

Perancangan Pompa Sentrifugal pada Proses Pendinginan Minuman di PT Mayora Indah Tbk

Salma Nurmayanti¹, Sapto Prajogo², Rusmana³

¹Jurusan Teknik Konversi Energi, Politeknik Negeri Bandung, Bandung 40012

E-mail : salma.nurmayanti.tken418@polban.ac.id

²Jurusan Teknik Konversi Energi, Politeknik Negeri Bandung, Bandung 40012

E-mail : saptoprajogo@gmail.com

³Jurusan Teknik Konversi Energi, Politeknik Negeri Bandung, Bandung 40012

E-mail : rusmana@polban.ac.id

ABSTRAK

Pompa merupakan suatu alat pendukung untuk mengalirkan fluida dari suatu tempat ke tempat yang lain. Pompa yang digunakan untuk menunjang proses pendinginan minuman di PT. Mayora Indah Tbk merupakan pompa diafragma untuk transfer fluida. Fluida kerja pada pompa berupa air yang terkontaminasi oleh kotoran berupa lumpur dan lumut yang bersumber dari bak penampungan tanpa penutup. Ketika pompa diafragma ini beroperasi sering terjadi masalah, salah satunya yaitu pemampatan pada pompa karena kondisi air yang kotor, maka pompa yang digunakan ini kurang sesuai. Pemilihan jenis pompa yang baik dan sesuai sangat diperlukan agar bekerja dengan baik dan tidak mengonsumsi daya listrik yang cukup tinggi. Jenis pompa dipilih sesuai dengan fluida kerja yang akan digunakan. Pompa sentrifugal adalah jenis pompa yang sesuai untuk fluida yang kotor. Pompa dirancang dengan menggunakan metode kuantitatif untuk menentukan head pompa pada system. Simulasi sinkronisasi dilakukan untuk mengetahui kelayakan perancangan pompa terhadap system dengan menggunakan software Aspen Hysys. Parameter yang menjadi acuan perancangan pompa diantaranya adalah nilai dari impeller, poros, rumah pompa, dan head. Hasil simulasi sinkronisasi didapatkan nilai head pompa sebesar 8,7 m sebagai validasi perhitungan manual. Head pompa yang dirancang yaitu 9 m dan memiliki peluang penghematan sebesar 8,8 kWh/hari.

Kata kunci :

Pendinginan minuman, listrik, pompa, sentrifugal, air

1. PENDAHULUAN

Di PT. Mayora Indah Tbk pada bagian produksi minuman, proses pendinginan produk merupakan salah satu proses tahapan dari produksi yang harus dilalui, demi tercapainya kualitas produk yang baik. Proses pendinginan tersebut diawali dengan melakukan penampungan air pada sebuah bak penampungan yang kemudian nantinya air tersebut akan di transferkan menggunakan pompa menuju cooling tunnel dimana cooling tunnel ini merupakan terowongan pendingin dengan menggunakan system pendinginan dengan media air yang mengalir yang kemudian produk direndam dalam terowongan pendingin tersebut, dan disinilah terjadi proses pendinginan minuman. Sebelum masuk kedalam cooling tunnel air di di filter terlebih dahulu melewati filter press. Setelah itu air yang telah melewati cooling tunnel dipompakan menuju cooling tower untuk didinginkan yang kemudian akan ditampung kembali pada bak penampung.

Pada proses produksi tersebut setiap teknologi mempunyai peranan penting dalam setiap proses produksinya, salah satunya adalah teknologi yang digunakan untuk mentransferkan air dari suatu tempat ke tempat yang lain, teknologi tersebut adalah pompa. Pompa adalah suatu mesin atau alat yang digunakan untuk memindahkan fluida cair dari satu tempat ke tempat lain melalui media perpipaan dengan cara menambahkan energi pada fluida yang dipindahkan dan berlangsung secara terus menerus.

Pompa yang digunakan untuk mendistribusikan air pada proses pendinginan minuman ini yaitu pompa dengan jenis diafragma, dengan masalah yang terjadi yaitu terjadinya kegagalan motor untuk mengalirkan air yang mengandung lumut serta kotoran lumpur tersebut akibat dari underload dari motor atau bisa disebut juga dengan pemampatan pompa. Gesekan yang tinggi mengakibatkan efisiensi pompa menjadi rendah. Efisiensi existing yang

didapat hanya sebesar 42%. Maka direkomendasikan untuk dilakukannya penggantian pompa menggunakan pompa yang sesuai yaitu pompa sentrifugal. Batasan masalah pada perancangan ini yaitu tidak membahas pemeliharaan, sistem kontrol, perpipaan, kelistrikan dan keekonomian.

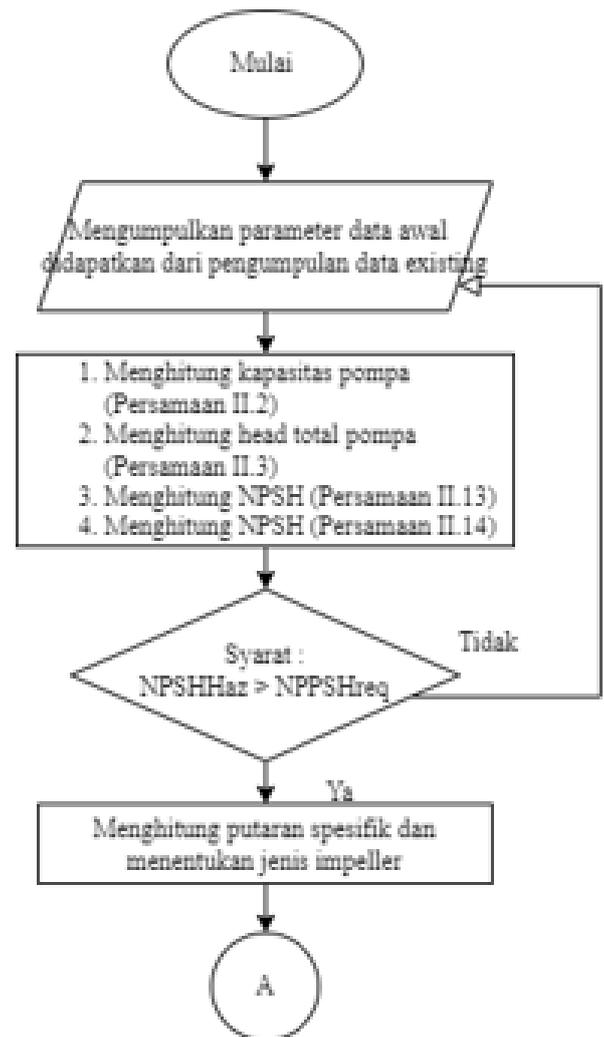
2. METODE

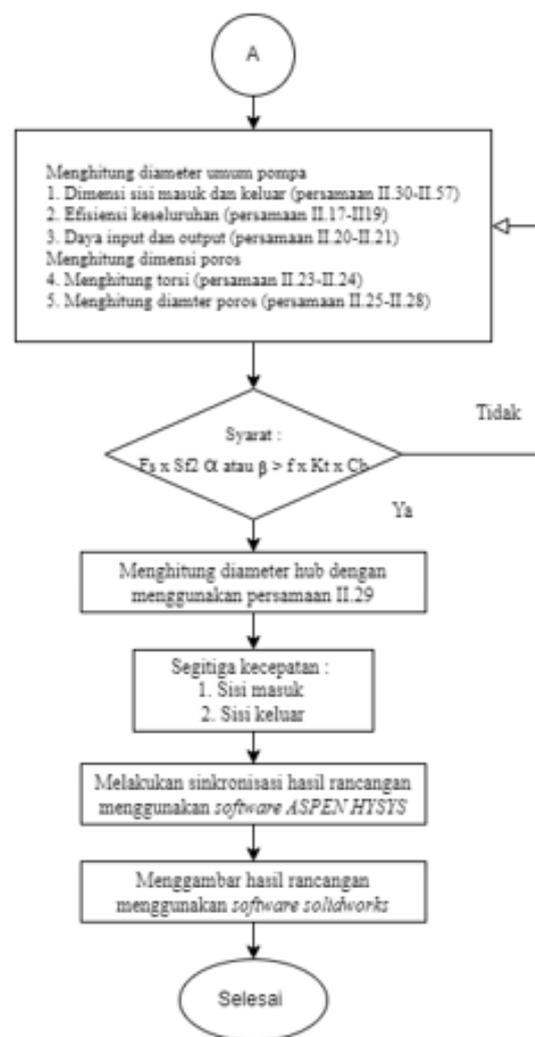
Perancangan pompa sentrifugal ini diawali dengan menentukan kriteria rancangan yang diinginkan. Berikut merupakan kriteria rancangan yang ditentukan.

Tabel 1. Kriteria Rancangan Pompa Sentrifugal

Parameter	Nilai	Satuan
Efisiensi	>75	%
Debit	12	l/s
Tekanan <i>Suction</i>	5	bar
Tekanan <i>Discharge</i>	6	bar

Tahap yang dilakukan dalam perancangan pompa sentrifugal dimulai dengan menentukan parameter fluida kerja, seperti laju alir, temperatur, tekanan hisap, tekanan pelepasan, head, dan diameter dalam pipa. Kemudian menentukan parameter awal, seperti penggerak utama, kecepatan spesifik, NPSH, dan dimensi impeller dan poros. Setelah memenuhi persyaratan, lanjutkan menggunakan perangkat lunak Aspen Hysys untuk simulasi. Gunakan hasil simulasi Hysys sebagai acuan keabsahan hasil perhitungan. Jika nilai parameter dalam simulasi memenuhi standar yang diharapkan, maka dapat memasuki tahap desain gambar dan analisis.





Gambar 1. Tahan Perancangan

Untuk melakukan analisis dilakukan perhitungan dengan menggunakan rumus - rumus sebagai berikut:

1. Perhitungan Mencari Kapasitas Pompa

Perhitungan kapasitas pompa dilakukan untuk mengetahui aliran dan head yang diperlukan.

$$Q_{tp} = \frac{qp}{\rho} = \frac{\text{kapasitas pompa (ton/jam)}}{\text{massa jenis fluida yang dipompa (kg/m}^3\text{)}}$$

2. Perhitungan Menentukan Penggerak Mula

Penggerak mula dicari dengan menggunakan rumus putaran nominal dengan data frekuensi, jumlah kutub, dan faktor slip.

$$N_m = \frac{120 F}{p} \times (1-s)$$

Keterangan:

N_m = kecepatan sinkron motor

F = frekuensi (Hz)

P = jumlah kutub

s = slip (presentasi slip pada motor sinkron yaitu sebesar 1-2)

3. Perhitungan Mencari Head Total Pompa

$$H_s = \left(\left(\frac{P_2}{\rho g} + \frac{C_2^2}{2g} + z_2 \right) - \left(\frac{P_1}{\rho g} + \frac{C_1^2}{2g} + z_1 \right) \right)$$

Keterangan:

H_s = head pompa (m)

P_2 dan P_1 = tekanan sisi keluar dan masuk pompa (Pa)

C_2 dan C_1 = kecepatan aliran fluida sisi keluar dan masuk pompa (m/s)

z_2 dan z_1 = ketinggian sisi keluar dan masuk pompa (m)

D = diameter dalam pipa (m)

Q = laju alir volume (m³/s)

ρ = massa jenis fluida (kg/m³)

g = percepatan gravitasi (m/s²)

4. Perhitungan Mencari Kecepatan Spesifik

Data untuk perhitungan kecepatan spesifik pompa yaitu putaran nominal pompa, debit pompa, dan head total pompa.

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Keterangan:

n_s = kecepatan spesifik

n = putaran pompa (rpm)

H = head total pompa (m)

Q = debit pompa (m³/s)

5. Perhitungan NPSH

Langkah menghitung NPSH sesuai dengan rumus berikut dan dengan parameter-parameter yang dibutuhkan seperti pada keterangan.

$$NPSH_{av} = \frac{P_1}{\rho} - \frac{P_v}{\rho} \pm z_1 - h_{ts}$$

Keterangan:

$NPSH_{av}$ = NPSH yang tersedia (m)

P_1 = tekanan sisi hisap (kgf/m²)

P_v = tekanan uap jenuh (kgf/m²)

z_1 = head hisap statis (m)

$$NPSH_{req} = H_{sv} = \sigma \times H$$

Keterangan:
NPSH_{req} = NPSH yang diperlukan (m)
 σ = koefisien kavitasi Thoma

6. Perhitungan Efisiensi

$$\eta_h = 1 - \frac{0,42}{(\log D_1 - 0,172)^2}$$

Keterangan:
 η_h = efisiensi hidrolis (%)
D1 = diameter sisi masuk (m)

$$\eta_v = \frac{1}{1 + \left(0,68 \times n_s^{-\frac{2}{3}}\right)}$$

Keterangan:
 η_v = efisiensi volumetris (%)
 n_s = putaran spesifik

$$\eta = \eta_h \times \eta_v \times \eta_m$$

Keterangan:
 η = efisiensi pompa (%)
 η_h = efisiensi hidrolis (%)
 η_v = efisiensi volumetris (%)
 η_m = efisiensi mekanis (%)

7. Perhitungan Daya Pompa

$$N_o = \frac{g \times \rho \times Q \times H}{1000}$$

Keterangan:
 N_o = daya keluaran / hidrolis (kW)
g = percepatan gravitasi (m/s²)

$$N_i = (1.15) \times N_o$$

Keterangan:
 N_i = daya masukan / poros (kW)
 η = efisiensi pompa (%)

8. Perhitungan Torsi

$$T = \frac{N_i}{\omega}$$

Keterangan:
T = momen Gaya (kN.m)
 ω = kecepatan sudut (rad/s)

9. Perhitungan Diameter Poros

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{16 \times T \times K_t \times C_b}{\pi \times f_s}}$$

$$f_s = \frac{f_m}{Sf_1 \times Sf_2}$$

Keterangan:
 d_s = diameter poros (mm)
 f_s = tegangan kerja (N/mm²)
 f_m = tegangan puncak material (N/mm²)
 Sf_1 = faktor keamanan jenis operasi pompa
 Sf_2 = faktor keamanan pemberian alur pasak

K_t = faktor keadaan momen puntir
 C_b = faktor kelenturan

10. Perhitungan Diameter Hub

$$d_h = (1,2 - 1,3) \times d_s$$

Keterangan:
 d_h = diameter hub (mm)
 d_s = diameter poros (mm)

11. Perhitungan Dimensi Sisi Masuk

- Laju alir volume teoritis

$$Q_{th} = \frac{Q}{\eta_v}$$

Keterangan:

Q_{th} = laju alir volume teori (m³/s)
 η_v = efisiensi volumetris (%)

- Kecepatan aksial sisi masuk

$$C_0 = \frac{4 \times Q_{th}}{\pi \times D_s^2}$$

$$C_0 = (0,06 - 0,08) \sqrt{Q_{th} \times n^2}$$

Keterangan:

C_0 = kecepatan aksial fluida sisi masuk *impeller* (m/s)
 D_s = diameter dalam pipa sisi masuk (m)
 Q_{th} = laju alir volume teori (m³/s)
n = putaran nominal (rpm)

- Kecepatan aliran meridional sebelum sisi masuk

$$C_{m0} = (1.05 - 1.1) C_0$$

Keterangan:

C_{m0} = kecepatan aliran meridional sebelum sisi masuk *impeller* (m/s)
 C_0 = kecepatan aksial fluida sisi masuk *impeller* (m/s)

- Lebar sisi masuk

$$B_1 = \frac{Q_{th}}{\pi \times D_1 \times C_{m0}}$$

Keterangan:

B_1 = lebar sisi masuk *impeller* (mm)
 Q_{th} = laju alir volume teori (m³/s)
 C_{m0} = kecepatan aliran meridional sebelum sisi masuk *impeller* (m/s)
 D_1 = diameter sisi masuk (mm)

- Kecepatan aliran meridional sisi masuk

$$C_{m1} = K_1 \times C_{m0}$$

C_{m1} = kecepatan aliran meridional sisi masuk impeller (m/s)

C_{m0} = kecepatan aliran meridional sebelum sisi masuk impeller (m/s)

- Kecepatan sudu sisi masuk

$$u_1 = \frac{\pi \times D_1 \times n}{60}$$

Keterangan:

u_1 = kecepatan sudu sisi masuk (m/s)

D_1 = lebar sisi masuk (mm)

n = putaran nominal (rpm)

- Sudut sudu sisi masuk

$$\beta_{10} = \tan^{-1} \left(\frac{C_{m1}}{u_1} \right)$$

$$\beta_1 = \beta_{10} + \delta$$

Keterangan:

β_{10} = sudut sudu sisi masuk sebelum ditambah sudut serang ($^\circ$)

β_1 = sudut sudu sisi masuk ($^\circ$)

δ = sudut serang ($^\circ$)

12. Perhitungan Dimensi Sisi Keluar

- Kecepatan sudu sisi keluar

$$u_2 = \sqrt{\frac{g \times H_m}{\bar{C}_{u2}}}$$

Keterangan

u_2 = kecepatan sudu sisi masuk (m/s)

\bar{C}_{u2} = komponen kecepatan radial sisi keluar

g = percepatan gravitasi (m/s²)

H_m = head teoritis dengan jumlah sudu tak terbatas (m)

- Kecepatan aliran meridional setelah sisi keluar

$$C_{m3} = 0,8 \times C_{m0}$$

Keterangan

C_{m3} = kecepatan aliran meridional setelah sisi keluar *impeller* (m/s)

C_{m0} = kecepatan aliran meridional sebelum sisi masuk *impeller* (m/s)

- Diameter sisi keluar

$$D_2 = \frac{60 \times u_2}{\pi \times n}$$

Keterangan:

D_2 = diameter sisi keluar (mm)

u_2 = kecepatan sudu sisi masuk (m/s)

n = kecepatan nominal (rpm)

- Sudut sudu sisi keluar

$$\beta_2 = \sin^{-1} \left(\sin \beta_1 \times \frac{K_2}{K_1} \times \frac{w_1}{w_2} \times \frac{C_{m3}}{C_{m0}} \right)$$

$$\frac{w_1}{w_2} = 1,1 \text{ sampai } 1,15$$

Keterangan:

β_2 = sudut sudu sisi keluar ($^\circ$)

K_1 = koefisien aliran fluida sisi masuk

K_2 = koefisien aliran fluida sisi keluar

w_1 = kecepatan relatif sisi masuk (m/s)

w_2 = kecepatan relatif sisi keluar (m/s)

- Kecepatan aliran meridional sisi keluar

$$C_{m2} = (0,85 - 0,9) \times C_{m1}$$

Keterangan:

C_{m2} = kecepatan aliran meridional sisi keluar *impeller* (m/s)

C_{m3} = kecepatan aliran meridional setelah sisi keluar *impeller* (m/s)

- Jumlah sudu

$$Z = 6,5 \times \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \times \sin \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right)$$

Keterangan:

Z = jumlah sudu (buah)

β_2 = sudut sudu sisi keluar ($^\circ$)

β_1 = sudut sudu sisi masuk ($^\circ$)

D_1 = diameter sisi masuk (mm)

D_2 = diameter sisi keluar (mm)

- Head teoritis

$$H_{th\infty}$$

$$= (1$$

$$+ p) H_m$$

Keterangan:

$H_{th\infty}$ = head teoritis dengan jumlah sudu tak terbatas (m)

ψ = koefisien konfigurasi sudu

p = faktor slip *impeller*

H_m = head aktual (m)

β_2 = sudut sudu sisi keluar ($^\circ$)

β_1 = sudut sudu sisi masuk ($^\circ$)

D_1 = diameter sisi masuk (mm)

D_2 = diameter sisi keluar (mm)

3. HASIL DAN ANALISA

- Hasil perancangan pompa

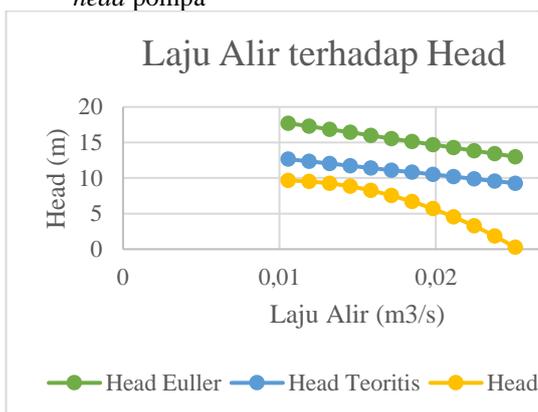
Tabel 2. Hasil Perancangan Pompa

Spesifikasi Dasar Pompa Hasil Rancan		
Jenis Pompa : Sentrifugal	Nilai	S
Kapasitas	12,042	K
Head Total	9	m
NPSHreq	0,79	
NPSHav	32,47	
Putaran	1500	R
Daya Pompa	1,72	k'
Efisiensi	78	%

Tabel 3. Dimensi Impeller dan Poros

Dimensi Impeler dan Poros		
Parameter	Nilai	Satuan
Diameter Poros (d_s)	23,02	mm
Diameter Sisi Masuk (D_1)	82,55	mm
Sudut Sudu Sisi Masuk (β_1')	28,9	°
Lebar Sisi Masuk (B_1)	19	mm
Diameter Sisi Keluar (D_2)	183,22	mm
Sudut Sudu Sisi Keluar (β_2)	21,76	°
Lebar Sisi Keluar (B_2)	20	mm
Jumlah Sudu (Z)	7	buah
Diameter Volute (D_3)	190,57	mm

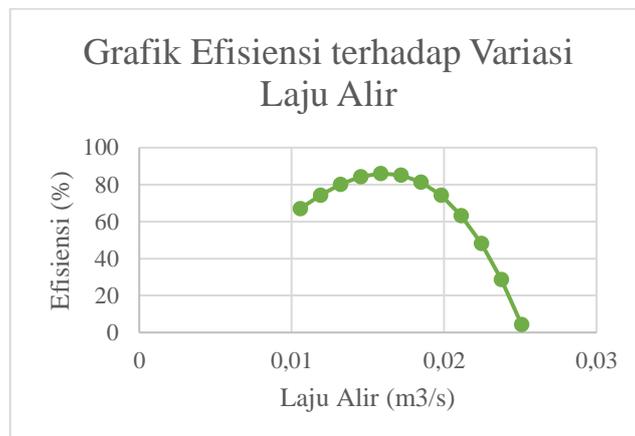
- Pengaruh perubahan laju alir terhadap head pompa



Gambar 2. Grafik Laju Alir Terhadap Head

Berdasarkan Gambar 2 diatas, grafik menunjukkan bahwa laju aliran berbanding terbalik dengan nilai head pompa. Semakin besar laju aliran fluida, semakin kecil head pompa. Dengan bertambahnya kecepatan aliran dari 0,01056 m³/s menjadi 0,02508 m³/s, nilai head Euler menurun dari 17,7 m

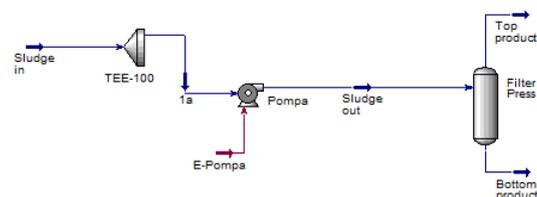
menjadi 12,98 m. Pengaruh laju alir terhadap efisiensi pompa



Gambar 3. Grafik Laju Alir Terhadap Efisiensi

Gambar 3 grafik tersebut menunjukkan bahwa efisiensi akan terus meningkat hingga laju alir 0,01584 m³/s namun ketika laju alir lebih besar dari 0,01584 m³/s maka efisiensi pompa akan semakin menurun.

- Analisis Sinkronisasi Hysys



Gambar 4. Skema Proses Simulasi Aspen Hysys

Gambar 4 diatas merupakan gambar skema proses pada simulasi aspen hysys yang mengalirkan fluida dari bak penampung menuju Filter press menggunakan pompa sentrifugal. Pompa sentrifugal ini membutuhkan daya 1,72 kW untuk memindahkan hfluida dari bak penampung menuju Filter Press pada proses pendinginan minuman.

Hasil	
Head total [m]	8.746
Head total air [kJ/kg]	8,58E+01
Head Tekanan [m]	8.739
Head Kecepatan [m]	6,59E+00
Delta P Excl. Head statis [kPa]	<kosong>
Total Daya	1.720

Gambar 5. Head Hasil Sinkronisasi

Selanjutnya dilakukan pembuktian pompa yang telah dirancang layak digunakan atau tidak. Nilai *head* yang telah dirancang disinkronisasi dengan *head* hasil simulasi, dengan nilai maksimal toleransi sebesar 10% (Aspen Technology, 2005). Perhitungan Hasil toleransi dapat dilihat sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \% \text{sinkronisasi} &= \frac{H_{\text{perancangan}} - H_{\text{simulasi}}}{H_{\text{perancangan}}} \times 100\% \\ \% \text{sinkronisasi} &= \frac{9 \text{ m} - 8,746 \text{ m}}{9 \text{ m}} \times 100\% \\ \% \text{sinkronisasi} &= 3,89\% \end{aligned}$$

- Analisis Penghematan Energi

Berikut merupakan hasil dari penghematan energi setelah dilakukan perancangan pompa sentrifugal :

Energy Saving :

$$(\text{Daya Pompa Diafragma} - \text{Daya Pompa Sentrifugal})$$

× Waktu

$$\text{Energy Saving} = (2,6 \text{ kW} - 1,72 \text{ kW}) \times 10 \text{ h}$$

$$= 0,88 \text{ kW} \times 10 \text{ h}$$

$$\text{Energy Saving} = 8,8 \text{ kWh/hari}$$

Hasil menunjukkan bahwa setelah pompa diganti dengan menggunakan pompa sentrifugal dibutuhkan daya 1,72 kW dan sebelum dilakukannya perancangan, proses untuk memindahkan air dari bak penampung menuju *Filter Press* membutuhkan pompa diafragma dengan daya 2,6 kW,

4. KESIMPULAN

Berdasarkan perancangan yang telah dilakukan, maka dapat disimpulkan bahwa :

- Hasil sinkronisasi menggunakan software Aspen Hysys mendapatkan

nilai toleransi sebesar 3,89%. Hal tersebut menunjukkan bahwa pompa hasil rancangan dan simulasi sudah memenuhi kriteria, karena nilainya tidak berbeda jauh dengan hasil perancangan.

- Didapatkan hasil efisiensi perancangan sebesar 78%. Hal tersebut menunjukkan bahwa efisiensi hasil rancangan pompa meningkat dan memenuhi standar.
- Peluang penghematan energi pada perancangan pompa ini didapatkan penghematan sebesar 8,8 kWh/hari.

5. Saran

Saran yang diajukan oleh penulis adalah melakukan analisis kelayakan ekonomi untuk mengetahui biaya yang dikonsumsi sebelum dan sesudah penggantian pompa supaya lebih efisien dan juga mutakhir.

DAFTAR PUSTAKA

Huller Keister, Timothy. 2008. *Cooling Water Management Basic Principles and Technology*. New York : ProChemTech International.

Mahardika, M., Sudiarso, A., & Prihandana, G. S. (2018). *Perancangan dan Manufaktur Pompa Sentrifugal*. Yogyakarta: Gadjah Mada University Press.

Handoyo, Ekadewi. 1999. Pengaruh Temperatur Air Pendingin Terhadap Konsumsi Bahan Bakar Motor Diesel Stasioner di Sebuah

Srinivasan, K. (2008). *ROTODYNAMIC PUMPS (Centrifugal and Axial)*. New Delhi: NEW AGE INTERNATIONAL (P) LIMITED PUBLISHERS.

Sularso, Dan Haruno Tahara. 2000. *Pompa dan Kompresor*. Jakarta: Pradnya Pramita.

Karrasik, I. J., Messina, J. P., Cooper, P., & Heald, C. C. (2001). *PUMP HANDBOOK*. New York: McGraw-HILL.

Masyarakat, D. R. (2018). Panduan Penelitian dan Pengabdian Kepada Masyarakat. *Edisi 12 tahun 2018*, 1-9.

Thoharudin, A. S. (2014). Optimasi Tinggi Tekan dan Efisiensi Pompa Sentrifugal dengan Perubahan Jumlah Sudu Impeller dan Sudut Sudu Keluar Impeller. B35-B40.