

ANALISIS KENAIKAN TEMPERATUR OLI PELUMAS PADA BANTALAN PENYANGGA BAWAH (*LOWER GUIDE BEARING*) DI UNIT 4 PLTA SINGKARAK

Dedi Wardianto

Dosen Teknik Mesin, Fakultas Teknik
Universitas Muhammadiyah Sumatera Barat

ABSTRACT

Singkarak hydro power plant is one of the largest power generation to meet the electricity needs of West Sumatra with a capacity of 175 MW with four units generating machine. Unit 4 Singkarak hydro power plant experiencing abnormalities of the lubricating oil temperature in the lower guide bearing generator resulting in decreased generation unit installed capacity of 10 MW and the changing patterns of operation and maintenance. This thesis aims to find the root of the problem that caused the rise lubricating oil temperature as well as finding a solution fixes the problem. The method used to analyze using the tool RCFA (root cause failure analysis) which is an investigation process to determine the main causes of a failure mode.

From the analysis, we concluded that the formulation RCFA rise oil temperature of lower guide bearing oil due to low flow rate of lubricating oil resulting decline in maximum heat transfer is from 71 kW to 45.54 kW and due to the clearance between the bearing of the shaft does not correspond with the allowed values the manufacturer of the engine when viewed with shaft deflection values that occurred in unit 4 Singkarak hydro power plant evidenced by thermal produced (Hg) greater value five-fold in the amount of 14.133 kW.

Keywords: *Lower guide bearing, Oli lubricants, Oil flow, Clearance bearings.*

PENDAHULUAN

PLTA Singkarak merupakan salah satu pembangkit listrik tenaga air terbesar untuk memenuhi kebutuhan listrik Sumatera Barat, PLTA Singkarak memiliki 4 mesin pembangkit dengan kapasitas terpasang masing-masing 43,5 MW. Setiap unit memiliki turbin, generator, trafo, sistem kontrol proteksi dan lain-lain yang terpisah. Masing – masing perangkat mempunyai sistem operasi yang harus dijaga dan dipelihara agar dapat berjalan sesuai dengan rancangannya.

Pada saat ini temperatur oli pelumas sering mencapai titik peringatan (batas maksimal diizinkan beroperasi 68 °C) mengakibatkan unit 4 PLTA Singkarak mengalami penurunan kapasitas pakai (*derating*) sampai 10 MW dari operasi daya mampunya 43 MW. Penurunan kapasitas pakai ini mengakibatkan banyak kerugian baik dari sistem teknis, non teknis, maupun sosial. Dari sisi teknis terjadi perubahan pola operasi dan pemeliharaan, sedang dari sisi non teknis terjadi kerugian produksi listrik berbanding lurus dengan penghasilan perusahaan, dan sedangkan dari sisi sosial, turunnya daya mampu ini mengakibatkan pasokan listrik ke konsumen (masyarakat) berkurang, hal ini menjadi salah satu pemicu adanya pemadaman listrik bergilir di wilayah Sumatera Barat.

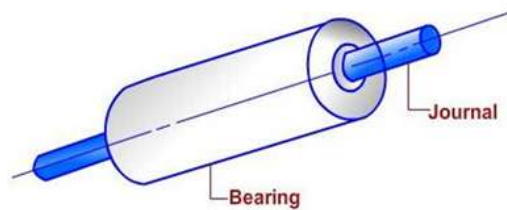
TINJAUAN PUSTAKA

1. Bantalan (*Bearing*)

Bantalan (*bearing*) merupakan komponen mesin berfungsi untuk menumpu poros yang mempunyai beban, sehingga putaran atau gerakan bolak baliknya dapat berlangsung secara halus.

1.1. *Journal Bearing* (Bantalan Luncur)

Journal bearing merupakan pendukung beban dalam kondisi radial. Penggunaannya dapat dipertimbangkan dari kemampuan menerima beban yang sangat tinggi.

Gambar 1.1. *journal bearing*

Dalam aplikasi gerakannya dapat berupa:

1. *Journal* berputar, *bearing* diam
2. *Journal* diam, *bearing* berputar
3. *Journal* berputar, *bearing* berputar

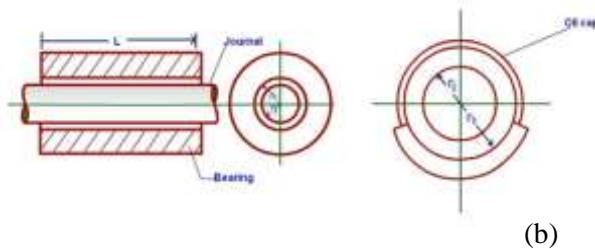
Jenis *journal bearing* ada dua macam, yaitu

a. *Full journal bearing*,

lingkaran luar *journal* dibuat dengan ukuran memenuhi lingkaran dalam *bearing*.

b. *Partial journal bearing*,

lingkaran antara *journal* dan *bearing* mempunyai *clearance*.

Gambar 1.2. *Journal bearings: (a) full bearing (b) partial bearing*

2. Parameter – parameter pada bantalan

2.1. Tekanan pada bantalan

Untuk menghitung tekanan permukaan rata-rata dapat digunakan rumus :

$$P = \frac{F}{L \cdot d}$$

Dimana :

P : Tekanan permukaan rata-rata (N/m^2)

F : Gaya (N)

L : Lebar bantalan terpakai (m)

D : Diameter nominal *journal bearing* radial (m)

2.2. Kelonggaran bantalan

Kelonggaran bantalan relatif ϕ didapatkan dengan rumus : $\phi = \frac{d_2 - d_1}{d_1} = \frac{c}{d}$

Dimana :

d_2 : diameter *bearing* (m)

d_1 : diameter *journal* (m)

c : kelonggaran *bearing* (m)

$d = d_1$: diameter nominal *journal bearing*

Kelonggaran ini sangat dipengaruhi oleh karakteristik operasi *journal bearing* radial. Bila kelonggaran kecil akan dapat mengakibatkan pemanasan tinggi pada *journal bearing*.

2.3. Koefisien gesek bantalan

$$\mu = \frac{33}{10^3} \left[\frac{Z \cdot n}{P} \right] \left[\frac{d}{c} \right] + k$$

Dimana:

- μ : Koefisien gesek
 Z : Viskositas pelumas
 k : Faktor koreksi
 n : Putaran poros

2.4. Energi panas

- a. Panas dihasilkan

$$H_G = \mu F v$$

- b. Panas yang dapat dipindahkan

$$H_G = C A (t_b - t_a)$$

Dimana :

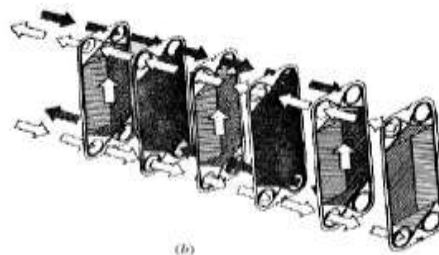
- H_G : Panas yang timbul
 H_D : Panas yang dipindahkan
 F : Gaya
 A : Luas proyeksi = (d.l)
 C : Koefisien perpindahan panas

Bantalan dengan ventilasi : 0,0007-0,0020 kkal/min.cm²/CBantalan dengan ventilasi : 0,0002-0,0006 kkal/min.cm²/C t_b : Temperatur bantalan t_a : Temperatur udara t_o : Temperatur lapisan pelumas

$$t_b - t_a = 0,5 (t_o - t_a) t_a$$

3. Penukar panas *Plat heat exchanger (PHE)*

Plate type heat exchanger terdiri dari bahan konduktif tinggi seperti *stainless steel* atau tembaga.

Gambar 3.1. *Plate type heat exchanger*

3.1. Panas konduksi melalui dinding plat

Transfer panas di antara dua fluida melalui sebuah dinding pemisah secara umum dapat ditulis:

$$q_k = \frac{k \cdot A}{l} (T_1 - T_2)$$

3.2. Koefisien Transfer panas *overall*, U

Kecepatan transfer panas antara dua fluida melalui dinding pemisah yang datar, dapat dihitung dengan persamaan:

$$Q = U \cdot A \cdot (T_a - T_b)$$

$$U \cdot A \cdot (T_a - T_b) = \frac{T_a - T_b}{\frac{1}{h_{c,a} \cdot A} + \frac{1}{k \cdot A} + \frac{1}{h_{c,b} \cdot A}}$$

$$U \cdot A = \frac{1}{\frac{1}{h_{c,a} \cdot A} + L + \frac{1}{h_{c,b} \cdot A}} = \frac{1}{\sum R}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{c,a}} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_{c,b}}}$$

3.3. Keefektifan *plat heat exchanger*

Keefektifan *heat exchanger* adalah *ratio*/ perbandingan transfer panas aktual dengan transfer panas maksimum yang mungkin terjadi. Sebelum menghitung efektifitas, maka sebelumnya dicari transfer panas maksimum dengan formula dibawah:

Transfer panas maksimum (q_{\max})

$$q_{\max} = (mcp)_{\min} (T_{h, \text{in}} - T_{c, \text{in}})$$

Keefektifan *heat exchanger* (ϵ)

$$\epsilon = \frac{q_{\text{act}}}{q_{\max}} = \frac{mcp_h \cdot (T_{h, \text{in}} - T_{h, \text{out}})}{(mcp)_{\min} (T_{h, \text{in}} - T_{c, \text{in}})}$$

$$\epsilon = \frac{q_{\text{act}}}{q_{\max}} = \frac{mcp_c \cdot (T_{c, \text{out}} - T_{c, \text{in}})}{(mcp)_{\min} (T_{h, \text{in}} - T_{h, \text{out}})}$$

Karena itu, jika kita mengetahui *heating efficiency heat exchanger*, kita bisa menentukan kecepatan transfer panas:

$$q = q_{\text{act}} = E \cdot q_{\max}$$

$$q = E \cdot (mcp)_{\min} (T_{h, \text{in}} - T_{c, \text{in}})$$

METODOLOGI PENELITIAN

Dalam penelitian ini identifikasi masalah dilakukan dengan metode RCFA. RCFA (*Root Cause Failure Analysis*) merupakan proses investigasi untuk dapat mengetahui penyebab utama dari suatu modus kegagalan (penyebab masih belum jelas). RCFA dilakukan karena beberapa FMEA (*Failure Mode Effect Analysis*) mempunyai modus kegagalan yang penyebabnya belum diketahui.

Investigasi dilakukan dengan mengumpulkan data dilapangan, data desain, pengalaman dan teori penunjang. Selanjutnya dari data dan teori tersebut, digunakan sebagai bahan analisa untuk mendapatkan suatu kesimpulan mengenai penyebab utama dari kegagalan yang pada akhirnya akan didapatkan suatu rekomendasi yang tepat.

Langkah – langkah yang harus dilakukan dalam RCFA

1. Identifikasi penyebab kemungkinan

Dalam hal ini dilakukan identifikasi faktor-faktor apa saja yang mungkin menjadi penyebab permasalahan kenaikan temperatur oli pelumas di *lower guide bearing*.

2. Identifikasi akar masalah

Setelah menjabarkan identifikasi kemungkinan penyebab masalah, kemudian dilakukan pencarian akar masalah pada kemungkinan penyebab masalah tersebut.

3. Tindakan implementasi solusi (*task*)

Setelah diketahui akar masalah dari masing-masing penyebab, maka tindakan selanjutnya adalah merumuskan solusi yang kemudian melakukan tindakan perbaikan.

4. Kesimpulan

Parameter	Sat	before	after	Operaring value PHE
Temp oli in / T_{hi}	°C	60	64	58
Temp oli out / T_{ho}	°C	42	38	37
Temp water in / T_{ci}	°C	31	31	31
Temp water out / T_{co}	°C	34	35	34,8
Oil Pressure Before	Bar	0.24	0,2	0,2-0,6
Oil Pressure After	Bar	0.21	0,2	0,2-0,6
Oil Flow	Ltr/min	75	42	78
Cooling Water Flow	Ltr/min	58.5	54	54

Kesimpulan disini merupakan hasil dari serangkaian tindakan dari masing-masing tindakan implementasi solusi.

3.1. Performa pendingin oli pelumas

Tabel 3.1.Data parameter PHE

Diketahui :

$$\text{Debit air sebelum (} Q_c \text{ before)} = \frac{58,5}{1000} \times \frac{1}{60} = 9,75 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Debit air sesudah (} Q_c \text{ after)} = \frac{54}{1000} \times \frac{1}{60} = 9,00 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Debit oli sebelum (} Q_h \text{ before)} = \frac{75}{1000} \times \frac{1}{60} = 12,5 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Debit oli sesudah (} Q_h \text{ after)} = \frac{42}{1000} \times \frac{1}{60} = 7,00 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$C_p \text{ air (} C_{pc}) = 4,18 \text{ kJ/Kg}^{\circ}\text{C}$$

$$C_p \text{ oli (} C_{ph}) = 2,09 \text{ kJ/Kg}^{\circ}\text{C}$$

$$\rho \text{ air} = 998,57 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho \text{ oli} = 940 \text{ Kg/m}^3$$

laju aliran massa

$$\begin{aligned} \dot{m}_c \text{ sebelum} &= Q_c \times \rho \text{ air} \\ &= 9,75 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \times 998,57 \text{ Kg/m}^3 \\ &= 0,9736 \text{ Kg/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_c \text{ sesudah} &= Q_c \times \rho \text{ air} \\ &= 9,00 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \times 998,57 \text{ Kg/m}^3 \\ &= 0,8987 \text{ Kg/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_h \text{ sebelum} &= Q_h \times \rho \text{ oli} \\ &= 12,5 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \times 940 \text{ Kg/m}^3 \\ &= 1,175 \text{ Kg/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_h \text{ sesudah} &= Q_h \times \rho \text{ oli} \\ &= 7 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \times 940 \text{ Kg/m}^3 \\ &= 0,658 \text{ Kg/s} \end{aligned}$$

a. Effectivitas sebelum major overhaul

$$\begin{aligned} C_c &= \dot{m}_c \times C_{pc} \\ &= 0,9736 \text{ Kg/s} \times 4,18 \text{ kJ/Kg}^{\circ}\text{C} \\ &= 4,069 \text{ kW}^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_h &= \dot{m}_h \times C_{ph} \\ &= 1,175 \text{ Kg/s} \times 2,09 \text{ kJ/Kg}^{\circ}\text{C} \\ &= 2,455 \text{ kW}^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

Karena $C_h < C_c$ maka, $C_h = C_{min}$

$$\begin{aligned} - \quad q_{\max} &= C_{min} (T_{hi} - T_{ci}) &= 2,455 \text{ kW}^{\circ}\text{C} (60 - 31)^{\circ}\text{C} \\ &= 71,195 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} - \quad \varepsilon (\text{eff}) &= \frac{C_c (T_{co} - T_{ci})}{C_{min} (T_{hi} - T_{ho})} \times 100 \\ &= \frac{4,069 (34 - 31)}{2,455 (60 - 42)} \times 100 \% \\ &= 0,276 \times 100 \% \end{aligned}$$

$$\varepsilon (\text{eff}) = 27,6 \%$$

$$\begin{aligned} - \quad \text{Heating Efficiency} &= q_{\max} \cdot \varepsilon (\text{eff}) \\ &= 71,195 \text{ kW} \times 27,6 \% &= 19,6 \text{ kW} \end{aligned}$$

b. Effectivitas sesudah major overhaul

$$\begin{aligned} - \quad C_c &= \dot{m}_c \times C_{pc} \\ &= 0,8987 \text{ Kg/s} \times 4,18 \text{ kJ/Kg}^{\circ}\text{C} \\ &= 3,76 \text{ kW}^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} - \quad C_h &= \dot{m}_h \times C_{ph} \\ &= 0,658 \text{ Kg/s} \times 2,09 \text{ kJ/Kg}^{\circ}\text{C} \\ &= 1,38 \text{ kW}^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

Karena $C_h < C_c$ maka, $C_h = C_{min}$

$$\begin{aligned} - \quad q_{\max} &= C_{min} (T_{hi} - T_{ci}) \\ &= 1,38 \text{ kW}^{\circ}\text{C} (64 - 31)^{\circ}\text{C} \\ &= 45,54 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} - \quad \varepsilon (\text{eff}) &= \frac{C_c (T_{co} - T_{ci})}{C_{min} (T_{hi} - T_{ho})} \times 100 \\ &= \frac{3,76 (35 - 31)}{1,38 (64 - 38)} \times 100 \% \\ &= 0,421 \times 100 \% \end{aligned}$$

$$\varepsilon (\text{eff}) = 42 \%$$

$$\begin{aligned} - \quad \text{Heating Efficiency} &= q_{\max} \cdot \varepsilon (\text{eff}) \\ &= 45,54 \text{ kW} \times 42 \% \\ &= 19,12 \text{ kW} \end{aligned}$$

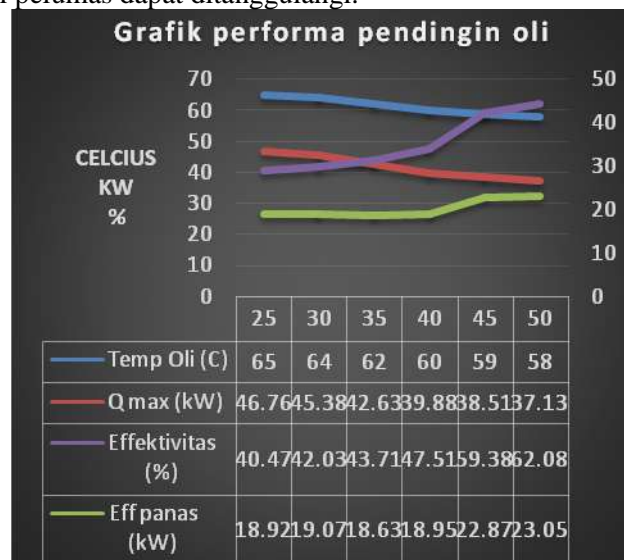
Dari perhitungan performa pendinginan penukar panas oli pelumas seperti diatas, maka hasil perhitungan dapat dilihat pada tabel 4.7 dibawah ini:

Tabel 3.2. Hasil perhitungan performa PHE sebelum dan sesudah MO

Data	Sat	Before	After	Operaring value PHE
q max	kW	71,195	45,54	70
Effectivitas	%	27,6	42	26
Effisiensi panas	kW	19,6	19,12	18

3.2. Penambahan plat pada pendingin oli pelumas

Penambahan kisi-kisi segmen pendingin pada penukar panas dimaksudkan untuk menaikkan performa pendinginan oli pada alat penukar panas tersebut, sehingga masalah kenaikan temperatur oli pelumas dapat ditanggulangi.



Gambar 3.1. Grafik performa pendingin oli setelah dilakukan penambahan plat.

3.3. Shaft Run Out dan Vibrasi

Data hasil shaft run out dan vibrasi merupakan parameter yang harus dilihat untuk menganalisa kemungkinan terjadinya panas yang timbul akibat gesekan antar bantalan dan shaft generator.

Nilai tidak sesuai standar akan berdampak pada gesekan antar permukaan yang menjadi pemicu utama besarnya transfer energi panas dari shaft genarator ke bantalan penyangga bawah.



Perhitungan panas yang timbul akibat gesekan radial jurnal bearing.

Diketahui:

Diameter poros (Dp) : 799,4 mm

Diameter jurnal bearing (d): D p + Clearance Nominal : 799,4 + (2*0,30)
: 800 mm

Clearance(c) saat ini : Clearance Nominal –Simpangan

: 0,30 - 0,09

: 0,21 mm

Clearance (c) design : 0,30 mm

Viscosity SAE 10 @65⁰C(Z) : 0,012 kg/m-s

Tinggi jurnal bearing (L) : 200 mm

Gaya Radial max (F) : 56 kN

Putaran poros (n) : 500 Rpm

Faktor Koreksi (k) : 0,002

Koefisien perpindahan panas : 1232 W/(m².⁰C)

a. Besar tekanan jurnal bearing

$$P = \frac{F}{l \cdot d}$$

$$= \frac{56000 \text{ N}}{200 \cdot 800}$$

$$= 0,35 \text{ N/mm}^2$$

b. Besar koefisien gesek jurnal bearing

$$\mu = \frac{33}{10^8} \left[\frac{Z \cdot n}{P} \right] \left[\frac{d}{c} \right] + k$$

$$= \frac{33}{10^8} \left[\frac{0,012 \cdot 500}{0,35} \right] \left[\frac{0,8}{0,21} \right] + 0,002$$

$$= 0,01205$$

c. Panas dihasilkan

$$H_G = \mu F v$$

$$= 0,01205 \times 56000 \text{ N} \times \left[\frac{\pi \cdot 0,8 \cdot 500}{60} \right]$$

$$= 14132,98 \text{ Watt}$$

$$= 14,133 \text{ kW}$$

d. Panas yang dapat dipindahkan

$$H_D = C A (t_b - t_a) (6)$$

$$= 1232 \cdot (0,2 \times 0,2) \times 9 \cdot (68 - 65)$$

$$= 1330,56 \text{ Watt} = 13,3 \text{ kW}$$

Dengan menggunakan cara yang sama, jika perhitungan panas yang dihasilkan menggunakan *clearance design* (0,3 mm) maka didapat $H_G = 2,363 \text{ kW}$ (16% H_G clearance = 0,21 mm).

SIMPULAN

Berdasarkan permasalahan yang dibahas yaitu mengenai masalah kenaikan temperatur oli pelumas pada bantalan penyangga bawah unit 4 PLTA Singkarak, maka dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Panas oli pelumas pada bantalan penyangga bawah unit 4 PLTA Singkarak disebabkan oleh panas bantalan dan rendahnya laju aliran oli pelumas menuju pendingin oli (*plate heat exchanger*).
2. Setelah dilakukan *overhaul* unit 4 pada tahun 2014, selisih penyetingan celah bantalan dengan poros terhadap nilai standar mengakibatkan besarnya koefisien gesek yang berdampak pada tingginya panas yang akibat gesekan tersebut, yaitu sebesar 14,133 kW atau lebih besar lima kali lipat dengan nilai panas jika celah bantalan sesuai standar mesin pembangkit yaitu 2,363 kW.
3. Tingginya temperatur oli pelumas juga diakibatkan oleh rendahnya laju aliran oli menuju penukar panas yang mengakibatkan panas yang terkandung didalam oli tidak cepat didinginkan oleh penukar panas, dapat dilihat dari hasil perhitungan dengan laju aliran 42 liter per menit didapat $q \text{ max}$ sebesar 45,54 kW dengan nilai efektivitas penukar panas 42 %. Lebih kecil dibandingkan dengan $q \text{ max}$ laju aliran 75 liter per menit yaitu 71,19 kW dengan efektifitas sebesar 27,6 %.

SARAN

Untuk mengatasi permasalahan pada kenaikan temperatur oli pelumas pada bantalan penyangga bawah di mesin pembangkit unit 4 PLTA singakrak, penulis memberikan beberapa saran sebagai berikut:

1. Harap dilakukan penyetelan ulang celah bantalan terhadap poros sesuai standar pabrikan pada mesin pembangkit yaitu sebesar 0,30 mm dengan kombinasi run out poros yang lebih baik.
2. Agar dilakukan penambahan plat pendingin pada penukar panas dan perencanaan yang baik terhadap pekerjaan pembersihan penukar panas dan pencucian filter oli pelumas yang dapat dilaksanakan minimal dua kali dalam satu bulan untuk menjaga performa pendinginan pada penukar panas tersebut.
3. Karena filter oli pelumas yang tidak mampu menyaring kotoran secara menyeluruh, maka perlu dilakukan *flushing* oli pelumas untuk menyaring kotoran yang terkandung pada oli pelumas tersebut.
4. Dilakukan pemeliharaan prediktif secara berkelanjutan pada mesin pembangkit, diantaranya adalah pengambilan data vibrasi dan analisa oli pelumas untuk pemantauan dan analisa lebih lanjut.

DAFTAR PUSTAKA

- Andritz Hydro.2014. Laporan Pemeliharaan Major Overhaul Unit 4 PLTA Singkarak. Padang.
- Coulson and Richardson's. 2002. *Chemical Engineering*. London.
- Elin. 1992. *Final As Built Drawing*. Swiss : PLTA Singkarak.
- Irawan, Agustinus Purna. 2009. Diktat Elemen Mesin. Universitas Tarumanegara.
- Kern, Donal Q. 1950. *Proses Heat Transfer*. New York.
- Ozisik, M.Necati. 1985. *Heat Trabsfer (a Basic Approach)*. United States.
- Sularso, Ir. M.S., M.E., 1997. Dasar Perancangan dan Pemilihan Elemen Mesin. Jakarta: PT. Pradnya Paramita.