 $h_f = 9,4929 \text{ m}$
18. Kerugian pada sisi *suction* dan sisi *discharge*
 $h_{ls} = Hl \text{ mayor} + Hl \text{ minor}$
 $h_{ls} = 2,1203 \text{ m}$
 $h_{ld} = Hl \text{ mayor} + Hl \text{ minor}$
 $h_{ld} = 18,468 \text{ m}$
 $h_l = h_{ls} + h_{ld}$
 $h_l = 20,5883 \text{ m}$
19. Kerugian pada sisi *suction* pada temperatur 95°C
 Menghitung bilangan *reynold* untuk mencari jenis aliran, dengan menggunakan persamaan 6.
 $Re = \frac{V D}{\nu}$
 ν (Viskositas) 8,61 CSt = $8,61 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
 $Re = 8,81 \times 10^3$
 (Re > 4000) maka aliran turbulen.
20. Kekerasan relatif pipa
 dimana: $\epsilon/D = 0,00082 \text{ mm}$
21. *Head* kerugian gesek dalam pipa (*head loss mayor*)
 Nilai koefisien gesek dalam formula *darcy* untuk aliran turbulen, dimana: $\lambda = 0,029$
 Kerugian gesek dalam pipa dapat dihitung persamaan 8
 $h_f = \lambda \frac{L V^2}{D 2g}$
 $h_f = 0,8077 \text{ m}$

22. Kerugian *head* dalam jalur pipa (*head loss minor*)
Kelengkapan pada instalasi pipa *suction* dapat dilihat pada tabel 4 dimana: $\sum n.f = 13,48$
Kerugian *head* dalam jalur pipa dapat dihitung dengan persamaan 9.
$$h_f = \sum n.f \frac{v^2}{2g}$$
$$h_f = 1,3249 \text{ m}$$
 23. Kerugian pada sisi *discharge*
Menghitung bilangan *reynold* untuk mencari jenis aliran, dengan menggunakan persamaan 6.
$$Re = \frac{vD}{\nu}$$
$$\nu \text{ (Viskositas)} 8,61 \text{ cSt} = 8,61 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$
$$Re = 13,15 \times 10^3$$
$$Re = 1,315 \times 10^4 \text{ (} Re > 4000 \text{) maka aliran turbulen}$$
 24. Kekerasan relatif pipa
dimana: $\varepsilon/D = 0,0012 \text{ mm}$
 25. *Head* kerugian gesek dalam pipa (*head loss mayor*)
Nilai koefisien gesek dalam formula *darcy* untuk aliran turbulen, dimana: $\lambda = 0,033$
Kerugian gesek dalam pipa dapat dihitung persamaan 8
$$h_f = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$$
$$h_f = 9,0334 \text{ m}$$
 26. Kerugian *head* dalam jalur pipa (*head loss minor*)
Kelengkapan pada instalasi pipa *discharge* dapat dilihat pada tabel 5 dimana: $\sum n.f = 19,55$
Kerugian *head* dalam jalur pipa dapat dihitung dengan persamaan 9.
$$h_f = \sum n.f \frac{v^2}{2g}$$
$$h_f = 9,5545 \text{ m}$$
 27. Kerugian *head* losses pada sisi *suction* dan *discharge*
$$h_{ls} = Hl \text{ mayor} + Hl \text{ minor}$$
$$h_{ls} = 2,1326 \text{ m}$$
$$h_{ld} = Hl \text{ mayor} + Hl \text{ minor}$$
$$h_{ld} = 18,5879 \text{ m}$$
$$h_l = h_{ls} + h_{ld}$$
$$h_l = 20,7205 \text{ m}$$
- **Head total pompa**
1. *Head* total pompa pada temperatur 85°C
$$H = h_a + \Delta h_p + h_v + h_l$$
$$H = 23,0107 \text{ m}$$
 2. *Head* total pompa pada temperatur 90°C
$$H = h_a + \Delta h_p + h_v + h_l$$
$$H = 23,136 \text{ m}$$
 3. *Head* total pompa pada temperatur 95°C
$$H = h_a + \Delta h_p + h_v + h_l$$
$$H = 23,2739 \text{ m}$$

Nilai *head total* dari pompa sentrifugal pada temperatur 85°C, 90°C, dan 95°C, sebesar 23,0107 m, 23,136 m, dan 23,2739 m merupakan yang harus disediakan oleh pompa dan pompa mampu untuk mengalirkan fluida seperti yang diharapkan.

KESIMPULAN DAN SARAN

Kemampuan kerja pompa sentrifugal sangat dipengaruhi oleh kekentalan fluida dimana pada temperatur 85°C dengan kekentalan 10,43 cSt dihasilkan debit aliran 0,00323 m³/s, head pompa sebesar 23,01 m dan daya poros yang dibutuhkan 1,354 kW. Pada temperatur 90°C dengan kekentalan 9,45 cSt dihasilkan debit aliran 0,00324 m³/s, head pompa sebesar 23,136 m dan daya poros yang dibutuhkan 1,344 kW. Pada temperatur 95°C dengan kekentalan 8,61 cSt dihasilkan debit aliran 0,00325 m³/s, head pompa sebesar 23,273 m dan daya poros yang dibutuhkan 1,339 kW. Semakin menurunnya kekentalan fluida akan meringankan beban kerja poros pompa sehingga putaran impeler semakin tinggi dan fluida yang dipindahkan semakin banyak.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] G. Ranggatama and H. Pranoto, "Analisis Perancangan Pompa Sentrifugal pada Perancangan Shower Tester Booth di PT X," *Jurnal Teknik Mesin*, vol. 09, no. 2, p. 88, 2020.

- [2] H. Darmadi, D. Kurnia, N. Nelza, and H. Sempana, "Analisa Ukuran Rpm Agitator Pada Washing Getah di Unit Tangki Pencucian Pada Factory Precleaning PT. X," 2022.
- [3] A. Jading, E. F. Tethool, P. Payung, and R. Reniana, "Pengering Pneumatik Dilengkapi Dewatering Rotary Vacuum Filter untuk Produksi Pati Sagu Termomodifikasi," *JPPM (Jurnal Pengabdian dan Pemberdayaan Masyarakat)*, vol. 5, no. 2, p. 353, Mar. 2022, doi: 10.30595/jppm.v5i2.5999.
- [4] * Arijanto, E. Yohana, and F. T. H. Sinaga, "ANALISIS PENGARUH KEKENTALAN FLUIDA AIR DAN MINYAK KELAPA PADA PERFORMANSI POMPA SENTRIFUGAL," 2015.
- [5] D. Subali, "Pengaruh Tanki Vakum Terhadap Perpindahan Fluida Air," 2020. [Online]. Available: <https://jurnal.polines.ac.id/index.php/rekayasa>
- [6] E. S. Dewi and N. Prasanti, "Analisis Kerusakan Mesin Pada Stasiun Pemurnian Yang Mempengaruhi Kadar Air Dari Kualitas Cpo Menggunakan Metode FMEA Di PT. Ujong Neubok Dalam," vol. 19, no. 2, pp. 270–276.
- [7] A. W. Simanjuntak, H. Darmadi, A. A. Rahmansyah, N. Nelza, and B. Bukhari, "Analisa Pengaruh Temperatur Terhadap Laju Pengeringan Crumb Rubber Pada Dryer Menggunakan Energi Panas Pembakaran Pada Burner," *Jurnal Mekanova : Mekanikal, Inovasi dan Teknologi*, vol. 9, no. 1, pp. 221–227, 2023.
- [8] J. Rukmana and Y. Bindar, "RANCANG BANGUN ALAT PENERING DENGAN SISTEM PENERINGAN GABUNGAN PERPINDAHAN PANAS TIDAK LANGSUNG DAN VAKUM," 2017.
- [9] A. Purwanti, "ANALISIS PROSES PEMISAH KADAR PRODUKSI CRUDE PALM OIL (CPO) DI PTP NUSANTARA 1 TANJUNG SEUMANTOH-ACEH TAMIANG," 2019.