

Analisis Pemanfaatan *Boil-Off Gas* Sebagai Bahan Bakar Kapal Pengangkut Gas

T. Azuar Rizal^a, Hamdani^b dan Muhammad Amin^a

^aProgram Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Samudra, Langsa, Aceh

^bProgram Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Syiah Kuala, Banda Aceh, Aceh

INFORMASI ARTIKEL

Riwayat Artikel:

Dikirim 10 Mei 2014

Direvisi dari 20 Mei 2014

Diterima 30 Mei 2014

Kata Kunci:

Boil off Gas;

Bahan Bakar

Kapal Angkut Gas

LNG

ABSTRAK

Kapal pengangkut LNG merupakan sarana utama yang paling handal dalam transportasi LNG di dunia. Dalam operasionalnya, setiap kapal pengangkut LNG akan menghasilkan boil-off gas akibat ekspansi dari tangki penyimpan LNG. Jumlah rata-rata BOG yang dapat dihasilkan adalah 0,15% dari kapasitas tangki ruang muat per hari. Untuk itu, ada peluang untuk memanfaatkan BOG sebagai bahan bakar kapal pengangkut LNG. Salah satu sistem penggerak mula yang dapat memanfaatkan BOG adalah penggerak mula yang menggunakan siklus gabungan turbin gas dan turbin uap. Pada kajian ini telah dilakukan analisa perbandingan penggunaan siklus kombinasi dengan 3 alternatif keluaran daya. Siklus kombinasi yang menjadi pilihan adalah yang membutuhkan bahan bakar yang rendah dan menghasilkan daya yang besar. Dari hasil analisa untuk kapal pengangkut dengan volume LNG 138.000 m³, diperoleh kombinasi turbin gas dengan daya keluar 25.060 KW dan turbin uap 5.000 KW, akan dapat beroperasi menggunakan BOG sebagai bahan bakar dibandingkan dengan kombinasi daya turbin gas 14.900 KW dan turbin uap 15.000 KW akan membutuhkan bahan bakar tambahan untuk penyediaan panas pada HRSG.

© 2014 Jurnal Ilmiah JURUTERA. Di kelola oleh Fakultas Teknik. Hak Cipta Dilindungi.

1. Pendahuluan

Boil-off gas adalah prose penguapan gas cair (LNG) pada tekanan atmosfer. Gas hasil penguapan ini sering dibuang langsung ke lingkungan dengan cara melakukan pembakaran pada suar gas (gas flare). Akan tetapi dalam proses pengangkutan oleh kapal pengangkut, gas akan mengalami proses penguapan gas tidak karena adanya perbedaan temperatur antara lingkungan dengan gas dalam tangki yang mencapai -160 °C. Untuk mencairkan *boil-off gas* memerlukan peralatan kompresi yang mahal untuk menginstal dan mengoperasikan, sehingga segala upaya dilakukan untuk memanfaatkan boil-off gas tersebut.

Sistem penggerak pada kapal merupakan bagian yang sangat vital dalam pengoperasian kapal tersebut. Pemilihan sistem penggerak yang tepat dapat memberikan penghematan yang signifikan dalam operasionalnya.

Umumnya, sistem penggerak kapal LNG konvensional menggunakan steam turbine. Efisiensi dari sistem penggerak steam turbine ini cukup rendah. Dengan demikian, dibutuhkan suatu inovasi teknologi sistem penggerak kapal yang mampu memberikan efisiensi yang tinggi sekaligus mampu menghemat bahan bakar.

Sebuah kombinasi Gas Turbine dan Steam Turbine melalui sebuah unit Heat Recovery Steam Generator menawarkan banyak keuntungan jika di aplikasikan sebagai tenaga penggerak utama di kapal LNG.

Keuntungan utama dari sistem ini adalah penghematan energi sebesar 30% sampai 35% dibanding jika marine gas turbine ataupun marine steam turbine dipakai secara terpisah. Kondisi ini menjadi lebih menarik lagi seiring dengan perkembangan teknologi dari modern advanced gas turbine berbahan bakar gas alam yang mampu memberikan

efisiensi thermal total pada suatu unit combined cycle power plant (CCPP) lebih dari 60%. Dengan efisiensi total sebesar ini memungkinkan bagi CCPP untuk kembali bersaing dengan motor diesel. Terlebih lagi dengan adanya tuntutan akan emisi gas buang serendah mungkin, CCPP berbahan bakar gas alam akan lebih unggul.

Teknologi saat ini sudah mampu untuk mengaplikasikan *Combined Cycle Propulsion Plant* (CCPP) di kapal. Kombinasi dari tipe penggerak ini sangat tinggi, bahkan mampu mencapai 60%, lebih besar dari efisiensi diesel engine. Gas turbine juga mampu memanfaatkan boil-off gas (BOG) yang dikeluarkan akibat ekspansi muatan LNG carrier. Pemanfaatan BOG dan efisiensi yang tinggi dari CCPP akan memberikan keuntungan tersendiri apabila diaplikasikan pada LNG carrier. Oleh karena itu, dalam penulisan tesis ini, dilakukan analisa dari penggunaan CCPP dengan pemanfaatan BOG pada LNG pengangkutan LNG.

Penanganan akibat terjadinya boil off-gas selama operasi kapal pengangkut LNG merupakan isu kunci dalam teknis dan ekonomi penilaian sistem energi. Menurut jenis dari sistem energi, BOG dapat digunakan sebagai bahan bakar, reliquefied atau dibakar dalam sebuah unit gasifikasi.

Dalam sistem propulsi turbin gas, BOG digunakan sebagai bahan bakar utama. Besarnya gas yang terbentuk dari BOG sangat tergantung dari lokasi pelayaran dari kapal pengangkut. Untuk itu berbagai sistem perlu dikembangkan untuk memperoleh sistem propulsi yang optimal untuk kapal pengangkut. Salah satu sistem yang dapat dikembangkan adalah penggunaan BOG untuk sistem HRSG pada sistem propulsi kapal pengangkut LNG.

2. Pembangkit Tenaga Siklus Gas

Menurut **Richard Gilmore (2005)**, pemilihan spenggerak mula kapal pengangkut LNG dapat didasarkan pada dua faktor utama yaitu efisiensi unit penggerak dan pemanfaatan BOG sebagai bahan bakar. Efisiensi unit penggerak merupakan salah satu faktor penting yang ditentukan oleh jarak jelajah dan berat bahan yang diangkut yang termasuk. Efisiensi unit penggerak akan menentukan jumlah bahan bakar yang digunakan, biaya operasi kapal, dan biaya bahan bakar, yaitu akhirnya akan menentukan besarnya biaya yang diperlukan untuk mengangkut jumlah tertentu kargo per mil laut.

Selama perjalanan ada sejumlah LNG menguap dari tangki LNG yang mencapai 0,15% per hari dari volume

maksimum tangki LNG saat pelayaran kapal. Penguapan ini terjadi untuk mengontrol suhu dan tekanan dalam tangki. LNG merupakan bahan bakar yang memiliki perbandingan HHV per kg berat yang tinggi, yang artinya penggunaan LNG akan mampu dapat menghemat hingga 25% dari berat bahan bakar. (Dimana Gas HHV: 13000 kkal / kg, dan HHV minyak berat: 10280 kkal / kg).

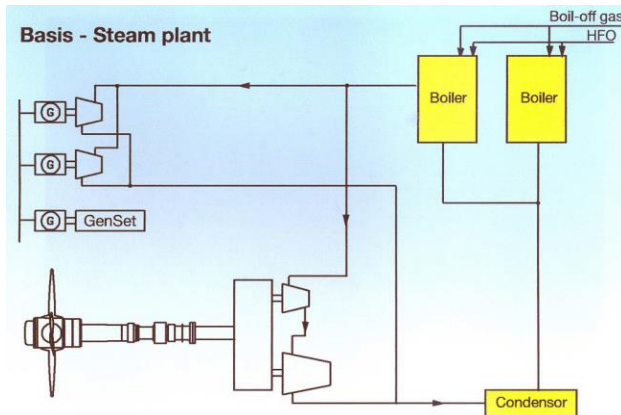
Tabel 2-1 Perbandingan sistem penggerak mula kapal pengangkut LNG

Penggerak Mula	Konfigurasi	Bahan Bakar	Penanganan BOG	Sistem Transmisi
Turbin Uap	Dua Boiler dan memiliki HP dan LP turbin Uap	Gas Alam Minyak Berat Gabungan	Bahan Bakar boiler	Transmisi mekanik dengan roda gigi reduksi
Motor Bakar Diesel (putaran rendah atau putaran sedang)	Satu atau dua unit Motor Bakar diesel	Minyak Berat	Suar Gas Pencairan	Transmisi langsung
Turbin Gas	Satu unit Turbin gas penggerak mula dan satu unit penyedia listrik	Gas alam	Bahan bakar turbin gas	Transmisi dengan roda gigi reduksi
	COGAS Kombinasi turbin uap-turbin gas	Gas alam	Bahan bakar turbin gas	

Sejumlah besar alternatif sistem penggerak telah dipertimbangkan selama beberapa tahun terakhir sebagai kandidat untuk penggantian penggunaan pembangkit tenaga uap tradisional pada kapal LNG. Tabel 2.1 menggambarkan dan membandingkan alternatif yang penggerak mula yang dapat dijadikan dasar pada pemilihan sistem penggerak kapal pengangkut LNG.

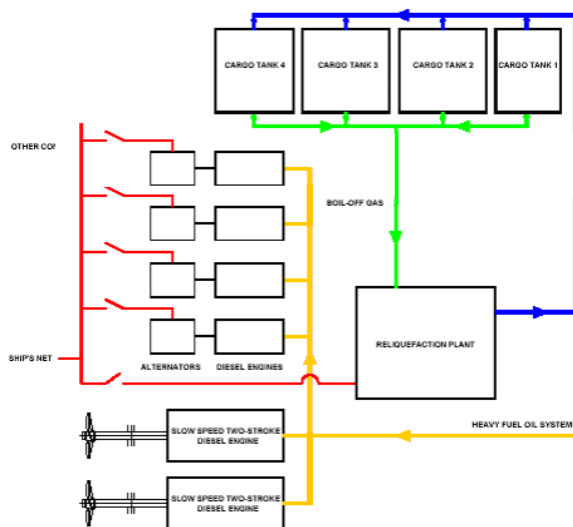
Kapal pengangkut LNG dengan penggerak mula turbin uap biasanya menggunakan dua unit boiler untuk memasok uap ke turbin tekanan tinggi dan turbin tekanan rendah. Putaran turbin kemudian direduksi menggunakan roda gigi untuk memutar poros baling-baling kapal. Turbin uap juga digunakan untuk menggerakkan generator pembangkit energi listrik untuk menjalankan seluruh peralatan bantu yang ada dalam kapal. Gambar 2.1.

memperlihatkan diagram sistem penggerak mula turbin uap pada kapal pengangkut LNG.



Gambar 2-1: Skema sistem penggerak mula turbin uap

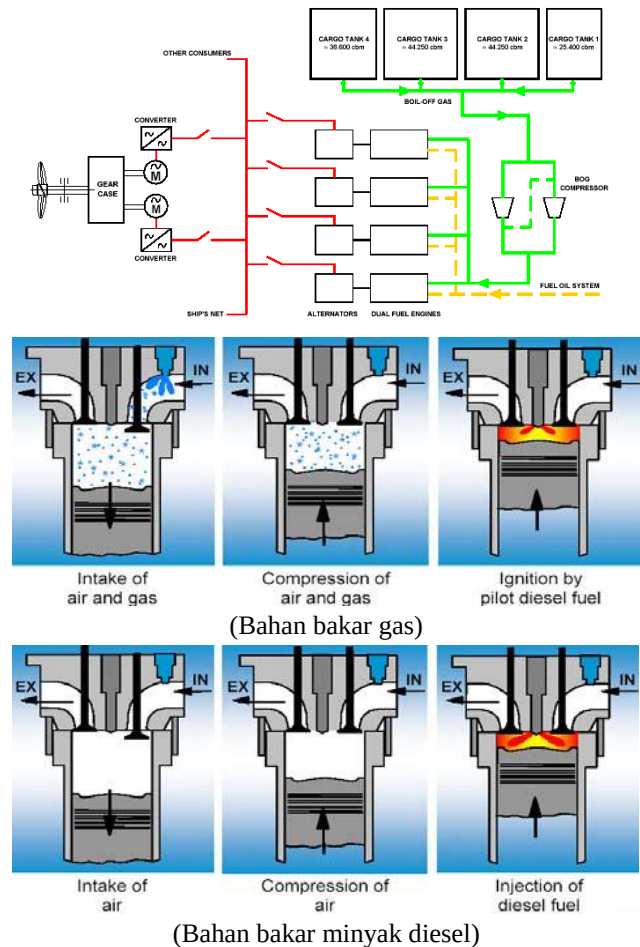
Gambar 2.2. memperlihatkan sistem penggerak mula motor bakar diesel putaran rendah. Sistem ini telah banyak digunakan pada kapal angkut. Dengan pertimbangan kehilangan gas yang dihasilkan oleh boil-off gas, maka sistem penggerak ini sangat jarang digunakan pada kapal pengangkut LNG. Dengan meningkatnya kemampuan melakukan pencairan gas hasil boil-off gas, penggunaan sistem penggerak mula motor bakar diesel putaran rendah telah menjadi pilihan pada saat ini.



Gambar 2-2:Skema sistem penggerak motor bakar diesel putaran rendah

Pemilihan penggerak mula motor diesel putaran sedang pada kapal pengangkut LNG, didasarkan pada kemampuan motor bakar tersebut menggunakan dua tipe bahan bakar (bahan bakar gas dan minyak diesel. Gambar 2.3

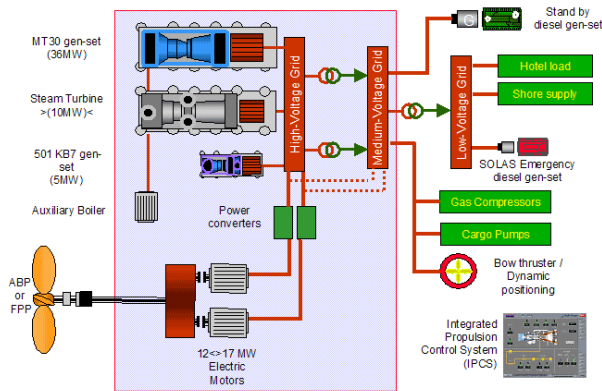
memperlihatkan skema sistem penggerak mula motor bakar diesel putaran sedang.



Gambar 2-3:Skema sistem penggerak motor bakar diesel putaran rendah

Sistem penggerak mula turbin gas, walaupun memiliki banyak keuntungan pada perbandingan daya terhadap berat mesin, tingkat emisi, pengaturan mesin yang fleksibel, efisiensi dan konsekuensi peningkatan volume kargo, sejauh ini belum diadopsi sebagai sistem propulsi pada kapal LNG. Sistem propulsi turbin gas memiliki beberapa keunikan dan keterbatasan dibandingkan dengan sistem propulsi konvensional kelautan, masalah teknis dan ekonomi harus diselesaikan secara rinci dalam pemanfaatannya pada kapal LNG. Keterbatasan utama menggunakan turbin gas adalah reduksi dari putaran turbin ke putaran baling-balaing. Oleh karena itu turbin gas banyak digunakan hanya untuk penggerak generator listrik untuk menyediakan kebutuhan listrik dalam kapal.

Alternatif yang dapat ditempuh adalah menggunakan siklus gabungan turbin uap dan turbin gas. Pada sistem ini turbin uap digunakan untuk memutar baling-baling, sedangkan turbin gas digunakan untuk memutar generator. Pada sistem ini dapat digunakan bahan bakar gas hasil Boil-Off Gas secara optimal. Gambar.2.4. memperlihatkan skematik sistem penggerak mula kapal LNG menggunakan siklus gabungan.



Gambar 2-4:Skema sistem penggerak siklus gabungan (turbin uap-turbin gas)

2.1. Analisa Termodinamika Siklus Gabungan

Ada dua pertimbangan utama dalam pemilihan sistem penggerak di kapal – kapal tipe LNG carrier, yaitu *cooling system* untuk menjaga agar gas tetap dalam fase cair, dan penanganan terhadap BOG (*Boil Off Gas*). *Cooling system* yang mampu mendinginkan fluida sampai dengan (-1600C) memerlukan sumber energi dari *auxiliary plant* yang besar. Sedangkan BOG (*Boil Off Gas*) dapat ditangani secara efisien jika kapal memilih *main engine* yang mampu memanfaatkan BOG (*Boil Off Gas*) sebagai bahan baku utama.

Produksi BOG (*Boil Off Gas*) yang dapat mencapai 0,15% perhari umumnya tidak mampu memenuhi kebutuhan bahan bakar kapal selama pelayarannya, karenanya kapal LNG carrier masih membawa tangki minyak sebagai bahan bakar tambahan sistem ini dikenal dengan nama *dual fuel*. Sistem penggerak pada kapal LNG carrier merupakan bagian yang sangat vital dalam pengoperasian kapal tersebut. Pemilihan sistem penggerak yang tepat dapat memberikan penghematan yang signifikan dalam operasionalnya.

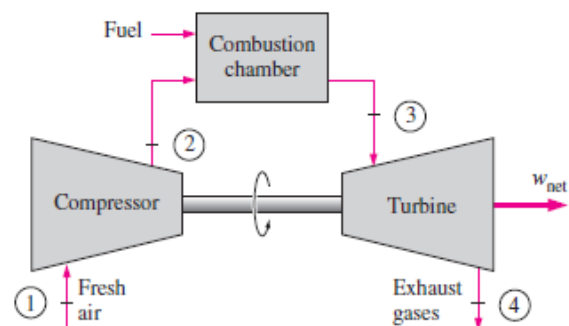
Umumnya, sistem penggerak kapal LNG konvensional menggunakan *steam turbine*. Efisiensi dari sistem penggerak *steam turbine* ini cukup rendah. Dengan

demikian, dibutuhkan suatu inovasi teknologi sistem penggerak kapal LNG carrier yang mampu memberikan efisiensi yang tinggi sekaligus mampu menghemat bahan bakar. Yaitu dengan menggabungkan *steam turbine* dengan *turbine gas* yang disebut dengan *Combined Cycle Propulsion Plant (CCPP)*.

Turbin gas adalah salah satu alat yang pembangkit listrik yang mengkonversi energi kalor menjadi energi gerak (mekanik), yang dapat menghasilkan energi yang sangat besar berdasarkan ukuran dan beratnya. Atau sebuah mesin dimana bahan bakar dikompresi terus dibakar dengan udara untuk menghasilkan aliran panas, gas yang bergerak cepat. Aliran gas ini digunakan untuk menyalakan kompresor yang memasok udara ke mesin serta menyediakan kelebihan energi yang dapat digunakan untuk mengerjakan pekerjaan lain. Pada Siklus Brayton, turbin gas dapat dibagi menjadi 2 jenis, yaitu :

2.1.1. Siklus Terbuka (Open Cycle Gas Turbine)

Udara segar pada kondisi ambien (atmosfir) disedot masuk ke dalam kompresor, dimana terjadi peningkatan suhu dan tekanan . Udara bertekanan tinggi diproses di dalam ruang pembakaran, dimana bahan bakar dibakar pada tekanan konstan. Gas temperatur tinggi yang dihasilkan kemudian masuk turbin, di mana gas temperatur tinggi dan bahan bakar dibakar pada tekanan atmosfer sehingga menghasilkan tenaga. Gas buang yang dihasilkan turbin dibuang keluar (tidak disirkulasikan kembali), menyebabkan siklus harus diklasifikasikan sebagai siklus terbuka.



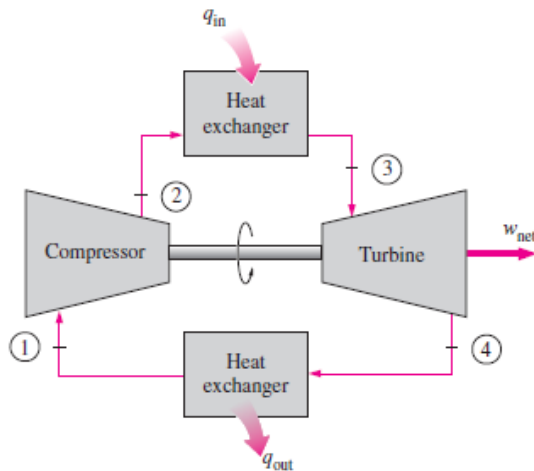
Gambar 2-5:Skema siklus turbin gas terbuka

2.1.2. Siklus Tertutup (Closed Cycle Gas Turbine)

Cara kerja turbin gas siklus tertutup, secara keseluruhan hampir sama dengan siklus terbuka, yaitu di sini proses kompresi dan ekspansi tetap sama, akan tetapi proses pembakaran digantikan oleh masukan kalor tekanan

konstan dari sumber eksternal, dan proses pembuangan digantikan oleh pembuangan kalor tekanan konstan pada suhu ambien.

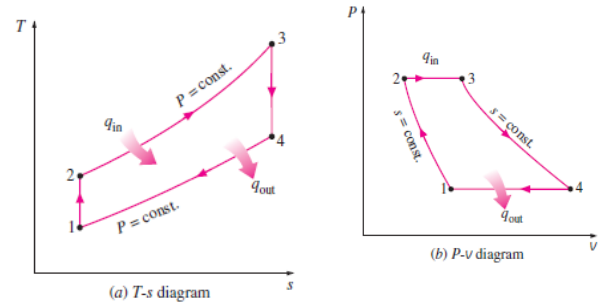
Siklus ini merupakan siklus daya termodinamika ideal untuk turbin gas, sehingga saat ini siklus ini yang sangat populer digunakan oleh manufaktur turbin gas dalam menganalisa up-grading performance.



Gambar 2-6: Skema siklus turbin gas tertutup

Siklus Brayton ini terdiri dari proses kompresi isentropik yang diakhiri dengan proses pelepasan panas pada tekanan konstan, seperti ditunjukkan dalam Gambar. 2.7. Pada siklus Bryton terjadi 4 proses reversible internal diantaranya:

1. Proses 1—2, (*Isentropic Compression*); Kerja yang dibutuhkan oleh kompresor
2. Proses 2—3, (*Pressure Constant Inlet*) dalam pemasukan bahan bakar
3. Proses 3—4, (*Expansion Compression*); Daya yang dibutuhkan turbin
4. Proses 4—1, (*Pressure Constant Outlet*); Jumlah kalor yang dilepas



Gambar 2-7: T-s dan P-v diagram siklus turbin gas ideal

Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan, keseimbangan energi untuk proses aliran tunak dapat dinyatakan, pada unit-dasar massa, yaitu

$$(q_{in} - q_{out}) + (w_{in} - w_{out}) = h_{exit} - h_{inlet}$$

Oleh karena itu, untuk transfer kalor dari dan ke fluida kerja adalah

$$q_{in} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2)$$

$$q_{out} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1)$$

Kemudian efisiensi termal ideal siklus Brayton di bawah udara dingin dengan asumsi standar menjadi

$$\eta_{th, Brayton} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Proses 1-2 dan 3-4 adalah isentropik, dan $P_2 \approx P_3$ dan $P_4 \approx P_1$, menjadi:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4}$$

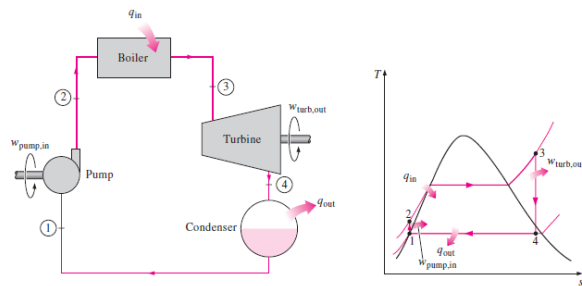
dari hasil rumus-rumus diatas dapat disederhanakan sebagai berikut :

$$\eta_{th, Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}$$

dimana r_p adalah rasio tekanan dan k adalah rasio kalor spesifik. Efisiensi thermal ideal siklus Brayton tergantung pada rasio tekanan turbin gas dan rasio panas spesifik fluida kerja.

2.1.3. Pembangkit Tenaga Uap

Steam turbine merupakan alat mekanik yang mengkonversikan thermal energy di uap bertekanan menjadi mechanical work. Energi uap dikonversi ke mechanical work dengan expansion uap melalui turbine. Expansion terjadi melalui serangkaian fixed blades (nozzles) dan masingmasing row dari moving blades each row terhadap fixed blades, moving blades dinamakan stage. Moving blades berputar pada central turbine rotor dan fixed blades secara konsentrik dirancang didalam circular turbine casing yang secara mutlak dirancang untuk menjaga steam pressure. Steam turbine yang digunakan dalam combined cycle harus memiliki karakteristik yaitu efisiensi yang tinggi dan waktu yang sedikit dalam start-up. Uap hasil produksi HRSG digunakan untuk menggerakkan turbin uap, uap dari saluran tekanan tinggi masuk ke turbin tekanan tinggi.



Gambar 2-8. Skema pembangkit tenaga turbin uap

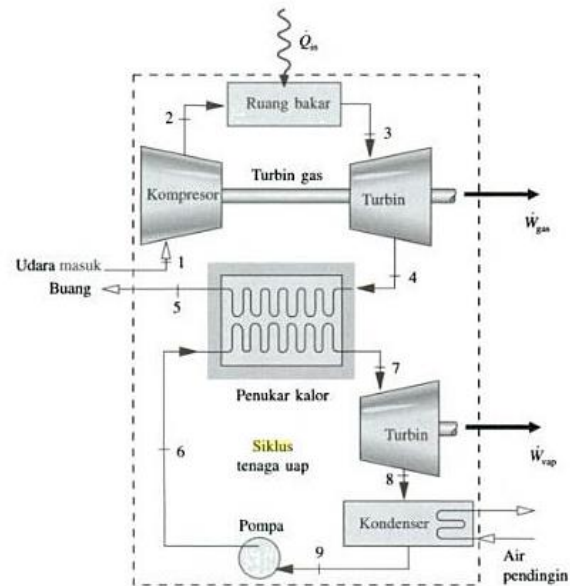
Selanjutnya bersama-sama uap dari saluran tekanan rendah masuk kedalam turbin tekanan rendah dan dikondensasikan ke kondensor. Air kondensor dipanaskan kembali ke HRSG melalui proses seperti di awal sehingga kembali terbentuk uap untuk menggerakkan turbin. Marine steam turbine dioperasikan sesuai dengan pengoperasian di darat. Steam turbine merupakan pilihan utama untuk propulsor dengan power yang sangat tinggi.

Keunggulannya adalah kecilnya getaran, berat yang ringan, space minimum dan rendahnya biaya perawatan. Keuntungan lainnya menggunakan steam turbine adalah gerakan memutar langsung sehingga torsi menjadi lebih besar pada poros propeller, tidak ada internal mechanical friction, dan oleh karena itu, tidak membutuhkan pelumasan internal. Steam yang digunakan memiliki tingkat “quality of steam” yang dirumuskan :

$$x = (sf4 - s4) / sf4$$

sedangkan thermal efficiency-nya adalah :

$$\eta_{th} = (W_{net} / q_i)$$



Aliran buang turbin pada turbin gas masih mempunyai temperatur yang relatif masih tinggi. Salah satu cara untuk memanfaatkan gas buang turbin dalam meningkatkan pemanfaatan bahan bakar adalah dengancara memasang regenerator dimana panas gas buang turbin dimanfaatkan untuk memanaskan udara antara kompresor dan pembakar.

Dua siklus daya dikopel sehingga kalor input bagi siklus uap didapatkan dari siklus gas turbin yang disebut siklus atas (topping cycle). Siklus gabungan akan mempunyai efisiensi termal yang lebih tinggi dibandingkan jika siklus berdiri sendiri. Efisiensi termal siklus gabungan adalah :

$$\eta = \frac{W_{gas} + W_{vap}}{Q_{in}}$$

dimana :

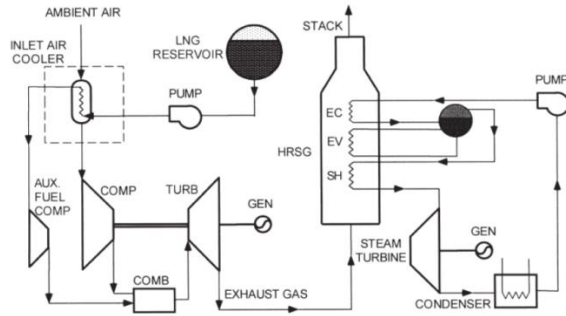
W_{gas} = daya bersih yang dihasilkan gas turbin

W_{vap} = daya bersih yang dihasilkan oleh siklus uap

Q_{in} = laju perpindahan kalor ke gas turbin.

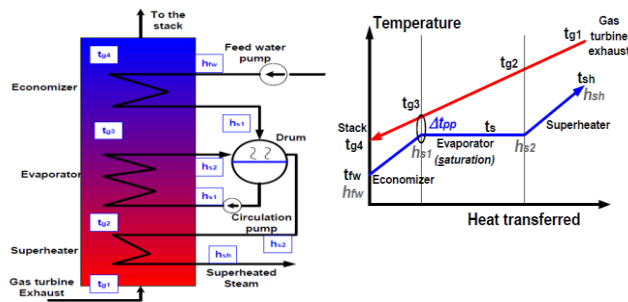
Penukar yang digunakan untuk memanfaatkan gas buang turbin gas berfungsi untuk menghasilkan uap yang selanjutnya digunakan sebagai fluida kerja pada turbin gas, dan sering disebut dengan *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG). Unit *Heat Recovery Steam Generator* terdiri dari

ekonomiser yang berfungsi memanaskan air sampai temperatur jenuh, evaporator yang berfungsi merubah fasa air menjadi fasa uap, dan superheater yang berfungsi memanaskan air sampai temperatur superpanas. Gambar 2.10. memperlihatkan secara lengkap siklus gabungan turbin gas dan turbin uap yang dilengkapi dengan HRSG



Gambar 2-9. Skema siklus gabungan turbin uap-turbin gas yang dilengkapi HRSG

Pemanfaatan panas pada HRSG dilakukan dalam tiga tahap, yang dapat digambarkan dalam diagram temperatur dan perpindahan panas, sebagaimana ditunjukkan dalam Gambar 2.11



Gambar 2-10. Skema perubahan temperatur dalam HRSG

Diagram ini bertujuan untuk memfasilitasi analisis pengaruh parameter berbeda terhadap performan HRSG. Garis atas menggambarkan pendinginan gas buang dari inlet ke outlet di dalam HRSG. Garis bawah menggambarkan proses perubahan temperatur air dalam HRSG, di mana penguapan berlangsung pada suhu konstan. Area diantara kurva temperatur gas buang dan kurva perubahan temperatur gas menunjukkan besarnya panas yang hilang dalam HRSG. Parameter desain penting adalah titik perbedaan temperatur (ΔT_{pp}) yang disebut dengan titik jepit (pinch point). Dalam banyak desain HRSG, air umpan keluar ekonomiser memiliki temperatur sedikit lebih rendah dari temperatur saturasi air dalam drum. Perbedaan

temperatur ini disebut temperatur pendekatan ($\Delta T_{approch}$). Berbagai parameter yang penting untuk menganalisis siklus gabungan yang didasarkan pada keseimbangan panas dalam HRSG.

Perbedaan temperatur pada titik jepit (ΔT_{pp}) adalah perbedaan antara temperatur gas keluar evaporator (Tg_3) dan tempetur penguapan air (T_s), atau dapat ditulis :

$$\Delta T_{pp} = Tg_3 - T_s$$

Beda temperatur titik jepit (ΔT_{pp}), biasanya antara 5 ° C sampai 15 ° C. Semakin rendah beda temperatur titik jepit (pinch), semakin tinggi biaya untuk penyediaan HRSG. Sedangkan beda temperatur pendekatan (approch) ($\Delta T_{approch}$) didefinisikan sebagai perbedaan temperatur antara temperatur saturasi dan temperatur air keluar ekonomiser. Beda temperatur pendekatan berkisar pada antara 5 °C sampai 15 °C, dan dapat dihitung dari hubungan:

$$\Delta T_{appr} = T_s - T_{eco}$$

Besarnya panas yang dapat dimanfaatkan dari gas buang dapat ditentukan dari balan energi sisi gas dan energi sisi uap. Dan dapat ditulis sebagaimana ditunjukkan dalam persamaan berikut:

$$Q_{manfaat} = m_{gt} \cdot c_{pg} \cdot (Tg_1 - Tg_4) = m_{st} \cdot (h_{sh} - h_{fw})$$

Balan energi pada masing-masing peralatan HRSG dapat ditentukan dari :

$$\begin{aligned} \text{Panas pada ekonomiser} &= m_{gt} \cdot c_{pg} \cdot (Tg_3 - Tg_4) \\ &= m_{st} \cdot (h_{s1} - h_{fw}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Panas pada evaporator} &= m_{gt} \cdot c_{pg} \cdot (Tg_2 - Tg_3) \\ &= m_{st} \cdot (h_{s2} - h_{s1}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Panas pada superheater} &= m_{gt} \cdot c_{pg} \cdot (Tg_1 - Tg_2) \\ &= m_{st} \cdot (h_{sh} - h_{s2}) \end{aligned}$$

2.2. Analisa Perpindahan Panas pada HRSG

Besarnya panas yang diserap dalam HRSG dapat juga ditentukan dari persamaan

$$Q_{manfaat} = U_o \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD}$$

Koefisien perpindahan panas secara menyeluruh pada unit alat penukar kalor yang dipasang pada HRSG dapat ditentukan dari persamaan berikut:

$$U_o = 1/R_{to}$$

Tahanan termal dapat ditentukan dari,

$$Ro = 1/h_e$$

$$R_{wo} = (tw/12 * kw)(Ao/Aw)$$

$$R_{io} = ((1/h_i) + R_{fi})(Ao/Ai)$$

Dimana,

Koefisien panas lapisan dalam pipa (h_i)

Koefisien perpindahan panas dalam pipa dapat dihitung berdasarkan standar API RP530, yaitu: Untuk aliran air dengan $Re \Rightarrow 10,000$,

$$h_i = 0.023(k/d_i)Re^{0.8}Pr^{0.33}(\mu_b/\mu_w)^{0.14}$$

Untuk aliran uap air $Re \Rightarrow 15,000$,

$$h_v = 0.021(k/d_i)Re^{0.8}Pr^{0.4}(T_b/T_w)^{0.5}$$

dimana bilangan Reynold dapat ditentukan dari,

$$Re = d_i * G / \mu_b$$

dan bilangan Prandtl ditentukan dari ,

$$Pr = C_p * \mu_b / k$$

Koefisien perpindahan panas bagian luar pipa dapat dihitung dari:

$$h_e = 1 / (1/(h_c + h_r) + R_{fo})$$

Koefisien perpindahan panas bagian luar pipa sesuai dengan susunan pipa dapat ditentukan dari :

1. Susunan pipa selang-seling,

$$h_c = 0.33 * k_b(12/d_o)((C_p * \mu_b)/k_b)^{1/3}((d_o/12)(G_n/\mu_b))^{0.6}$$

2. Susunan pipa segaris,

$$h_c = 0.26 * k_b(12/d_o)((C_p * \mu_b)/k_b)^{1/3}((d_o/12)(G_n/\mu_b))^{0.6}$$

3. METODE PENELITIAN

3.1. Lokasi dan Waktu Penelitian

Tahap pertama pelaksanaan penelitian ini yang ditujukan untuk pengambilan data operasi sistem penggerak mula kapal pengangkut LNG yang ada di PT. Arun, NGL Lhokseumawe. Pengambilan data difokuskan pada kapal yang memiliki spesifikasi sebagai berikut:

Volume LNG	: 138.000 m ³
Panjang keseluruhan kapal	: 284,4 m
Lebar kapal	: 42,5 m
Tinggi kapal	: 11,4 m
Kecepatan jelajah	: 19,5 knots
Daya maksimum	: 28.000 kW (83 RPM)
baling-baling	
Pemakaian bahan bakar spesifik	: 288,3 gr/kW/hr

Pelaksanaan penelitian ini dilakukan selama 3 bulan yang diisi dengan kegiatan pengambilan data, pengolahan data dan penulisan tesis

3.2. Metode Penelitian

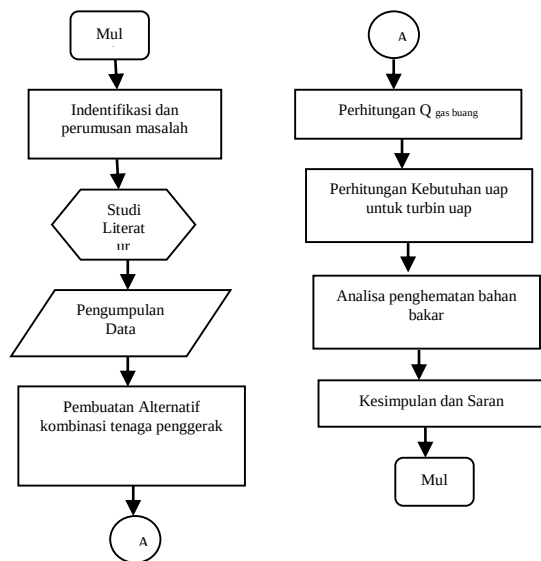
Tujuan utama penelitian ini adalah melakukan analisis pemanfaatan boil-off gas sebagai bahan bakar sistem penggerak mula kapal pengangkut LNG. Boil-off gas terjadi selama pelayaran akan digunakan sebagai bahan bakar pada turbin dan turbin uap dengan menerapkan siklus gabungan. Pada kapal pengangkut LNG, energi yang dihasilkan oleh penggerak mula digunakan untuk menggerakkan baling-baling kapal dan untuk menggerakkan generator listrik. Berdasarkan hasil pengamatan, diperoleh informasi bahwa kapal pengangkut LNG yang beroperasi di PT. Arun, sebagian besar menggunakan penggerak mula motor bakar dengan bahan bakar gas. Maka untuk memperoleh data turbin gas digunakan data turbin gas yang digunakan untuk industri yaitu turbin gas tipe LM 2050, LM 1600 PE dan LM 1600.

Sedangkan untuk turbin uap digunakan turbin uap yang banyak digunakan dipembangkit listrik geothermal yang mampu beroperasi pada kondisi uap basah tinggi. Daya turbin berkisar dari 5.000 - 10.000 KW, dengan putaran 3000 – 3600 rpm. Turbin uap tersebut bekerja dengan tekanan dan temperatur uap masuk 30 bar, 300 °C. Berdasarkan data tersebut maka dilakukan analisis dengan alternatif penggunaan daya sebagaimana ditunjukkan dalam Tabel. 3.1.

Tabel 3-1 Alternatif penggunaan daya sistem penggerak mula

No.	Alternatif	Daya Turbin Gas (KW)	Daya Turbin Uap (KW)	Total Daya (KW)
1.	Alternatif 1 LM 2500	25.060	5.000	30.060
2.	Alternatif 2 LM 1600 PE	19.105	10.000	29.105
3.	Alternatif 3 LM 1600	14.900	15.000	29.900

Berdasarkan data yang diberikan dalam tabel 3.1, kemudin dilanjutkan dengan analisa untuk memperoleh informasi alternatif perbandingan daya yang optimal, dalam pengunaan bahan bakar yang minimal dan mampu memberikan daya maksimal. Adapun diagram alir proses analisis yang dilakukan ditunjukkan dalam gambar 3.1

**Gambar 3-11 Diagram alir pelaksanaan penelitian**

4. HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Data Hasil Pengamatan

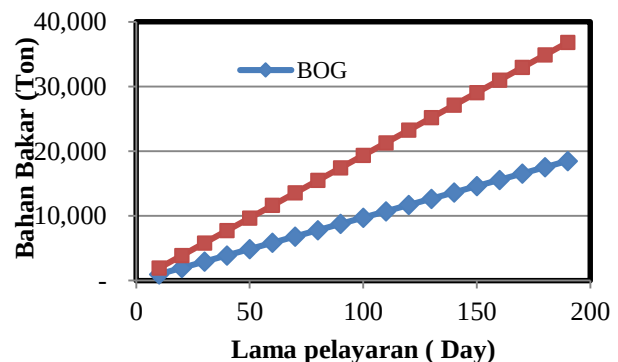
Pada tahap pertama pengolahan data dilakukan perhitungan jumlah Boif-off gas yang terjadi selama pengangkutan. Menurut **Richard Gilmore (2005)**, produksi oil-off gas rata-rata mencapai 0.15%/hari. Jika dengan volume LNG sebesar 138.000 m³ dan dengan densitas boil off gas sebesar 0,47 ton/m³, maka diperoleh berat LNG sebesar 64.860 ton. Dan BOG yang terjadi mencapai

sebesar 0.15% /hari x 64.869 ton = 97,29 Ton/hari. Tabel 4.1 memberikan data hasil perhitungan kebutuhan bahan bakar pada kapal pengangkut LNG.

Tabel 4-1 Kebutuhan bahan bakar

LNG Carrier		
Volume kargo	138000	m3
berat spesifik	0.47	Ton/day
Berat LNG	64860	Ton
Boil-off gas	0.15%	/day
Berat Boil off gas	97.29	Ton/day
Pemakaian bahan bakar spesifik kapal	288.3	gr/(kW.hr)
Daya Kapal	28000	kW
Pemakaian bahan bakar	8.072.400	gr/hr
	193.74.	Ton/day

Sedangkan hubungan antara kebutuhan bahan bakar untuk kapal dan ketersediaan BOG adalah sebagaimana ditunjukkan dalam Gambar 4.1.

**Gambar 4-12 Grafik hubungan ketersediaan BOG dengan kebutuhan bahan bakar kapal**

4.2. Hasil Analisis

Analisis yang dilakukan meliputi perhitungan energi panas yang terkandung pada gas buang turbin gas dan energi panas yang dibutuhkan oleh untuk menggerakkan turbin uap, serta energi energi kalor yang dibangkitkan di HRSG. Karena fungsi HRSG adalah sebagai penghasil uap maka dalam kerjanya terdapat tekanan dan suhu yang spesifik agar terjadi penguapan. Pada penelitian ini digunakan data HRSG sebagaimana ditunjukkan dalam Tabel 4.2.

Tabel 4-2 Alternatif penggunaan daya sistem penggerak mula

No.	Kondisi	Temperatur (°C)	Tekanan (Mpa)	Fasa
1.	Masuk ekonomiser	191	3,3	Cair jenuh
2.	Keluar ekonomiser	236	3,3	Cair
3.	Masuk evaporator	264	3,3	Uap jenuh
4.	Keluar evaporator	264	3,3	Uap jenuh
5.	Masuk superheater	247	3,2	Uap jenuh
6.	Keluar superheater	310	3.1	Uap superpanas

Berdasarkan hasil perhitungan yang dilakukan menggunakan software *cyclepad* diperoleh besarnya kandungan energi panas dalam gas buang turbin gas adalah sebagaimana ditunjukkan dalam tabel 4.3

Tabel 4-3 Kandungan energi panas pada gas buang

No.	Besaran	Alternatif 1	Alternatif 2	Alternatif 3
1.	Massa gas (m, kg/s)	70,73	47,35	47,26
2.	Cp gas buang (Kj/kg K)	1,0035	1,0035	1,0035
3.	Temperatur gas buang (T_{gasbuang} , °C)	566,3	490,7	510,2
4.	T_{cerobong}	150	150	150
5.	Panas yang tersedia (Kj/s)	29394,8	16189,6	17064,4

Sedangkan untuk kebutuhan panas pada sistem turbin uap sesuai dengan alternatif daya yang dibutuhkan diberikan dalam tabel 4.4.

Tabel 4-3 Kebutuhan energi pada sistem turbin uap

No.	Besaran	Alternatif 1	Alternatif 2	Alternatif 3
1.	Daya turbin (KW)	5000	10.000	15.000
2.	Panas yang dibutuhkan (Kj/s)	13218,7	26437	39656

Berdasarkan data ketersediaan energi dari gas buang turbin gas dan kebutuhan energi untuk penghasil uap pada turbin uap dapat dihitung besarnya bahan bakar yang dibutuhkan. Hasil perhitungan diberikan dalam Tabel 4.4

Tabel. 4.4 Hasil perhitungan kebutuhan bahan bakar

Besaran	Alter- 1	Alter- 2	Alter- 3
Q perhitungan (kW)	27697	13956	15118
Q Kebutuhan (Kj/s)	13218	26437	39656
Efisiensi burner (%)	55%	55%	55%
Q nyata (kj/s)	24032	48067	72101
Q burner (kj/s)	-	34111	56984
LHV LNG (Kj/gram)	-	38,1	38,1
$m_{\text{bahan bakar}}$	290,5	895,3	1495,6

Langkah selanjutnya adalah melakukan evaluasi dimensi dari HRSG yang meliputi jumlah pipa yang dibutuhkan untuk masing-masing komponen yang ada dalam HRSG. Perhitungan dimensi HRSG dimulai dengan menghitung koefisien perpindahan panas konveksi menyeluruh kemudian menghitung perubahan temperatur rata-rata pada masing-masing sistem penukar panas. Hasil perhitungan untuk masing-masing alternatif diberikan dalam Tabel 4.5

Tabel 4.5 Hasil Perhitungan dimensi HRSG

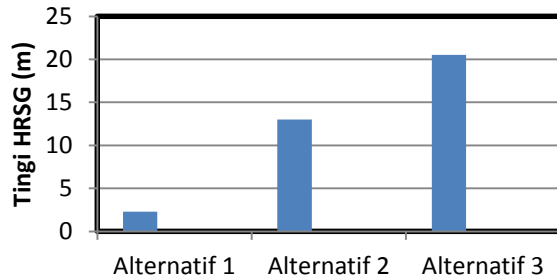
Besaran	Alternatif 1	Alternatif 2	Alternatif 3
m_{gb} (kg/s)	27697	13956	15118
m_{air} (kg/s)	13218	26437	39656
U_{sph} (%)	55%	55%	55%
U_{eva} (kj/s)	24032	48067	72101
Panjang pipa superheater (m)	5	17	26
Panjang pipa evaporator (m)	1	5	10
Panjang pipa ekonomiser (m)	8	59	92

4.3. Pembahasan

Berdasarkan data hasil analisa dapat dinyatakan bahwa pemakaian BOG sebagai bahan bakar akan mampu memberikan nilai tambah yang cukup besar bagi kapal pengangkut LNG. Dari tabel 4.4 terlihat bahwa dengan menggunakan alternatif penyediaan daya antara turbin gas dan turbin uap terlihat bahwa bahan bakar yang tersedia

dari BOG akan mampu menangani kebutuhan bahan bakar bagi kapal untuk alternatif 1.

Disisi lain alternatif 1 membutuhkan dimensi HRSG yang jauh lebih kecil dibandingkan dengan alternatif lainnya. Gambar 4.2 memperlihatkan perbandingan tinggi HRSG berdasarkan hasil perhitungan panjang pipa yang digunakan.



Gambar 4-13 Grafik perbandingan tinggi HRSG untuk tiga alternatif

Dari hasil perhitungan dan analisa dapat dinyatakan bahwa alternatif 1 memiliki keunggulan untuk digunakan sebagai penggerak mula pada kapal pengangkut LNG

5. Kesimpulan

Setelah melalui serangkaian proses analisa dan perhitungan didapatkan beberapa poin kesimpulan dari analisa pemanfaatan BOG sebagai bahan bakar untuk siklus gabungan turbin uap dengan turbin gas penggerak mula kapal pengangkut LNG, yaitu:

1. Dengan mengajukan 3 alternatif konfigurasi gas dan steam turbine, maka diambil kesimpulan bahwa konfigurasi siklus gabungan alternatif 1 merupakan alternatif yang terbaik, dengan power gas dan steam turbine masing-masing adalah 25.060 kW dan 5.000 kW. Power steam turbine $\pm$ 20% dari power gas turbine. Komparasi dilakukan dengan memilih konfigurasi yang memiliki konsumsi bahan bakar yang minimal dan mampu memanfaatkan BOG dengan optimal.
2. Penggunaan Alternatif 2 dan alternatif 3 akan membutuhkan tambahan bakar pada gas buang keluar turbin gas karena daya yang dihasilkan oleh turbin uap yang lebih besar dari alternatif 1.
3. Jika kapal pengangkut LNG yang sekarang menggunakan bahan bakar diesel, maka dengan penggunaan BOG sebagai bahan bakar akan mampu

dilakukan penghematan penggunaan bahan bakar diesel.

NOMENCLATURE

U_o = Koefisien perpindahan panas menyeluruh, W/m^2-C

A = Luas area perpindahan panas

ΔT_{LMTD} = beda temperatur logaritmik, $^{\circ}C$

R_{to} = tahanan termal total, m^2-C/W

R_o = Tahanan termal bagian luar pipa, m^2-C/W

R_{wo} = Tahanan termal dinding pipa, m^2-C/W

R_{io} = Tahanan termal bagian dalam pipa, m^2-C/W

h_e = Koefisien perpindahan panas luar pipa, W/m^2-C

h_i = Koefisien perpindahan panas dalam pipa, W/m^2-C

t_w = Ketebalan pipa, in

k_w = Konduktivitas termal bahan pipa, $W/m-C$

A_o = Luas permukaan luar pipa, m^2

A_w = Luas permukaan pipa rata-rata, m^2

A_i = Luas permukaan dalam pipa, m^2

R_{fi} = tahanan termal akibat pengotoran, m^2-C/W

h_l = Koefisien perpindahan panas, fasa cair, W/m^2-C

k = Konduktivitas termal, $W/m-C$

d_i = Diameter dalam pipa, m

μ_b = Viskositas fluida pada temperatur rata-rata, $kg/m-s$

μ_w = Viskositas fluida pada temperatur dinding pipa, $kg/m-s$

h_v = Koefisien perpindahan panas, fasa uap, W/m^2-C

T_b = Temperatur uap rata-rata, $^{\circ}C$

T_w = Temperatur dinding pipa, $^{\circ}C$

G = Massa aliran fluida, $kg/s-m^2$

C_p = Kapasitas panas fluida pada temperatur rata-rata, $W/kg-^{\circ}C$

h_c = Koefisien perpindahan panas bagian luar pipa, W/m^2-C

h_r = Koefisien perpindahan panas radiasi luar pipa, W/m^2-C

R_{fo} = Tahanan termal akibat pengotoran, m^2-C/W

h_c = Koefisien perpindahan panas bagian luar pipa, W/m^2-C

d_o = Diameter luar pipa, m

k_b = Konduktivitas termal gas, $W/m-C$

c_p = Kapasitas panas gas, $Btu/lb-F$

μ_b = Viskositas dinamik gas, $kg/s-m^2$

G_n = Massa aliran fluida, $kg/s-m^2$

REFERENCES

"Transportasi LNG Indonesia", Airlangga University Press, Surabaya. Kehlhover Rolf, 1997. "Combined Cycle Gas and Steam Turbine Power Plant", Penwell Publishing Company, Oklahoma.

Boyce M.P, 2006. "Gas Turbine Engineering handbook", Gulf Professional Publishing, Oxford.

Smith Robin, 2005. "Chemical Process Design and Integration", John Wiley & Sons Ltd, England. Takashi Aoki, 2006. "Dual Fuel Type : IM270 Gas turbine", Engineering Department, Power Systems Division, Aero-Engine and Space operations, IHI review. Diesel Electric Propulsion

GE Energy, 2009. "Heavy Duty Gas Turbine products", General Electric Company. GE Oil & Gas, 2005. "Industrial Steam turbines", General Electric Company

McBirnle, S, C, "Marine Steam engines and turbin", Butterworths, London.

■TAR