

Analisis Efisiensi *Exhaust Gas Auxiliary Engine* Kapal Motor Dengan Perhitungan *Heat Loss*

¹Yudhi Chandra Dwiaji, ²Sinthya Prahasti Nidyasari

^{1&2}Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Mercu Buana Jakarta
yudhichandra7@gmail.com

ABSTRACT

In a ship generally has 2 types of engines, namely the Main Engine (ME) as the driving force of the ship and the Auxiliary Engine (AE) as a supplier of electricity from the power generated by ME. At present the Amrta Jaya 1 Ship utilizes the ME exhaust gas to heat the boiler economizer. Unfortunately this is considered less efficient because the distance is too far between ME and economizer so it takes longer when OHN (one hour notice). To overcome the conventional method, the research was carried out by utilizing the AE exhaust gas which has a distance closer to the economizer. Calculations to determine the heat loss that occurs from the exhaust gas AE to economizer through a copper nickel pipe with a diameter of 1 inch and an insulation thickness of 2 cm, obtained heat loss of 10,539 Watts where the value is still below the maximum heat loss piping system assumed to be 923.52 Watts. So that by utilizing this auxiliary engine exhaust gas, it can be carried out a cost savings of around Rp. 7,875,000.00 when the ship performs an OHN.

Keyword: Main Engine, Auxiliary Engine, Exhaust Gas, Heat Los, One Hour Notice

I. PENDAHULUAN

Pada saat ini, konsep efisiensi dipergunakan pada banyak bidang teknik untuk menilai seberapa besar performansi suatu sistem atau mesin pada kondisi tertentu. Pada peralatan penukar kalor, efisiensi atau efektivitas perpindahan panas di dalam sebuah alat penukar kalor (APK) didefinisikan sebagai perbandingan antara laju perpindahan panas yang aktual atau sebenarnya terjadi di dalam sebuah APK dengan laju perpindahan panas maksimum yang mungkin secara termodinamika berlangsung di dalam alat tersebut. (Soekardi, 2015).

Dengan berkembangnya kebutuhan akan energi dan ketersediaanya pada saat ini, maka pemakaian energi yang optimal dan efisien dewasa ini menjadi topik yang banyak dibicarakan. Menurut Smith A.J dan Kang G.H (1980), di

Inggris pada tahun 1980 sebesar 259 MJ/tahun energi thermal dari gas buang terbuang ke alam. Jackson R (1980) menyampaikan bahwa pemanfaatan gas buang akan mempunyai keuntungan memperkecil biaya pada proses pemanasan yang dipakai, juga dapat menurunkan *temperature* gas buang sehingga memperkecil pencemaran *thermal* udara lingkungan

Saat ini yang terpasang pada Kapal Amrta Jaya 1 adalah memanfaatkan *exhaust gas main engine* untuk memanaskan *economizer* boiler. Tapi hal tersebut dirasa kurang efisien karena letak *Main Engine* yang berada di *bottom deck*, yakni 2 lantai dari letak *economizer*. Sehingga OHN (one hour notice) yang umumnya dilakukan hanya 1 jam, dilakukan selama 2 jam agar memenuhi panas yang dibutuhkan oleh *economizer*.

Berkaca pada hal tersebut, maka pemanfaatan *exhaust gas auxiliary engine* pada kapal juga bisa

dilakukan. *Exhaust gas* yang berasal dari *engine* dapat dimanfaatkan untuk memanaskan air di boiler. Dengan memasukkan instalasi pipa ke dalam *exhaust* sisa gas buang dan disalurkan ke *economizer* boiler diharapkan setidaknya dapat mentransfer panas gas buang sehingga dapat memanaskan air boiler dan cukup mampu memanaskan MFO untuk *main engine*. Sehingga kinerja boiler dapat berjalan normal walaupun menggunakan pemanfaatan *exhaust gas*.

Alat yang dapat memindahkan panas dari mesin diesel sebagai pemanas air (*boiler*) disebut alat penukar kalor atau biasa disebut dengan APK. Di industri alat penukar kalor merupakan peralatan vital terutama pada industri pengolahan yang mempergunakan atau memproses energi. Menurut laporan Ahmad Zaini (1995), *Asean EC Energi Management Training and Research Centre* (AEEMTRC) melakukan studi pada tahun 1990, bahwa dengan kenaikan efektifitas alat penukar kalor sebesar 5% dapat menghemat energi di sektor industri yang setara dengan minyak bumi 1 juta ton pada tahun 2000.

Kajian pada tulisan ini bermaksud untuk memperoleh gambaran perhitungan perpindahan panas yang terjadi antara *exhaust gas auxiliary engine* menuju *economizer* boiler sehingga dapat dimanfaatkan pada skala yang lebih besar. Selain itu, menganalisis pemanfaatan panas *exhaust gas engine* untuk memanaskan air boiler. Sehingga dapat diperoleh suatu perhitungan biaya yang dapat dihemat ketika menggunakan *exhaust gas auxiliary engine* sebagai pemanas untuk air boiler dibandingkan dengan ketika belum menggunakan *exhaust gas auxiliary engine* sebagai pemanas air boiler.

II. METODOLOGI

Penelitian ini menggunakan pendekatan metode penelitian kuantitatif. Penelitian kuantitatif adalah penelitian ilmiah yang sistematis terhadap bagian-bagian dan fenomena serta hubungan-hubungannya. Proses pengukuran adalah bagian yang sentral dalam penelitian kuantitatif karena hal

ini memberikan hubungan yang fundamental antara pengamatan empiris dan ekspresi matematis dari hubungan-hubungan kuantitatif (Dwija, 2017). Analisis data yang dilakukan pada perhitungan kalor sensible, heat loss, perpindahan panas di dalam dan di luar pipa, tebal isolasi dan kalkulasi biaya pemakaian bahan bakar.

III. HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Perhitungan Kalor Sensibel (Qs).

Kapal berlayar dari Cigading ke Morowali dengan waktu tempuh 4 hari atau kurang lebih 96 jam. Dimana setiap 24 jam atau 1 hari, air boiler yang dibutuhkan untuk dididihkan sekitar 2.400 kg untuk memanaskan bahan bakar MFO dalam satu hari.

Kalor sensibel yang dibutuhkan untuk menaikkan temperatur air pada boiler dari 27°C hingga mencapai titik dididihnya 100°C untuk sekali berlayar Cigading ke Morowali dihitung dengan mengaju pada persamaan sebagai berikut:

$$Q_s = m \cdot c_p \cdot \Delta T$$

dimana:

m, massa muatan (kg) = 2.400 kg x 4 hari = 9.600 kg

c_p , panas spesifik muatan (J/kg°C) = 4.192 J/kg°C

ΔT , beda temperature = 100°C - 27°C = 73°C

$$Q_s = 9.600 \text{ kg} \times 4.192 \text{ J/kg}^\circ\text{C} \times 73^\circ\text{C} \\ = 2,937 \times 10^9 \text{ J}$$

Target waktu pemanasan yaitu 90 jam sehingga,

$$Q_s = \frac{2,937 \times 10^9 \text{ Joule}}{90 \times 3600 \text{ s}} \\ = 9064,82 \text{ J/s} \\ = 9064,82 \text{ Watt}$$

Sebelum melakukan pelayaran kapal biasanya melakukan prosedur OHN (*one hour notice*). Pada kapal Amrta Jaya 1 melakukan OHN sekitar 2 jam dengan 2 diesel generator yang beroperasi. Maka selama 2 jam OHN air boiler yang harus dididihkan sekitar 48 kg.

Kalor sensibel yang dibutuhkan untuk menaikkan temperatur air pada boiler dari 27°C

hingga mencapai titik didihnya 100°C pada saat OHN dihitung dengan persamaan berikut:

$$Q_s = m \cdot c_p \cdot \Delta T$$

dimana:

$$\begin{aligned} m, \text{ massa muatan (kg)} &= 48 \text{ kg} \\ c_p, \text{ panas spesifik muatan (J/kg}^{\circ}\text{C)} &= 4.192 \text{ J/kg}^{\circ}\text{C} \\ \Delta T, \text{ beda temperatur} &= 100^{\circ}\text{C} - 27^{\circ}\text{C} = 73^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_s &= 48 \text{ kg} \times 4.192 \text{ J/kg}^{\circ}\text{C} \times 73^{\circ}\text{C} \\ &= 14688768 \text{ Joule} \end{aligned}$$

Target waktu pemanasan yaitu 1,5 jam sehingga:

$$\begin{aligned} Q_s &= \frac{14688768 \text{ Joule}}{1,5 \times 360 \text{ s}} \\ &= 27201 \text{ J/s} \\ &= 27201 \text{ Watt} \end{aligned}$$

B. Perhitungan Heat Loss Engine

1). Heat loss untuk 1 Engine yang beroperasi

Panas dari muatan akan mengalir menuju *economizer* secara konveksi alami. Panas kemudian diteruskan melewati *bottom plate twin deck* dengan ketebalan 10 mm secara konduksi. Suhu muatan yang digunakan untuk perhitungan adalah suhu *exhaust gas auxiliary engine*.

Berikut perhitungan *heat loss*nya :

- Menghitung Grashof number

$$\text{Gr} = \frac{g \beta (T_{\infty} - T_w) x^3}{\nu^2}$$

dimana:

$$\begin{aligned} g, \text{ percepatan gravitasi} &= 9,81 \text{ m/s}^2 \\ T_w, \text{ suhu lingkungan} &= 27^{\circ}\text{C} = 300 \text{ K} \\ T_{\infty}, \text{ suhu muatan} &= 243^{\circ}\text{C} = 516 \text{ K} \\ \beta, \text{ koefisien ekspansi volumetrik} &= 0,001937 \text{ 1/K} \\ x, \text{ panjang pipa} &= 4,2 \text{ m} \\ \nu, \text{ viskositas kinematic} &= 2,069 \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Gr} &= \frac{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0,001937 \times (516 - 300) \text{ K} \times (4,2 \text{ m})^3}{(2,069 \text{ m}^2/\text{s}^2)^2} \\ &= \frac{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0,001937 \times 216 \text{ K} \times 74,088 \text{ m}^3}{4,280761 \text{ m}^4/\text{s}^2} \\ &= \frac{34,089}{4,280761} \\ &= 71,036 \end{aligned}$$

- Menghitung Prandtl number

$$\text{Pr} = \frac{c_p \cdot \mu}{k}$$

dimana:

$$\begin{aligned} \mu, \text{ viskositas dinamik} &= 1165 \text{ J/kg.K} \\ c_p, \text{ panas spesifik} &= 0,02412 \text{ mPa.s} = 2,412 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s} \\ k, \text{ konduktivitas thermal} &= 0,0387 \text{ W/m.K} \\ \text{Pr} &= \frac{1165 \text{ J/kg.K} \times 2,412 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}}{0,0387 \text{ W/m.K}} \\ &= 0,726 \end{aligned}$$

- Menghitung Rayleigh number

$$\begin{aligned} \text{Ra} &= \text{Gr} \times \text{Pr} \\ &= 71,036 \times 0,726 \\ &= 51,572 \\ &= 5,1572 \times 10^{-1} \end{aligned}$$

- Menghitung Nusselt number

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= 0,68 + \frac{0,670 \text{ Ra}^{0,25}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{\text{Pr}}\right)^{0,5625}\right]^{0,4444}} \\ &= 0,68 + \frac{0,670 (51,572)^{0,25}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{0,726}\right)^{0,5625}\right]^{0,4444}} \\ &= 0,68 + \frac{1,795}{1,299} \\ &= 2,061 \end{aligned}$$

- Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi

$$\text{Nu} = \frac{hx}{k}$$

dimana,

$$\begin{aligned} \text{Nu, Nussetl number} &= 2,061 \\ x, \text{ panjang pipa} &= 4,2 \text{ m} \\ k, \text{ konduktivitas thermal} &= 0,0387 \text{ W/m.K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h &= \frac{k \cdot h}{x} \\ &= \frac{2,061 \times 0,0387}{4,2} \\ &= 0,019 \end{aligned}$$

- Menghitung koefisien perpindahan panas konduksi

Untuk $\Delta x/k$

$$\begin{aligned} \Delta x, \text{ tebal plat floor twin deck} &= 0,010 \text{ m} \\ k, \text{ konduktivitas thermal} &= 61 \text{ W/m}^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

sehingga,

$$\frac{\Delta x}{k} = 0,000163934 \text{ m}^2/\text{C/W}$$

- Koefisien perpindahan panas menyeluruh

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\Delta x}{k}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{0,019} + 0,000163934}$$

$$= 0,0199$$

- Menghitung q

$$Q = U.A.\Delta T$$

$$= 0,0199 \times 4,2 \times 73$$

$$= 5,825 \text{ Watt}$$

2). Heat loss untuk 2 Engine yang beroperasi

Jika 1 engine *heat loss* nya 5,825 Watt, maka untuk 2 engine:

$$2 \times 5,825 \text{ Watt} = 11,66 \text{ Watt}$$

3). Heat loss untuk 3 Engine yang beroperasi

Jika 1 engine *heat loss* nya 5,825 Watt, maka untuk 3 engine:

$$3 \times 5,825 \text{ Watt} = 17,49 \text{ Watt}$$

C. Perhitungan Total Kebutuhan Panas (QT)

Setelah menghitung *heat loss* dan kebutuhan kalor sensibel maka dapat ditentukan kalor yang dibutuhkan:

1) 1 Engine beroperasi

$$Q_t = Q_s + Q_l$$

$$= 9064,82 \text{ Watt} + 5,825 \text{ Watt}$$

$$= 9070,645 \text{ Watt}$$

dimana,

$$Q_l, \text{ total } \textit{heat loss} = 5,825 \text{ Watt}$$

$$Q_s, \text{ kalor sensibel 1 kali berlayar} = 9064,82 \text{ Watt}$$

$$Q_t = Q_s + Q_l$$

$$= 27201 \text{ Watt} + 5,825 \text{ Watt}$$

$$= 27206,825 \text{ Watt}$$

dimana,

$$Q_l, \text{ total } \textit{heat loss} = 5,825 \text{ Watt}$$

$$Q_s, \text{ kalor sensibel saat OHN} = 27201 \text{ Watt}$$

2) 2 Engine beroperasi

$$Q_t = Q_s + Q_l$$

$$= 9064,82 \text{ Watt} + 11,66 \text{ Watt}$$

$$= 9076,48 \text{ Watt}$$

dimana,

$$Q_l, \text{ total } \textit{heat loss} = 11,66 \text{ Watt}$$

$$Q_s, \text{ kalor sensibel 1 kali berlayar} = 9064,82 \text{ Watt}$$

$$Q_t = Q_s + Q_l$$

$$= 27201 \text{ Watt} + 11,66 \text{ Watt}$$

$$= 27212,66 \text{ Watt}$$

dimana,

$$Q_l, \text{ total } \textit{heat loss} = 11,66 \text{ Watt}$$

$$Q_s, \text{ kalor sensibel saat OHN} = 27201 \text{ Watt}$$

3) 3 Engine beroperasi

$$Q_t = Q_s + Q_l$$

$$= 9064,82 \text{ Watt} + 17,49 \text{ Watt}$$

$$= 9082,31 \text{ Watt}$$

dimana,

$$Q_l, \text{ total } \textit{heat loss} = 17,49 \text{ Watt}$$

$$Q_s, \text{ kalor sensibel 1 kali berlayar} = 9064,82 \text{ Watt}$$

$$Q_t = Q_s + Q_l$$

$$= 27201 \text{ Watt} + 17,49 \text{ Watt}$$

$$= 27224 \text{ Watt}$$

dimana,

$$Q_l, \text{ total } \textit{heat loss} = 17,49 \text{ Watt}$$

$$Q_s, \text{ kalor sensibel saat OHN} = 27201 \text{ Watt}$$

Setelah didapatkan total kebutuhan kalor seperti yang ada pada tabel 3.1 dibawah ini:

Tabel 3.1 Total kebutuhan kalor

Engine	OHN (2 jam operasional)	1 Kali Berlayar (96 jam operasional)
1	27206,825 Watt	9070,645 Watt
2	27212,66 Watt	9076,48 Watt
3	27224 Watt	9082,31 Watt

Dari data di atas diambil perhitungan untuk 2 engine beroperasi dengan total kebutuhan kalor 27212,66 Watt saat OHN dan 9076,48 Watt untuk 1 kali berlayar Cigading – Morowali. *Exhaust gas engine* yang dimanfaatkan untuk memanaskan air boiler diharapkan mampu memenuhi total kebutuhan kalor tersebut, dengan asumsi *heat loss* pada sistem perpipaan tidak lebih dari 2787,34 Watts saat OHN dan 923,52 Watts saat 1 kali berlayar.

D. Perpindahan Panas Konveksi Aliran Internal Pipa

Pipa yang akan digunakan untuk memindahkan panas dari *exhaust auxiliary engine* menuju *economizer boiler* adalah pipa *copper nickel/ANSI/sch 40/ nominal pipe size 1 inch*. Langkah perhitungannya sebagai berikut:

- Menghitung Bilangan Reynold

$$Re = \frac{4 \dot{m}}{\pi D \mu}$$

dimana,

$$\dot{m} = 0,1145 \text{ kg/s}$$

$$D = 1 \text{ inch} = 0,0254 \text{ m}$$

$$\mu = 0,02412 \text{ mPa}\cdot\text{s} = 2,412 \times 10^{-5} \text{ Pa}$$

$$Re = \frac{3,14 \times 0,0254 \text{ m} \times 2,412 \times 10^{-5} \text{ Pa}}{0,458}$$

$$= \frac{1,924 \times 10^{-6}}{0,458}$$

$$= 2,38 \times 10^5$$

• Menghitung Prandtl Number

$$Pr = \frac{Cp \times \mu}{k}$$

$$= \frac{1,165 \text{ J/kg}\cdot\text{K} \times 2,412 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}}{0,0387 \text{ W/mK}}$$

$$= 7,26 \times 10^{-4}$$

• Menghitung Nusselt Number

$$Nu = 0,023 Re^{4/5} Pr^{0,4}$$

dimana,

$$Re = 2,38 \times 10^5$$

$$Pr = 7,26 \times 10^{-4}$$

$$Nu = 0,023 \times ((2,38 \times 10^5)^{4/5}) \times ((7,26 \times 10^{-4})^{0,4})$$

$$= 0,023 \times 2,001 \times 10^4 \times 0,0555$$

$$= 25,55$$

• Menghitung koefisien perpindahan panas internal (hi)

$$hi = \frac{Nu \cdot k}{D}$$

$$= \frac{25,55 \times 0,0387 \text{ W/mK}}{0,0254 \text{ m}}$$

$$= 38,92 \text{ W/m}^2\text{K}$$

E. Perpindahan Panas Konveksi Diluar Pipa

• Menghitung Grashof number

$$Gr = \frac{g \beta (T_{\infty} - T_w) x^3}{\nu^2}$$

dimana:

- g, percepatan gravitasi = 9,81 m/s²
- T_w, suhu lingkungan = 27°C = 300 K
- T_∞, suhu muatan = 243°C = 516 K
- β, koefisien ekspansi volumetrik = 0,001937 1/K
- x, diameter luar pipa = 0,03340 m
- ν, viskositas kinematic = 2,069 m²/s

$$Gr = \frac{9,81 \frac{m}{s^2} \times 0,001937 \times (516 - 300) \text{ K} \times (0,03340 \text{ m})^3}{(2,069 \text{ m}^2/\text{s})^2}$$

$$= \frac{9,81 \frac{m}{s^2} \times 0,001937 \times 216 \text{ K} \times 3,7597 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{4,280761 \text{ m}^4/\text{s}^2}$$

$$= 3,57 \times 10^{-5}$$

• Menghitung Prandtl number

$$Pr = \frac{1165 \text{ J/kg}\cdot\text{K} \times 2,412 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}}{0,0387 \text{ W/mK}}$$

$$= 0,726$$

• Menghitung Rayleigh number

$$Ra = Gr \cdot Pr$$

$$= 3,57 \times 10^{-5} \times 0,726$$

$$= 2,59 \times 10^{-5}$$

• Menghitung Nusselt number

$$Nu = C Ra^n$$

dimana,

$$C = 0,53$$

$$n = 0,25$$

$$Nu = 0,53 \times (2,59 \times 10^{-5})^{0,25} = 0,0378$$

• Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi di luar pipa

$$ho = \frac{Nu \cdot k}{D}$$

$$= \frac{0,0378 \times 0,0387}{0,03340}$$

$$= 0,0438$$

• Koefisien Perpindahan Menyeluruh

$$\frac{1}{u} = \frac{1}{ho} + \frac{ro}{ri} + \frac{1}{hi} + ro \frac{\ln ro/ri}{k}$$

dimana,

- k, konduktivitas termal pipa = 64 W/m°C
- ri, jari jari dalam pipa = 0,0254 m
- ro, jari-jari luar pipa = 0,00340 m

sehingga diperoleh hasil:

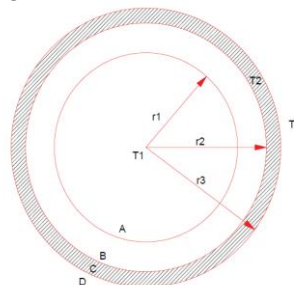
$$\frac{1}{u} = \frac{1}{0,0438} + \frac{0,00340}{0,0254} + \frac{1}{38,92} + 0,00340 \frac{\ln 0,00340/0,0254}{64 \text{ W/m}^2\text{K}}$$

$$= 22,83 + 0,134 + 0,0257 + (-0,0209)$$

$$U = 22,969$$

F. Perhitungan Tebal Isolasi

Pipa perlu diberi insulasi agar panas tidak hilang pada saat didistribusikan ke *economizer*. Jenis material yang digunakan *silica aerogel* yang memiliki konduktivitas termal yang kecil yakni 0,033 W/m.K pada temperature 290°C. Karena letak sistem perpipaan berada pada daerah kamar mesin, diasumsikan tidak ada aliran udara bebas sehingga tahanan termal RD dihitung dengan mengasumsikan proses perpindahan panas yang terjadi adalah perpindahan panas konveksi alami atau natural. Untuk menghitung tebal isolasi adalah sebagai berikut:



Gambar 3.1 Gambar penampang pipa dan isolasi

1) Perhitungan Tahanan Termal RA

$$RA = \frac{1}{2\pi h_i r_i L}$$

dimana,

h_i , koefisien perpindahan panas konveksi internal = 38,39
W/m²K

r_i , jari-jari dalam pipa = 0,0254 m

L , panjang pipa = 4,2 m

sehingga diperoleh hasil:

$$RA = \frac{1}{2\pi \times 38,39 \text{ W/m}^2\text{K} \times 0,0217 \text{ m} \times 4,2 \text{ m}} \\ = 0,0455 \text{ }^\circ\text{K/W}$$

2) Perhitungan Tahanan Termal RB

$$RB = \frac{\ln r_2/r_1}{2\pi k L}$$

dimana,

k , konduktivitas termal pipa = 64 W/mK

L , panjang pipa = 4,2 m

r_1 , jari-jari dalam pipa = 0,0127 m

r_2 , jari-jari luar pipa = 0,0167 m

sehingga diperoleh hasil sebagai berikut:

$$RB = \frac{\ln 0,0167/0,0127}{2\pi \times 64 \text{ W/mK} \times 4,2 \text{ m}} \\ = \frac{0,274}{1688,064} \\ = 1,622 \times 10^{-4} \text{ }^\circ\text{K/W}$$

3) Menghitung Tahanan Termal RC

$$RC = \frac{\ln r_3/r_2}{2\pi k_2 L}$$

dimana,

k_2 , konduktivitas termal bahan insulasi = 0,033 W/mK

L , panjang pipa = 4,2 m

r_3 , jari-jari luar pipa + tebal isolasi (divariasikan)

r_2 , jari-jari luar pipa

- Tebal isolasi 0,02 m

$$RC = \frac{\ln (0,0167+0,02/0,0167)}{2\pi \times 0,033 \text{ W/mK} \times 4,2 \text{ m}} \\ = \frac{0,787}{0,870408} \\ = 0,904 \text{ }^\circ\text{K/W}$$

- Tebal isolasi 0,04 m

$$RC = \frac{\ln (0,0167+0,04/0,0167)}{2\pi \times 0,033 \text{ W/mK} \times 4,2 \text{ m}} \\ = \frac{1,222}{0,870408} \\ = 1,404 \text{ }^\circ\text{K/W}$$

- Tebal isolasi 0,06 m

$$RC = \frac{\ln (0,0167+0,06/0,0167)}{2\pi \times 0,033 \text{ W/mK} \times 4,2 \text{ m}} \\ = \frac{1,524}{0,870408} \\ = 1,751 \text{ }^\circ\text{K/W}$$

- Tebal isolasi 0,08 m

$$RC = \frac{\ln (0,0167+0,08/0,0167)}{2\pi \times 0,033 \text{ W/mK} \times 4,2 \text{ m}} \\ = \frac{1,756}{0,870408} \\ = 2,018 \text{ }^\circ\text{K/W}$$

- Tebal isolasi 0,1 m

$$RC = \frac{\ln (0,0167+0,1/0,0167)}{2\pi \times 0,033 \text{ W/mK} \times 4,2 \text{ m}} \\ = \frac{1,944}{0,870408} \\ = 2,234 \text{ }^\circ\text{K/W}$$

Dari perhitungan di atas maka besarnya tahanan termal RC tiap-tiap ketebalan isolasi dapat dilihat pada tabel 3.2 sebagai berikut:

Tabel 3.2 Tahanan Termal RC

Tebal Isoalsi	Tahanan Termal RC
0,02 m	0,904 °K/W
0,04 m	1,404 °K/W
0,06 m	1,751 °K/W
0,08 m	2,018 °K/W
0,1 m	2,234 °K/W

4) Perhitungan Tahanan Termal RD

- Menghitung Grashof number

$$Gr = \frac{g \beta (T_\infty - T_w) x^3}{\nu^2}$$

dimana:

g , percepatan gravitasi	= 9,81 m/s ²
T_w , suhu termal exhaust gas	= 243°C = 516 K
T_∞ , suhu udara kamar mesin	= 40°C = 313 K
β , koefisieb ekspansi volumetrik	= 1/((516+313)/2)
	= 2,4125 x 10 ⁻³
x , diameter luar pipa + tebal isolasi	= divariasikan (m)
ν , viskositas kinematik	= 2,069 m ² /s

- a. Tebal isolasi 0,02 m

$$Gr = \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \times 2,4125 \times 10^{-3} \times (516-313) K x (0,003340 \text{ m} + 0,02)^3}{(2,069 \text{ m}^2/\text{s}^2)^2} \\ = \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \times 2,4125 \times 10^{-3} \times 203 K x 1,523 \times 10^{-4} \text{ m}^3}{4,280761 \text{ m}^4/\text{s}^2} \\ = 1,708 \times 10^{-4}$$

- b. Tebal isolasi 0,04 m

$$Gr = \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \times 2,4125 \times 10^{-3} \times (516-313) K x (0,003340 \text{ m} + 0,04)^3}{(2,069 \text{ m}^2/\text{s}^2)^2} \\ = \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \times 2,4125 \times 10^{-3} \times 203 K x 3,954 \times 10^{-4} \text{ m}^3}{4,280761 \text{ m}^4/\text{s}^2} \\ = 4,438 \times 10^{-4}$$

- c. Tebal isolasi 0,06 m

$$Gr = \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \times 2,4125 \times 10^{-3} \times (516-313) K x (0,003340 \text{ m} + 0,06)^3}{(2,069 \text{ m}^2/\text{s}^2)^2} \\ = \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \times 2,4125 \times 10^{-3} \times 203 K x 8,148 \times 10^{-4} \text{ m}^3}{4,280761 \text{ m}^4/\text{s}^2}$$

$$= 9,146 \times 10^{-4}$$

d. Tebal isolasi 0,08 m

$$\begin{aligned} Gr &= \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \times 2,4125 \times 10^{-3} \times (516-313) K \times (0,003340 \text{ m} + 0,08)^3}{(2,069 \text{ m}^2/\text{s}^2)^2} \\ &= \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \times 2,4125 \times 10^{-3} \times 203 K \times 1,458 \times 10^{-3} \text{ m}^3}{4,280761 \text{ m}^4/\text{s}^2} \\ &= 1,637 \times 10^{-3} \end{aligned}$$

e. Tebal isolasi 0,1 m

$$\begin{aligned} Gr &= \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \times 2,4125 \times 10^{-3} \times (516-313) K \times (0,003340 \text{ m} + 0,1)^3}{(2,069 \text{ m}^2/\text{s}^2)^2} \\ &= \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \times 2,4125 \times 10^{-3} \times 203 K \times 2,374 \times 10^{-3} \text{ m}^3}{4,280761 \text{ m}^4/\text{s}^2} \\ &= 2,664 \times 10^{-3} \end{aligned}$$

• Menghitung Prandtl number

$$\begin{aligned} Pr &= \frac{C_p \times \mu}{k} \\ &= \frac{1165 \text{ J/kg.K} \times 2,412 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}}{0,0387 \text{ W/mK}} \\ &= 0,726 \end{aligned}$$

• Menghitung Rayleigh number

a. Tebal isolasi 0,02 m

$$\begin{aligned} Ra &= Gr \cdot Pr \\ &= 1,709 \times 10^{-4} \times 0,726 \\ &= 1,24 \times 10^{-4} \end{aligned}$$

b. Tebal isolasi 0,04 m

$$\begin{aligned} Ra &= Gr \cdot Pr \\ &= 4,438 \times 10^{-4} \times 0,726 \\ &= 3,222 \times 10^{-4} \end{aligned}$$

c. Tebal isolasi 0,06 m

$$\begin{aligned} Ra &= Gr \cdot Pr \\ &= 9,146 \times 10^{-4} \times 0,726 \\ &= 6,639 \times 10^{-4} \end{aligned}$$

d. Tebal isolasi 0,08 m

$$\begin{aligned} Ra &= Gr \cdot Pr \\ &= 1,637 \times 10^{-3} \times 0,726 \\ &= 1,188 \times 10^{-3} \end{aligned}$$

e. Tebal isolasi 0,1 m

$$\begin{aligned} Ra &= Gr \cdot Pr \\ &= 2,664 \times 10^{-3} \times 0,726 \\ &= 1,934 \times 10^{-3} \end{aligned}$$

• Menghitung Nusselt number

a. Tebal isolasi 0,02 m

$$\begin{aligned} Nu &= C \cdot Ra^n \\ &= 0,53 \times (1,24 \times 10^{-4})^{0,25} \\ &= 0,056 \end{aligned}$$

b. Tebal isolasi 0,04 m

$$\begin{aligned} Nu &= C \cdot Ra^n \\ &= 0,53 \times (3,222 \times 10^{-4})^{0,25} \\ &= 0,071 \end{aligned}$$

c. Tebal isolasi 0,06 m

$$\begin{aligned} Nu &= C \cdot Ra^n \\ &= 0,53 \times (6,639 \times 10^{-4})^{0,25} \\ &= 0,085 \end{aligned}$$

d. Tebal isolasi 0,08 m

$$\begin{aligned} Nu &= C \cdot Ra^n \\ &= 0,53 \times (1,188 \times 10^{-3})^{0,25} \\ &= 0,098 \end{aligned}$$

e. Tebal isolasi 0,1 m

$$\begin{aligned} Nu &= C \cdot Ra^n \\ &= 0,53 \times (1,934 \times 10^{-3})^{0,25} \\ &= 0,111 \end{aligned}$$

• Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi luar pipa (ho)

$$ho = \frac{Nu \cdot k}{D}$$

dimana:

$$k = 0,03365 \text{ W/mK}$$

$$D = \text{diameter luar}$$

a. Tebal isolasi 0,02 m

$$ho = \frac{0,056 \times 0,03365 \text{ W/mK}}{0,03340 \text{ m}} = 0,0564$$

b. Tebal isolasi 0,04 m

$$ho = \frac{0,071 \times 0,03365 \text{ W/mK}}{0,03340 \text{ m}} = 0,0715$$

c. Tebal isolasi 0,06 m

$$ho = \frac{0,085 \times 0,03365 \text{ W/mK}}{0,03340 \text{ m}} = 0,0856$$

d. Tebal isolasi 0,08 m

$$ho = \frac{0,098 \times 0,03365 \text{ W/mK}}{0,03340 \text{ m}} = 0,0987$$

e. Tebal isolasi 0,1 m

$$ho = \frac{0,111 \times 0,03365 \text{ W/mK}}{0,03340 \text{ m}} = 0,112$$

• Menghitung tahanan termal RD

$$RD = \frac{1}{2\pi r^3 L ho}$$

dimana:

$$r^3 = \text{jari-jari luar pipa} + \text{isolasi}$$

$$L = \text{panjang pipa}$$

a. Tebal isolasi 0,02 m

$$RD = \frac{1}{2\pi \times 0,0367 \times 4,2 \times 0,0564} = 18,32 \text{ }^\circ\text{K/W}$$

b. Tebal isolasi 0,04 m

$$RD = \frac{1}{2\pi \times 0,0567 \times 4,2 \times 0,0715} = 9,352 \text{ } ^\circ\text{K/W}$$

c. Tebal isolasi 0,06 m

$$RD = \frac{1}{2\pi \times 0,0767 \times 4,2 \times 0,0856} = 5,775 \text{ } ^\circ\text{K/W}$$

d. Tebal isolasi 0,08 m

$$RD = \frac{1}{2\pi \times 0,0967 \times 4,2 \times 0,0987} = 3,972 \text{ } ^\circ\text{K/W}$$

e. Tebal isolasi 0,1 m

$$RD = \frac{1}{2\pi \times 0,1167 \times 4,2 \times 0,112} = 2,900 \text{ } ^\circ\text{K/W}$$

Dari perhitungan di atas maka besarnya tahanan termal RD tiap-tiap ketebalan isolasi dapat dilihat pada tabel 3.3 sebagai berikut:

Tabel 3.4 Tahanan Termal RD

Tebal Isoalsi	Tahanan Termal RC
0,02 m	18,32 $^\circ\text{K/W}$
0,04 m	9,352 $^\circ\text{K/W}$
0,06 m	5,775 $^\circ\text{K/W}$
0,08 m	3,972 $^\circ\text{K/W}$
0,1 m	2,900 $^\circ\text{K/W}$

G. Perhitungan Heat Loss Pipa

1). Perhitungan Heat Loss Pipa Dari ME Menuju Economizer

Dalam perhitungan *heat loss* pipa dari ME menuju *economizer* memiliki panjang pipa 10,1 meter, dimana letak exhaust gas ME berada 2 deck di bawah *economizer*. Diameter pipa 1 inch dan tebal isolasi 20cm.

- Menghitung tahanan termal RA

$$RA = \frac{1}{2\pi h_i r_i L}$$

$$RA = \frac{1}{2\pi \times 38,39 \text{ W/m}^2\text{K} \times 0,0217 \text{ m} \times 10,1 \text{ m}} = 0,06697 \text{ } ^\circ\text{K/W}$$

- Menghitung tahanan termal RB

$$RB = \frac{\ln r_2/r_1}{2\pi k L}$$

$$RB = \frac{\ln 0,167/0,0127}{2\pi \times 64 \text{ W/mK} \times 10,1 \text{ m}} = \frac{0,274}{4059,392} = 6,749 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{K/W}$$

- Menghitung tahanan termal RC

$$RC = \frac{\ln r_3/r_2}{2\pi k_2 L}$$

$$RC = \frac{\ln (0,0167+0,02/0,0167)}{2\pi \times 0,033 \text{ W/mK} \times 10,1 \text{ m}}$$

$$= \frac{0,787}{2,093} = 0,375 \text{ } ^\circ\text{K/W}$$

- Menghitung tahanan termal RD

$$RD = \frac{1}{2\pi r_3 L h_o}$$

$$RD = \frac{1}{2\pi \times 0,0367 \times 10,1 \times 0,0564} = 7,6168 \text{ } ^\circ\text{K/W}$$

Maka *heat loss* nya adalah:

$$q = \frac{\Delta T}{Rt}$$

$$q = \frac{203^\circ\text{C}}{(0,06697+6,749 \times 10^{-5}+1,375+7,6168)^\circ\text{K/W}} = 22,409 \text{ watt}$$

2). Perhitungan Heat loss Pipa dari AE Menuju Economizer

$$q = \frac{\Delta T}{Rt}$$

dimana:

$$\Delta T = 243 - 40 = 203^\circ\text{C}$$

Rt = tahanan termal menyeluruh

Sehingga *heat loss* untuk tiap-tiap ketebalan insulasi sebagai berikut:

a. Tebal insulasi 0,02 m

$$q = \frac{203^\circ\text{C}}{(0,0455+1,622 \times 10^{-4}+0,904+18,32)^\circ\text{K/W}} = 10,539 \text{ watt}$$

b. Tebal insulasi 0,04 m

$$q = \frac{203^\circ\text{C}}{(0,03835+1,622 \times 10^{-4}+1,404+9,352)^\circ\text{K/W}} = 18,806 \text{ watt}$$

c. Tebal insulasi 0,06 m

$$q = \frac{203^\circ\text{C}}{(0,03835+1,622 \times 10^{-4}+1,751+5,775)^\circ\text{K/W}} = 26,836 \text{ watt}$$

d. Tebal insulasi 0,08 m

$$q = \frac{203^\circ\text{C}}{(0,03835+1,622 \times 10^{-4}+2,018+3,972)^\circ\text{K/W}} = 33,673 \text{ watt}$$

e. Tebal insulasi 0,1 m

$$q = \frac{203^\circ\text{C}}{(0,03835+1,622 \times 10^{-4}+2,234+2,900)^\circ\text{K/W}} = 39,246 \text{ watt}$$

Dari perhitungan di atas maka besarnya *heat loss* pada pipa pada tiap-tiap ketebalan isolasi dapat dilihat pada tabel 3.4. Untuk *heat loss* dari ME menuju *economizer* adalah keadaan yang saat ini terpasang di kapal. Maka tidak ada variasi tebal isolasi.

Tabel 3.4 Hasil perhitungan heat loss pada pipa

Tebal Isoalsi	Heat loss dari AE menuju Economizer	Heat loss dari ME menuju Economizer
0,02 m	10,539 watt	22,409 watt Dengan diameter pipa 1 inch dan tebal isolasi 0,02 m
0,04 m	18,806 watt	
0,06 m	26,836 watt	
0,08 m	33,673 watt	
0,1 m	39,246 watt	

Dari hasil perhitungan, tebal isolasi 2 cm memiliki nilai *heat loss* terendah dibandingkan dengan tebal isolasi yang lain. Maka dipilih isolasi 2 cm untuk pipa dengan diameter 1 inch dengan total *heat loss* 10,539 Watt. Dimana nilai ini masih dibawah batas maksimal *heat loss* sistem perpipaan yakni sebesar 2787,34 Watt saat OHN dan 923,52 Watt saat 1 kali berlayar. Dari tabel tersebut juga membuktikan bahwa *heat loss* dari AE menuju *economizer* jauh lebih kecil nilainya dibandingkan dengan *heat loss* dari ME menuju *economizer* sebesar 22,409 watt dengan diameter pipa 1 inch dan tebal isolasi 20 cm.

H. PAYBACK COST

1). Estimasi Biaya Bahan Bakar HSD Sebelum Memanfaatkan Exhaust Gas Auxiliary Engine

Ketika kapal melakukan OHN, dan ME beroperasi maka kebutuhan HSD selama OHN sebagai berikut:

Harga HSD per liternya Rp 8.750,00
Kebutuhan HSD untuk mengoperasikan ME setiap 1 jam adalah 300 liter.
Maka biaya yang dibutuhkan:
 $Rp\ 8.750,00 \times 300\ liter = Rp\ 2.625.000,00$

Jika OHN dilakukan selama 2 jam maka biaya yang dikeluarkan:
 $Rp\ 2.625.000,00 \times 2\ jam = Rp\ 5.250.000,00$
ME akan dialihkan menggunakan bahan bakar MFO setelah 1 jam berlayar, maka biaya yang dikeluarkan: Rp 2.625.000,00

Maka total biaya yang dibutuhkan untuk mengoperasikan ME selama OHN adalah $Rp\ 5.250.000,00 + Rp\ 2.625.000,00 = Rp\ 7.875.000,00$

Ditambah lagi dengan 2 buah AE yang juga dioperasikan selama OHN. Ketika OHN, mesin AE dinyalakan 2 buah dan disambung secara paralel. Sehingga kebutuhan bahan bakar HSD yang digunakan adalah 65 liter. Maka pengeluarannya sebesar:

$$Rp\ 8.750,00 \times 65\ liter = Rp\ 568.750,00$$

Maka total biaya yang dikeluarkan sebelum memanfaatkan *exhaust gas auxiliary engine* saat OHN adalah:

$$Rp\ 7.875.000,00 + Rp\ 568.750,00 = Rp\ 8.443.750,00$$

2). Estimasi Biaya Bahan Bakar HSD Setelah Memanfaatkan Exhaust Gas Auxiliary Engine

Ketika kapal melakukan OHN (*One Hour Notice*), hanya 2 AE (*Auxiliary Engine*) yang beroperasi secara bersamaan, sehingga kebutuhan bahan bakar HSD adalah:

$$Rp\ 8.750,00 \times 65\ liter = Rp\ 568.750,00$$

Ketika bahan bakar MFO sudah siap, maka kapal bisa langsung berlayar. Selama berlayar, ME (*Main Engine*) kapal tidak perlu melakukan peralihan bahan bakar dari HSD ke MFO, karena dari awal ME (*Main Engine*) kapal sudah menggunakan bahan bakar MFO. Jadi total perkiraan biaya yang dapat dihemat adalah Rp 7.875.000,00.

IV. KESIMPULAN

1. Kalor sensibel yang dibutuhkan untuk menaikkan temperatur air pada boiler dari 27°C hingga mencapai titik didihnya 100°C pada saat OHN (*one hour notice*) membutuhkan energi sebesar 27212,66 Watts kalor sensibel dan total *heat loss* 11,66 Watts dengan 2 *engine* yang beroperasi selama kurang lebih 2 jam.
2. Untuk melakukan 1 kali pelayaran selama 4 hari dari Cidaging – Morowali, membutuhkan energi 9076,82 Watts kalor sensibel dan total *heat loss* 11,66 Watts dengan 2 *engine* beroperasi.

3. Untuk memanaskan air boiler di *economizer*, dengan memanfaatkan exhaust gas engine Yanmar 6MAL HT yang dihubungkan dengan menggunakan pipa jenis *copper nickel* dari *exhaust gas auxiliary engine* menuju *economizer* boiler dengan diameter pipa 1 inch dan tebal insulasi 2 cm.
 4. Dari hasil perhitungan, kalor yang diperoleh dari *exhaust gas 2 auxiliary engine* yang beroperasi mampu memenuhi kebutuhan kalor untuk memanaskan air boiler. Dimana dengan pipa diameter 1 inch dan tebal insulasi 2 cm total heat lossnya adalah 10,539 Watt. Total *heat loss* tersebut masih berada di bawah batas maksimal *heat loss* sistem perpipaan yang diasumsikan sebesar 923,52 Watt saat OHN dan 2787,34 Watt untuk 1 kali berlayar. Total *heat loss* tersebut juga jauh lebih kecil dibandingkan dengan *heat loss* sistem perpipaan dari *exhaust gas* ME menuju *economizer* sebesar 22,049 Watt.
 5. Estimasi biaya yang harus dikeluarkan untuk memenuhi kebutuhan bahan bakar HSD sebelum memanfaatkan exhaust gas auxiliary engine saat OHN (one hour notice) adalah sebesar Rp 8.443.750,00.
 6. Estimasi biaya yang harus dikeluarkan untuk memenuhi kebutuhan bahan bakar HSD setelah memanfaatkan exhaust gas auxiliary engine saat OHN (one hour notice) adalah sebesar Rp 568.750,00.
- Estimasi total biaya yang dapat dihemat sebesar Rp 7.875.000,00

REFERENSI

- Angga O., Ambar W., Rizky T.S., Lia N.S., Muhammad A., & Widya A. (2016). Makalah Utilitas Boiler. Universitas Pembangunan Nasional "Veteran" Yogyakarta.
- Biro Klasifikasi Indonesia. (2000). *Rules For The Classification And Construction Of High Speed Craft*, Jakarta.
- Buchori Luqman, (2012). *Perpindahan Panas (Heat Transfer)*. UNDIP Semarang.
- Soekardi, Chandrasa. (2015). Analisis Pengaruh Efektivitas Perpindahan Panas dan Tahan Termal Terhadap Rancangan termal Alat Penukar Kalor Shell dan Tube. *Jurnal SINERGI Vol. 19*.
- Handayani S., & Damari A., (2009). *Fisika Untuk SMA dan MA Kelas X*, Jakarta.
- Ikhwan, Hamdani, & Ahmad S., (2014). Pemanfaatan *Boil-Off Gas* Sebagai Bahan Bakar Kapal Pengangkut Gas.
- Kurniawan Iwan. (2017). *Modul Perkuliahan Perpindahan Panas Secara Konduksi*. Universitas Mercubuana Jakarta.
- Miura Co., Ltd. (1984). *Miura Z-Boiler Miura Fresh Water Generator Instruction Manual*, Jepang.
- Muhammad Sjahid A., Fredi S., & Dedy D.P. (2009). Kinerja *Economizer* Pada Boiler, (72-81).
- Samsudi, R., & Julian, A. (2010). Peluang Pemanfaatan Panas Gas Buang Mesin Diesel Untuk Memanasi Air, (1-8).
- Sitepu, T. (2010). Kajian Penggunaan Heat Recovery Steam Generator Pada Suatu Instalasi Turbin Gas. *Jurnal Dinamis*, (1-6).
- Wicaksono M., (2017). Analisa Pemanfaatan Gas Buang pada Mesin Induk Kapal Pemanas Boiler Untuk Pemanas Tangki Ruang Muat Tanker "MT. DOA IBU". Surabaya.
- Dwija, Yudhi Chandra. (2017). Analisis Proses Pemesinan Dan Biaya Manufaktur Pembangkit Listrik Tenaga Hidro Mini (PLTHM). *Jurnal Politeknosains* e.16(2).
- Zaini, A. (1995). *Asean EC Energy Management Training and Research Centre (AEEMTRC)*, Jakarta.