

Perancangan Pompa Tipe Sentrifugal Kapasitas 12 L/S pada Water Treatment Plant di PT. Panasia Indo Resources

Tri Wibianto¹, Supto Prajogo², Ratu Fenny Muldiani³

^{1,2,3}Jurusan Teknik Konversi Energi, Politeknik Negeri Bandung, Bandung 40012

¹E-mail : tri.wibianto.tken417@polban.ac.id

²E-mail : saptoprajogo@gmail.com

³E-mail : ratu.fenny@polban.ac.id

ABSTRAK

Pompa merupakan peralatan pendukung dalam suatu proses untuk mengalirkan fluida dari suatu tempat ke tempat lainnya. Pompa yang digunakan untuk menunjang proses *filter press* di *Water Treatment Plant* (WTP) di PT. Panasia Indo Resources merupakan pompa diafragma yang dibantu dengan angin dalam transfer fluida. Fluida kerja pada pompa berupa *sludge* yang mengandung banyak pengotor di dalamnya. Pada saat pompa diafragma ini beroperasi sering terjadi masalah seperti pemampatan karena karakteristik limbah yang tidak sesuai dengan tipe pompa. Pemilihan jenis pompa sangat diperlukan agar tidak mengkonsumsi daya listrik yang tinggi. Pemilihan jenis pompa disesuaikan dengan fluida kerja yang akan digunakan. Pompa sentrifugal merupakan jenis pompa yang sesuai untuk fluida yang kotor, abrasif, atau fluida yang mengandung bahan-bahan padat yang tinggi. Pompa dirancang menggunakan metode kuantitatif untuk menentukan *head* pompa pada sistem kemudian dilakukan sinkronisasi simulasi menggunakan Aspen Hysys. Simulasi dilakukan untuk mengetahui kelayakan perancangan pompa terhadap sistem. Parameter yang menjadi acuan perancangan pompa adalah nilai dari *impeller*, poros, rumah pompa, dan *head*, yang kemudian disimulasikan hingga nilai *head* dari *software Aspen Hysys* sama dengan perhitungan dan tidak ada *error report* dalam simulasinya, yang menandakan pompa yang dirancang dapat diaplikasikan dalam sistem tersebut. Dari hasil simulasi didapatkan nilai *head* pompa sebesar 8,746 m sebagai validasi perhitungan manual. *Head* pompa yang dirancang yaitu 9,10 m dan memiliki peluang penghematan sebesar 7,04 kWh/hari.

Kata kunci

listrik, pompa, sentrifugal, Water Treatment Plant, water

1. PENDAHULUAN

PT. Panasia Indo Resources memiliki utilitas air bersih yang digunakan untuk kebutuhan produksi di dalam maupun di luar perusahaan tersebut. Beberapa perusahaan yang tidak memiliki *Water Treatment Plant*, membeli air bersih dari utilitas PT. Panasia Indo Resources. Selain untuk produksi perusahaan, hasil dari *water treatment* tersebut disalurkan ke beberapa rukun tetangga untuk warga di sekitar PT. Panasia Indo Resources. Pada bagian utilitas khususnya *water treatment*, teknologi yang berperan penting dalam proses distribusi air bersih tersebut adalah pompa. Pompa merupakan suatu alat yang digunakan untuk memindahkan cairan (*fluida*) dari suatu tempat ke tempat lain, melalui suatu media dengan cara memberikan energi pada cairan yang dipindahkan mengkonversi energi mekanik menjadi energi kinetik. Pompa yang digunakan untuk mendistribusikan fluida tersebut yaitu pompa dengan jenis diafragma. Jika menggunakan pompa jenis diafragma beban yang diperoleh oleh pompa menjadi lebih rendah. Namun, jika beban terlalu rendah tekanan yang diberikan akan lebih tinggi. Kecepatan fluida disebabkan oleh kecepatan motor, ketika beban terlalu rendah maka kemungkinan motor pada pompa akan terjadi *overspeed* (MSME, I. S., & Tahara, P. H., 2000).

Overspeed ini akan mengakibatkan gesekan yang cukup tinggi sehingga pompa terjadi masalah.

Efisiensi *existing* yang didapat hanya sebesar 42,2%. Menurut (Setiyono, 2001) *sludge* dengan karakteristik 60% - 70% air dan tidak terlalu mengandung solid tinggi dengan total padatan yang tersuspensi di dalam air sebesar 60-85 mg/L lebih efisien menggunakan pompa sentrifugal. Batasan masalah pada perancangan ini yaitu tidak membahas sistem kontrol, perpipaan dan kelistrikan.

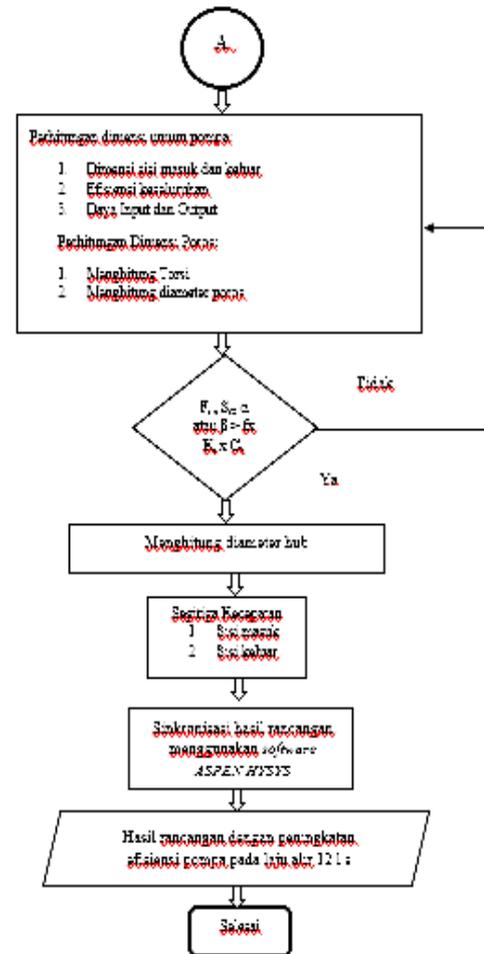
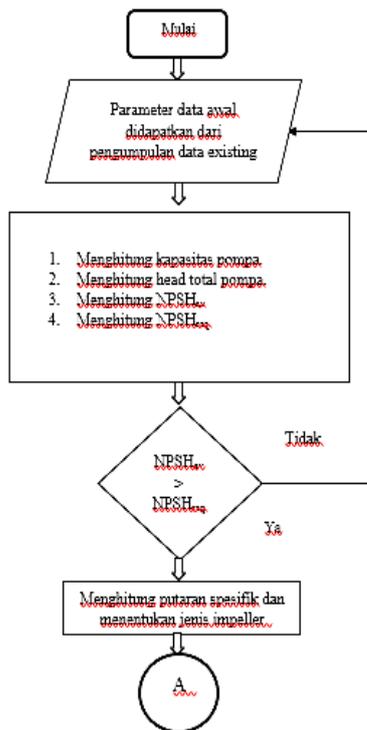
2. METODE

Pada perancangan pompa sentrifugal ini terlebih dahulu harus menentukan kriteria rancangan yang diinginkan. Kriteria rancangan pompa sentrifugal merupakan dasar yang digunakan untuk perancangan *impeller* pompa sentrifugal, berikut kriteria rancangan tertera pada tabel berikut.

Tabel 1. Kriteria Rancangan

| Parameter | Nilai | Satuan |
|--------------------------|-------|--------|
| Efisiensi | > 70 | % |
| Debit | 12 | l/s |
| Tekanan <i>Suction</i> | 500 | kPa |
| Tekanan <i>Discharge</i> | 600 | kPa |

Diagram alir tahap 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, Anda dapat memasuki tahap desain gambar dan kemudian analisis.



Gambar 1. Diagram Alir Perancangan Pompa

Rumus perhitungan yang digunakan dalam analisis yaitu:

1) Menghitung Kapasitas Pompa

Perhitungan kapasitas pompa menjadi dasar untuk mengetahui aliran dan head yang diperlukan untuk mengalirkan zat cair yang akan di pompa.

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

2) Menentukan Penggerak Mula

Penggerak mula biasanya berupa motor listrik, turbin dan lain lain. Jika putaran nominal motor listrik belum diketahui bisa dicari 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) Head Total Pompa

Head pompa dibutuhkan untuk mengetahui energi yang diterima fluida. Untuk mencari Head pompa dibutuhkan data seperti kecepatan fluida sisi masuk dan keluar, diameter pipa *suction* dan *discharge*, massa jenis, tekanan, dan tinggi pompa tersebut.

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

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) Kecepatan Spesifik

Untuk mengetahui pemilihan putaran untuk penggerak mula pompa, maka diperlukan perhitungan kecepatan spesifik pompa. Data yang dibutuhkan adalah 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) NPSH

Langkah selanjutnya yaitu menghitung NPSH yang tersedia. Diperlukan data untuk menghitung NPSH tersedia yaitu tekanan sisi masuk fluida, tekanan uap jenuh fluida, massa jenis, rugi gesekan, dan ketinggian pompa pada sisi hisap.

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

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) Efisiensi

Langkah selanjutnya adalah menghitung efisiensi hidrolis, volumetrik dan mekanis agar dapat menghitung daya pompa.

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

Keterangan:

η_h = efisiensi hidrolis (%)
 D_1 = 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) Daya Pompa

Setelah menghitung efisiensi pompa, maka dapat dihitung daya keluaran, daya masukan dan daya maksimal dari pompa yang digunakan, yaitu sebagai berikut :

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

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) Torsi

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

Keterangan:

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

9) 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) Diameter Hub

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

Keterangan:

- d_h = diameter hub (mm)
 d_s = diameter poros (mm)

11) 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

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

$$C_0 = (0,06 - 0,08) \sqrt[3]{Q_{th} \times n^2}$$

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 (°)

β_1 = sudut sudu sisi masuk (°)

δ = sudut serang (°)

12) 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 (°)
- 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 (°)
- β_1 = sudut sudu sisi masuk (°)
- 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 (°)
- β_1 = sudut sudu sisi masuk (°)
- D_1 = diameter sisi masuk (mm)
- D_2 = diameter sisi keluar (mm)

3. HASIL DAN ANALISA

- Hasil perancangan pompa

Tabel 2. Hasil Perancangan Pompa

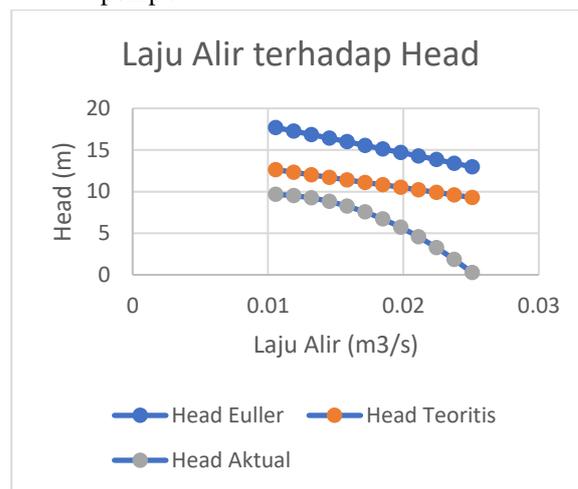
| Spesifikasi Dasar Pompa Hasil Rancangan | | | |
|---|---|--------|--------|
| Jenis Pompa | : | Nilai | Satuan |
| Kapasitas | | 12,042 | Kg/s |
| Head Total | | 9,10 | m |
| NPSHreq | | 0,79 | |
| NPSHav | | 32,47 | |

| | | |
|------------|------|-----|
| Putaran | 1500 | Rpm |
| Daya Pompa | 1,72 | kW |
| Efisiensi | 78,8 | % |

Tabel 3. Dimensi Impeller dan Poros

| Dimensi Impeler dan Poros | | |
|--------------------------------------|--------|--------|
| Parameter | Nilai | Satuan |
| Diameter Poros (d_s) | 23,05 | mm |
| Diameter Sisi Masuk (D_1) | 82,58 | mm |
| Sudut Sudu Sisi Masuk (β_1') | 28,91 | ° |
| Lebar Sisi Masuk (B_1) | 19 | mm |
| Diameter Sisi Keluar (D_2) | 183,24 | 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

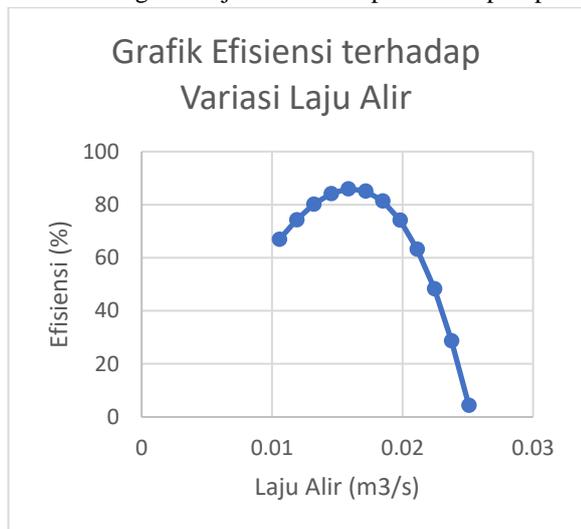


Gambar 2. Grafik Laju Alir Terhadap Head

Berdasarkan Gambar 2, laju aliran berbanding terbalik dengan nilai head pompa. Semakin besar laju aliran fluida, semakin kecil head pompa (head Euler, head teoritis dan head aktual). 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. Hal ini dikarenakan gaya sentrifugal fluida di dalam impeller dipengaruhi oleh gaya sentrifugal. Ketika laju aliran fluida rendah, sudu-sudu dan impeler akan memberikan energi yang cukup kepada fluida untuk membuat kapasitas sirkulasi fluida pompa terasa ringan, namun energi pada poros akan hilang (Mahardika, Sudiarso dan Prihandana)., 2018). Untuk mengurangi kerugian pada poros di bawah kondisi yang diperlukan adalah laju aliran fluida yang memasuki impeller, dan sudu harus cukup besar untuk

membutuhkan lebih banyak energi untuk mensirkulasikan fluida..

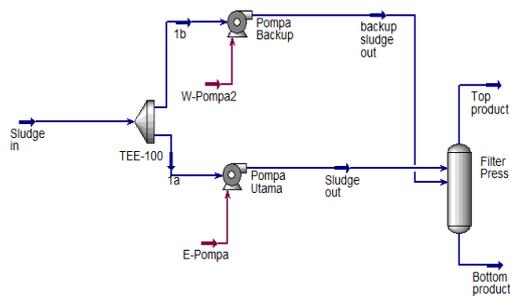
- Pengaruh laju alir terhadap efisiensi pompa



Gambar 3. Grafik Laju Alir Terhadap Efisiensi

Gambar 3 menunjukkan bahwa efisiensi akan terus meningkat hingga laju alir 0,01584 m³/s yaitu mencapai 86,01%, namun ketika laju alir lebih besar dari 0,01584 m³/s efisiensi pompa akan semakin menurun hingga pada laju alir 0,02508 m³/s dengan efisiensi pompa sebesar 4,37%. Hal tersebut dapat terjadi karena dipengaruhi oleh dua faktor, pertama karena pada dasarnya karakteristik rugi-rugi pada *head* yang terkandung dalam besarnya daya keluaran semakin berkurang, kemudian faktor dominan adalah akibat proses transfer energi dari penggerak pompa (motor listrik) terhadap fluida kerja (*sludge*) yang tidak dibuang secara percuma. Daya yang diberikan oleh motor listrik sebagai penggerak mula pompa digunakan pada jumlah laju alir yang mendekati laju alir perancangan yaitu 0,012 m³/s, ketika pompa telah mencapai titik maksimum, nilai efisiensi akan semakin menurun seiring laju alir yang semakin besar. Dengan laju alir yang semakin meningkat dan head yang rendah maka membutuhkan daya *output* yang relatif kecil untuk mensirkulasikan fluida kerja (*sludge*). Nilai *head* tersebut tidak diimbangi dengan efektif untuk mengalirkan jumlah laju alir yang semakin besar, dimana kerja optimum dari perancangan pompa bekerja pada laju alir 0,01584 m³/s dengan daya yang dibutuhkan adalah 1,499 kW. Hal tersebut mengakibatkan kemampuan dalam transfer daya dari luar melebihi kapasitas kebutuhan daya motor listrik dalam mensirkulasikan laju alir tersebut.

- Analisis Sinkronisasi Hysys



Gambar 4. Skema Proses Simulasi Aspen Hysys

Gambar diatas merupakan skema proses pada simulasi aspen hysys yang mengalirkan fluida dari *Sludge Tank* menuju *Filter press* menggunakan pompa sentrifugal. Pompa sentrifugal ini membutuhkan daya 1,72 kW untuk memindahkan hfluida dari *Sludge Tank* menuju *Filter Press*.

| Results | |
|---------------------------------|------------|
| Total head [m] | 8.746 |
| Total Fluid Head [kJ/kg] | 8.576e-002 |
| Pressure head [m] | 8.739 |
| Velocity head [m] | 6.585e-003 |
| Delta P excl. static head [kPa] | <empty> |
| Total Power [kW] | 1.720 |

Gambar 5. Head Hasil Sinkronisasi

Langkah setelah mendapatkan hasil dari sinkronisasi dari *Aspen Hysys* yaitu membuktikan bahwa 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:

$$\%sinkronisasi = \frac{H_{perancangan} - H_{simulasi}}{H_{perancangan}} \times 100\%$$

$$\% sinkronisas = \frac{9,1 m - 8,746 m}{9,1 m} \times 100\%$$

$$\% sinkronisasi = 3,89 \%$$

- Analisis Penghematan Energi

Proses untuk memindahkan fluida berupa *sludge* dari *Sludge Tank* menuju *Filter Press* membutuhkan pompa diafragma dengan daya 2,6 kW sebelum dilakukan perancangan, setelah diganti dengan menggunakan pompa sentrifugal maka dibutuhkan daya 1,72 kW. Berikut ini rincian penghematan energi setelah dilakukan perancangan pompa sentrifugal :

Energy Saving :

(Daya Pompa Diafragma – Daya Pompa Sentrifugal)

× Waktu

$$\text{Energy Saving} = (2,6 \text{ kW} - 1,72 \text{ kW}) \times 8 \text{ h}$$

$$= 0,88 \text{ kW} \times 8 \text{ h}$$

$$\text{Energy Saving} = 7,04 \text{ kWh/hari}$$

- Analisis Ekonomi

Tabel 4. Nilai Kumulatif dari Cash Flow

| Tahun Ke- | Cash Flow (Rp) | Kumulatif (Rp) |
|-----------|-----------------|-----------------|
| 0 | (10,016,000.00) | (10,016,000.00) |
| 1 | 3,568,553.00 | (6,447,447.00) |
| 2 | 3,538,653.00 | (2,908,794.00) |
| 3 | 3,507,258.00 | 598,464.00 |
| 4 | 3,474,293.00 | 4,072,757.00 |
| 5 | 3,439,680.00 | 7,512,437.00 |

Nilai investasi dari tahun ke-satu hingga ke-lima merupakan estimasi biaya perawatan selama masa garansi (Sentral Pompa, 2021). Sementara *cost saving* didapat dari hasil penghematan energi sebesar 7,04 kWh/hari dikalikan dengan tarif dasar listrik untuk industri senilai Rp 1.644,-/kWh (PLN, 2021). Maka, jika dihitung dalam setiap tahunnya penghematan biaya listrik diperoleh senilai Rp 4.166.553,-. Dari *cash flow* di atas didapat nilai NPV sebesar Rp 5.175.107,74 dan *payback period* selama 2,83 tahun dengan masa konsesi 5 tahun.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan perancangan yang telah dilakukan, maka didapatkan hasil sebagai berikut:

- Hasil perancangan *impeller* pompa sentrifugal dengan debit 12,042 kg/s dan daya input motor 1,72 kW mendapatkan efisiensi perancangan sebesar 78,8%. Hal ini menunjukkan efisiensi hasil rancangan meningkat dan memenuhi standar.
- Hasil sinkronisasi dengan *software Aspen Hysys* mendapatkan toleransi sebesar 3,89%. Hal ini menunjukkan hasil simulasi nilainya tidak berbeda jauh dengan hasil perancangan dan pompa tersebut sudah memenuhi kriteria.
- Peluang penghematan energi dengan melakukan perancangan *impeller* pompa sentrifugal sebesar 7,04 kWh/hari dengan penghematan biaya sebesar

Rp 4.166.553 per tahun dengan pengembalian modal (*payback period*) selama 2,83 tahun dan didapatkan NPV sebesar Rp. 5.175.107,74. Sehingga perancangan ini layak dari segi ekonomi karena memenuhi kriteria.

DAFTAR PUSTAKA

- 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.
- Ariyon, M. (2013). Analisis Ekonomi Pemilihan Electric Submersible Pump Pada Beberapa Vendor. *Journal of Earth Energy Engineering, Jurusan Teknik Perminyakan - UIR*, 9-19.
- Hidayati, A. (2015). JURNAL RISET FISIKA EDUKASI DAN SAINS. *JRFES Vol 2, No 1*, 1-8.
- Mahardika, M., Sudiarso, A., & Prihandana, G. S. (2018). *Perancangan dan Manufaktur Pompa Sentrifugal*. Yogyakarta: Gadjah Mada University Press.
- Masyarakat, D. R. (2018). Panduan Penelitian dan Pengabdian Kepada Masyarakat. *Edisi 12 tahun 2018*, 1-9.
- Sorimuda Harahap, M. I. (2018). Perancangan Pompa Sentrifugal Untuk Water Treatment Plant Kapasitas 0,25 m3/s. Retrieved from jurnal.umj.ac.id/index.php/semnastek
- Thoharudin, A. S. (2014). Optimasi Tinggi Tekan dan Efisiensi Pompa Sentrifugal dengan Perubahan Jumlah Sudu Impeller dan Sudut Sudu Keluar Impeller. B35-B40.