

**STUDI PENGGUNAAN LNG SEBAGAI BAHAN BAKAR
UTAMA MESIN KAPAL FERRY (RO RO)**

*THE STUDY OF THE LNG USE AS THE MAIN FUEL FOR
THE ENGINE OF THE FERRY (RO RO)*

**YOLANDA J. LEWERISSA
P2201211408**



**PROGRAM PASCASARJANA
UNIVERSITAS HASANUDDIN
MAKASAR
2013**

**STUDI PENGGUNAAN LNG SEBAGAI BAHAN BAKAR
UTAMA MESIN KAPAL FERRY (RO RO)**

Tesis

Sebagai Salah Satu Syarat untuk Mencapai Gelar Magister

Program Studi
Teknik Mesin / Konversi Energi

Disusun dan diajukan oleh

YOLANDA J. LEWERISSA

kepada

**PROGRAM PASCASARJANA
UNIVERSITAS HASANUDDIN
MAKASSAR
2013**

HALAMAN PENGESAHAN

PERNYATAAN KEASLIAN TESIS

Yang bertandatangan di bawah ini ;

Nama : Yolanda J. Lewerissa
Nomor mahasiswa : P2201211408
Program studi : Teknik Mesin / Konversi Energi

Menyatakan dengan sebenarnya bahwa tesis yang saya tulis ini benar-benar merupakan hasil karya saya sendiri, bukan merupakan pengambilalihan tulisan atau pemikiran orang lain. Apabila di kemudian hari terbukti atau dapat dibuktikan bahwa sebagian atau keseluruhan tesis ini hasil karya orang lain, saya bersedia menerima sanksi atas perbuatan tersebut.

Makassar, 16 Agustus 2013

Yang menyatakan

Yolanda J. Lewerissa

PRAKATA

Puji dan Syukur Penulis panjatkan kehadiran Tuhan Yang Maha Esa, karena atas berkat dan kasihNya, penulisan Tesis ini dapat terselesaikan..

Tesis dengan judul " Studi Penggunaan LNG Sebagai Bahan Bakar Utama Mesin Kapal Ferry (Ro Ro)" ini disusun dalam beberapa urutan dan bagian perhitungan meliputi prestasi mesin kapal yang menggunakan bahan bakar LNG dan MDO, besarnya komposisi unsur CO₂, NO_x, dan SO_x yang bisa diturunkan dengan menggunakan bahan bakar LNG, menentukan posisi mesin/instalasi dalam ruang mesin suatu kapal dengan menggunakan bahan bakar LNG dan MDO.

Penulis menyadari bahwa karya ilmiah ini masih jauh dari sempurna terutama karena ketersediaan beberapa data yang kurang terutama dalam perhitungan prestasi mesin dengan sistem *duel fuel* dan instalasi dalam ruang mesin suatu kapal dengan menggunakan bahan bakar LNG. Oleh karena itu dengan penulis mengharapkan saran, kritikan ataupun koreksi yang bertujuan untuk membangun sangat penulis harapkan.

Pada kesempatan ini penulis sampaikan ucapan terima kasih atas segala bantuan dan dukungan yang telah di berikan, terutama kepada Prof.Dr.Ir.Yusuf Siahaya, MSME, selaku ketua komisi penasehat dan

Prof. Dr. Ir. Effendy Arif, ME, selaku anggota komisi penasehat yang telah memberikan bimbingan dan arahan, sehingga kegiatan penelitian dan penyusunan naskah Tesis ini dapat dirampungkan. Rafiuddin Syam, ST, M.Eng, Ph.D selaku Ketua Program Studi Teknik Mesin Program Pascasarjana Universitas Hasanuddin Makassar, telah memfasilitasi terbentuknya Komisi Penasehat dan Tim Penilai serta terselenggaranya kegiatan evaluasi melalui seminar usulan penelitian, seminar hasil penelitian dan ujian akhir tesis. Kepada Prof. Dr. Ir. Duma Hasan, DEA, Prof. Dr. Ir. H. A. Syamsul Arifin P. M. Eng selaku Ketua dan Sekretaris Tim Penilai dan Dr. Rustan Tarakka, ST, MT selaku anggota Tim Penilai dan Dekan Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin, yang telah memberikan masukan, arahan pada ketiga tahapan evaluasi. Direktur Program Pascasarjana dan Rektor, Dekan Fakultas Teknik, Ketua Program Studi Teknik Mesin beserta Staf Administrasi Universitas Hasanuddin atas segala pelayanannya, sehingga berbagai dokumen yang diperlukan dapat tersedia. Pimpinan ASDP Ambon yang telah memberikan semua informasi dan data-data yang penulis butuhkan untuk penyusunan Tesis ini.

Untuk Mami, Papi (almarhum), Papa, Mama dan semua saudara di Ambon terima kasih atas bantuan dan doa. Untuk suami tercinta Alon dan anak tersayang Zall dan Ell yang selalu mendoakan dan memberikan motifasi dalam segala rintangan.

Rekan-rekan mahasiswa Program Pascasarjana Jurusan Teknik Mesin Konversi Energi khususnya Angkatan 2011, buat kebersamaan dan

kerjasamanya. Semua pihak yang telah membantu penulis, namun tidak sempat disebutkan satu persatu pada kesempatan ini.

Atas apa yang diberikan penulis tidak dapat membalasnya, namun penulis selalu berdoa kiranya Tuhan Yesus Kristus sumber dan pohon berkat selalu mencurahkan kasih dan berkatnya buat kita semua.

Makassar, Agustus 2013

Yolanda J. Lewerissa

ABSTRAK

YOLANDA J. LEWERISSA. *Studi Penggunaan LNG Sebagai Bahan Bakar Utama Mesin Kapal Ferry (Ro Ro).* (Dibimbing oleh **YUSUF SIAHAYA** dan **EFFENDY ARIF**).

Penelitian ini bertujuan menghitung prestasi mesin kapal yang menggunakan bahan bakar LNG dan MDO (DF) dibandingkan mesin dengan bahan bakar diesel (HFO). Efisiensi termal mesin dengan bahan bakar diesel (HFO) sebesar 40,0 % dan efisiensi termal mesin dengan bahan bakar LNG (DF) 45,6 %. Pemakaian bahan bakar efektif spesifik (m_{BSPEC}) untuk mesin bahan bakar diesel (HFO) sebesar 0,205 kg/kWh, dan pemakaian bahan bakar efektif spesifik (m_{BSPEC}) untuk mesin bahan bakar LNG (DF) sebesar 0,154 kg/kWh. Penurunan emisi CO₂ untuk mesin dengan bahan bakar LNG (DF) dibandingkan dengan mesin berbahan bakar diesel (HFO) yaitu pada kondisi stoikiometrik sebesar 20,77%, sedangkan pada kondisi aktual sebesar 23,68%. Penurunan emisi NO_x bergantung pada temperatur maksimum (T₂) dengan temperatur maksimum mesin dengan bahan bakar diesel (HFO) sebesar 2460,121 K atau 2186,971 °C. Untuk mesin dengan bahan bakar LNG (DF) sebesar 1075,064 K atau 801,914 °C. Jadi, penurunan emisi NO_x sebesar 77,62%. Tidak ada emisi SO_x karena dalam LNG tidak mengandung sulfur. Instalasi ruang mesin dari mesin dengan bahan bakar LNG (DF) membutuhkan ruang mesin yang lebih luas dibandingkan ruang mesin dari mesin berbahan bakar diesel (HFO). Komponen utama ruang mesin berupa mesin induk, mesin bantu, tangki LNG, tangki MDO, *coldbox*, GVU. Volume tangki bahan bakar LNG yang dibutuhkan 2 mesin induk dan 2 mesin bantu dalam 1 kali jarak tempuh pelayaran adalah 3175 L (1,46 ton), sedangkan bahan bakar diesel sebesar 977,818 L (0,816 ton).

Kata kunci : **Prestasi, Emisi, Dual Fuel, Diesel, LNG**

ABSTRACT

YOLANDA J. LEWERISSA. *The Study of the LNG Use as the Main Fuel for the Engine of the Ferry (Ro Ro).* (supervised by **YUSUF SIAHAYA** and **EFFENDY ARIF**).

This research aimed (1) to calculate the performance of the ship engine using the LNG and MDO (DF) fuels compared to the engine using the diesel fuel HFO of 40.0%; (2) to calculate the efficiency of the engine thermal using the LNG fuel (DF) of 45.6%; (3) the use of the specific effective fuel (m_{BSPEC}) for the engine with the diesel fuel (HFO) of 0.205 kg/kWh; (4) to calculate the CO₂ emission reduction for the engine using the LNG fuel compared to the diesel-fuelled engine (HFO) at the stoichiometric condition of 20.77%, and at the actual condition of 23,68%. The research was conducted on the engine of the ferry or Ro Ro vessel. The reduction of the NO_x emission was dependent on the maximum temperature (T_z) when the maximum temperature of the engine fuelled with the diesel fuel (HFO) of 2460.121 K or 2186.971°C and the maximum temperature of the engine fuelled with the LNG fuel (DF) of 1075.064 K or 801.914 °C; thus, the reduction of the NO_x was 77.62%. There was no SO_x, because LNG did not contain sulfur. The installation of the LNG (DF) fuelled engine needed a wider space compared to the engine fuelled with the diesel fuel (HFO). The main components of the room of the main engine were the auxiliary engine, LNG tank, MDO tank, coldbox, and GVU. The needed volume of the LNG fuel tank for 2 main engines and 2 auxiliary engines for a single voyage mileage was 3175 L (1.46 tonnes) while for the diesel fuelled engines was 977.818 L (0.816 tonnes).

Keywords : *performance, emission, dual fuel, diesel, LNG*

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
HALAMAN PENGAJUAN	ii
HALAMAN PENGESAHAN.....	iii
PERNYATAAN KEASLIAN	iv
PRAKATA	v
ABSTRAK	viii
ABSTRACT	ix
DAFTAR ISI.....	x
DAFTAR TABEL	xiii
DAFTAR GAMBAR	xiv
DAFTAR LAMPIRAN	xvi
NOMENKLATUR.....	xvii
BAB I	1
PENDAHULUAN	1
A. Latar Belakang	1
B. Rumusan Masalah.....	9
C. Tujuan Penelitian.....	9
D. Batasan Masalah.....	10
BAB II	11
LANDASAN TEORI	11
A. Gas Alam Dan Pemanfaatannya	11
B. Penggerak Mesin Diesel <i>Dual Fuel</i> pada Kapal	13
1. Mesin Diesel.....	14
2. Cara Kerja Mesin Diesel Secara Umum.....	16

3. Cara Kerja Mesin Diesel Sistem Dual Fuel	18
C. Analisa.....	42
1. Perhitungan Termodinamika Untuk Mesin Dengan Bahan Bakar Diesel.....	42
2. Perhitungan Tekanan Efektif dan Daya Propeller Untuk Mesin Dengan Bahan Bakar Diesel	52
3. Perhitungan Pemakaian Bahan Bakar dan Efisiensi Untuk Mesin Dengan Bahan Bakar Diesel	58
4. Perhitungan Perbandingan Massa Udara dan Bahan Bakar (A/F) Untuk Mesin Dengan Bahan Bakar Diesel	61
5. Perhitungan Termodinamika Untuk Mesin Dengan Bahan Bakar Gas (LNG).....	63
6. Perhitungan Tekanan dan Daya Untuk Mesin Dengan Bahan Bakar Gas (LNG).....	69
7. Perhitungan Volume Fraksi CO ₂	73
BAB III	75
METODE PENELITIAN	75
A. Waktu Dan Tempat.....	75
B. Prosedur Penelitian	75
C. Diagram Alir Penelitian	78
BAB IV.....	79
ANALISA DATA DAN PERHITUNGAN	79
A. Data Spesifikasi.....	79
B. Hasil Perhitungan	79
1. Perhitungan Besaran-besaran Kerja Mesin dengan Bahan Bakar Diesel.....	79
2. Perhitungan Besaran-besaran Kerja Mesin dengan Bahan Bakar LNG	99
3. Perhitungan Fraksi Volume <i>wet gas</i> dan <i>dry gas</i> dari CO ₂ pada Mesin dengan Bahan Bakar Diesel	119
4. Perhitungan Fraksi Volume <i>wet gas</i> dan <i>dry gas</i> dari CO ₂ pada Mesin dengan Bahan Bakar LNG.....	127
5. Perhitungan Penurunan Emisi NO _x	136
6. Penentuan Instalasi Mesin Dengan Menggunakan Bahan Bakar LNG dan Diesel (MDO).....	136
7. Perhitungan Biaya Bahan Bakar LNG dan Solar Untuk 1 kali Jarak Tempuh Kapal	145
C. Pembahasan	146

BAB V	151
KESIMPULAN DAN SARAN	151
A. Kesimpulan.....	151
B. Saran.....	152
DAFTAR PUSTAKA	153

DAFTAR TABEL

Nomor		Halaman
Tabel 1.	Komponen utama hidrokarbon gas alam	11
Tabel 2.	Emisi bahan bakar terkait output mesin	31
Tabel 3.	Analisa Flue Gas Mesin bahan bakar diesel (aktual)	123
Tabel 4.	Analisa Flue Gas Mesin bahan bakar diesel (stoichiometric).....	127
Tabel 5.	Analisa Flue Gas Mesin bahan bakar LNG (aktual)	131
Tabel 6.	Analisa Flue Gas Mesin bahan bakar LNG (stoichiometric).....	135
Tabel 7.	Komponen-komponen utama pada ruang mesin	144

DAFTAR GAMBAR

Nomor	Halaman
Gambar 1. Daerah-daerah Kontrol Emisi (ECA)	5
Gambar 2. Nilai Emisi Mesin Dual Fuel untuk Daerah Kontrol Emisi.....	6
Gambar 3. Nilai Emisi Mesin Dual Fuel untuk Daerah Kontrol Emisi.....	7
Gambar 4. Skema proses pengolahan gas	12
Gambar 5. Diagram siklus P-V mesin diesel	17
Gambar 6. Model Operasi Bahan Bakar Gas (Mode Gas)	19
Gambar 7. Mode Operasi Bahan Bakar Minyak (Mode Diesel)	20
Gambar 8. Pilot Injection Valve	21
Gambar 9. Pilot Fuel System.....	21
Gambar 10. Penyemprotan dengan Pilot Injection Valve	22
Gambar 11. Penyemprotan dengan Pilot Injection Valve	23
Gambar 12. Instalasi LNG pada Proses Perubahan wujud Cair ke Gas	24
Gambar 13. Instalasi LNG Pac dan ColdBox.....	25
Gambar 14. Gas Valve Unit (GVU).....	25
Gambar 15. Instalasi Mesin dan GVU	26
Gambar 16. Sistem Bahan Bakar Dual Fuel pada kapal	26
Gambar 17. Instalasi Sistem Dual Fuel – LNG & MDO	27
Gambar 18. Instalasi Mesin Dual Fuel dan LNG PAC pada Ruang Mesin	27
Gambar 19. Instalasi Mesin Dual Fuel pada Kapal.....	28
Gambar 20. Perbedaan temperatur maksimum.....	29
Gambar 21. Intalasi keseluruhan sistem Dual Fuel pada Kapal	34
Gambar 22. Kapal Tunda (Tugboat).....	35
Gambar 23. Tipe Kapal Ferri dengan Jumlah Penumpang yang Besar	35
Gambar 24. Tipe Kapal Pengangkut LNG	36

Gambar 25. Aplikasi Mesin Dual Fuel Produksi Wartsila.....	36
Gambar 26. Ukuran Utama 3 Tipe Mesin DF	37
Gambar 27. Data Daya Mesin 3 Tipe Mesin DF Wartsila	38
Gambar 28. Bagian-bagian Mesin Dual Fuel.....	41
Gambar 29. Diagram Alir Penelitian	78

DAFTAR LAMPIRAN

Nomor	Halaman
Lampiran A. Spesifikasi Mesin Yanmar	156
Lampiran B. Tabel perhitungan daya motor diesel bahan bakar diesel dan gas (LNG).....	157
Lampiran C. Diagram indikator untuk bahan bakar diesel.....	164
Lampiran D. Diagram indikator untuk bahan bakar gas (LNG)	165
Lampiran E. Komposisi kandungan hidrokarbon dalam bahan bakar LNG	166
Lampiran F. Instalasi mesin bahan bakar gas (LNG).....	169
Lampiran G. Gambar layout kamar mesin KMP. Temi	170
Lampiran H. Gambar rencana umum KMP. Temi	171
Lampiran I. Ukuran LNGPac tank	172

NOMENKLATUR

Simbol	Keterangan	Satuan
A_{th}	Jumlah udara teoritis untuk pembakaran 1 mol bahan bakar gas	mol/kg bb
α	Koefisien udara lebih	
c	Koefisien langkah mesin	
$C_{P_{OE}}$	Panas jenis pada tekanan konstan untuk temperatur udara luar	kJ/kg.K
C_{P_L}	Panas jenis pada tekanan tetap untuk temperatur udara masuk	kJ/kg.K
C_{P_A}	Panas jenis pada tekanan tetap untuk temperatur gas buang	kJ/kg.K
D	Diameter silinder	cm
δ	Derajat ekspansi susulan	
ε	Perbandingan kompresi	
HV	Nilai kalor bahan bakar	kJ/kg
λ	Tingkat kenaikan tekanan	
L'_o	Jumlah udara teoritis yang diperlukan untuk pembakaran sempurna 1 kg bahan bakar diesel	mol/kg bb
M_c	Jumlah udara aktual yang diperlukan untuk pembakaran sempurna 1 kg bahan bakar diesel	mol/kg bb
M_1	Jumlah total campuran bahan bakar dan udara untuk bahan bakar gas	mol/kg bb
M_g	Jumlah total molukel gas hasil pembakaran 1 kg bahan bakar diesel	mol/kg bb

M_2	Jumlah total hasil pembakaran 1 kg bahan bakar gas	mol/kg bb
$(MC_v)_g$	Panas jenis gas pada volume konstan	kkal/mol °C
$(MC_p)_g$	Panas jenis gas pada tekanan konstan	kkal/mol °C
$(MC_v)_a$	Panas jenis molukel udara pada volume konstan	kkal/mol °C
\dot{m}_{BSPEC}	Pemakaian Bahan Bakar Efektif Spesifik	kg/kWh
\dot{m}_{LMIN}	Kebutuhan udara minimum	Kg udara/kg bb
\dot{m}_B	Pemakaian bahan bakar	kg/jam
\dot{m}_L	Kebutuhan udara aktual	kg/jam
\dot{m}_A	Laju aliran massa gas buang	kg/jam
m_a	Massa udara dari 1 mol bahan bakar yang diperlukan dalam proses pembakaran	
m_f	Massa bahan bakar dari 1 mol bahan bakar	
n_1	Eksponen kompresi politropik	
n_2	Eksponen politropik ekspansi	
n	Putaran mesin	rpm
η	Brake thermal efficiency	
η_m	Randemen mekanis	
η_{ch}	Randemen pengisian	
η_V	Randemen pengisian	
P_o	Tekanan udara luar	kg/cm ² (bar)
P_a	Tekanan udara akhir langkah pengisian (awal langkah kompresi)	kg/cm ² (bar)
P_c	Tekanan akhir kompresi	kg/cm ² (bar)

P_z	Tekanan pembakaran maksimum	kg/cm ² (bar)
P_b	Tekanan gas akhir ekspansi	kg/cm ² (bar)
P_{it}	Tekanan indikator teoritis	kg/cm ² (bar)
P_i	Tekanan indikator	kg/cm ² (bar)
P_M	Daya mesin (daya efektif)	kW
P_{ef}	Tekanan efektif	kg/cm ² (bar)
P_P	Daya propeller	kW
ρ	Derajat ekspansi pendahuluan	
Q_L	Nilai kalor bahan bakar	Kcal/kg.K
\dot{Q}_V	Kerugian pada pendingin	kJ/kW.s
S	Panjang langkah torak	cm
T_o	Temperatur udara luar	K
T_r	Temperatur sisa pembakaran	K
T_a	Temperatur udara akhir langkah pengisian (awal langkah kompresi)	K
T_c	Temperatur udara akhir langkah kompresi	K
T_b	Temperatur gas akhir ekspansi	K
t_{OE}	Temperatur udara luar	°C
t_L	Temperatur udara masuk	°C
t_A	Temperatur gas buang	°C
μ_o	Koefisien perubahan volume dalam silinder selama proses pembakaran	
μ	Koefisien perubahan molukel dengan memperhitungkan sisa gas pembakaran	
V_a	Volume silinder keseluruhan	cm ³
V_c	Volume kompresi	cm ³

V_H	Volume langkah torak	m^3
V_s	Volume langkah torak	cm^3
W_{com}	Kerja pada proses pembakaran	kJ
W_{exp}	Kerja ekspansi	kJ
W_c	Kerja kompresi	kJ
W_{id}	Kerja indikator siklus	kJ
z	Jumlah silinder	
z	Koefisien langkah mesin	
Δt	Temperatur udara masuk	K
Δt_w	Kenaikkan temperatur udara akibat panas dari silinder	K
ξ_z	Koefisien pemakaian panas pembakaran	
γ_r	Koefisien sisa pembakaran	
ϕ	Equivalence ratio	

BAB I

PENDAHULUAN

A. Latar Belakang

Bahan bakar adalah salah satu dari komponen penggerak pada mesin–mesin yang memakai bahan bakar sebagai sistem pengapiannya. Tanpa bahan bakar mesin tidak akan berfungsi sebagaimana fungsi mesin tersebut seperti pada mesin kendaraan tidak akan bisa bekerja tanpa ada bahan bakar. Bahan bakar terbagi atas bahan bakar minyak dan bahan bakar gas, yang mana bahan bakar minyak lebih banyak digunakan tetapi pada saat ini persediaan minyak bumi semakin berkurang, maka para ahli mencari solusi untuk mengganti bahan bakar minyak dengan menggunakan bahan bakar gas yang berasal dari gas alam, karena bahan bakar gas alam menghasilkan emisi gas buang yang merusak lingkungan lebih rendah dibandingkan dengan emisi gas buang bahan bakar minyak.

Banyak studi intensif dilakukan untuk mendapatkan bahan bakar alternatif diantaranya alkohol (metanol, etanol, butanol), bahan bakar gas *Compressed Natural Gas* (CNG), *Liquified Petroleum Gas* (LPG)), biogas, dan gas hasil proses gasifikasi (gas produser).

Natural gas merupakan bahan bakar yang potensial untuk menggantikan bahan bakar konvensional transportasi dengan tujuan menghasilkan mesin diesel dengan emisi yang rendah dan lebih ramah

lingkungan. Jenis dari natural gas yang dimanfaatkan untuk bahan bakar adalah *Liquefied Natural Gas* (LNG). *Liquefied Natural Gas* (LNG) adalah gas alam yang dicairkan dengan didinginkan hingga mencapai suhu -162°C pada tekanan 1 atm. LNG mempunyai komposisi kimia terbanyaknya adalah Metana, lalu sedikit Etana, Propana, Butana dan sedikit sekali Pentana dan Nitrogen, kompresi volume yang cukup besar ini memungkinkan transportasi gas dalam bentuk cair untuk jarak jauh dengan biaya yang lebih efisien dan dapat ditransportasi oleh kendaraan LNG. Sifat LNG tidak beracun (*non toxic*), tidak berbau (*odorless*), tidak menimbulkan karat (*non corrosive*), tidak mudah terbakar/meledak (*non combustible*), tidak menghasilkan banyak polutan berbahaya (hanya sedikit CO_2 , NO_x , dan SO_x) sehingga ramah lingkungan. LNG tidak mudah terbakar, LNG baru akan mudah terbakar jika dalam fase gas atau uap (*vapour*), jika persentase uap LNG kurang dari 5%, maka tidak mudah terbakar (*non flammable*) dan begitu pula jika kurang dari 15% termasuk *non flammable* karena terlalu banyak gas di udara sehingga kurang oksigen untuk membuatnya terbakar.

Peningkatan jumlah bahan bakar gas yang tersedia, turunnya dengan drastis kadar emisi gas-gas beracun dalam gas buang, serta bertambah lamanya jarak waktu dan berkurangnya biaya *overhaul*/perawatan mesin-mesin telah mendorong perkembangan mesin-mesin diesel dengan menggunakan gas. Penggunaan gas alam sebagai bahan bakar akan menghasilkan emisi gas-gas (beracun) yang sangat

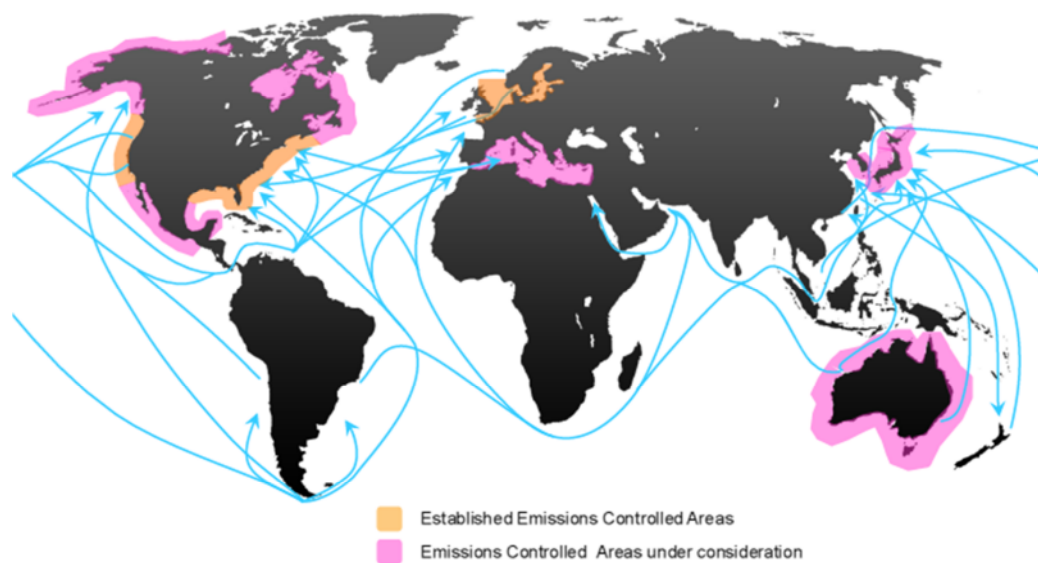
rendah karena gas alam memiliki kemampuan terbakar dengan sempurna/bersih (*clean burning properties*) serta kandungan bahan-bahan pengotor (*pollutant*) yang rendah.

Metana sebagai bagian (*constituent*) utama dari gas alam, adalah bahan bakar jenis hidrokarbon yang paling efisien dalam kaitannya dengan kandungan energi per jumlah karbon yang ada. Penggunaan gas alam untuk mesin-mesin dengan sendirinya akan mengurangi emisi-emisi dari bahan pencemar utama lain seperti karbon dioksida sampai lebih dari 20% dibandingkan apabila mesin-mesin tersebut menggunakan bahan bakar diesel. Gas alam memiliki sifat-sifat atau karakteristik pembakaran dalam mesin yang sangat baik, dan karena lebih ringan dari udara serta memiliki suhu penyalaan yang lebih tinggi, gas alam juga dianggap sebagai bahan bakar yang aman. Unit-unit/wahana-wahana terapung yang memproduksi dan menampung minyak (*floating oil production Vessels and storage units - FPSO*), pengebor-pengebor minyak lepas pantai (*rigs*), kapal-kapal tanker ulang-alik (*shuttle tankers*), kapal-kapal penunjang kegiatan lepas pantai (*offshore support vessels*), kapal-kapal ferri serta kapal-kapal pengangkut LNG mempunyai potensi yang menjanjikan untuk pasar yang sehat bagi mesin-mesin yang menggunakan bahan bakar gas. Terobosan yang penting telah dihasilkan sejak tahun 2000 dengan penggunaan mesin-mesin yang berbahan bakar LNG untuk menggerakkan sebuah kapal ferri kecil dengan dua haluan dari Norwegia (*small Norwegian double-ended ferry*).

Dalam pertemuan sesi ke-57, Komite Perlindungan Lingkungan Kelautan (MEPC) dari Organisasi Maritim Internasional (IMO) telah mengesahkan perubahan-perubahan secara radikal pada peraturan-peraturan Annex VI dari MARPOL bagi pengurangan emisi-emisi gas buang yang keluar dari kapal-kapal. Perubahan-perubahan utamanya akan terlihat pada pengurangan secara bertahap kadar emisi oksida belerang (SO_x) dari kapal-kapal, dengan pengurangan awal ambang batas kadar belerang global 3,5% (dari 4,5 % yang berlaku saat ini) mulai berlaku pada tanggal 1 Januari 2012, kemudian secara bertahap menjadi 0,5 % mulai tanggal 1 Januari 2020, dengan catatan peninjauan ulang atas fisibilitasnva sudah selesai dilakukan sebelum tahun 2018. Kalau hasil peninjauan ini negatif, maka masa berlakunya akan diundur sampai tanggal 1 Januari 2025. Penurunan pembatasan untuk daerah-daerah SECA (*Sulphur Emission Control Areas*) sampai 1 % (dari 1,5 % yang saat ini berlaku) mulai berlaku tanggal 1 Maret 2010, dan akan diturunkan lagi hingga 0,10 % mulai 1 Januari 2015. Penurunan kadar emisi-emisi oksida nitrogen (NO_x) dari mesin-mesin diesel di kapal juga telah disetujui, dengan kontrol paling ketat pada apa yang disebut mesin-mesin diesel Tier III, yaitu kapal-kapal yang dibangun mulai tanggal 1 Januari 2016, yang beroperasi di daerah-daerah SECA.

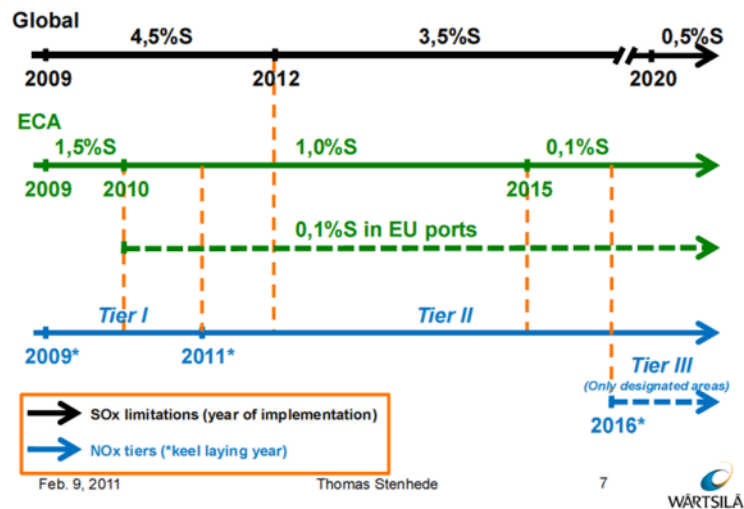
Annex VI yang telah direvisi akan memperbolehkan penentuan suatu daerah kontrol emisi (ECA) baru yang membatasi kadar SO_x dan butir-butir arang para (*particulates*), atau NO_x , atau ketiga-tiganya dari emisi-

emisi gas buang yang berasal dari kapal-kapal, dengan catatan usulan tersebut berasal dari kelompok atau beberapa kelompok (organisasi/negara) penanda-tangan Annex VI yang bisa dipertimbangkan untuk diadopsi oleh IMO, jika memang didukung oleh suatu bukti akan perlunya pencegahan, pengurangan dan kontrol atas salah satu atau ketiga emisi yang berasal dari kapal-kapal. Gambar 1 memperlihatkan daerah-daerah yang termasuk daerah kontrol emisi (ECA) dan Gambar 2 memperlihatkan rencana ke depan penurunan emisi gas buang dari kapal yang menggunakan mesin *dual fuel* pada daerah-daerah kontrol emisi (ECA).



Gambar 1. Daerah-daerah Kontrol Emisi (ECA)

(Dual Fuel Engines Latest Developments, Oskar Levander)



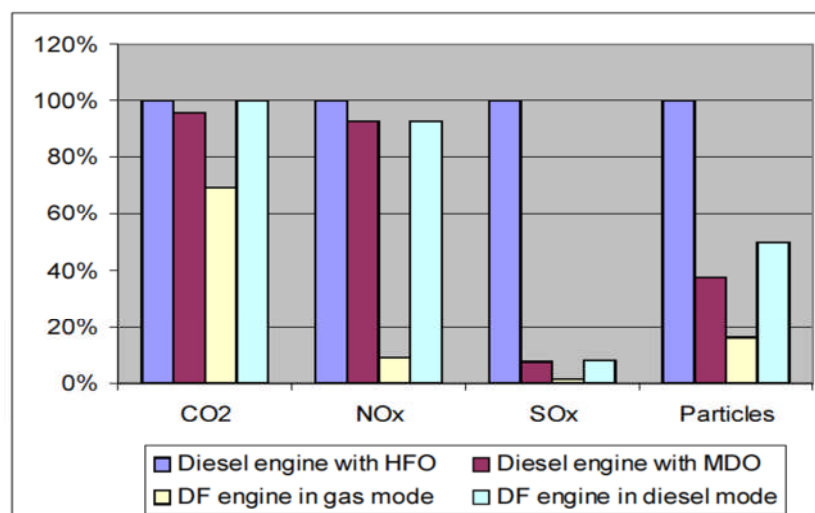
Gambar 2. Nilai Emisi Mesin Dual Fuel untuk Daerah Kontrol Emisi

(Dagens Motorer och Framtida Marknad, Thomas Stenhede-Wartsila)

Salah satu cara pemanfaatan gas sebagai bahan bakar pada mesin diesel adalah konversi mesin diesel menjadi mesin berbahan bakar gas. Secara umum metode konversi yang dilakukan ada 2 cara, yaitu *Gas-dedicated* dan *Dual Fuel*. Pada *Gas-dedicated* yang penyalannya menggunakan busi, campuran udara-bahan bakar harus selalu dikontrol mendekati campuran stoikiometrik untuk mencegah *misfiring*. Hal ini mengakibatkan rugi-rugi pemompaan (*pumping loss*) yang disebabkan oleh pengaturan katup udara (*throttle valve*) pada saat beroperasi pada beban ringan. Pada mesin diesel *dual fuel*, sejumlah kecil bahan bakar diesel disemprotkan untuk membantu terjadinya penyalaan gas. Pada sistem ini komposisi bahan bakar adalah 70 % bahan bakar gas dan 30 % bahan bakar diesel, gas merupakan bahan bakar utama sehingga emisi gas buang yang dihasilkan lebih baik daripada diesel. Keuntungan dari

mesin *dual fuel* adalah apabila pasokan gas terhambat, mesin bisa beroperasi seperti mesin diesel biasa dengan 100% bahan bakar diesel.

Kebanyakan kapal-kapal menggunakan sistem bahan bakar MDO (*Marine Diesel Oil*), HFO (*Heavy Fuel Oil*) dan LFO (*Light Fuel Oil*), namun ketiga sistem bahan bakar ini memiliki emisi gas buang yang berbeda seperti terlihat pada Gambar 3. Pada gambar tersebut dapat dilihat bahwa kadar emisi gas buang yang sangat rendah adalah sistem *dual fuel* bahan bakar gas dan diesel, di mana kadar kandungan CO₂ mengalami penurunan 25-30 %, NO_x mengalami penurunan 85 %, *particulate matter* (PM) mengalami penurunan lebih dari 10 % dan SO_x mengalami penurunan 100 % mendekati 0 (hampir tidak ada).



Gambar 3. Nilai Emisi Mesin Dual Fuel untuk Daerah Kontrol Emisi

(Fuel flexible solution efficient shipping, Alexandre Eykerman-Wartsila)

Oleh karena itu pengembangan teknologi hemat bahan bakar dan ramah lingkungan tidak bisa ditunda lagi. Saat ini Negara-negara maju banyak mengembangkan desain-desain yang memanfaatkan *Liquefied Natural*

Gas (LNG) sebagai bahan bakar pada mesin diesel dengan sistem *dual fuel*. Sistem dual fuel sangat tepat digunakan pada kapal-kapal yang melayani laut dengan jarak pendek, seperti Ro Ro atau *Ferry*. Kapal Ro Ro adalah kapal yang bisa memuat kendaraan yang berjalan masuk ke dalam kapal dengan penggerakannya sendiri dan bisa keluar dengan sendiri juga, sehingga disebut dengan kapal *Roll on - Roll off* atau disingkat Ro Ro. Kapal Ro Ro selain digunakan untuk angkutan kendaraan juga mengangkut penumpang jalan kaki. Salah satu jenis transportasi laut yang dapat masuk jauh kepedalaman dan daerah-daerah terpencil adalah angkutan laut Ro Ro (*Roll On Roll Off*). Sarana angkutan laut Ro Ro dan sejenisnya mempunyai teknologi yang dapat melayani masyarakat tersebut, karena selain mempunyai *draft* minimum juga multifungsi.

Untuk menghindari persediaan minyak bumi yang semakin berkurang, menghindari polusi air dan udara akibat emisi gas buang dari mesin diesel pada kapal yang cukup berbahaya maka salah satu solusinya untuk transportasi perairan adalah penggunaan sistem *dual fuel* pada mesin diesel yang digunakan sebagai sumber penggerak untuk menjalankan kapal dengan *Liquefied Natural Gas* (LNG) menjadi bahan bakar utama.

Berdasarkan penjelasan di atas maka penulis akan melakukan penelitian dengan judul : **“Studi Penggunaan LNG Sebagai Bahan Bakar Utama Mesin Kapal *Ferry* (Ro Ro)”**

B. Rumusan Masalah

Berdasarkan uraian yang telah dikemukakan maka yang menjadi masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana menentukan besarnya prestasi mesin dengan menggunakan bahan bakar LNG dibandingkan dengan HFO ?
2. Berapa besar emisi gas buang unsur CO_2 , NO_x dan SO_x yang bisa diturunkan bila menggunakan bahan bakar LNG dibandingkan dengan HFO ?
3. Bagaimana menentukan instalasi mesin suatu kapal dengan menggunakan bahan bakar LNG menggantikan instalasi HFO ?

C. Tujuan Penelitian

Untuk mengarahkan pelaksanaan penelitian ini maka ditetapkan tujuan sebagai berikut :

1. Menghitung prestasi mesin kapal yang menggunakan bahan bakar LNG dan MDO.
2. Menghitung besarnya komposisi unsur CO_2 , NO_x , dan SO_x yang bisa diturunkan dengan menggunakan bahan bakar LNG.
3. Menentukan posisi mesin/instalasi dalam ruang mesin suatu kapal dengan menggunakan bahan bakar LNG dan MDO.

D. Batasan Masalah

Untuk lebih terarahnya penulisan dan pembahasan ini diberi batasan-batasan pada ruang lingkup permasalahan yang meliputi :

1. Kapal Ro Ro yang akan diteliti adalah KMP TEMI, yang berlayar dari dermaga *ferry* galala kotamadya Ambon ke dermaga *ferry* Namlea pulau Buru.
2. Tidak merancang kapal, tetapi menggunakan data kapal yang sudah ada.
3. Studi ini terbatas pada studi literatur.

BAB II

LANDASAN TEORI

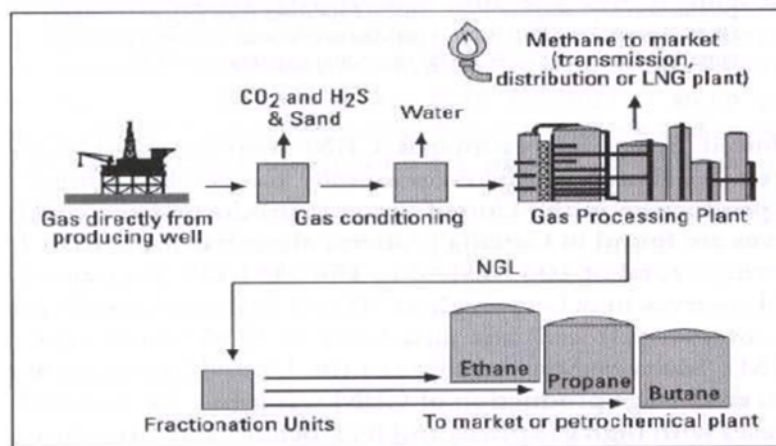
A. Gas Alam Dan Pemanfaatannya

Gas alam dapat didefinisikan sebagai hidrokarbon yang berada dalam fasa gas pada suhu 20°C dan tekanan 1 atm atau kondisi tekanan dan temperatur standar. Menurut definisi tersebut, molekul – molekul hidrokarbon yang dikategorikan sebagai komponen gas alam adalah metana atau CH₄, etana atau C₂H₆, propana atau C₃H₈ dan butana atau C₄H₁₀. Molekul - molekul hidrokarbon lainnya berada dalam fasa cair pada kondisi tekanan dan temperatur standar namun dapat berada dalam fasa gas di reservoir. Definisi yang lebih umum digunakan untuk gas alam turut menyertakan komponen C₅+ atau sering dikenal dengan kondensat yang turut diproduksi bersama gas alam. Tabel 1 memuat komponen utama hidrokarbon beserta konsentrasinya yang umum dalam aliran gas alam (Suparno, 2012).

Tabel 1. Komponen utama hidrokarbon gas alam

Metana	C ₁	65% hingga diatas 95%
Etana	C ₂	2% hingga 15%
Propana	C ₃	0,25% hingga 5%
Butana	C ₄	0 hingga 5%
Pentana	C ₅ +	0,05% hingga 2%
Komponen non hidrokarbon yang turut terkandung dalam aliran gas alam		
Nitrogen	N ₂	0 hingga 20%
Hidrogen Sul fida	H ₂ S	0 hingga diatas 15%
Karbon Dioksida	CO ₂	0 hingga diatas 20%

Gas alam yang ditemukan bersama dengan minyak baik sebagai *free gas* maupun terlarut disebut dengan *associated gas* sedangkan gas alam yang diproduksi dari lapangan yang tidak menghasilkan minyak disebut dengan *non associated gas*. Gas yang mengandung lebih dari 95% metana disebut dengan *dry atau lean gas* sedangkan gas yang mengandung kurang dari 95% metana dan lebih dari 5% molekul hidrokarbon lainnya yang lebih berat disebut dengan *rich atau wet gas*. Gas dengan kandungan H_2S tinggi disebut dengan *sour gas* sedangkan gas dengan kandungan H_2S rendah disebut *sweet gas*. Seperti dapat dilihat pada gambar 4, air, CO_2 , H_2S dan NGL dipisahkan dari aliran gas alam sebelum dijual ke konsumen (Suparno, 2012).



Gambar 4. Skema proses pengolahan gas

(*Gas Liquefaction, Product and Specification, Suparno*)

B. Penggerak Mesin Diesel *Dual Fuel* pada Kapal

Sistem penggerak kapal terbagi menjadi tiga sistem, yang merupakan sistem paling utama dalam penggerak kapal, yaitu mesin penggerak utama (*main engine*), sistem transmisi dan alat gerak (*propulsor*). Di dalam sebuah penggerak kapal terdapat beberapa tipe mesin penggerak seperti mesin pembakaran dalam (*internal combustion engine*) dan mesin pembakaran luar (*external combustion engine*). Mesin pembakaran dalam adalah mesin pembakaran di mana terjadinya proses pembakaran di dalam silinder, contohnya mesin Otto dan mesin diesel, yang mana untuk kapal digunakan mesin diesel dengan tipe mesin pembakaran dalam. Mesin pembakaran luar adalah mesin pembakaran di mana terjadinya proses pembakaran di luar silinder, contohnya adalah turbin uap (*steam turbine*) dan turbin gas (*gas turbine*), yang sering digunakan pada penggerak kapal adalah turbin uap tetapi ada juga yang menggunakan turbin gas. Sistem transmisi dalam kapal berfungsi untuk menyambungkan gerakan dari mesin penggerak utama (*main engine*) ke alat gerak kapal (*propulsor*). Alat gerak kapal (*propulsor*) berfungsi untuk menggerakkan kapal secara langsung yaitu baling-baling kapal. Sejauh ini mesin diesel masih menjadi pilihan utama berbagai tipe kapal karena tingginya efisiensi termal, kemudahan instalasi, operasional, dan perawatannya.

1. Mesin Diesel

Mesin diesel merupakan salah satu jenis dari mesin pembakaran dalam. Pada mesin diesel, penyalaan bahan bakar terjadi karena bahan bakar diinjeksikan ke dalam silinder yang berisi udara dengan kondisi temperatur dan tekanan tinggi. Oleh sebab itu, mesin diesel disebut juga mesin dengan penyalaan kompresi. Mesin dengan penyalaan kompresi ini menghasilkan emisi gas buang yang cukup tinggi dan berbahaya bagi kesehatan dan lingkungan sekitar. Kadar yang tinggi dari Nitrogen oksid (NO_x), karbon monoksida (CO), karbon dioksida (CO_2) dan partikel emisi lain yang berhubungan dengan bahan bakar diesel merupakan isu yang telah lama muncul. Akan tetapi, sampai saat ini penggunaan mesin diesel tetap menjadi idola dalam dunia transportasi maupun dunia industri. Hal ini disebabkan karakteristik dari mesin diesel memiliki rasio kompresi tinggi sehingga mampu menghasilkan daya yang besar.

Seorang penemu/peneliti bernama *Street* melakukan penelitiannya tentang perkembangan mesin pembakaran dalam (ICE) pada tahun 1794, hasil dari perkembangan tersebut adalah mesin diesel yang banyak digunakan sekarang. Selanjutnya dikembangkan oleh seorang insinyur muda berkewarganegaraan Perancis yang bernama *Sadi Carnet* pada tahun 1824, idenya dijadikan dasar dalam perkembangan mesin diesel. *Sadi Carnet* menyatakan bahwa udara murni yang dimampatkan tersebut dengan perbandingan 15:1 akan menghasilkan udara yang panas untuk menyalakan kayu kering. Udara yang digunakan untuk pembakaran mesin

hendaknya dikompresikan dengan perbandingan yang besar sebelum dinyalakan. Dia juga menyatakan bahwa dinding silinder hendaknya didinginkan, karena panas dari pembakaran akan mempengaruhi kinerja mesin. Pada tahun 1876 *Dr. Nickolas Otto* membuat konstruksi mesin pembakaran dalam 4 langkah yang menggunakan bahan bakar bensin dengan penyalaan api. Pada tahun 1892 seorang insinyur muda berkewarganegaraan Jerman yang bernama *Dr. Rudolf Diesel* berhasil membuat mesin penyalaan kompresi menggunakan bahan bakar serbuk batu bara dengan prinsip penyalaan bahan bakar dan udara. Melalui perkembangan sistem pompa injeksi bahan bakar yang benar-benar dapat disebut “mini” oleh seorang penemu yang berkewarganegaraan Jerman bernama *Robert Bosch* pada tahun 1927, membebaskan mesin diesel dari persoalan penggunaan tempat yang luas. Sistem injeksi pompa *Robert Bosch* yang ukurannya mini dari karburator, tidak terlalu berat dan *governer* yang menyatu (*built-in*) sehingga tidak ada lagi sistem pengabutan udara yang banyak makan tempat untuk kompresor, pipa-pipa dan pengontrol klep. Pompa injeksi mesin diesel dapat diatur sesuai pembebanan, sedangkan kondisi kecepatan mesin dapat atau lebih baik dari karburator mesin bensin.

Dengan perkembangan pompa rotari yang lebih kecil penampilannya, juga bobotnya yang lebih ringan yang dikembangkan oleh *Vernon Rosa* pada tahun 1950-an, mesin diesel akhirnya memasuki perkembangan pemakaian dan pemasaran yang lebih luas.

Perkembangan lain dari mesin diesel adalah dengan penambahan sebuah *turbocharger* yaitu alat untuk memasukkan (memompakan) udara kedalam saluran masuk (*intakemanifold*).

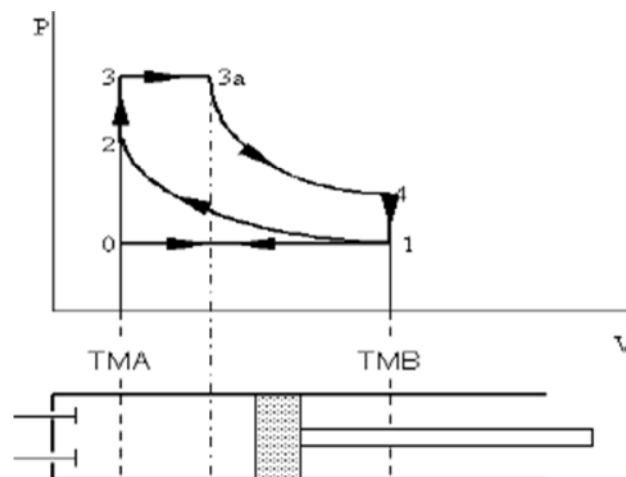
Pompa *turbocharger* ini digerakkan oleh gas buang yang kedalam *turbocharger* tersebut. Dengan adanya *turbocharger* ini maka akan menurunkan asap gas buang. Akhirnya mesin diesel seperti ini keadaanya sekarang menjadi mesin yang benar-benar efisien, ringan dan bebas polusi udara. Tahun 1900 dengan menggunakan minyak kacang (bio diesel), kemudian diperbaiki dan disempurnakan oleh *Charles F. Kettering* (www.history-our.blogspot.com, 2010).

2. Cara Kerja Mesin Diesel Secara Umum

Ketika udara dikompresi suhunya akan meningkat (seperti dinyatakan oleh Hukum Charles), mesin diesel menggunakan sifat ini untuk proses pembakaran. Udara disedot ke dalam ruang bakar mesin diesel dan dikompresi oleh piston yang merapat, jauh lebih tinggi dari rasio kompresi dari mesin bensin. Beberapa saat sebelum piston pada posisi Titik Mati Atas (TMA) atau BTDC (*Before Top Dead Center*), bahan bakar diesel disuntikkan ke ruang bakar dalam tekanan tinggi melalui *nozzle* supaya bercampur dengan udara panas yang bertekanan tinggi. Hasil pencampuran ini menyala dan membakar dengan cepat. Penyemprotan bahan bakar ke ruang bakar mulai dilakukan saat piston mendekati (sangat dekat) TMA untuk menghindari detonasi. Penyemprotan bahan bakar yang langsung ke ruang bakar di atas piston

dinamakan injeksi langsung (*direct injection*) sedangkan penyemprotan bahan bakar kedalam ruang khusus yang berhubungan langsung dengan ruang bakar utama dimana piston berada dinamakan injeksi tidak langsung (*indirect injection*).

Ledakan tertutup ini menyebabkan gas dalam ruang pembakaran mengembang dengan cepat, mendorong piston ke bawah dan menghasilkan tenaga linear. Batang penghubung (*connecting rod*) menyalurkan gerakan ini ke *crankshaft* dan oleh *crankshaft* tenaga linear tadi diubah menjadi tenaga putar. Tenaga putar pada ujung poros *crankshaft* dimanfaatkan untuk berbagai keperluan. Cara kerja mesin diesel secara umum dapat digambarkan dalam diagram siklus P-V (Gambar 5).



Gambar 5. Diagram siklus P-V mesin diesel

(www.gudangilmu.org, 2007)

Pada proses 1-3 terjadi pemampatan adiabatik, pada proses 3-3a langkah daya pertama ekspansi isobarik, pada proses 3a-4 terjadi ekspansi adiabatik, pada proses 4-1 terjadi penurunan temperatur.

Klasifikasi mesin diesel menurut bahan bakarnya terbagi menjadi empat bagian, yaitu :

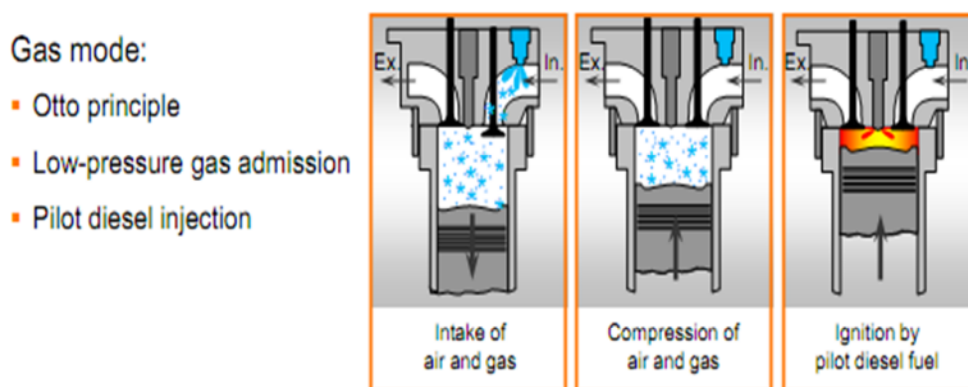
1. Mesin diesel bahan bakar gas
2. Mesin bahan bakar campuran (*dual fuel diesel engines*)
3. Mesin bahan bakar ganda (*bi fuel engines*)
4. Mesin bahan bakar kombinasi (*multifuel engines*)

3. Cara Kerja Mesin Diesel Sistem Dual Fuel

Penggerak kapal menggunakan mesin diesel *dual fuel* adalah salah satu dari penggerak mesin kapal karena bahan bakar utama yang digunakan adalah LNG dan minyak diesel untuk pembakarannya. Pada mesin diesel *dual fuel*, sejumlah kecil bahan bakar diesel disemprotkan untuk membantu terjadinya penyalaan gas.

Gas merupakan bahan bakar utama sehingga emisi gas buang yang dihasilkan lebih baik dari pada diesel. Cara kerja dari mesin diesel *dual fuel* ketika bekerja dengan gas yaitu mesin *dual fuel* bekerja sesuai prinsip Otto, di mana gas alam dengan tekanan rendah (kurang dari 5 bar) dimasukkan melalui lubang-lubang saluran pemasukan udara (*air inlet channels*) dari masing-masing silinder pada saat langkah pengisian (*intake stroke*) untuk membuat pembauran awal dari (campuran) udara dan gas

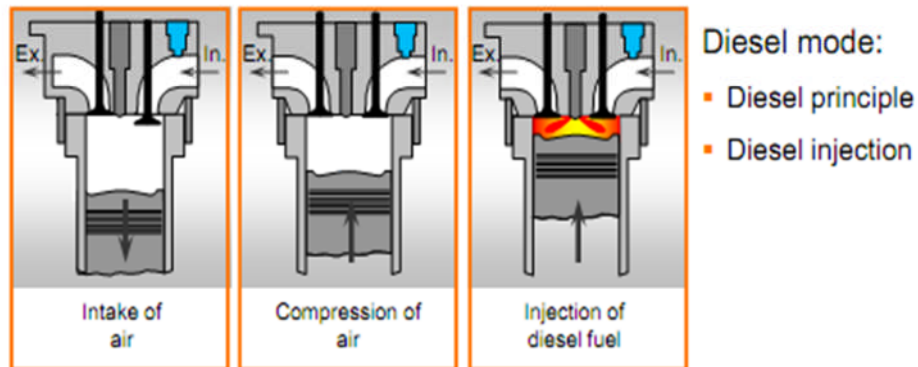
yang kurus (*to create a lean pre-mixed air-gas mixture*) didalam ruangan pembakaran. Penyalaan pada akhir kompresi seperti pada sebuah mesin diesel yang konvensional, terjadi dari penyemprotan sejumlah kecil minyak diesel langsung kearah ruang pembakaran sebagai *pilot fuel* (bahan bakar penyulut), dapat dilihat pada Gambar 6.



Gambar 6. Model Operasi Bahan Bakar Gas (Mode Gas)

(Business Development Manager Wartsila North Amerika, Inc, Pete Jacobs)

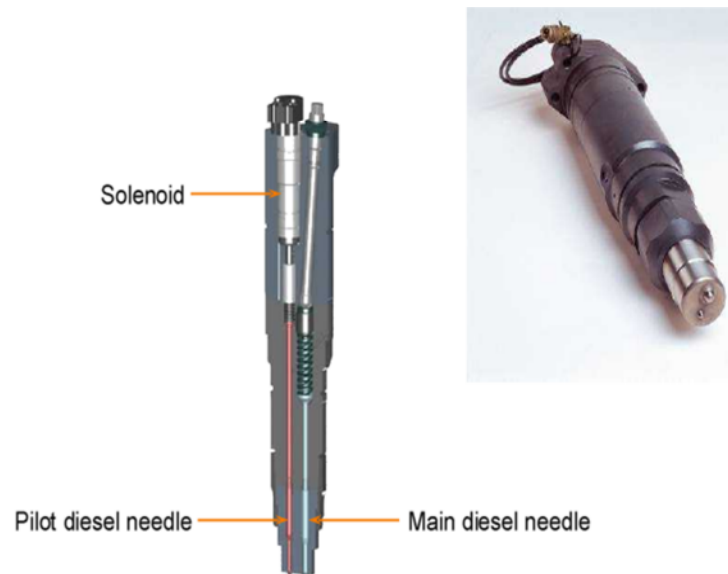
Apabila sistem pembakaran hanya menggunakan bahan bakar minyak maka sistem menggunakan prinsip diesel, yang mana udara masuk dan mengalami kompresi, kemudian *nozzle* menyemprotkan bahan bakar minyak menimbulkan nyala, seperti terlihat pada Gambar 7.



Gambar 7. Mode Operasi Bahan Bakar Minyak (Mode Diesel)

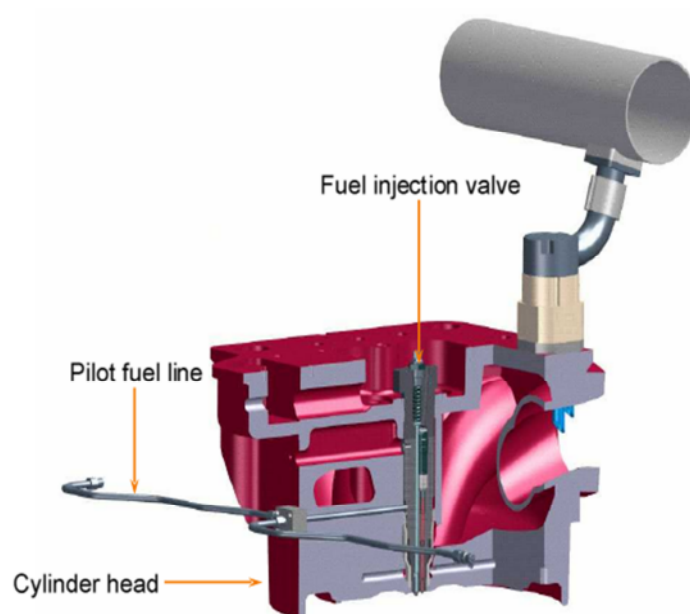
(Business Development Manager Wartsila North Amerika, Inc, Pete Jacobs)

Penyemprotan “*Micro Pilot*” (penyulut kecil) sebagai energi bahan bakar cair yang digunakan (*exploited*) pada mesin-mesin diesel tipe DF, besarnya hanya kurang dari 1 % dari seluruh energi bahan bakar cair yang digunakan untuk mendapatkan daya beban normal, sehingga volume bahan bakar LNG 1,8 kali lebih besar dari volume bahan bakar minyak (diesel). Sistem penyemprotan dan perbandingan jumlah udara dan gas diatur secara ketat (teliti) oleh pengontrol elektronik untuk menjaga agar setiap silinder mesin berada pada titik pengoperasian yang tepat diantara batas-batas “*knocking*” (ketukan karena penyalaan terlalu awal) dan *misfiring* (penyalaan yang gagal). Penyemprotan dilakukan dengan menggunakan *nozzle* yang dikenal dengan “*Pilot Injection Valve*” yang diperlihatkan dalam Gambar 8 dan Gambar 9, *pilot injection valve* terpasang pada mesin.



Gambar 8. Pilot Injection Valve

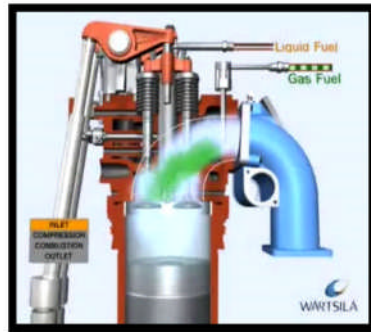
(Dual-Fuel-Electric LNG Carriers, Barrend Thijssen Wartsila)



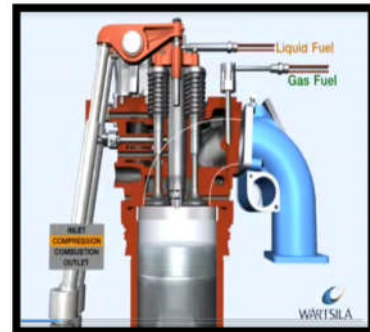
Gambar 9. Pilot Fuel System

(Dual-Fuel-Electric LNG Carriers, Barrend Thijssen Wartsila)

Cara penyemprotan dengan menggunakan *pilot injection valve* secara jelas dapat dilihat pada Gambar 10 dan Gambar 11.



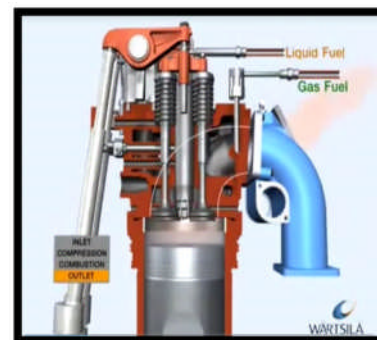
Proses Inlet



Proses Kompresi



Proses Pembakaran



Proses Outlet

Gambar 10. Penyemprotan dengan Pilot Injection Valve

(Dual-Fuel-Electric LNG Carriers, Barrend Thijssen Wartsila)

Terlihat bahwa bahan bakar minyak disemprotkan ke udara dan gas yang telah terkompresi sehingga menimbulkan nyala untuk pembakaran.

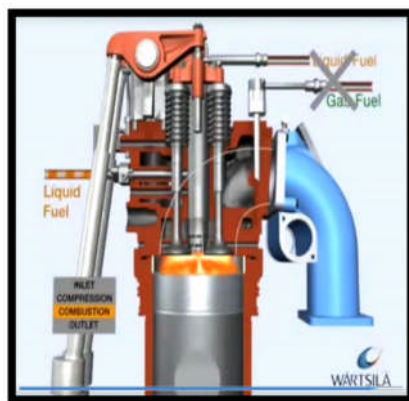
Apabila sistem hanya menggunakan bahan bakar minyak maka proses penyemprotan dapat dilihat pada Gambar 11. Jadi *pilot injection valve* memiliki jarum ganda, yang kecil untuk mesin bahan bakar gas dan jarum besar untuk mesin bahan bakar minyak.



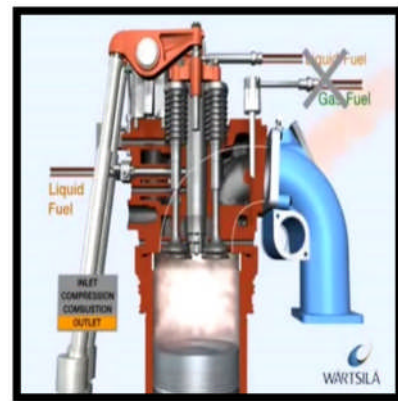
Proses Inlet



Proses Kompresi



Proses Pembakaran

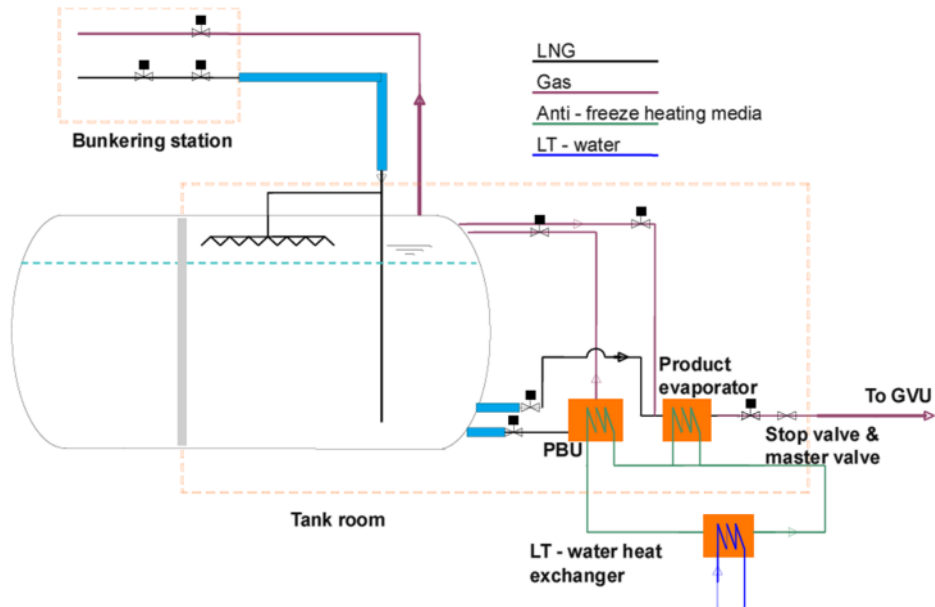


Proses Outlet

Gambar 11. Penyemprotan dengan Pilot Injection Valve

(Dual-Fuel-Electric LNG Carriers, Barrend Thijssen Wartsila)

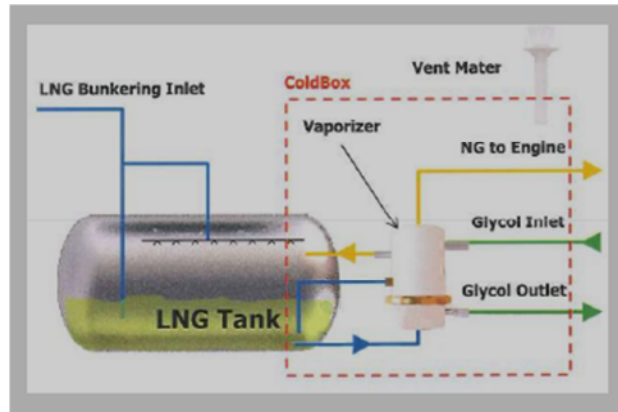
LNG yang digunakan sebagai bahan bakar berada dalam wujud gas, bukan dalam wujud cair. Oleh karena itu LNG ini akan diubah wujudnya menjadi gas sebelum di masukan ke ruang bakar pada proses *inlet*. Proses untuk mendapatkan wujud gas dari LNG yang akan digunakan pada mesin *dual fuel* dapat dilihat pada Gambar 12.



Gambar 12. Instalasi LNG pada Proses Perubahan wujud Cair ke Gas

(Business Development Manager Wartsila North Amerika, Inc, Pete Jacobs)

Dari gambar dapat dijelaskan bahwa LNG dari bunker dimasukkan ke tangki LNG, di mana temperatur LNG sebesar -162°C . LNG ini dimasukkan ke evaporator dan dipanaskan sampai temperatur 0°C , dan berubah fase menjadi gas. Cairan yang digunakan dalam evaporator untuk memanaskan LNG adalah *water glycol*. Di dalam tangki LNG terlihat bahwa LNG mengalami penguapan, LNG yang mengalami penguapan ini akan dimasukkan ke dalam PBU (Pressure Build-Up Evaporator) untuk didinginkan menjadi cair dan kembali dimasukkan ke tangki LNG atau ke evaporator. Keseluruhan proses yang terjadi dalam sebuah kotak yang disebut *coldbox*, dapat dilihat pada Gambar 13.



Gambar 13. Instalasi LNG Pac dan ColdBox

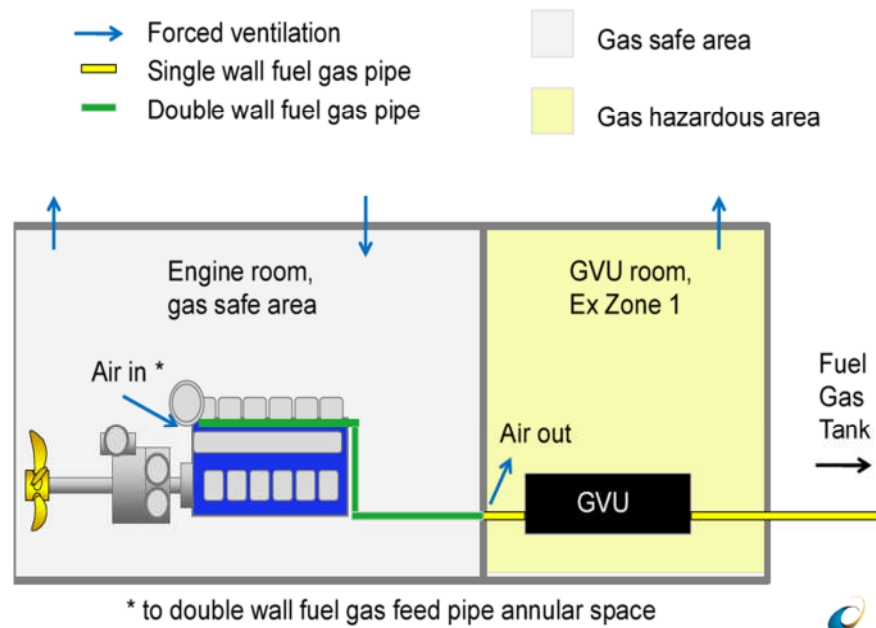
(Dagens Motorer Och Framtida Marknad, Thomas Stenhede-Wartsila Sweden)

Gas ini kemudian didistribusi melalui GUV (*Gas Valve Unit*). Lokasi GUV berada antara tangki LNG dan mesin, di mana ketika GUV ditutup maka sistem pembakaran dialihkan menggunakan bahan bakar minyak. GUV dapat dilihat pada Gambar 14, LNG yang telah menjadi gas yang didistribusi melalui GUV kemudian diteruskan ke mesin untuk pembakaran dan menghasilkan energi untuk menggerakkan *propeller* kapal, dapat dilihat pada Gambar 15.



Gambar 14. Gas Valve Unit (GUV)

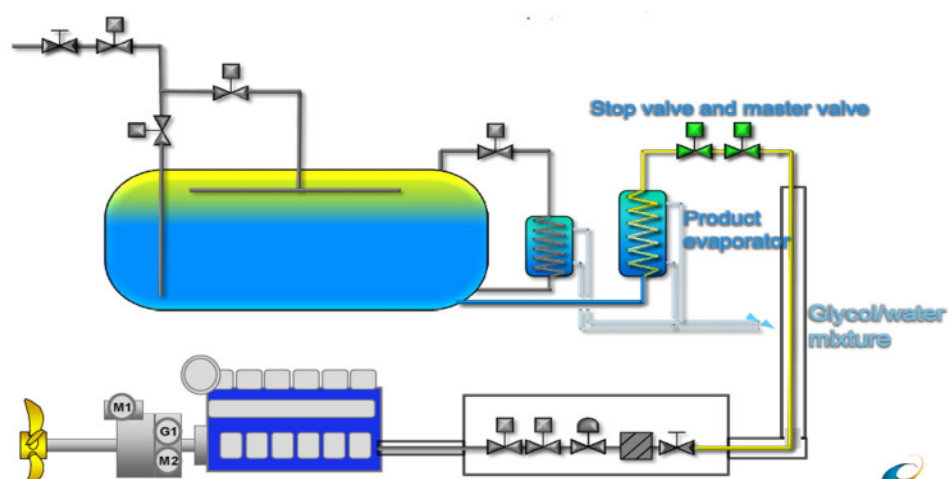
(Business Development Manager Wartsila North Amerika, Inc, Pete Jacobs)



Gambar 15. Instalasi Mesin dan GVU

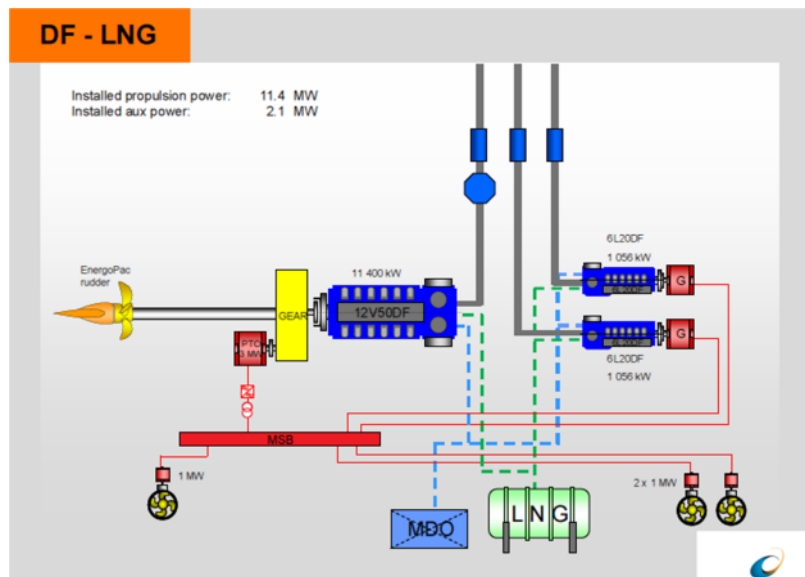
(Business Development Manager Wartsila North Amerika, Inc, Pete Jacobs)

Secara keseluruhan instalasi sistem bahan bakar dan alat penggerak kapal dapat dilihat pada Gambar 16, Gambar 17, Gambar 18 dan Gambar 19.



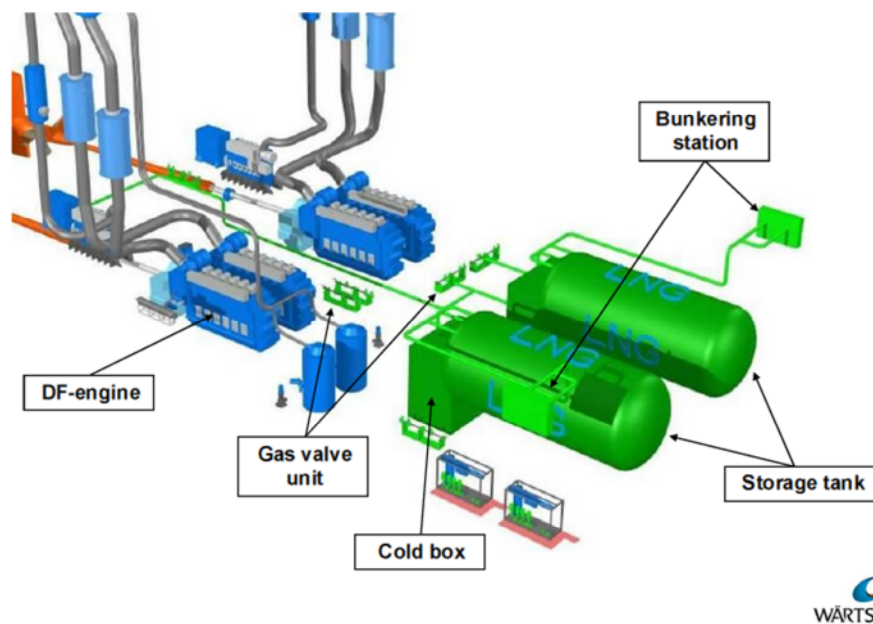
Gambar 16. Sistem Bahan Bakar Dual Fuel pada kapal

(Business Development Manager Wartsila North Amerika, Inc, Pete Jacobs)



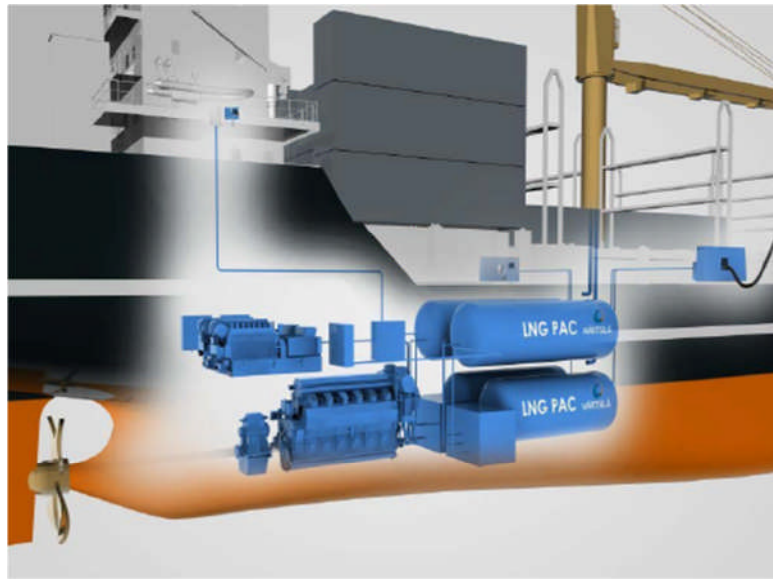
Gambar 17. Instalasi Sistem Dual Fuel – LNG & MDO

(Dual Fuel Engines Latest Developments, Oskar Levander-Presentation Wartsila)



Gambar 18. Instalasi Mesin Dual Fuel dan LNG PAC pada Ruang Mesin

(Making The Economic Case For LNG Fuelled Shipping, Staritsyn Alexander-Wartsila Finland))



Gambar 19. Instalasi Mesin Dual Fuel pada Kapal

(Business Development Manager Wartsila North Amerika, Inc, Pete Jacobs)

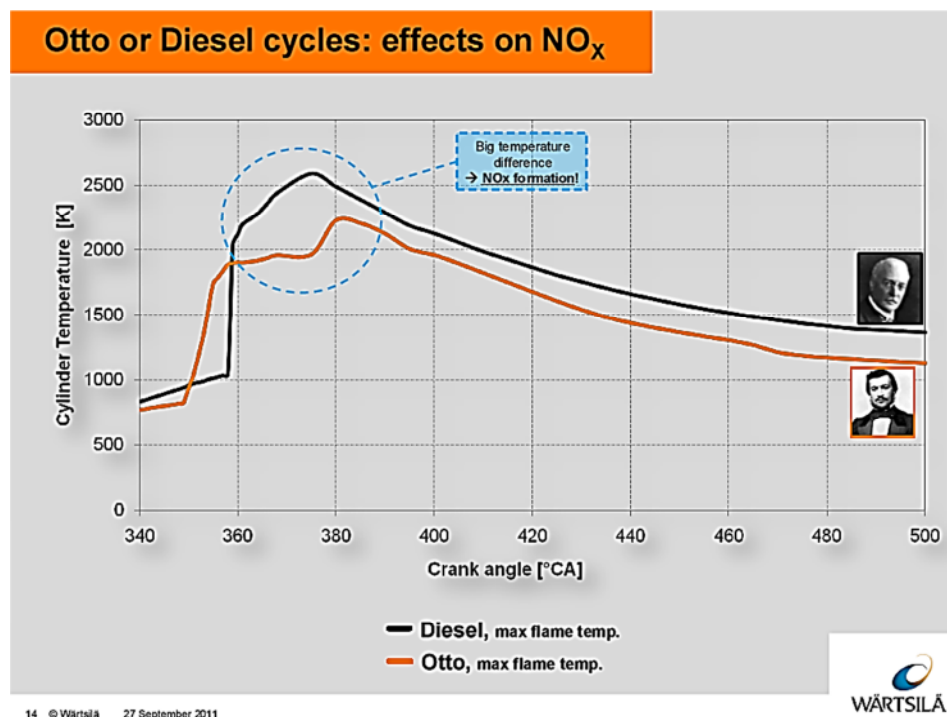
Mesin *dual fuel* dapat secara otomatis dialihkan dari mesin dengan bahan bakar gas ke mesin dengan bahan bakar diesel, ketika dalam beroperasi terjadi masalah pada bahan bakar gas.

Gas alam merupakan bahan bakar yang sangat baik untuk mesin pembakaran dalam, karena memiliki sifat bahan bakar yang memungkinkan untuk merancang mesin berbahan bakar gas dengan efisiensi tinggi dan emisi gas buang yang rendah. Sifat teknis dari gas alam yang digunakan sebagai bahan bakar kapal adalah (Ferox CHART, 2012) :

- Angka metana tinggi.
- Mudah bercampur dengan udara untuk mendapatkan campuran yang homogen, yang dapat menyebabkan pembakaran dengan kecepatan

yang tinggi pada koefisien kelebihan udara yang tinggi. Hal ini untuk menghindari terjadi temperatur maksimum yang tinggi dan tekanan maksimum yang tinggi, sehingga mengurangi emisi NO_x sampai 90 % dibanding bahan bakar diesel, artinya bahwa penurunan emisi NO_x tergantung dari temperatur maksimum mesin, Gambar 2.17 memperlihatkan perbedaan temperatur maksimum menimbulkan efek pada NO_x , juga memungkinkan efisiensi yang tinggi.

- Tidak mengandung sulfur, karena itu tidak ada emisi SO_x , dan tidak ada *particulate matter* (PM). Gas alam pada proses dicairkan menjadi LNG, unsur sulfur sudah terbuang sehingga dapat dikatakan bahwa LNG tidak mengandung sulfur.



Gambar 20. Perbedaan temperatur maksimum

(Dual Fuel Engine Latest Developments, Oskar Levander-Wartsila)

Penggunaan gas alam untuk mesin-mesin dengan sendirinya akan mengurangi emisi-emisi dari bahan pencemar utama seperti CO₂, NO_x, SO_x dan *particulate matter* (PM) dibandingkan apabila mesin-mesin tersebut menggunakan bahan bakar diesel, mengingat bahaya yang dapat ditimbulkan dari emisi bahan pencemar udara seperti NO_x dan SO_x dapat menyebabkan hujan asam (*acid rain*) yang merusak tanaman, CO₂ dapat menyebabkan efek rumah kaca (*greenhouse effect*) yang selalu mendapat perhatian untuk dievaluasi oleh IMO dan *particulate matter* (PM) dapat menyebabkan keracunan bagi manusia (Levander, 2011)

LNG dengan komponen utama metana (CH₄) adalah molukel struktur sederhana yang membakar dengan emisi CO₂ yang rendah dibanding bahan bakar cair dengan molukel kompleks. Hasil pembakaran stoikiometrik gas alam 9,5 % CO₂ sedangkan hasil pembakaran diesel 13,4 % CO₂. Kesederhanaan dari molukel unsur utama dan tidak adanya sulfur dalam gas alam juga mengakibatkan emisi partikel dapat dihindari. Ditunjukkan dalam Tabel 2 emisi dari LNG dan bahan bakar minyak untuk kapal terkait dengan output mesin dalam satuan kWh. (Tipe mesin kecepatan sedang yang dibangun setelah tahun 2000 tanpa pembersihan pembuangan) (Ferox CHART, 2012) :

Tabel 2. Emisi bahan bakar terkait output mesin

Tipe bahan bakar	SOx (g/kWh)	NOx (g/kWh)	PM (g/kWh)	CO2 (g/kWh)
Residual oil 3.5% Sulphur	13	9-12	1.5	580-630
Marine diesel oil, 0.5 % S	2	8-11	0.25-0.5	580-630
Gasoil 0.1 % Sulphur	0.4	8-11	0.15-0.25	580-630
Natural gas (LNG)	0	2	0	430-480

Sources : Marintek

Gas alam memiliki sifat-sifat atau karakteristik pembakaran dalam mesin yang sangat baik, dan karena lebih ringan dari udara serta memiliki suhu penyalaan yang lebih tinggi, gas alam juga dianggap sebagai bahan bakar yang aman.

Unit-unit/wahana-wahana terapung yang memproduksi dan menampung minyak (*floating oil production vessels and storage units-FPSO*), pengebor-engebor minyak lepas pantai (*rigs*), kapal-kapal tanker ulang-alik (*shuttle tankers*), kapal-kapal penunjang kegiatan lepas pantai (*offshore support vessels*), kapal-kapal ferri serta kapal-kapal pengangkut LNG mempunyai potensi yang menjanjikan untuk pasar yang sehat bagi mesin-mesin yang menggunakan bahan bakar gas (Engineer Marine, 2003).

Terobosan yang penting telah dihasilkan sejak tahun 2000 dengan penggunaan mesin-mesin yang berbahan bakar LNG untuk menggerakkan sebuah kapal ferri kecil dengan dua haluan dari Norwegia

(*small Norwegian double-ended ferry*), kapal-kapal suplai lepas pantai dan sebuah kapal pengangkut LNG.

Kapal ferri “Glutra” adalah kapal ferri pertama yang beroperasi di perairan Norwegia tahun 2000 yang menggunakan bahan bakar LNG, meskipun digerakkan oleh mesin-mesin putaran tinggi buatan Mitsubishi dengan penyalaan busi (*spark ignited Mitsubishi high speed engines*) sedangkan pada awal tahun 2002, dua kapal suplai lepas pantai (*offshore supply ships*) pertama kali menggunakan mesin diesel yang berbahan bakar LNG tipe 6L32DF Wartsila. Kemudian pabrik-pabrik pembuat mesin sudah sejak lama menginginkan sektor penggerak kapal-kapal pengangkut LNG, dengan secara teratur membuat analisa keuntungan biaya (*cost benefit*) serta mengemukakan kelebihan (*superiority*) dari desain-desain mereka untuk mesin-mesin dengan bahan bakar ganda dibandingkan dengan instalasi turbin uap yang tradisional. Kegigihan mereka ini akhirnya terbayar tahun 2002 ketika perusahaan pengangkut gas “*Gaz de France*” memutuskan untuk menggunakan mesin penggerak diesel elektrik bagi kapal pengangkut LNG yang berdaya angkut 75.000 m³ yang dibangun di Chantiers de l’Atlantique di Perancis.

Kapal dengan kelas BV ini menggunakan tenaga dari 4 generator diesel putaran menengah Wartsila 6L50DF yang menggunakan bahan bakar ganda yang masing-masing menghasilkan tenaga rata-rata 5700 kW. Desain dari mesin tersebut dibuat sedemikian rupa sehingga memungkinkan mesin tersebut dapat menggunakan gas alam cair dari

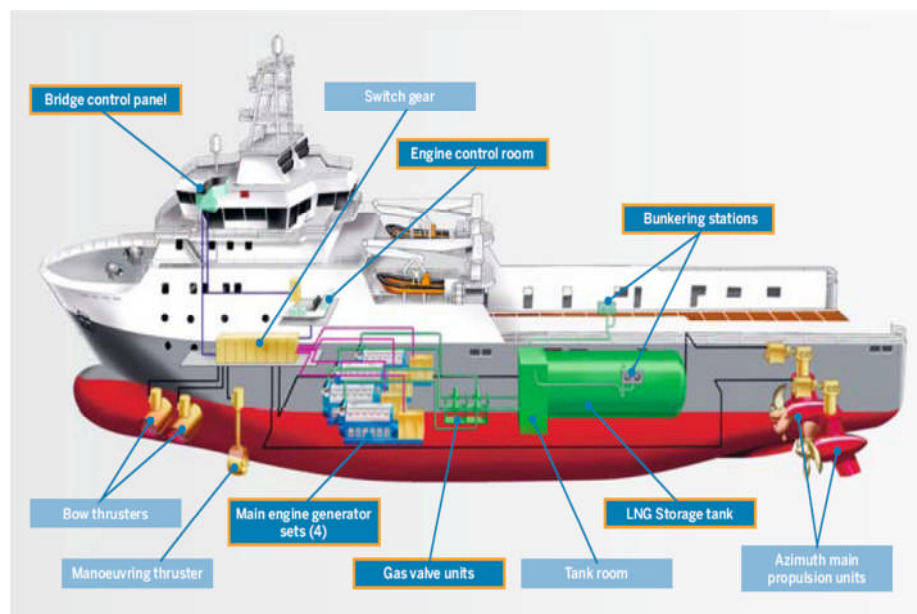
muatan kapal yang menguap (*boil-off gas = b o g*) atau bahan bakar cair, dengan pergantian atau pemindahan secara otomatis ke MDO (*Marine Diesel Oil*) apabila suplai gas alam terganggu sementara mesin masih tetap beroperasi dengan tenaga penuh. Pengukuhan dan pengakuan hasil uji pabrik pertama kali diselesaikan pada bulan Januari 2003 di pabrik Wartsila di kota Vaasa-Finlandia. *Type approval test* (uji coba tipe untuk mendapat pengakuan) juga telah dilakukan dengan disaksikan oleh *surveyor* BV dan dinyatakan lulus dengan memuaskan (Engineer Marine, 2003).

Bersama-sama dengan BV, pabrik Wartsila mengembangkan konsep keselamatan menyeluruh (*overall safety concept*) untuk kapal-kapal pengangkut LNG yang berbahan bakar ganda, dan DNV secara prinsip menerima konsep ini untuk diaplikasikan di wahana-wahana laut yang bukan termasuk kapal-kapal tanker pengangkut gas seperti kapal-kapal penumpang dan ferri-ferri pengangkut barang (*cargo ferries*). Mesin-mesin penggerak baling-baling diesel-elektrik dengan bahan bakar ganda yang lengkap, memiliki ruang muatan yang lebih luas, perawatan yang disederhanakan (sebuah mesin generator/genset utama dapat dilepaskan untuk perawatan pada saat kapal sedang berlayar) yang berarti mengurangi hal-hal yang berlebihan/pemborosan.

Dengan bertambah ketatnya aturan-aturan mengenai pencemaran lingkungan serta lebih banyak orang menggunakan bahan bakar gas di daerah-daerah hunian, maka penggunaan mesin diesel bahan bakar

ganda oleh perusahaan-perusahaan pelayaran yang melayani laut dengan jarak pendek atau danau-danau dan sungai-sungai (*inland and shortsea shipping*), karena tangki-tangki suplai bahan bakar yang tersedia di terminal-terminal akan mengurangi jumlah bahan bakar yang harus ada di kapal. Dorongan maju yang ada pada Wartsila adalah kenyataan bahwa harga FOB dari LNG per satuan energi akan selalu jauh lebih murah daripada bahan bakar minyak berat (HFO) (Engineer Marine, 2003)

Gambar-gambar di bawah ini adalah gambar mesin dengan bahan bakar ganda LNG pada kapal dan aplikasi mesin dengan bahan bakar ganda LNG produksi Wartsila pada beberapa wahana laut :



Gambar 21. Intalasi keseluruhan sistem Dual Fuel pada Kapal

(LNG Based Concept Development, Tomas Aminoff-Presentation Wartsila)

- 2x Wärtsilä 6L34DF
- CNOOC Energy Technology & Services Limited (CETS)
- Gas-Mechanical propulsion
- First LNG powered tugs to enter service
- Schedule entry into service: June 2013



Gambar 22. Kapal Tunda (Tugboat)

(LNG Based Concept Development, Tomas Aminoff-Presentation Wartsila)

Wärtsilä scope

- 4x Wärtsilä 8L50DF
- 2X stainless steel fixed pitch, built-up main propellers with complete propeller shaft lines
- Transverse bow and stern tunnel thrusters
- Gas handling
- Compact silencers

Vessel parameters

- 2800 passengers
- 2200 m of car deck
- Trade Turku, Finland – Stockholm, Sweden



Gambar 23. Tipe Kapal Ferri dengan Jumlah Penumpang yang Besar

(LNG Based Concept Development, Tomas Aminoff-Presentation Wartsila)

First contract signed

- 15'600 m³ LNG carrier
- Scope of supply (per vessel)
 - 1 * Wärtsilä 8L50DF
 - 2 * Wärtsilä 6L20DF
 - 1 * CPP 4E1415
 - 1 * TT FT175-H



Picture courtesy of Skangass, Meyerwerft and Anthony Veder

Project schedule

- Contract signed June 2011
- Delivery of equipments: February - March 2012
- Delivery of vessel: October 2012
- Yard: Meyer Werft
- Owner: Anthony Veder Rederijzaken BV

Gambar 24. Tipe Kapal Pengangkut LNG

(LNG Based Concept Development, Tomas Aminoff-Presentation Wartsila)

Dual-fuel engine applications

		
Power Plants	Offshore Supply Vessels	Floating Regasification Units
		
Floating Production Units	Liquefied Natural Gas Carriers	Coastal Vessels

In service, under construction, or on order

© Wärtsilä
25


Gambar 25. Aplikasi Mesin Dual Fuel Produksi Wartsila

(Fuel Flexible Solution Efficient Shipping, Alexandre Eykerman-Presentation Wartsila)

Data spesifikasi mesin bahan bakar ganda produksi Wartsila :

MAIN TECHNICAL DATA

WÄRTSILÄ 20DF IMO Tier II

Cylinder bore 200 mm
 Piston stroke 280 mm
 Cylinder output 146/176 kW/cyl
 Engine speed 1000/1200 rpm
 Mean effective pressure 20.0 bar
 Piston speed 9.3/11.2 m/s
 Generator voltage 0.4-13.8 kV
 Generator efficiency 0.95-0.96

Fuel specification:
 Fuel oil 700 cSt/50 °C
 7200 sR1/100 °F
 ISO 8217, category ISO-F-DMX,
 DMA and DMB

Natural gas
 Methane number: 80
 LHV: min. 28 MJ/m³, 5.5 bar
 BSEC 8450 kJ/kWh

Engine type	60 Hz		50 Hz	
	Engine kW	Gen. kW	Engine kW	Gen. kW
6L20DF	1 056	1 014	876	841
8L20DF	1 408	1 352	1 168	1 121
9L20DF	1 584	1 521	1 314	1 261

Engine type	60 Hz		50 Hz		Weight	
	A*	E	I*	K		
6L20DF	5 325	2 070	900/980/1 030	1 800	2 688	17
8L20DF	6 030	2 070	1 030/1 080	1 800	2 824	20.9
9L20DF	6 535	2 300	1 080/1 130	1 800	2 874	24

WÄRTSILÄ 50DF IMO Tier II

Cylinder bore 500 mm
 Piston stroke 580 mm
 Cylinder output 950, 975 kW/cyl
 Speed 500, 514 rpm
 Mean effective pressure 20.0 bar
 Piston speed 9.7, 9.9 m/s

Fuel specification:
 Fuel oil 700 cSt/50 °C
 7200 sR1/100 °F
 ISO 8217, category ISO-F-DMX,
 DMA and DMB

Natural gas
 Methane number: 80
 LHV: min. 28 MJ/m³, 5.5 bar
 BSEC 7150 kJ/kWh

Engine type	50 Hz		60 Hz	
	Engine kW	Gen. kW	Engine kW	Gen. kW
6L50DF	5 700	5 500	5 850	5 650
8L50DF	7 600	7 330	7 800	7 530
9L50DF	8 550	8 250	8 775	8 470
12V50DF	11 400	11 000	11 700	11 290
16V50DF	15 200	14 670	15 600	15 050
18V50DF	17 100	16 500	17 550	16 940

Engine type	60 Hz		50 Hz		Weight	
	A	B	C	D		
6L50DF	8 115	3 580	2 850	3 820	1 455	96
8L50DF	9 950	3 600	3 100	3 820	1 455	128
9L50DF	10 800	3 600	3 100	3 820	1 455	148
12V50DF	10 465	4 055	3 810	3 600	1 500	175
16V50DF	12 665	4 055	4 530	3 600	1 500	220
18V50DF	13 725	4 280	4 530	3 600	1 500	240

WÄRTSILÄ 34DF IMO Tier II

Cylinder bore 340 mm
 Piston stroke 400 mm
 Cylinder output 435/450 kW/cyl
 Speed 720/750 rpm
 Mean effective pressure 20.0/19.8 bar
 Piston speed 9.6/10.0 m/s
 Generator voltage 0.4-13.8 kV
 Generator efficiency 0.95-0.97

Fuel specification:
 Fuel oil 700 cSt/50 °C
 7200 sR1/100 °F
 ISO 8217, category ISO-F-DMX,
 DMA and DMB

Natural gas
 Methane number: 80
 LHV: min. 28 MJ/m³, 5.5 bar
 BSEC 7700 kJ/kWh

Engine type	60 Hz / 720 rpm		50 Hz / 750 rpm	
	Main engine kW	Aux. engine Gen. kW	Main engine kW	Aux. engine Gen. kW
6L34DF	2 700	2 510	2 600	2 400
9L34DF	4 050	3 760	3 890	3 600
12V34DF	5 400	5 010	5 190	4 800
16V34DF	7 200	6 680	6 920	6 400

Engine type	60 Hz		50 Hz		Weight	
	A	B	C	D		
6L34DF	5 280	2 550	2 305	2 345	1 155	34
9L34DF	6 750	2 550	2 305	2 345	1 155	47
12V34DF	6 615	2 665	3 020	2 120	1 475	59
16V34DF	7 735	2 430	3 020	2 120	1 475	75

Engine type	60 Hz		50 Hz		Weight	
	A*	E*	I*	K		
6L34DF	8 345	2 290	1 450	2 345	3 940	57
9L34DF	10 475	2 890	1 630	2 345	3 925	84
12V34DF	10 075	3 060	1 700	2 120	4 365	96
16V34DF	11 175	3 060	1 850	2 120	4 280	121

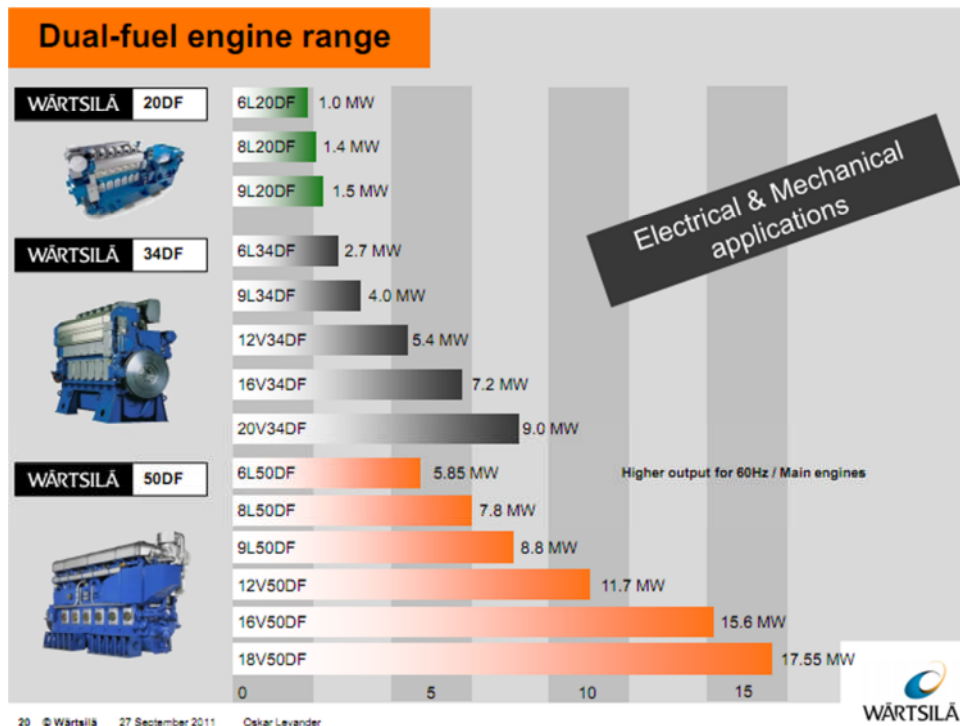
* Dependent on generator type.
 Generator output based on a generator efficiency of 96%.

WÄRTSILÄ® is a registered trademark. Copyright © 2012 Wärtsilä Corporation.



Gambar 26. Ukuran Utama 3 Tipe Mesin DF

(Wartsila Engineers)



Gambar 27. Data Daya Mesin 3 Tipe Mesin DF Wartsila

(Business Development Manager Wartsila North Amerika, Inc, Pete Jacobs)

- Tipe Mesin Wartsila 20DF digunakan untuk tipe kapal barang ukuran kecil, kapal ferri dan kapal tunda (*tugboat*).
- Tipe Mesin Wartsila 34DF digunakan untuk tipe kapal seperti pada tipe mesin Wartsila 20DF dengan ukuran yang berbeda (lebih besar).
- Tipe Mesin Wartsila 50DF digunakan untuk tipe kapal lepas pantai (*offshore*), dan kapal pengangkut LNG (*LNG carriers*) ukuran besar.

Apabila mesin *dual fuel* ini merupakan hasil modifikasi dari mesin diesel maka ada beberapa komponen utama mesin yang mengalami modifikasi di antaranya adalah :

- Kepala Silinder (*Cylinder Head*), mesin *dual fuel* dilengkapi dengan kepala silinder penggabungan teknologi empat sekrup yang diperkenalkan oleh Wartsila. Pada tekanan silinder yang tinggi, telah terbukti keunggulannya, di samping itu saluran masuk udara yang efisien dan saluran gas buang dapat dikonfigurasi dengan kepala silinder.
- *Cylinder liner & anti-polishing ring*, didesain dengan ketahanan aus yang baik.
- Piston dan cincin piston (*Pistons & pistons rings*), Piston didesain agar rendah gesekan, terbuat dari baja tempa dan besi cor dan dengan Wartsila dipatenkan sistem pelumas, mahkota piston didinginkan dengan pendingin dan dilindungi dengan kotak kaku yang kuat. Sebagian besar kerugian gesekan dalam mesin pembakaran membentuk ring piston, terletak pada mahkota piston yang memiliki dua cincin kompresi dan cincin pengontrol minyak.
- *Connecting rod*, merupakan batang penghubung bagian atas dari stang piston yang didesain khusus juga untuk mesin *dual fuel*.
- *Thurbochargers*, didesain khusus untuk mesin *dual fuel*.
- *Crankshaft pieces for Miller Valve timing*, didesain khusus untuk mesin *dual fuel*.
- *Control system UNIC*, semua fungsi mesin dikendalikan oleh sistem kontrol mesin, sistem kontrol terdistribusi berbasis mikroprosesor di pasang pada mesin. Berbagai modul elektronik dioptimalkan untuk

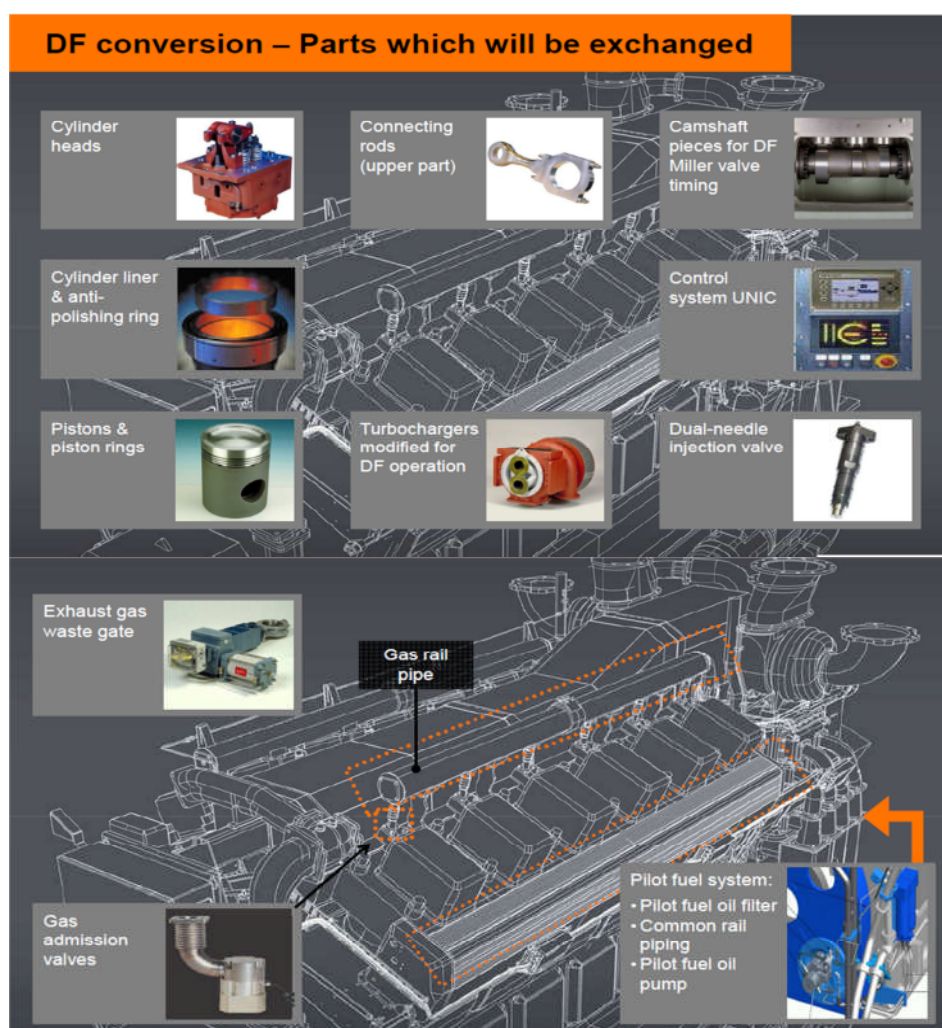
fungsi tertentu dan berkomunikasi satu sama lain melalui CAN databus.

- Katup injeksi ganda (*Dua-needle Injection Valve*), mesin *dual fuel* memiliki katup injeksi ganda. Jarum besar digunakan pada mesin diesel untuk operasi HFO atau LHO dan jarum kecil untuk bahan bakar minyak pilot saat mesin dalam model gas. Injeksi ini dikontrol secara elektronik dan injeksi diesel dikendalikan secara *hydromechanically*.
- Katup Masuk Gas (*Gas Admission Valve*), mesin *dual fuel* dilengkapi dengan katup masuk gas elektronik yang dikendalikan oleh sistem kontrol mesin untuk mengatur jumlah gas yang masuk ke setiap silinder, sehingga pembakaran di setiap silinder dapat dikontrol secara penuh dan individual.
- Pompa Injeksi (*Injection Pump*), mesin *dual fuel* memanfaatkan pompa injeksi monoblok dengan daya tahan tekanan tinggi yang bekerja dalam injeksi bahan bakar dan memiliki katup-tekanan konstan untuk menghindari kavitasi. Pompa ini siap operasi setiap saat dan akan beralih dari gas ke bahan bakar minyak jika diperlukan.
- Pompa Pilot (*Pilot Pump*), mesin *dual fuel* dilengkapi dengan pompa pilot bahan bakar untuk mengatur dan mempertahankan tekanan bahan bakar yang ditransmisikan ke setiap katup injeksi pada tingkat yang diperlukan sesuai kontrol mesin. Bahan bakar bertekanan tinggi

disemprotkan ke setiap katup injeksi melalui pipa *common-rail* yang didesain dengan dinding ganda dan memiliki alarm kebocoran.

- Katup Gas Buang *Waste-gate (Exhaust gas waste gate)*, mesin *dual fuel* dilengkapi dengan katup gas buang *waste-gate*. Bagian dari gas buang melewati *turbocharger* melalui katup *waste-gate*.

Bagian-bagian mesin yang dimodifikasi dapat dilihat pada Gambar 28.



Gambar 28. Bagian-bagian Mesin Dual Fuel

(LNG as a Fuel for Environmentally Friendly Shipping, Lennart Haraldson-Wartsila)

C. Analisa

Dalam penelitian tentang penggunaan LNG sebagai bahan bakar utama mesin kapal ferry (Ro Ro) ini, akan dilakukan analisa perhitungan pada beberapa besaran. Analisa perhitungan diawali dengan perhitungan jika mesin menggunakan bahan bakar diesel (diesel).

1. Perhitungan Termodinamika Untuk Mesin Dengan Bahan Bakar Diesel

Dalam perhitungan termodinamika mesin ini, beberapa parameter awal yang digunakan, sebagai berikut : Perbandingan kompresi (ϵ), koefisien udara lebih (α), Temperatur udara luar (T_o), Tekanan udara luar (P_o), Koefisien sisa gas pembakaran (γ_r), Harga kalori bahan bakar (Q_b), Komposisi kimia bahan bakar : Carbon (C), Hidrogen (H), Oksigen (O), Temperatur sisa gas pembakaran (T_r).

a. Perhitungan Langkah Pengisian

- Tekanan udara akhir langkah pengisian (awal langkah kompresi, P_a)

Harga P_a dapat ditentukan dengan persamaan (*Petrovsky, 1958 hal 27*):

$$P_a = 0,90 \times P_{sup} \text{ kg/cm}^2 \dots\dots\dots(1)$$

- Temperatur udara masuk (Δt)

Temperatur udara masuk diperoleh dengan persamaan (Petrovsky, 1958 hal 28) :

$$\Delta t = \Delta t_w + t_{sup} \dots\dots\dots(2)$$

Di mana, $\Delta t_{sup} = T_{sup} - T_o$

$$T_{sup} = T_o \left(\frac{P_{sup}}{P_o} \right)^{\left(\frac{n-1}{n} \right)}$$

$$t_{sup} = T_{sup} - 273,15$$

Harga temperatur udara luar $T_o = 27^\circ\text{C} = 300\text{ K}$.

Harga Δt_w adalah kenaikan temperatur udara akibat panas dari dinding silinder dengan harga $(10 - 20)^\circ\text{C}$ dan yang dipakai = 20°C .

- Temperatur udara akhir langkah pengisian (awal langkah kompresi T_a).

Besarnya T_a dapat ditentukan dengan persamaan (Petrovsky, 1958 hal 29) :

$$T_a = \frac{T_o + \Delta t_w + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} \dots\dots\dots(3)$$

Harga T_a yang diizinkan untuk mesin diesel 4 langkah : $(320 - 330)\text{ K}$.

Koefisien gas residu (γ_r) untuk mesin 4 langkah yang diizinkan $(0,03 - 0,04)$ dan untuk mesin yang menggunakan *thurbocharger*, koefisien gas residu (γ_r) = $0,00$.

Temperatur gas residu (T_r) yang diizinkan (800 – 1000) K, diambil 800 K.

- Randemen pengisian (η_{ch})

Randemen pengisian adalah perbandingan antara jumlah udara bersih yang sebenarnya dengan jumlah udara bersih secara teoritis yang dapat masuk ke dalam silinder pada suatu siklus kerja motor, yang dapat dihitung dengan rumus (*Petrovsky, 1958 hal 31*):

$$\eta_{ch} = \frac{\varepsilon \times P_a \times T_o}{(\varepsilon - 1) P_o \times T_a (1 + \gamma r)} \dots\dots\dots(4)$$

Di mana,

ε : Perbandingan kompresi dari data yang diambil

P_a : Tekanan udara awal pengisian (kg/cm^2)

T_o : Temperatur udara luar (K)

P_o : Tekanan udara luar (kg/cm^2)

b. Perhitungan Langkah Kompresi

- Harga n_1 (eksponen kompresi politropik)

Eksponen politropik ini perlu dihitung karena pada parameter ini sangat mempengaruhi lengkungan garis kompresi pada diagram indikator yang akan dihitung. Adapun untuk mendapatkan nilai n_1 yang tepat, maka digunakan metode coba-coba (*trial and error*) dengan menghitung ruas kiri dari

persamaan di bawah ini harus sama dengan ruas kanannya, di mana harga $n_1 = (1,34 - 1,39)$.

Persamaan tersebut adalah (*Petrovsky, 1958 hal 34*) :

$$A + B \times T_a (\varepsilon^{n_1-1} + 1) = \frac{1,985}{n_1-1} \dots\dots\dots(5)$$

Di mana, A : 4,62

B : 0,00053

T_a : Temperatur udara akhir langkah pengisian (K)

ε : rasio kompresi

- Temperatur udara akhir langkah kompresi (T_c)

Temperatur udara pada akhir langkah kompresi (T_c) dapat ditentukan dengan persamaan (*Petrovsky, 1958 hal 32*) :

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1-1} \dots\dots\dots(6)$$

Di mana, T_a : Temperatur udara akhir langkah pengisian (K)

ε : Rasio kompresi

n_1 : Eksponen kompresi politropik

T_c : Temperatur udara akhir langkah kompresi (K)

- Tekanan akhir kompresi (P_c)

Tekanan akhir kompresi (P_c) dapat ditentukan dengan persamaan (*Petrovsky, 1958 hal 32*) :

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1} \dots\dots\dots(7)$$

Di mana, P_c : Tekanan akhir kompresi (kg/cm^2)

P_a : Tekanan udara awal pengisian (kg/cm^2)

ε : Rasio kompresi

n_1 : Eksponen kompresi politropik

c. Perhitungan Langkah Pembakaran

- Komposisi bahan bakar :

$$C = 86 \%, H = 13 \%, O = 1 \%$$

- Jumlah udara teoritis yang diperlukan untuk pembakaran sempurna 1 kg bahan bakar (L_o') dapat ditentukan dengan persamaan (*Petrovsky, 1958 hal 37*) :

$$L_o' = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \dots\dots\dots(8)$$

- Jumlah udara aktual yang diperlukan untuk pembakaran sempurna 1 kg bahan bakar (M_c) dapat ditentukan dengan persamaan (*Petrovsky, 1958 hal 38*) :

$$M_c = \alpha \times L_o' \dots\dots\dots(9)$$

Di mana, α : koefisien udara lebih

L_o' : Jumlah udara teoritis (mol/kg.bb)

M_c : Jumlah udara actual (mol/kg.bb)

- Pembakaran 1 kg bahan bakar akan menghasilkan gas-gas hasil pembakaran sebagai berikut (*Petrovsky, 1958 hal 39*) :

$$CO_2 = M_{CO_2} = \frac{C}{12} \text{ mol} \dots\dots\dots(10)$$

$$H_2O = M_{H_2O} = \frac{H}{4} \text{ mol} \dots\dots\dots(11)$$

$$O_2 = M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_o' \text{ mol} \dots\dots\dots(12)$$

$$N_2 = M_{N_2} = 0,79 \times \alpha \times L_o' \text{ mol} \dots\dots\dots(13)$$

Jumlah total molukel gas hasil pembakaran 1 kg bahan bakar :

$$M_g = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} \text{ mol/kg.bb} \dots\dots(14)$$

Perubahan volume dalam silinder selama proses pembakaran yang dilambangkan dengan (μ_o) merupakan perbandingan antara molukel-molukel gas sesudah pembakaran (M_g) dengan udara yang dibutuhkan untuk pembakaran 1 kg.bb. Pencampuran bahan bakar dengan udara untuk berlangsungnya pembakaran di dalam silinder akan meninggalkan sisa-sisa gas hasil pembakaran tersebut. Perubahan molukel gas secara aktual haruslah memperhitungkan sisa-sisa hasil pembakaran tersebut. Koefisien perubahan molukel dengan memperhitungkan sisa gas pembakaran (μ) dapat ditentukan dengan persamaan (*Petrovsky, 1958 hal 40*) :

$$\mu = \frac{\mu_o + \gamma r}{1 + \gamma r} \dots\dots\dots(15)$$

$$\text{Di mana, } \mu_o = \frac{M_g}{M_c} \dots\dots\dots(16)$$

Dengan, M_g : Jumlah total molukel gas (mol/kg.bb)

M_c : Jumlah udara aktual (mol/kg.bb)

γr : koefisien gas-gas residu

Perbandingan isi muatan relatif unsur-unsur gas hasil pembakaran adalah :

$$V_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_g}, V_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_g}, V_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_g}, V_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_g} \dots\dots\dots(17)$$

Harga panas jenis molukel dari gas-gas volume konstan sebagai berikut :

$$A_g = (V_{CO_2} \cdot A_{CO_2}) + (V_{H_2O} \cdot A_{H_2O}) + (V_{O_2} \cdot A_{O_2}) + (V_{N_2} \cdot A_{N_2}) \dots(18)$$

$$B_g = (V_{CO_2} \cdot B_{CO_2}) + (V_{H_2O} \cdot B_{H_2O}) + (V_{O_2} \cdot B_{O_2}) + (V_{N_2} \cdot B_{N_2}) \dots(19)$$

Dengan demikian dapat ditentukan (*Petrovsky, 1958 hal 48*) :

$$(MC_v)_g = A_g + B_g \cdot T_z \text{ kkal/mol}^\circ C \dots\dots\dots(20)$$

Harga panas jenis gas pada tekanan konstan ditentukan dengan persamaan (*Petrovsky, 1958 hal 48*) :

$$(MC_p)_g = (MC_v)_g + 1,985 \text{ kkal/mol}^\circ C \dots\dots\dots(21)$$

Dengan adanya pembakaran yang terjadi dalam ruang pembakaran, maka tekanan di dalam silinder tersebut akan naik. Tingkat kenaikan tekanan (λ) tersebut dapat dihitung dengan persamaan (*Petrovsky, 1958 hal 48*) :

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} \dots\dots\dots(22)$$

Di mana, P_z : Tekanan pembakaran maksimum dengan range (75 – 110) kg/cm² untuk mesin diesel putaran tinggi, sedangkan untuk mesin dengan menggunakan *turbocharger*, P_z diatas 120 atm.

P_c : Tekanan akhir kompresi (kg/cm²)

λ : untuk mesin bakar torak (1,7 – 2,2)

Harga panas jenis molukel udara pada volume konstan dan temperature akhir kompresi (T_c) dapat dihitung dengan persamaan (*Petrovsky, 1958 hal 48*) :

$$(MC_v)_a = 4,62 + 53.10^{-5} \times T_a \text{ kkal/mol}^{\circ}C \dots\dots(23)$$

Untuk mendapatkan temperatur maksimum pembakaran T_z kita asumsikan koefisien pemakaian panas pembakaran (ξ_z) dari batasan (0,65 – 0,85) untuk mesin dengan siklus diesel dan (0,85 – 0,90) untuk mesin dengan siklus otto, menurut persamaan (*Petrovsky, 1958 hal 52*) :

$$\frac{\xi_z \times Q_L}{M_c(1+\gamma r)} + \{(MC_v)_a + 1,985 \times \lambda\}T_c = \mu(MC_p)_g \times T_z \dots\dots\dots(24)$$

- Di mana, Q_b : Nilai kalor bahan bakar (kkal/kg.bb)
- $(MC_v)_a$: Panas jenis molukel udara pada volume konstan, kkal/mol $^{\circ}C$.
- M_c : Jumlah udara aktual yang dibutuhkan untuk pembakaran 1 kg.bb (mol/kg.bb).
- γr : koefisien gas-gas residu
- T_c : Temperatur gas hasil pembakaran (K)
- μ : Koefisien perubahan molukel dengan memperhitungkan sisa gas pembakaran.
- λ : Tingkat perbandingan tekanan
- ξ_z : Koefisien pemanfaatan panas pembakaran

$(MC_p)_g$: Panas jenis gas-gas volume konstan
(kkal/mol °C).

Dari hasil perhitungan di atas, maka temperatur pembakaran maksimum (T_z) dapat diketahui dengan persamaan kuadrat yaitu :

$$T_z = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4.a.c}}{2.a} \dots\dots\dots(25)$$

d. Perhitungan Langkah Ekspansi

Proses ini lazim disebut langkah usaha. Setelah bahan bakar seluruhnya terbakar, maka sesudah itu mulailah gas mengembang. Tekanan yang begitu besar dihasilkan sesaat setelah proses pembakaran berlangsung diberikan ke torak. Kemudian tekanan ini akan diubah menjadi putaran poros, dengan demikian langkah ini akan menghasilkan usaha. Setelah itu tekanan akan turun selama proses ekspansi berlangsung $\pm 115^\circ$ putaran poros engkol.

Parameter-parameter yang akan dihitung adalah :

- Derajat ekspansi pendahuluan (ρ)

Derajat ekspansi pendahuluan (ρ) yang dihitung dengan persamaan (*Petrovsky, 1958 hal 50*) :

$$\rho = \frac{\mu \times T_z}{\lambda \times T_c} \dots\dots\dots(26)$$

Di mana, μ : Koefisien pembakaran molukel gas dengan memperhitungkan sisa-sisa gas.

λ : Perbandingan tekanan gas

T_z : Temperatur maksimum gas (K)

T_c : Temperatur akhir kompresi (K)

ρ : Derajat ekspansi pendahuluan

- Derajat ekspansi susulan (δ)

Derajat ekspansi susulan (δ) yang dihitung dengan persamaan (*Petrovsky, 1958 hal 53*) :

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \dots\dots\dots(27)$$

Di mana, ε : Perbandingan kompresi

ρ : Derajat ekspansi pendahuluan

δ : Derajat ekspansi susulan

- Eksponen politropik ekspansi (n_2)

Eksponen politropik ekspansi ini perlu dihitung karena parameter ini sangat mempengaruhi kelengkungan garis ekspansi pada diagram indikator. Persamaan ini harus sama antara ruas kiri dengan ruas kanan dengan mencoba harga-harga n_2 yang memiliki batas (1,15 – 1,30).

Eksponen politropik ekspansi ini dapat dihitung dengan persamaan (*Petrovsky, 1958 hal 52*) :

$$A_g + B_g \times T_z \left(1 + \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) = \frac{1,985}{n_2-1} \dots\dots\dots(28)$$

- Temperatur gas akhir ekspansi (T_b)

Temperatur gas akhir ekspansi (T_b) yang dihitung dengan persamaan (*Petrovsky, 1958 hal 52*) :

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \dots\dots\dots(29)$$

Di mana, T_z : Temperatur maksimum gas (K)

δ : Derajat ekspansi susulan

n_2 : Eksponen politropik ekspansi

T_b : Temperatur gas akhir ekspansi (K)

- Tekanan gas akhir ekspansi (P_b)

Tekanan gas akhir ekspansi (P_b) yang dihitung dengan persamaan (*Petrovsky, 1958 hal 52*) :

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \dots\dots\dots(30)$$

Di mana, P_z : Tekanan maksimum gas (kg/cm^2)

δ : Derajat ekspansi susulan

n_2 : Eksponen politropik ekspansi

P_b : Tekanan gas akhir ekspansi (kg/cm^2)

2. Perhitungan Tekanan Efektif dan Daya Propeller Untuk Mesin Dengan Bahan Bakar Diesel

Dari perhitungan termodinamika di atas telah diperoleh :

- a. Tekanan akhir langkah pengisian (P_a)
- b. Tekanan akhir langkah kompresi (P_c)
- c. Tekanan akhir langkah ekspansi (P_b)

- d. Tekanan pembakaran maksimum (P_z)
- e. Perbandingan kompresi (ϵ)
- f. Derajat ekspansi pendahuluan (ρ)
- g. Eksponen politropik kompresi (n_1)
- h. Eksponen politropik ekspansi (n_2)

Perhitungan tekanan efektif diawali dengan perhitungan parameter-parameter :

a. Perhitungan Parameter Langkah Torak

- Volume kompresi (V_c), yang dihitung dengan persamaan :

$$V_c = \frac{V_s}{\epsilon - 1} \dots\dots\dots(31)$$

Di mana, V_s : Volume langkah torak (cm^3)

$$V_s = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times S \dots\dots\dots(32)$$

ϵ : perbandingan kompresi

- Volume silinder keseluruhan (V_a), yang dihitung dengan persamaan :

$$V_a = V_s + V_c \dots\dots\dots(33)$$

Di mana, V_s : Volume langkah torak (cm^3)

V_c : Volume kompresi (cm^3)

- Volume Gas pada setiap Titik, yang dihitung dengan persamaan :

Volume Gas pada titik 1 – 5

$$V_1 = V_c + V_s \text{ cm}^3 \dots\dots\dots(34)$$

$$V_2 = V_c = \frac{V_s}{\varepsilon-1} \text{ cm}^3$$

$$V_3 = V_2 \text{ cm}^3$$

$$V_4 = \frac{V_3}{\delta} \text{ cm}^3$$

$$V_5 = V_1 \text{ cm}^3$$

Di mana, V_c : Volume kompresi (cm^3)

V_a : Volume silinder keseluruhan (cm^3)

δ : Derajat ekspansi susulan

b. Perhitungan Kerja Indikator Siklus

- Kerja pada proses pembakaran (W_{com})

Kerja pada proses pembakaran (W_{com}) diperoleh dari persamaan (*Petrovsky, 1958 hal 53*) :

$$W_{com} = \lambda P_c V_c (\rho - 1) \dots\dots\dots(35)$$

Di mana, λ : Tingkat perbandingan tekanan

P_c : Tekanan akhir langkah kompresi (kg/cm^2)

V_c : Volume kompresi (cm^3)

ρ : Derajat ekspansi pendahuluan

W_{com} : Kerja pada proses pembakaran (kJ)

- Kerja ekspansi (W_{exp})

Kerja ekspansi (W_{exp}) diperoleh dari persamaan (*Petrovsky, 1958 hal 53*) :

$$W_{exp} = P_c V_c \lambda \rho \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) \frac{1}{n_2-1} \dots\dots\dots(36)$$

Di mana, λ : Tingkat perbandingan tekanan

P_c : Tekanan akhir langkah kompresi (kg/cm²)

V_c : Volume kompresi (cm³)

ρ : Derajat ekspansi pendahuluan

δ : Derajat ekspansi susulan

n_2 : Eksponen politropik ekspansi

W_{exp} : Kerja ekspansi (kJ)

- Kerja kompresi (W_c)

Kerja kompresi (W_c) diperoleh dari persamaan (*Petrovsky, 1958 hal 54*) :

$$W_c = P_c V_c \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right) \frac{1}{n_1-1} \dots\dots\dots(37)$$

Di mana, λ : Tingkat perbandingan tekanan

P_c : Tekanan akhir langkah kompresi (kg/cm²)

V_c : Volume kompresi (cm³)

ε : perbandingan kompresi

n_1 : Eksponen politropik kompresi

W_c : Kerja kompresi (kJ)

- Kerja indikator siklus (W_{id})

Kerja indikator siklus (W_{id}) diperoleh dari persamaan (*Petrovsky, 1958 hal 52*) :

$$W_{id} = W_{com} + W_{exp} + W_c \dots\dots\dots(38)$$

Di mana, W_{com} : Kerja pada proses pembakaran (kJ)

W_{exp} : Kerja ekspansi (kJ)

W_c : Kerja kompresi (kJ)

c. Perhitungan Tekanan Indikator (P_i)

- Tekanan indikator teoritis (P_{it}) dapat ditentukan dengan persamaan (*Petrovsky, 1958 hal 54*) :

$$P_{it} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \left(\frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \right) \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \left(\frac{1}{n_1 - 1} \right) \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \dots\dots\dots(39)$$

Di mana, λ : Tingkat perbandingan tekanan

P_c : Tekanan akhir langkah kompresi (kg/cm²)

V_c : Volume kompresi (cm³)

ρ : Derajat ekspansi pendahuluan

δ : Derajat ekspansi susulan

n_2 : Eksponen politropik ekspansi

n_1 : Eksponen politropik kompresi

ε : perbandingan kompresi

P_{it} : Tekanan indikator teoritis (kg/cm²)

- Tekanan indikator dapat ditentukan dengan persamaan (*Petrovsky, 1958 hal 55*) :

$$P_i = \varphi \times P_{it} \dots\dots\dots(40)$$

Di mana, P_{it} : Tekanan indikator teoritis (kg/cm²)

φ : Faktor koreksi untuk mesin 4 langkah dengan batas (0,95 – 0,97).

P_i : Tekanan indikator (kg/cm^2)

d. Perhitungan Tekanan Efektif (P_{ef})

Tekanan efektif (P_{ef}) dapat diperoleh dari persamaan yang tergantung dari daya mesin (*Grossmann, 1985 hal 1*) :

$$P_M = c V_H n P_{ef} z \dots\dots\dots(41)$$

Di mana, c : 0,855 untuk mesin 4 langkah

V_H : Volume langkah torak (m^3)

n : Putaran mesin (rpm)

z : Jumlah silinder

P_{ef} : Tekanan efektif (kg/cm^2 atau bar)

P_M : Daya mesin efektif (kW)

e. Perhitungan Randemen Mekanis (η_m)

Randemen mekanis (η_m) dapat ditentukan dengan persamaan (*Petrovsky, 1958 hal 61*) :

$$\eta_m = \frac{P_{ef}}{P_i} \dots\dots\dots(42)$$

Di mana, P_i : Tekanan indikator (kg/cm^2)

P_{ef} : Tekanan efektif (kg/cm^2)

η_m : Randemen mekanis

f. Perhitungan Daya Propeller (P_P)

Daya propeller dapat diperoleh dengan persamaan :

$$P_M = \frac{P_P}{\eta_m} \dots\dots\dots(43)$$

Di mana, P_P : Daya propeller (kW)

P_M : Daya mesin (kW)

η_m : Randemen mekanis (0,94-0,95)

3. Perhitungan Pemakaian Bahan Bakar dan Efisiensi Untuk Mesin Dengan Bahan Bakar Diesel

a. Perhitungan Pemakaian Bahan Bakar Efektif Spesifik (\dot{m}_{BSPEC})

Pemakaian Bahan Bakar Efektif Spesifik (\dot{m}_{BSPEC}) dapat ditentukan dengan persamaan (*Grossmann, 1985 hal 5*) :

$$\dot{m}_{BSPEC}(t_{OE} \times C_{POE} + HV) + \dot{m}_{BSPEC} \times n \times \dot{m}_{LMIN} \times t_L \times C_{PL} = 1 + \dot{m}_{BSPEC}(1 + n \times \dot{m}_{LMIN})t_A \times C_{PA} + \frac{\dot{Q}_V}{P_M} \dots\dots\dots(44)$$

Di mana, \dot{m}_{BSPEC} : Pemakaian Bahan Bakar Efektif Spesifik (kg/kWh)

t_{OE} : Temperatur udara masuk ($^{\circ}\text{C}$)

C_{POE} : Panas jenis pada tekanan konstan untuk temperatur udara masuk (kJ/kg.K)

HV : Nilai kalor bahan bakar (kJ/kg)

n : 2,5 untuk mesin 4 langkah

- \dot{m}_{LMIN} : Kebutuhan udara minimum (kg udara/kg bb)
 t_L : Temperatur udara luar ($^{\circ}\text{C}$)
 C_{PL} : Panas jenis pada tekanan tetap untuk temperatur udara luar (kJ/kg.K)
 t_A : Temperatur gas buang ($^{\circ}\text{C}$)
 C_{PA} : Panas jenis pada tekanan tetap untuk temperatur gas buang (kJ/kg.K)
 \dot{Q}_V : Kerugian pada pendingin (kJ/kW.s)
 P_M : Daya mesin (kW)

Kebutuhan udara minimum (\dot{m}_{LMIN}), diperoleh dari persamaan :

$$\dot{m}_{LMIN} = 0,377 HV \times 10^{-3} - 1,373 \dots\dots\dots(45)$$

Kerugian pada pendingin (\dot{Q}_V), diperoleh dari persamaan :

$$\dot{Q}_V = (0,4 - 0,5) + P_M \dots\dots\dots(46)$$

b. Perhitungan pemakaian bahan bakar (\dot{m}_B)

Konsumsi bahan bakar atau laju aliran massa bahan bakar (\dot{m}_B) dapat diperoleh dari persamaan (*Grossmann, 1985 hal 5*) :

$$\dot{m}_{BSPEC} = \frac{\dot{m}_B}{P_M} \dots\dots\dots(47)$$

Di mana, \dot{m}_{BSPEC} : Pemakaian Bahan Bakar Efektif Spesifik (kg/kWh)

(\dot{m}_B) : Konsumsi bahan bakar (kg/jam)

P_M : Daya mesin (kW)

c. Perhitungan kebutuhan udara aktual (\dot{m}_L)

Kebutuhan udara aktual (\dot{m}_L) dapat ditentukan dengan persamaan

(Grossmann, 1985 hal 5) :

$$\dot{m}_L = \dot{m}_B \times n \times \dot{m}_{LMIN} \dots\dots\dots(48)$$

Di mana, \dot{m}_B : Pemakaian bahan bakar (kg/kWh)

n : 2,5 untuk mesin 4 langkah

\dot{m}_{LMIN} : Kebutuhan udara minimum (kg udara/kg bb)

\dot{m}_L : Kebutuhan udara aktual (kg/jam)

d. Perhitungan laju aliran massa gas buang (\dot{m}_A)

Laju aliran massa gas buang (\dot{m}_A) dapat ditentukan dengan

persamaan (Grossmann, 1985 hal 5) :

$$\dot{m}_A = \dot{m}_B + \dot{m}_L \dots\dots\dots(49)$$

Di mana, \dot{m}_B : Pemakaian bahan bakar (kg/jam)

\dot{m}_L : Kebutuhan udara aktual (kg/jam)

\dot{m}_A : Laju aliran massa gas buang (kg/jam)

e. Perhitungan efisiensi efektif (η)

Efisiensi efektif (Brake Thermal Efficiency) dapat dihitung dengan

persamaan (Grossmann, 1985 hal 5) :

$$\eta = \frac{\text{output}}{\text{input}} = \frac{1}{\dot{m}_{BSPEC}} \times \frac{3600}{(t_{OE} \times C_{POE} + HV + n \times \dot{m}_{LMIN} \times t_L \times C_{PL})}$$

Di mana, η : efisiensi efektif

\dot{m}_{BSPEC} : Pemakaian Bahan Bakar Efektif Spesifik
(kg/kWh)

t_{OE} : Temperatur udara luar ($^{\circ}\text{C}$)

C_{POE} : Panas jenis pada tekanan konstan untuk
temperatur udara luar (kJ/kg.K)

HV : Nilai kalor bahan bakar (kJ/kg)

n : 2,5 untuk mesin 4 langkah

\dot{m}_{LMIN} : Kebutuhan udara minimum (kg udara/kg bb)

t_L : Temperatur udara masuk ($^{\circ}\text{C}$)

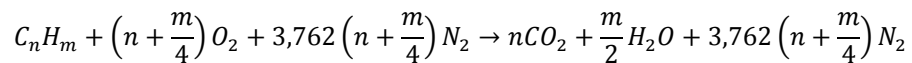
C_{PL} : Panas jenis pada tekanan tetap untuk
temperatur udara masuk (kJ/kg.K)

4. Perhitungan Perbandingan Massa Udara dan Bahan Bakar (A/F)

Untuk Mesin Dengan Bahan Bakar Diesel

Perhitungan perbandingan massa udara dan bahan bakar (A/F), diawali dengan menghitung $(A/F)_{\text{stoichiometric}}$.

- Persamaan reaksi secara umum dari hidrokarbon bahan bakar pada kondisi stoikiometrik dinyatakan sebagai (Heywood, 1988 hal 26) :



- Perbandingan massa udara dan bahan bakar stoikiometrik dapat ditentukan dengan persamaan (Heywood, 1988 hal 26) :

$$(A/F)_{stoichiometric} = \frac{m_a}{m_f} \dots\dots\dots(51)$$

Di mana, m_a : massa bahan bakar dari 1 mol bahan bakar

m_f : massa udara dari 1 mol bahan bakar yang diperlukan dalam proses pembakaran.

- Perbandingan massa udara dan bahan bakar aktual dapat ditentukan dengan persamaan (Heywood, 1988 hal 26) :

$$Equivalence\ ratio\ (\phi) = \frac{(A/F)_{stoich}}{(A/F)_{actual}} \dots\dots\dots(52)$$

Di mana,

Equivalence ratio $\phi = 1$; *stoichiometric*

$\phi < 1$; *lean (week) mixture-excess of air*

$\phi > 1$; *rich mixture-deficiency of air*

Persamaan-persamaan di atas digunakan untuk perhitungan besaran-besaran kerja mesin dengan bahan bakar diesel (siklus diesel) dan ada juga yang digunakan untuk mesin dengan bahan bakar gas (siklus Otto), namun ada beberapa persamaan yang berbeda pendekatannya, antara lain :

5. Perhitungan Termodinamika Untuk Mesin Dengan Bahan Bakar Gas (LNG)

Dalam perhitungan termodinamika mesin dengan bahan bakar gas juga membutuhkan beberapa parameter awal yang sama dengan parameter pada perhitungan mesin dengan bahan bakar diesel, yaitu : Perbandingan kompresi (ϵ), koefisien udara lebih (α), Temperatur udara luar (T_o), Tekanan udara luar (P_o), Koefisien sisa gas pembakaran (γr), Harga kalori bahan bakar (Q_b), Komposisi kimia bahan bakar : Carbon (C), Hidrogen (H), Oksigen (O), Temperatur sisa gas pembakaran (T_r).

a. Perhitungan Langkah Pengisian

- Tekanan udara akhir langkah pengisian (awal langkah kompresi, P_a).

Harga P_a dapat ditentukan dengan persamaan (*Khovakh, 1977 hal 90*) :

$$P_a = 0,90 \times P_{sup} \text{ MPa} \dots\dots\dots(53)$$

- Temperatur udara akhir langkah pengisian (awal langkah kompresi, T_a), dapat ditentukan dengan persamaan (*Khovakh, 1977 hal 93*) :

$$T_a = \frac{T_o + \Delta t_w + \gamma r \times T_r}{1 + \gamma r} \dots\dots\dots(54)$$

Harga T_a yang diizinkan untuk mesin gas 4 langkah : (310 – 350) K.

Koefisien gas residu (γ_r) untuk mesin 4 langkah yang diizinkan (0,03 – 0,04) dan untuk mesin yang menggunakan *thurbocharger*, koefisien gas residu (γ_r) = 0,00.

Temperatur gas residu (T_r) yang diizinkan (800 – 1000) K, diambil 800 K.

- Randemen pengisian (η_V)

Randemen pengisian dapat dihitung dengan rumus (*Khovakh, 1977 hal 96*) :

$$\eta_V = \frac{\varepsilon \times P_a \times T_o}{(\varepsilon - 1) P_o \times T_a (1 + \gamma_r)} \dots\dots\dots(55)$$

Di mana,

- ε : Perbandingan kompresi dari data yang diambil
- P_a : Tekanan udara awal pengisian (MPa)
- T_o : Temperatur udara luar (K)
- P_o : Tekanan udara luar (MPa)

b. Perhitungan Langkah Kompresi

- Harga n_1 (eksponen kompresi politropik)

Harga n_1 diperoleh dengan pers. (5).

- Temperatur udara akhir langkah kompresi (T_{com})

Temperatur udara pada akhir langkah kompresi (T_{com}) dapat ditentukan dengan persamaan (*Khovakh, 1977 hal 111*):

$$T_{com} = T_a \times \varepsilon^{n_1 - 1} \dots\dots\dots(56)$$

Di mana, T_a : Temperatur udara akhir langkah pengisian
(K)

ε : Rasio kompresi

n_1 : Eksponen kompresi politropik

T_{com} : Temperatur udara akhir langkah kompresi
(K)

- Tekanan akhir kompresi (P_{com})

Tekanan akhir kompresi (P_{com}) dapat ditentukan dengan persamaan (*Khovakh, 1977 hal 111*) :

$$P_{com} = P_a \times \varepsilon^{n_1} \dots\dots\dots(57)$$

Di mana, P_{com} : Tekanan akhir kompresi (MPa)

P_a : Tekanan udara awal pengisian (MPa)

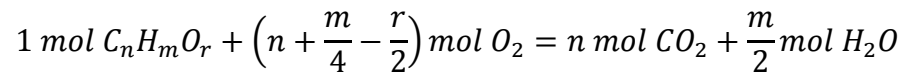
ε : Rasio kompresi

n_1 : Eksponen kompresi politropik

c. Perhitungan Langkah Pembakaran

Beberapa perhitungan langkah pembakaran untuk mesin dengan bahan bakar gas dilakukan sama dengan perhitungan langkah pembakaran untuk mesin dengan bahan bakar diesel, namun ada perhitungan yang berbeda, antara lain perhitungan jumlah total pembakaran 1 kg bahan bakar gas dan perhitungan tekanan maksimum.

- Reaksi oksida komponen bahan bakar gas dinyatakan oleh persamaan (Khovakh, 1977 hal 51) :



- Jumlah udara teoritis untuk pembakaran 1 mol bahan bakar gas (A_{th}) dapat ditentukan dengan persamaan (Khovakh, 1977 hal 52) :

$$A_{th} = \frac{1}{0,21} \sum \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n H_m O_r = \frac{1}{0,21} \sum \left(1 + \frac{4}{4} \right) CH_4 \text{ mol}$$

- Jumlah total campuran bahan bakar dan udara untuk bahan bakar gas (M_1) dapat ditentukan dengan persamaan (Khovakh, 1977 hal 53) :

$$M_1 = 1 + \alpha A_{th} \dots\dots\dots(59)$$

- Jumlah total hasil pembakaran 1 kg bahan bakar gas (M_2)
Jumlah tiap komponen hasil pembakaran dapat ditentukan dengan persamaan (Khovakh, 1977 hal 55) :

$$M_{CO_2} = \sum n(C_n H_m O_r) \dots\dots\dots(60)$$

$$M_{H_2O} = \sum \frac{m}{2} (C_n H_m O_r) \dots\dots\dots(61)$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)A_{th} \dots\dots\dots(62)$$

$$M_{H_2} = 0,79 \alpha A_{th} + N_2 \dots\dots\dots(63)$$

Jumlah total hasil pembakaran 1 kg bahan bakar gas adalah :

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{H_2} \dots\dots\dots(64)$$

- Koefisien perubahan molukel dengan memperhitungkan sisa gas pembakaran (μ), dapat ditentukan dengan persamaan (*Khovakh, 1977 hal 56*) :

$$\mu = \frac{M_2}{M_1} \dots\dots\dots(65)$$

Di mana, M_2 : Jumlah total hasil pembakaran 1 kg bahan bakar gas

M_1 : Jumlah total campuran bahan bakar dan udara untuk bahan bakar gas

Sedangkan perhitungan tekanan maksimum (P_z) dilakukan dengan mengasumsi tingkat perbandingan tekanan (λ) sehingga tekanan maksimum dapat ditentukan dengan persamaan (*Khovakh, 1977 hal 151*) :

$$\lambda = \frac{P_z}{P_{com}} \dots\dots\dots(66)$$

Di mana, P_z : Tekanan maksimum (MPa)

P_{com} : Tekanan akhir kompresi (MPa)

λ : Tingkat perbandingan tekanan

d. Perhitungan Langkah Ekspansi

- Derajat ekspansi pendahuluan (ρ)

Derajat ekspansi pendahuluan (ρ) untuk mesin dengan siklus Otto bernilai sama dengan 1, jadi $\rho = 1$. (*Khovakh, 1977 hal 152*)

- Derajat ekspansi susulan (δ)

Derajat ekspansi susulan (δ) dapat dihitung dengan pers. 27.

- Eksponen politropik ekspansi (n_2)

Harga n_2 diperoleh dengan pers. 28.

- Temperatur gas akhir ekspansi (T_b)

Temperatur gas akhir ekspansi (T_b) yang dihitung dengan persamaan (*Khovakh, 1977 hal 154*) :

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \dots\dots\dots(67)$$

Di mana, T_z : Temperatur maksimum gas (K)

δ : Derajat ekspansi susulan

n_2 : Eksponen politropik ekspansi

T_b : Temperatur gas akhir ekspansi (K)

- Tekanan gas akhir ekspansi (P_b)

Tekanan gas akhir ekspansi (P_b) yang dihitung dengan persamaan (*Khovakh, 1977 hal 154*) :

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \dots\dots\dots(68)$$

Di mana, P_z : Tekanan maksimum gas (MPa)

- δ : Derajat ekspansi susulan
- n_2 : Eksponen politropik ekspansi
- P_b : Tekanan gas akhir ekspansi (MPa)

6. Perhitungan Tekanan dan Daya Untuk Mesin Dengan Bahan Bakar Gas (LNG)

Perhitungan diawali dengan perhitungan langkah torak yang menggunakan pers. 31 sampai pers. 34, kemudian dilanjutkan dengan perhitungan kerja indikator siklus, tekanan dan daya.

a. Perhitungan Kerja Indikator Siklus

- Kerja pada proses pembakaran ($W_{z'z}$)

Kerja pada proses pembakaran ($W_{z'z}$), dapat ditentukan dengan persamaan (*Khovakh, 1977 hal 162*) :

$$W_{z'z} = \lambda P_{com} V_{com} (\rho - 1) \dots\dots\dots(69)$$

Di mana, $W_{z'z}$: Kerja pada proses pembakaran (kJ)

λ : Tingkat perbandingan tekanan

P_{com} : Tekanan akhir langkah kompresi (MPa)

V_{com} : Volume kompresi (m^3)

ρ : Derajat ekspansi pendahuluan

- Kerja ekspansi (W_{zb})

Kerja ekspansi (W_{zb}), dapat ditentukan dengan persamaan (*Khovakh, 1977 hal 162*) :

$$W_{zb} = P_{com} V_{com} \lambda \rho \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) \frac{1}{n_2-1} \dots\dots\dots(70)$$

Di mana, λ : Tingkat perbandingan tekanan

P_{com} : Tekanan akhir langkah kompresi (MPa)

V_{com} : Volume kompresi (m³)

ρ : Derajat ekspansi pendahuluan

δ : Derajat ekspansi susulan

n_2 : Eksponen politropik ekspansi

W_{zb} : Kerja ekspansi (kJ)

- Kerja kompresi (W_c).

Kerja kompresi (W_c), dapat ditentukan dengan persamaan (*Khovakh, 1977 hal 163*) :

$$W_c = P_{com} V_{com} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right) \frac{1}{n_1-1} \dots\dots\dots(71)$$

Di mana, λ : Tingkat perbandingan tekanan

P_{com} : Tekanan akhir langkah kompresi (MPa)

V_{com} : Volume kompresi (m³)

ε : perbandingan kompresi

n_1 : Eksponen politropik kompresi

W_c : Kerja kompresi (kJ)

- Kerja indikator siklus (W_{id})

Kerja indikator siklus (W_{id}) diperoleh dari persamaan (*Khovakh, 1977 hal 163*) :

$$W_{id} = W_{z'z} + W_{zb} + W_c \dots\dots\dots(72)$$

Di mana, $W_{z'z}$: Kerja pada proses pembakaran (kJ)

W_{zb} : Kerja ekspansi (kJ)

W_c : Kerja kompresi (kJ)

b. Perhitungan Tekanan Indikator

- Tekanan indikator teoritis (P_{it}) dapat ditentukan dengan persamaan (*Khovakh, 1977 hal 163*) :

$$P_{it} = \frac{P_{com}}{\varepsilon - 1} \left[\left(\frac{\lambda}{n_2 - 1} \right) \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \left(\frac{1}{n_1 - 1} \right) \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \dots\dots\dots(73)$$

Di mana, λ : Tingkat perbandingan tekanan

P_{com} : Tekanan akhir langkah kompresi (MPa)

δ : Derajat ekspansi susulan

n_2 : Eksponen politropik ekspansi

n_1 : Eksponen politropik kompresi

ε : perbandingan kompresi

P_{it} : Tekanan indikator teoritis (MPa)

- Tekanan indikator dapat ditentukan dengan persamaan (*Khovakh, 1977 hal 164*) :

$$P_i = \varphi \times P_{it} \dots\dots\dots(74)$$

Di mana, P_{it} : Tekanan indikator teoritis (MPa)

φ : Faktor koreksi untuk mesin 4 langkah dengan batas (0,92 – 0,97).

P_i : Tekanan indikator (MPa)

c. Perhitungan Tekanan Efektif

Tekanan efektif adalah tekanan yang menghasilkan daya efektif (N_b), yang dapat diperoleh dengan mengasumsi harga randemen mekanis (η_m) pada batas (0,75 – 0,85) dalam persamaan (*Khovakh, 1977 hal 171*) :

$$\eta_m = \frac{P_b}{P_i} \dots\dots\dots(75)$$

Di mana, P_b : Tekanan efektif (MPa)

P_i : Tekanan indikator (MPa)

η_m : Randemen mekanis

d. Perhitungan Daya Indikator

Daya indikator (N_i) dapat ditentukan dengan persamaan (*Khovakh, 1977 hal 165*) :

$$N_i = \frac{P_i i V_h n}{30 \tau} \dots\dots\dots(76)$$

Di mana, P_i : Tekanan indikator (MPa)

V_h : Volume langkah torak (m^3)

i : Jumlah silinder

n : Putaran mesin (rpm)

τ : Koefisien langkah mesin (2 untuk mesin 4 langkah)

e. Perhitungan Daya Efektif (Brake Horsepower)

Daya efektif (N_b) dapat ditentukan dengan persamaan (*Khovakh, 1977 hal 170*) :

$$N_b = \frac{P_b i V_h n}{30 \tau} \dots\dots\dots(77)$$

Di mana, P_b : Tekanan efektif (MPa)

V_h : Volume langkah torak (m^3)

i : Jumlah silinder

n : Putaran mesin (rpm)

τ : Koefisien langkah mesin (2 untuk mesin 4 langkah)

Perhitungan selanjutnya berupa perhitungan daya propeller, pemakaian bahan bakar, efisiensi mesin dan perbandingan udara dan bahan bakar (A/F) menggunakan persamaan yang sama dengan persamaan pada perhitungan mesin dengan bahan bakar diesel.

7. Perhitungan Volume Fraksi CO_2

Penurunan emisi CO_2 diperoleh dari perhitungan volume fraksi CO_2 mesin bahan bakar LNG (DF) stoikiometrik dan aktual dibandingkan mesin bahan bakar diesel (HFO).

Massa karbon dioksida dalam bahan bakar diperoleh dari persamaan (*Sorensen, 1985*) :

$$\text{Carbon dioksida} = \frac{CO_2}{C} \times C \dots\dots\dots (78)$$

Massa kelebihan oksigen dalam bahan bakar diperoleh dari selisih antara massa oksigen yang dibutuhkan dan massa bersih oksigen. Massa oksigen yang dibutuhkan merupakan hasil perkalian dari perbandingan massa oksigen di udara dengan massa udara dan jumlah udara masuk di mana perbandingan massa oksigen di udara 0,233 kg O₂/kg udara, sedangkan massa bersih oksigen diperoleh dari persamaan (Sorensen, 1985) :

$$\text{Net oxygen} = \left\{ \left(\frac{O_2}{C} \times C + \frac{O_2}{H_2} \times H_2 + \frac{O_2}{S} \times S \right) - \left(\text{Oksigen dalam bahan bakar} \right) \right\} \dots\dots (79)$$

Massa nitrogen dalam bahan bakar merupakan hasil perkalian dari perbandingan massa nitrogen di udara dengan massa udara dan jumlah udara masuk, di mana perbandingan massa nitrogen di udara 0,767 kg N₂/kg udara.

Total massa uap air dari bahan bakar diperoleh dari persamaan (Sorensen, 1985) :

$$\text{Total uap air} = \left\{ \left(\frac{H_2O}{H_2} \times H_2 \right) + (m_a \times \omega) \right\} \dots\dots\dots (80)$$

BAB III

METODE PENELITIAN

A. Waktu Dan Tempat

Penelitian/pengambilan data dilaksanakan pada :

1. Waktu penelitian dilaksanakan pada bulan Desember 2012 sampai dengan April 2013.
2. Tempat penelitian kotamadya Ambon – Maluku.

B. Prosedur Penelitian

Langkah-langkah yang akan ditempuh dalam penelitian ini meliputi :

1. Studi kepustakaan
Studi kepustakaan dilakukan dengan mempelajari data sekunder dari referensi yang berkaitan dengan penelitian yang dilakukan.
2. Pengambilan Data
Penelitian dilakukan dengan mencatat data-data teknis (data kapal) berupa data ukuran kapal, ukuran kamar mesin dan data-data lain untuk keperluan penelitian. Pengolahan data berupa perhitungan dilakukan dengan langkah-langkah :
 - Perhitungan prestasi mesin
 - Perhitungan komposisi unsur CO₂, NO_x dan SO_x

- Penentuan posisi mesin/instalasi dalam ruang mesin kapal dengan menggunakan bahan bakar LNG dan MDO.

3. Survei Data

Data yang diambil secara garis besar adalah :

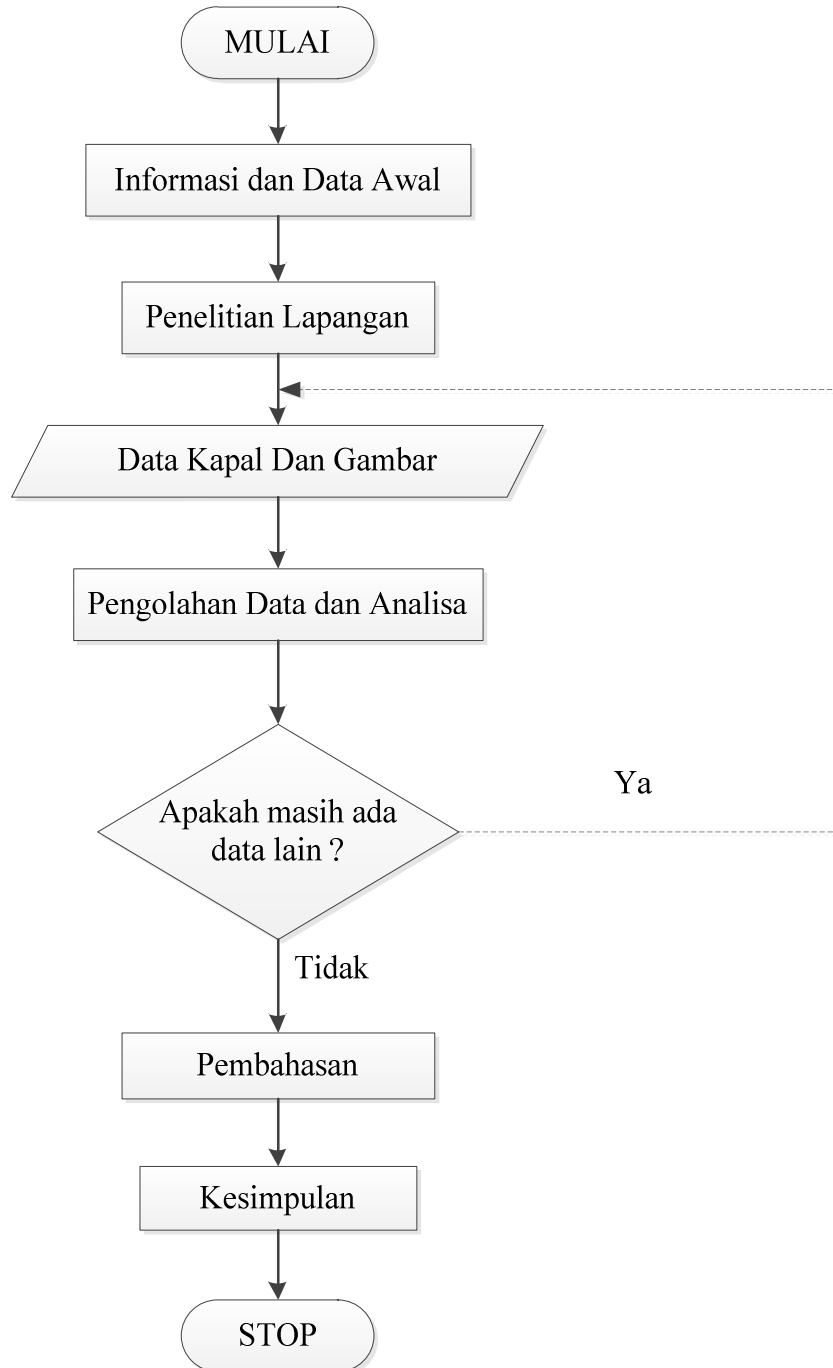
- Data ukuran utama kapal Ferry (Ro-Ro) KMP Temi (500 GRT) :

Panjang seluruh	:	45,50 m
Panjang antara garis tegak	:	40,15 m
Lebar	:	12,00 m
Tinggi	:	3,20 m
Sarat air	:	2,15 m
Kecepatan	:	11 knot
ABK	:	18 orang
Penumpang	:	214 orang
Kendaraan	:	12 Truk
		7 sedan

- Data operasional kapal Ferry (Ro Ro) KMP Temi (500 GRT) :
 - Jarak tempuh Ambon – Namlea adalah 85 mil, yang ditempuh dalam waktu 9 jam.

- Mesin yang digunakan 2 buah dengan daya masing-masing 610 kW
- Putaran maksimum mesin masing-masing 1900 rpm dan dalam operasional putaran rata-rata mesin masing-masing 1700 rpm.
- 1 kali pengisian bahan bakar 10.000 liter.
- Kecepatan rata-rata mesin dalam operasional adalah 10 knot.
- KMP Temi dilengkapi 2 generator (motor bantu) dengan daya masing-masing 85 kW dan putaran maksimum masing-masing 1500 rpm.
- Dalam operasional pemakaian bahan bakar juga digunakan pada saat pemanasan mesin selama 15 menit kemudian mesin stasioner dan olah gerak untuk berlabuh di dermaga selama 20 menit.

C. Diagram Alir Penelitian



Gambar 29. Diagram Alir Penelitian

BAB IV

ANALISA DATA DAN PERHITUNGAN

A. Data Spesifikasi

Data Parameter Awal

Data parameter awal dari spesifikasi mesin yang digunakan dalam perhitungan adalah :

- a) Tipe mesin = 4 Langkah
- b) Jumlah silinder (i) = 6
- c) Diameter silinder (D) = 15,5 cm
- d) Panjang langkah torak (S) = 18 cm
- e) Daya output mesin (N_e) = 829 HP (610 kW)
- f) Putaran mesin (n) = 1900 rpm
- g) Harga kalor bahan bakar (Q_b) = 10200 kkal/kg (42700 kJ/kg)
- h) Perbandingan kompresi (ε) = 11 : 1

B. Hasil Perhitungan

1. Perhitungan Besaran-besaran Kerja Mesin dengan Bahan Bakar Diesel

Perhitungan besaran-besaran kerja mesin dengan bahan bakar diesel diawali dengan perhitungan termodinamika, yang membutuhkan beberapa parameter sebagai berikut :

- a. Perbandingan kompresi (ε) : 11 : 1
- b. Koefisien udara lebih (α) : 1,2
- c. Temperatur udara luar (T_o) : 300 K
- d. Tekanan udara luar (P_o) : 1 kg/cm²
- e. Tekanan udara supercharger (P_{sup}) : 1,8 kg/cm²
- f. Koefisien sisa gas pembakaran (γ_r) : 0,00
- g. Harga kalori bahan bakar (Q_L) : 10200 kkal/kg (42700 kJ/kg)
- h. Komposisi kimia bahan bakar : 86% C, 13% H, dan 1% O
- i. Temperatur sisa gas pembakaran (T_r) : 800 K

a. Perhitungan Langkah Pengisian

- Tekanan udara pada akhir langkah pengisian (P_a)

Dengan menganggap bahwa penurunan tekanan pada akhir langkah ini sebesar 0,90 dari tekanan udara luar, maka sesuai Pers. 1, harga P_a diperoleh sebesar :

$$P_a = 0,90 \times P_{sup} \text{ kg/cm}^2 = 0,90 \times 1,8 \text{ kg/cm}^2 = 1,62 \text{ kg/cm}^2$$

- Temperatur udara masuk (Δt)

Dengan menganggap nilai eksponen kompresi politropik dari supercharger (n) adalah 1,4, maka sesuai Pers. 2, diperoleh :

$$T_{sup} = T_o \left(\frac{P_{sup}}{P_o} \right)^{\left(\frac{n-1}{n} \right)} = 300 \left(\frac{1,8}{1} \right)^{\left(\frac{1,4-1}{1,4} \right)} = 354,859 \text{ K}$$

Sehingga,

$$\Delta t_{sup} = T_{sup} - T_o = 354,859 - 300 = 54,859 \text{ K}$$

Jadi,

$$t_{sup} = T_{sup} - 273,15 = 354,859 - 273,15 = 81,709 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Apabila kenaikan temperatur udara akibat panas dari dinding silinder dan piston (Δt_w) diasumsi sebesar 20°C , maka diperoleh temperatur udara masuk adalah :

$$\Delta t = \Delta t_w + t_{sup} = 20 + 81,709 = 100,709 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Temperatur udara pada akhir langkah pengisian (T_a)

Dengan mengangap bahwa kenaikan temperatur udara akibat panas dari dinding silinder Δt_w adalah sebesar 20°C , dan koefisien residu (γr) = 0,00, maka sesuai Pers. 3, diperoleh :

$$T_a = \frac{T_o + \Delta t_w + \gamma r \times T_r}{1 + \gamma r} = \frac{300 + 20 + (0,00 \times 800)}{1 + 0,00} = 320 \text{ K}$$

Di mana, $T_o = 300 \text{ K}$

$$T_r = 800 \text{ K}$$

- Randemen pengisian (η_{ch})

Sesuai pers. 4, randemen pengisian (η_{ch}) diperoleh sebesar :

$$\eta_{ch} = \frac{\varepsilon \times P_a \times T_o}{(\varepsilon - 1)P_o \times T_a(1 + \gamma r)} = \frac{11 \times 1,62 \times 300}{(11 - 1)1,8 \times 320(1 + 0,00)} = 0,928$$

Di mana, $T_o = 300 \text{ K}$

$$P_a = 1,62 \text{ kg/cm}^2$$

$$\varepsilon = 11$$

$$P_o = 1,8 \text{ kg/cm}^2$$

$$T_a = 320 \text{ K}$$

b. Perhitungan Proses Kompresi

- Harga n_1 (eksponen kompresi politropik)

Harga n_1 adalah harga yang memenuhi Pers. 5, yakni :

$$A + B \times T_a (\varepsilon^{n_1-1} + 1) = \frac{1,985}{n_1 - 1}$$

Dengan metode *trial-error*, diperoleh :

$$4,62 + 0,00053 \times 320 (11^{1,38083-1} + 1) = \frac{1,985}{1,38083 - 1}$$

$$5,21229 = 5,21229$$

Sehingga diperoleh harga eksponen politropik garis lengkung kompresi $n_1 = 1,38083$, dari range (1,38 – 1,39).

- Temperatur udara pada akhir langkah kompresi (T_c)

Sesuai Pers. 6, diperoleh :

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1-1} = 320 \times 11^{1,38083-1} = 797,524 \text{ K}$$

Di mana, $T_a = 320 \text{ K}$

$$\varepsilon = 11$$

$$n_1 = 1,38083$$

- Tekanan akhir kompresi (P_c)

Sesuai Pers. 7, diperoleh :

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1} = 1,62 \times 11^{1,38083} = 44,412 \text{ kg/cm}^2$$

Di mana, $P_a = 1,62 \text{ kg/cm}^2$

$$\varepsilon = 11$$

$$n_1 = 1,38083$$

c. Perhitungan Langkah Pembakaran

- Komposisi bahan bakar diasumsikan terdiri dari :

$$C = 86 \%, H = 13 \%, O = 1 \%$$

- Jumlah udara teoritis yang diperlukan untuk pembakaran sempurna 1 kg bahan bakar, sesuai Pers. 8, yakni :

$$\begin{aligned} L_o' &= \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,86}{12} + \frac{0,13}{4} - \frac{0,01}{32} \right) \\ &= 4,762(0,0717 + 0,0325 - 0,0003125) \\ &= 0,495 \text{ mol/kg.bb} \end{aligned}$$

- Jumlah udara aktual yang diperlukan untuk pembakaran sempurna 1 kg bahan bakar (M_c)

Dengan memilih koefisien udara lebih untuk mesin putaran rendah $\alpha = 1,2$ maka sesuai Pers. 9, diperoleh :

$$M_c = \alpha \times L_o' = 1,2 \times 0,495 = 0,594 \text{ mol/kg.bb}$$

- Jumlah mol gas-gas hasil pembakaran 1 kg bahan bakar

Sesuai Pers. 10 hingga 13, diperoleh :

$$CO_2 = M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,86}{12} = 0,0717 \text{ mol}$$

$$H_2O = M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,13}{2} = 0,065 \text{ mol}$$

$$\begin{aligned} O_2 = M_{O_2} &= 0,21(\alpha - 1)L_o' = 0,21(1,2 - 1)0,495 \\ &= 0,0208 \text{ mol} \end{aligned}$$

$$N_2 = M_{N_2} = 0,79 \times \alpha \times L_o' = 0,79 \times 1,2 \times 0,495 \\ = 0,4693 \text{ mol}$$

- Jumlah total molukel gas hasil pembakaran 1 kg bahan bakar
Sesuai Pers. 14, diperoleh :

$$M_g = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} \\ = 0,0717 + 0,065 + 0,0208 + 0,4693 \\ = 0,627 \text{ mol/kg.bb}$$

- Koefisien perubahan molukel dengan memperhitungkan sisa gas pembakaran (μ)

Sesuai Pers. 15 dan Pers. 16, maka diperoleh :

$$\mu = \frac{\mu_o + \gamma r}{1 + \gamma r}$$

Di mana :

$$\mu_o = \frac{M_g}{M_c} = \frac{0,627}{0,594} = 1,056$$

Sehingga, diperoleh :

$$\mu = \frac{1,056 + 0,00}{1 + 0,00} = 1,056$$

Jadi $\mu = \mu_o = 1,056$.

- Perbandingan isi muatan relatif unsur-unsur gas hasil pembakaran

Sesuai Pers. 17, diperoleh :

$$V_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_g} = \frac{0,0717}{0,627} = 0,114$$

$$V_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_g} = \frac{0,065}{0,627} = 0,104$$

$$V_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_g} = \frac{0,0208}{0,627} = 0,033$$

$$V_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_g} = \frac{0,4693}{0,627} = 0,748$$

- Harga panas jenis molukel dari gas-gas volume konstan $(MC_v)_g$

Sesuai Pers. 18 dan Pers. 19, diperoleh :

$$\begin{aligned} A_g &= (V_{CO_2} \cdot A_{CO_2}) + (V_{H_2O} \cdot A_{H_2O}) + (V_{O_2} \cdot A_{O_2}) + (V_{N_2} \cdot A_{N_2}) \\ &= (0,114 \times 7,82) + (0,104 \times 5,79) + (0,033 \times 4,62) \\ &\quad + (0,748 \times 4,62) \\ &= 0,89148 + 0,60216 + 0,15246 + 3,45576 \\ &= 5,102 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} B_g &= (V_{CO_2} \cdot B_{CO_2}) + (V_{H_2O} \cdot B_{H_2O}) + (V_{O_2} \cdot B_{O_2}) + (V_{N_2} \cdot B_{N_2}) \\ &= (0,114 \times 125 \cdot 10^{-5}) + (0,104 \times 112 \cdot 10^{-5}) \\ &\quad + (0,033 \times 53 \cdot 10^{-5}) + (0,748 \times 53 \cdot 10^{-5}) \\ &= 14,25 \cdot 10^{-5} + 11,648 \cdot 10^{-5} + 1,749 \cdot 10^{-5} \\ &\quad + 39,644 \cdot 10^{-5} \\ &= 0,00067 \end{aligned}$$

Sesuai Pers. 20, diperoleh :

$$(MC_v)_g = A_g + B_g \cdot T_z = 5,102 + 0,00067 \cdot T_z \text{ kkal/mol}^\circ C$$

- Harga panas jenis gas dari tekanan konstan $(MC_p)_g$

Sesuai Pers. 21, diperoleh :

$$\begin{aligned} (MC_p)_g &= (MC_v)_g + 1,985 \text{ kkal/mol}^\circ C \\ &= 5,102 + 0,00067 \cdot T_z + 1,985 \text{ kkal/mol}^\circ C \\ &= 7,087 + 0,00067 \cdot T_z \text{ kkal/mol}^\circ C \end{aligned}$$

- Tingkat perbandingan tekanan (λ)

Dengan asumsi bahwa tekanan akhir pembakaran (P_z) = 120 kg/cm², maka sesuai Pers. 22, diperoleh :

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} = \frac{120}{44,412} = 2,702$$

Di mana, $P_c = 44,412$ kg/cm²

- Harga panas jenis molukel udara pada volume konstan dan temperatur akhir kompresi (T_c)

Sesuai Pers. 23, diperoleh :

$$\begin{aligned} (MC_v)_a &= 4,62 + 53 \cdot 10^{-5} \times T_a \text{ kkal/mol}^\circ C \\ &= 4,62 + (0,00053 \times 320) \text{ kkal/mol}^\circ C \\ &= 4,7896 \text{ kkal/mol}^\circ C \end{aligned}$$

- Harga temperatur akhir pembakaran (T_z)

Temperatur akhir pembakaran (T_z), dihitung dengan mengasumsikan bahwa koefisien pemakaian panas pembakaran (ξ_z) = 0,85. Dengan menyelesaikan Persamaan 25, dalam bentuk persamaan kuadrat, diperoleh :

$$T_z = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a}$$

Di mana,

$$a = B_g = 0,00067$$

$$b = (A_g + 1,985) = (5,102 + 1,985) = 7,087$$

$$c = - \left[\frac{\xi_z \times Q_L}{M_c(1+\gamma r)} + \{(MC_v)_a + 1,985 \times \lambda\} T_c \right] / \mu = - 21489,845$$

Dengan, $Q_L = 10200$ kkal/kg

$$M_c = 0,594 \text{ mol/kg.bb}$$

$$(MC_v)_a = 4,7896 \text{ kkal/mol}^\circ\text{C}$$

$$\lambda = 2,702$$

$$T_c = 797,524 \text{ K}$$

$$\mu = 1,056$$

Sehingga dengan memilih akar positif, diperoleh :

$$T_z = \frac{-7,087 + \sqrt{(7,087)^2 - 4(0,00067)(-21489,845)}}{2(0,00067)} = 2460,121 \text{ K}$$

d. Perhitungan Langkah Ekspansi

- Derajat ekspansi pendahuluan (ρ)

Sesuai Pers. 26, diperoleh :

$$\rho = \frac{\mu \times T_z}{\lambda \times T_c} = \frac{1,056 \times 2460,121}{2,702 \times 797,524} = 1,206$$

Di mana, $\mu = 1,056$

$$T_z = 2460,121 \text{ K}$$

$$\lambda = 2,702$$

$$T_c = 797,524 \text{ K}$$

- Derajat ekspansi susulan (δ)

Sesuai Pers. 27, diperoleh :

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{11}{1,206} = 9,121$$

Di mana, $\varepsilon = 11$

$$\rho = 1,206$$

- Eksponen politropik ekspansi (n_2)

Harga n_2 adalah harga yang memenuhi Pers. 28, yakni :

$$A_g + B_g \times T_z \left(1 + \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) = \frac{1,985}{n_2-1}$$

Dengan metode *trial-error*, diperoleh :

$$5,102 + 0,00067 \times 2460,121 \left(1 + \frac{1}{9,121^{1,25843-1}} \right) = \frac{1,985}{1,25843-1}$$

$$7,68123 = 7,68100$$

Sehingga diperoleh harga eksponen politropik garis lengkung ekspansi $n_2 = 1,25843$, dari range (1,15 – 1,30).

- Temperatur pada akhir ekspansi (T_b)

Sesuai Pers. 29, diperoleh :

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2460,121}{9,121^{1,25843-1}} = 1389,481 \text{ K}$$

Di mana, $T_z = 2460,121 \text{ K}$

$$\delta = 9,121$$

$$n_2 = 1,25843$$

- Tekanan pada akhir ekspansi (P_b)

Sesuai Pers. 30, diperoleh :

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{120}{9,121^{1,25843}} = 7,431 \text{ kg/cm}^2$$

Di mana, $P_z = 120 \text{ kg/cm}^2$

$$\delta = 9,121$$

$$n_2 = 1,25843$$

Setelah melakukan perhitungan termodinamika maka dapat dilakukan perhitungan daya mesin, di mana telah diperoleh :

- a. Tekanan akhir langkah pengisian (P_a) = 1,62 kg/cm²
- b. Tekanan akhir langkah kompresi (P_c) = 44,412 kg/cm²
- c. Tekanan akhir langkah ekspansi (P_b) = 7,431 kg/cm²
- d. Tekanan pembakaran maksimum (P_z) = 120 kg/cm²
- e. Perbandingan kompresi (ϵ) = 11
- f. Derajat ekspansi pendahuluan (ρ) = 1,206
- g. Eksponen politropik kompresi (n_1) = 1,38083
- h. Eksponen politropik ekspansi (n_2) = 1,25843

e. Perhitungan Parameter Langkah Torak

- Perhitungan volume langkah torak (V_s)

Sesuai Pers. 32, diperoleh :

$$V_s = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times S = \frac{3,14}{4} \times (15,5)^2 \times 18 = 3394,732 \text{ cm}^3$$

Di mana, $D = 155 \text{ mm} = 15,5 \text{ cm}$

$$S = 180 \text{ mm} = 18 \text{ cm}$$

- Volume kompresi (V_c)

Sesuai Pers. 31, diperoleh :

$$V_c = \frac{V_s}{\epsilon - 1} = \frac{3394,732}{11 - 1} = 339,473 \text{ cm}^3$$

Di mana, $V_s = 339,4732 \text{ cm}^3$

$$\epsilon = 11$$

- Volume silinder keseluruhan (V_a)

Sesuai Pers. 33, diperoleh :

$$V_a = V_s + V_c = 3394,732 + 339,473 = 3734,205 \text{ cm}^3$$

Di mana, $V_s = 3394,732 \text{ cm}^3$

$$V_c = 339,473 \text{ cm}^3$$

- Volume Gas pada titik 1 – 5

Sesuai Pers. 34, diperoleh :

$$V_2 = V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} = \frac{3394,732}{11 - 1} = 339,473 \text{ cm}^3$$

$$V_1 = V_c + V_s = 339,473 + 3394,732 = 3734,205 \text{ cm}^3$$

$$V_3 = V_2 = 339,473 \text{ cm}^3$$

$$V_5 = V_1 = 3734,205 \text{ cm}^3$$

$$\delta = \frac{V_5}{V_4} = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{11}{1,206} = 9,121$$

$$V_4 = \frac{V_5}{\delta} = \frac{3734,205}{9,121} = 409,407 \text{ cm}^3$$

f. Perhitungan Kerja Indikator Siklus

- Kerja pada proses pembakaran (W_{com})

Sesuai Pers. 35, diperoleh :

$$W_{com} = \lambda P_c V_c (\rho - 1)$$

$$= 2,702 \times 44,412 \times 339,473 \times (1,206 - 1)$$

$$= 8391,858 \text{ kg cm}$$

$$= 0,839 \text{ kJ}$$

Di mana, $\lambda = 2,702$

$$P_c = 44,412 \text{ kg/cm}^2$$

$$V_c = 339,473 \text{ cm}^3$$

$$\rho = 1,206$$

- Kerja ekspansi (W_{exp})

Sesuai Pers. 36, diperoleh :

$$\begin{aligned}
 W_{exp} &= P_c V_c \lambda \rho \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) \frac{1}{n_2-1} \\
 &= 44,412 \times 339,473 \times 2,702 \times 1,206 \times \left(1 - \frac{1}{9,121^{1,25843-1}}\right) \\
 &\quad \times \frac{1}{1,25843 - 1} \\
 &= 82733,650 \text{ kg cm} \\
 &= 8,273 \text{ kJ}
 \end{aligned}$$

Di mana, $P_c = 44,412 \text{ kg/cm}^2$

$$V_c = 339,473 \text{ cm}^3$$

$$\lambda = 2,702$$

$$\delta = 9,121$$

$$n_2 = 1,25843$$

- Kerja kompresi (W_c)

Sesuai Pers. 37, diperoleh :

$$\begin{aligned}
 W_c &= P_c V_c \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right) \frac{1}{n_1-1} \\
 &= 44,412 \times 339,473 \times \left(1 - \frac{1}{111,38083-1}\right) \times \frac{1}{1,38083-1} \\
 &= 23704,223 \text{ kg cm} \\
 &= 2,370 \text{ kJ}
 \end{aligned}$$

Di mana, $P_c = 44,412 \text{ kg/cm}^2$

$$V_c = 339,473 \text{ cm}^3$$

$$\varepsilon = 11$$

$$n_1 = 1,38083$$

- Kerja indikator siklus (W_{id})

Sesuai Pers. 38, diperoleh :

$$\begin{aligned} W_{id} &= W_{com} + W_{exp} + W_c = 0,839 + 8,273 - 2,370 \text{ kJ} \\ &= 6,740 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Di mana, $W_{com} = 0,839 \text{ kJ}$

$$W_{exp} = 8,273 \text{ kJ}$$

$$W_c = 2,370 \text{ kJ}$$

g. Perhitungan Tekanan Indikator

- Tekanan indikator teoritis (P_{it})

Sesuai Pers. 39, diperoleh :

$$\begin{aligned} P_{it} &= \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \left(\frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \right) \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \left(\frac{1}{n_1 - 1} \right) \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \\ &= \frac{44,412}{11 - 1} \left[2,702(1,206 - 1) + \left(\frac{2,702 \times 1,206}{1,25843 - 1} \right) \left(1 - \frac{1}{9,1211,25843 - 1} \right) \right. \\ &\quad \left. - \left(\frac{1}{1,38083 - 1} \right) \left(1 - \frac{1}{11^{1,38083 - 1}} \right) \right] \\ &= 19,861 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

Di mana, $P_c = 44,412 \text{ kg/cm}^2$

$$\varepsilon = 11$$

$$\lambda = 2,702$$

$$\rho = 1,206$$

$$\delta = 9,121$$

$$n_1 = 1,38083$$

$$n_2 = 1,25843$$

- Tekanan indikator (P_i)

Dengan memilih faktor koreksi $\phi = 0,98$, maka sesuai Pers. 40, diperoleh :

$$P_i = \phi \times P_{it} = 0,98 \times 19,861 = 19,464 \text{ kg/cm}^2$$

Di mana, $P_{it} = 19,861 \text{ kg/cm}^2$

h. Perhitungan Tekanan Efektif (P_{ef})

Tekanan efektif (P_{ef}) dapat diperoleh dari persamaan yang tergantung dari daya mesin yang sudah diketahui, maka sesuai Pers. 41, diperoleh :

$$P_M = c V_H n P_{ef} z$$

$$P_{ef} = \frac{P_M}{c V_H n z} = \frac{610}{0,855 \times 3,395 \times 10^{-3} \times 1900 \times 6} = 18,433 \text{ bar}$$

Dimana, $c = 0,855$ untuk mesin 4 langkah

$$V_H = V_s = 3394,732 \text{ cm}^3 = 3,395 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$n = 1900 \text{ rpm}$$

$$z = 6 \text{ silinder}$$

$$P_M = 610 \text{ kW}$$

i. Perhitungan Randemen Mekanis (η_m)

Sesuai Pers. 42, diperoleh :

$$\eta_m = \frac{P_{ef}}{P_i} = \frac{18,433}{19,464} = 0,947$$

Di mana, $P_{ef} = 18,433 \text{ bar} = 18,433 \text{ kg/cm}^2$

$$P_i = 19,464 \text{ kg/cm}^2$$

j. Perhitungan Daya Propeller (P_P)

Sesuai Pers. 43, diperoleh :

$$P_M = \frac{P_P}{\eta_m}$$

$$P_P = P_M \times \eta_m = 610 \times 0,947 = 577,67 \text{ kW}$$

Di mana, $P_M = 610 \text{ kW}$

$$\eta_m = 0,947$$

k. Perhitungan Pemakaian Bahan Bakar Efektif Spesifik (\dot{m}_{BSPEC})

Sesuai Pers. 44, diperoleh :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{BSPEC}(t_{OE} \times C_{POE} + HV) + \dot{m}_{BSPEC} \times n \times \dot{m}_{LMIN} \times t_L \times C_{PL} \\ = 1 + \dot{m}_{BSPEC}(1 + n \times \dot{m}_{LMIN})t_A \times C_{PA} + \frac{\dot{Q}_V}{P_M} \end{aligned}$$

Dengan, $\dot{m}_{LMIN} = 0,377 \text{ HV} \cdot 10^{-3} - 1,373$

$$= 0,377 \times 42700 \times 10^{-3} - 1,373$$

$$= 14,361 \text{ kg udara/kg bb}$$

$$\dot{Q}_V = (0,4 - 0,5) + P_M = (0,5 + 610) \text{ kW} = 610,5 \text{ kW}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Dan, } t_{OE} &= 100,709 \text{ }^\circ\text{C} \\
 C_{P_{OE}} &= 0,916 \text{ kJ/kg.K} \\
 HV &= 42700 \text{ kJ/kg} \\
 n &= 2,5 \text{ untuk mesin 4 langkah} \\
 t_L &= 27 \text{ }^\circ\text{C} \\
 C_{P_L} &= 1,005 \text{ kJ/kg.K} \\
 t_A &= 230 \text{ }^\circ\text{C} \\
 C_{P_A} &= 1,016 \text{ kJ/kg.K}
 \end{aligned}$$

Maka,

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{BSPEC}(100,709 \times 0,916 + 42700) + \dot{m}_{BSPEC} \times 2,5 \times 14,361 \times 27 \times 1,005 \\
 &= 1 + \dot{m}_{BSPEC}(1 + 2,5 \times 14,361) \times 230 \times 1,016 + \frac{610,5}{610} \\
 42792,249 \dot{m}_{BSPEC} + 974,214 \dot{m}_{BSPEC} &= 1 + 8623,376 \dot{m}_{BSPEC} + 1,001 \\
 (42792,249 + 974,214 - 8623,376) \dot{m}_{BSPEC} \text{ kJ/kg} &= (1 + 1,001) \text{ kW/kW} \\
 (35143,087 \text{ kJ/kg}) \dot{m}_{BSPEC} &= 2,001 \text{ kJ/kW.s} \\
 \dot{m}_{BSPEC} &= \frac{2,001 \times 3600 \text{ kJ/kW.jam}}{35143,087 \text{ kJ/kg}} = 0,205 \text{ kg/kW.jam}
 \end{aligned}$$

I. Perhitungan Pemakaian Bahan Bakar (\dot{m}_B)

Konsumsi bahan bakar atau laju aliran massa bahan bakar (\dot{m}_B)

dapat diperoleh dari Pers. 47, diperoleh :

$$\dot{m}_{BSPEC} = \frac{\dot{m}_B}{P_M}$$

$$\dot{m}_B = \dot{m}_{BSPEC} \times P_M = (0,205 \times 610) \text{ kg/jam} = 125,05 \text{ kg/jam}$$

$$\text{Di mana, } \dot{m}_{BSPEC} = 0,205 \text{ kg/kWh}$$

$$P_M = 610 \text{ kW}$$

Apabila dikonversi satuan ke liter/jam dengan density bahan bakar 0,835 g/cm³, maka diperoleh :

$$\begin{aligned} \dot{m}_B &= \frac{125,05 \text{ kg/jam}}{\rho_{bb}} = \frac{125,05 \text{ kg/jam}}{0,000835 \text{ kg/mL}} = 149760,479 \text{ mL/jam} \\ &= 149,760 \text{ L/jam} \end{aligned}$$

m. Perhitungan Kebutuhan Udara Aktual (\dot{m}_L)

Sesuai Pers. 48, diperoleh :

$$\dot{m}_L = \dot{m}_B \times n \times \dot{m}_{L_{MIN}} = 125,05 \times 2,5 \times 14,361 = 4489,608 \text{ kg/jam}$$

Di mana, $\dot{m}_B = 125,05 \text{ kg/jam}$

$$n = 2,5$$

$$\dot{m}_{L_{MIN}} = 14,361 \text{ kg udara/kg bb}$$

n. Perhitungan Laju Aliran Massa Gas Buang (\dot{m}_A)

Sesuai Pers. 49, diperoleh :

$$\dot{m}_A = \dot{m}_B + \dot{m}_L = 125,05 + 4489,608 = 4614,658 \text{ kg/jam}$$

Di mana, $\dot{m}_B = 125,05 \text{ kg/jam}$

$$\dot{m}_L = 4489,608 \text{ kg/jam}$$

o. Perhitungan Efisiensi Efektif Mesin (η)

Sesuai Pers. 50, diperoleh :

$$\eta = \frac{\text{output}}{\text{input}} = \frac{1}{\dot{m}_{BSPEC}} \times \frac{3600}{(t_{OE} \times C_{POE} + HV + n \times \dot{m}_{L_{MIN}} \times t_L \times C_{PL})}$$

$$\eta = \frac{1}{0,205} \times \frac{3600}{(100,709 \times 0,916 + 42700 + 2,5 \times 14,361 \times 27 \times 1,005)}$$

$$\eta = \frac{3600}{0,205 \times 43766,464}$$

$$= 0,40$$

Di mana, $\dot{m}_{BSPEC} = 0,205 \text{ kg/kWh}$

$$t_{OE} = 100,709 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$C_{POE} = 0,916 \text{ kJ/kg.K}$$

$$HV = 42700 \text{ kJ/kg}$$

$$n = 2,5$$

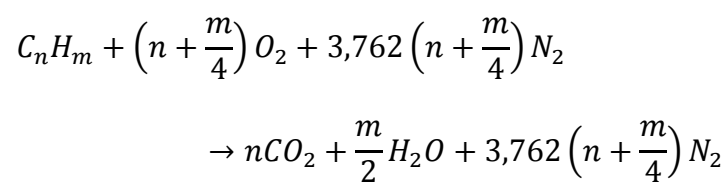
$$\dot{m}_{LMIN} = 14,361 \text{ kg udara/kg bb}$$

$$t_L = 27 \text{ }^\circ\text{C}$$

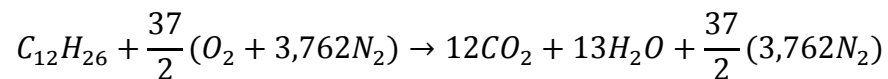
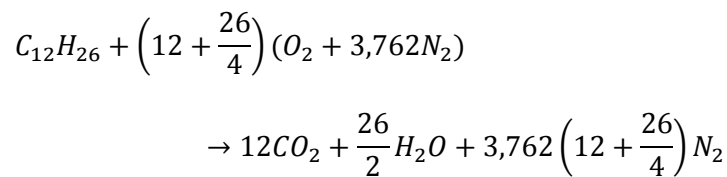
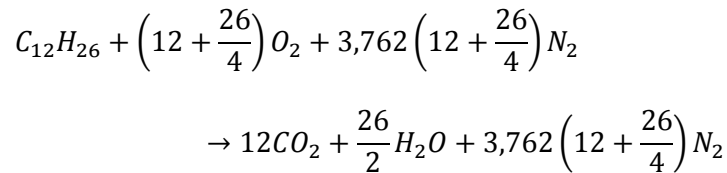
$$C_{PL} = 1,005 \text{ kJ/kg.K}$$

p. Perhitungan Perbandingan Massa Udara dan Bahan Bakar (A/F)

Perhitungan perbandingan massa udara dan bahan bakar (A/F), diawali dengan menghitung $(A/F)_{stoichiometric}$ menurut Pers. 51. Persamaan reaksi secara umum dari hidrokarbon bahan bakar pada kondisi stoikiometrik dinyatakan sebagai berikut :



Maka, persamaan reaksi pembakaran untuk bahan bakar diesel adalah :



Dari reaksi pembakaran ini, diperoleh :

1 mol bahan bakar memiliki massa bahan bakar sebesar :

$$m_f = \{(12 \times 12) + (26 \times 1)\} = 170 \text{ kg},$$

1 mol bahan bakar memiliki massa udara yang dibutuhkan untuk pembakaran sebesar :

$$m_a = \left\{ \left(\frac{37}{2} \times 32 \right) + \left(\frac{37}{2} \times 3,762 \times 28 \right) \right\} = 2540,716 \text{ kg}$$

Jadi perbandingan massa udara dan bahan bakar stoikiometrik adalah :

$$(A/F)_{stoichiometric} = \frac{m_a}{m_f} = \frac{2540,716}{170} = 14,945$$

Dengan mengambil nilai *equivalence ratio* (ϕ) = 0,9 untuk *lean (weak) mixture-excess of air*, maka perbandingan massa udara dan bahan bakar aktual dapat diperoleh menurut Pers. 52 :

$$\text{Equivalence ratio } (\phi) = \frac{(A/F)_{\text{stoich}}}{(A/F)_{\text{actual}}}$$

$$(A/F)_{\text{actual}} = 0,9 \times 14,945 = 13,450$$

2. Perhitungan Besaran-besaran Kerja Mesin dengan Bahan Bakar LNG

Mesin yang digunakan memiliki tipe yang sama, namun mesin ini dapat difungsikan lagi sebagai mesin dengan bahan bakar LNG. Parameter awal yang diperlukan disesuaikan dengan sifat bahan bakar LNG, yang mana LNG ini akan diubah dari kondisi cair menjadi gas untuk digunakan sebagai bahan bakar dalam proses pembakaran, maka parameter awal yang diperlukan untuk perhitungan adalah :

- a. Perbandingan kompresi (ϵ) : 11 : 1
- b. Koefisien udara lebih (α) : 1,4
- c. Temperatur udara luar (T_o) : 300 K
- d. Tekanan udara luar (P_o) : 0,1 MPa
- e. Tekanan udara supercharger (P_{sup}) : 0,18 MPa
- f. Koefisien sisa gas pembakaran (γ_r) : 0,00
- g. Harga kalori bahan bakar (Q_b) : 50000 kJ/kg
(11942,3 kkal/kg.bb)
- h. Temperatur sisa gas pembakaran (T_r) : 800 K

a. Perhitungan Langkah Pengisian

- Tekanan udara pada akhir langkah pengisian (P_a)

Dengan menganggap bahwa penurunan tekanan pada akhir langkah ini sebesar 0,90 dari tekanan udara luar, maka sesuai Pers. 53, harga P_a diperoleh sebesar :

$$P_a = (0,90 \times P_{sup}) \text{ MPa} = (0,90 \times 0,18) \text{ MPa} = 0,162 \text{ MPa}$$

- Temperatur udara masuk (Δt)

Dengan menganggap nilai eksponen kompresi politropik dari supercharger (n) adalah 1,4, maka sesuai Pers. 2, diperoleh :

$$T_{sup} = T_o \left(\frac{P_{sup}}{P_o} \right)^{\left(\frac{n-1}{n} \right)} = 300 \left(\frac{1,8}{1} \right)^{\left(\frac{1,4-1}{1,4} \right)} = 354,859 \text{ K}$$

Sehingga,

$$\Delta t_{sup} = T_{sup} - T_o = 354,859 - 300 = 54,859 \text{ K}$$

Jadi,

$$t_{sup} = T_{sup} - 273,15 = 354,859 - 273,15 = 81,709 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Apabila kenaikan temperatur udara akibat panas dari dinding silinder dan piston (Δt_w) diasumsi sebesar 20°C , maka diperoleh temperatur udara masuk adalah :

$$\Delta t = \Delta t_w + t_{sup} = 20 + 81,709 = 100,709 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Temperatur udara pada akhir langkah pengisian (T_a)

Dengan mengangap bahwa kenaikan temperatur udara akibat panas dari dinding silinder Δt_w adalah sebesar 20°C , dan koefisien residu (γr) = 0,00, maka sesuai Pers 54, diperoleh :

$$T_a = \frac{T_o + \Delta t_w + \gamma r \times T_r}{1 + \gamma r} = \frac{300 + 20 + (0,00 \times 800)}{1 + 0,00} = 320 \text{ K}$$

Di mana, $T_o = 300 \text{ K}$

$$T_r = 800 \text{ K dari } (750 - 1000) \text{ K}$$

Nilai temperatur udara ini memenuhi batas yang diizinkan untuk mesin empat langkah (310 – 350) K.

- Randemen pengisian (η_{ch})

Sesuai pers. 55, randemen pengisian (η_v) diperoleh sebesar :

$$\eta_v = \frac{\varepsilon \times P_a \times T_o}{(\varepsilon - 1)P_o \times T_a(1 + \gamma r)} = \frac{11 \times 0,162 \times 300}{(11 - 1)0,18 \times 320(1 + 0,00)} = 0,928$$

Di mana, $T_o = 300 \text{ K}$

$$P_a = 0,162 \text{ MPa}$$

$$\varepsilon = 11$$

$$P_o = 0,18 \text{ MPa}$$

$$T_a : 320 \text{ K}$$

b. Perhitungan Proses Kompresi

- Harga n_1 (eksponen kompresi politropik)

Harga n_1 adalah harga yang memenuhi Pers. 5, yakni :

$$A + B \times T_a (\varepsilon^{n_1-1} + 1) = \frac{1,985}{n_1-1}$$

Dengan metode *trial-error*, diperoleh :

$$4,62 + 0,00053 \times 320 (11^{1,38083-1} + 1) = \frac{1,985}{1,38083 - 1}$$

$$5,21229 = 5,21229$$

Sehingga diperoleh harga eksponen politropik garis lengkung kompresi $n_1 = 1,38083$, dalam range (1,34 – 1,39).

- Temperatur udara pada akhir langkah kompresi (T_{com})

Sesuai Pers. 56, diperoleh :

$$T_{com} = T_a \times \varepsilon^{n_1-1} = 320 \times 11^{1,38083-1} = 797,524 \text{ K}$$

Di mana, $T_a = 320 \text{ K}$

$$\varepsilon = 11$$

$$n_1 = 1,38083$$

- Tekanan akhir kompresi (P_{com})

Sesuai Pers. 57, diperoleh :

$$P_{com} = P_a \times \varepsilon^{n_1} = 0,162 \times 11^{1,38083} = 4,441 \text{ MPa}$$

Di mana, $P_a : 0,162 \text{ MPa}$

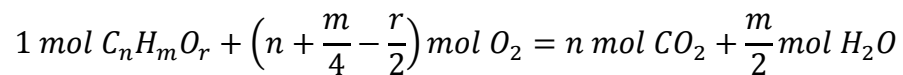
$$\varepsilon : 11$$

$$n_1 : 1,38083$$

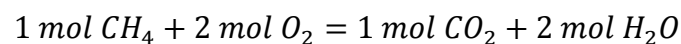
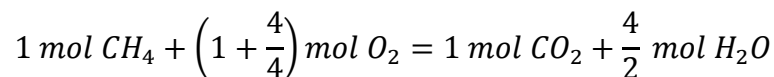
c. Perhitungan Langkah Pembakaran

- Reaksi oksida komponen bahan bakar gas

Reaksi oksida komponen bahan bakar gas dinyatakan oleh persamaan :



LNG dengan komponen utama CH_4 dapat dinyatakan reaksi oksida sebagai berikut :



- Jumlah udara teoritis untuk pembakaran 1 mol bahan bakar gas (A_{th})

Sesuai Pers. 58, diperoleh :

$$A_{th} = \frac{1}{0,21} \sum \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n H_m O_r = \frac{1}{0,21} \sum \left(1 + \frac{4}{4} \right) CH_4 \text{ mol}$$

$$A_{th} = \frac{1}{0,21} \sum (2CH_4) = \frac{1}{0,21} (2) \text{ mol} = 9,524 \text{ mol}$$

- Jumlah total campuran bahan bakar dan udara, untuk bahan bakar gas (M_1)

Dengan mengambil nilai $\alpha = 1,4$, maka sesuai Pers. 59, diperoleh :

$$M_1 = 1 + \alpha A_{th} = 1 + (1,4 \times 9,524) = 14,333 \text{ mol/kg bb}$$

- Jumlah total hasil pembakaran 1 kg bahan bakar gas (M_2)

Jumlah tiap komponen dari hasil pembakaran, sesuai Pers. 60 hingga Pers. 63, diperoleh :

$$M_{CO_2} = \sum n(C_n H_m O_r) = \sum 1(CH_4) = 1 \text{ mol}$$

$$M_{H_2O} = \sum \frac{m}{2}(C_n H_m O_r) = \sum \frac{4}{2}(CH_4) = 2 \text{ mol}$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)A_{th} = 0,21(1,4 - 1) 9,524 = 0,8 \text{ mol}$$

$$M_{N_2} = 0,79 \alpha A_{th} + N_2 = (0,79 \times 1,4 \times 9,524) + 0,1 \\ = 10,633 \text{ mol}$$

Jumlah total hasil pembakaran 1 kg bahan bakar gas, sesuai Pers. 64, diperoleh :

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = 14,433 \text{ mol/kg.bb}$$

- Koefisien perubahan molukel dengan memperhitungkan sisa gas pembakaran (μ_{th})

Sesuai Pers. 65, diperoleh :

$$\mu = \frac{M_2}{M_1} = \frac{14,433}{14,333} = 1,007$$

- Perbandingan isi muatan relatif unsur-unsur gas hasil pembakaran

Sesuai Pers.17, dengan menganggap $M_g = M_2$ maka diperoleh :

$$V_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_g} = \frac{1}{14,433} = 0,069$$

$$V_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_g} = \frac{2}{14,433} = 0,139$$

$$V_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_g} = \frac{0,8}{14,433} = 0,055$$

$$V_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_g} = \frac{10,633}{14,433} = 0,737$$

- Harga panas jenis molukel dari gas-gas volume konstan $(MC_V)_g$

Sesuai Pers. 18 dan Pers. 19, diperoleh :

$$\begin{aligned}
 A_g &= (V_{CO_2} \cdot A_{CO_2}) + (V_{H_2O} \cdot A_{H_2O}) + (V_{O_2} \cdot A_{O_2}) + (V_{N_2} \cdot A_{N_2}) \\
 &= (0,069 \times 7,82) + (0,139 \times 5,79) + (0,055 \times 4,62) \\
 &\quad + (0,737 \times 4,62) \\
 &= 0,5396 + 0,8048 + 0,2541 + 3,4049 \\
 &= 5,003
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 B_g &= (V_{CO_2} \cdot B_{CO_2}) + (V_{H_2O} \cdot B_{H_2O}) + (V_{O_2} \cdot B_{O_2}) + (V_{N_2} \cdot B_{N_2}) \\
 &= (0,069 \times 125 \cdot 10^{-5}) + (0,139 \times 112 \cdot 10^{-5}) \\
 &\quad + (0,055 \times 53 \cdot 10^{-5}) + (0,737 \times 53 \cdot 10^{-5}) \\
 &= 8,625 \cdot 10^{-5} + 15,568 \cdot 10^{-5} + 2,915 \cdot 10^{-5} \\
 &\quad + 39,061 \cdot 10^{-5} \\
 &= 0,00066
 \end{aligned}$$

Sesuai Pers. 20, diperoleh :

$$(MC_v)_g = A_g + B_g \cdot T_z = 5,003 + 0,00066 \cdot T_z \text{ kkal/mol}^\circ C$$

- Harga panas jenis gas dari tekanan konstan $(MC_p)_g$

Sesuai Pers. 21, diperoleh :

$$\begin{aligned}
 (MC_p)_g &= (MC_v)_g + 1,985 \\
 &= 5,003 + 0,00066 \cdot T_z + 1,985 \\
 &= 6,988 + 0,00066 \cdot T_z \text{ kkal/mol}^\circ C
 \end{aligned}$$

- Tingkat perbandingan tekanan (λ)

Tingkat perbandingan tekanan (λ) ditentukan dengan memilih nilai yang dapat menghasilkan tekanan akhir pembakaran (P_z) memenuhi batas $(75 - 110) \text{ kg/cm}^2$,

dengan asumsi bahwa tingkat perbandingan tekanan (λ) = 2,43, maka sesuai Pers. 66, tekanan akhir pembakaran (P_z), diperoleh :

$$\lambda = \frac{P_z}{P_{com}}$$

$$P_z = \lambda \times P_{com} = 2,43 \times 4,441 = 10,792 \text{ MPa}$$

Di mana, $P_{com} = 4,441 \text{ MPa}$

- Harga panas jenis molukel udara pada volume konstan dan temperatur akhir kompresi (T_c)

Sesuai Pers. 23, diperoleh :

$$\begin{aligned} (MC_v)_a &= 4,62 + 53 \cdot 10^{-5} \times T_a \\ &= 4,62 + (0,00053 \times 320) \text{ kkal/mol}^\circ C \\ &= 4,7896 \text{ kkal/mol}^\circ C \end{aligned}$$

- Harga temperatur akhir pembakaran (T_z)

Temperatur akhir pembakaran (T_z), dihitung dengan mengasumsikan bahwa koefisien pemakaian panas pembakaran (ξ_z) = 0,80, dari range (0,80 – 0,85). Dengan menyelesaikan Pers. 25, dalam bentuk persamaan kuadrat, diperoleh :

$$T_z = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a}$$

Di mana,

$$a = B_g = 0,00066$$

$$b = (A_g + 1,985) = (5,003 + 1,985) = 6,988$$

$$c = - \left[\frac{\xi_z \times Q_L}{M_c(1+\gamma r)} + \{(MC_v)_a + 1,985 \times \lambda\} T_{com} \right] / \mu = - 8275,353$$

Dengan, $Q_L = 11942,3$ kkal/kg

$$M_c = 14,333 \text{ mol udara/kg.bb}$$

$$(MC_v)_a = 4,7896 \text{ kkal/mol}^\circ\text{C}$$

$$\lambda = 2,43$$

$$T_{com} = 797,524 \text{ K}$$

$$\mu = 1,007$$

Sehingga dengan memilih akar positif, diperoleh :

$$T_z = \frac{-6,988 + \sqrt{(6,988)^2 - 4(0,00066)(-8275,353)}}{2(0,00066)} = 1075,064 \text{ K}$$

d. Perhitungan Langkah Ekspansi

- Derajat ekspansi pendahuluan (ρ)

Untuk mesin dengan siklus Otto, derajat ekspansi pendahuluan bernilai sama dengan 1, jadi $\rho = 1$.

- Derajat ekspansi susulan (δ)

Sesuai Pers. 27, diperoleh :

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{11}{1} = 11$$

Di mana, $\varepsilon = 11$

$$\rho = 1$$

- Eksponen politropik ekspansi (n_2)

Harga n_2 adalah harga yang memenuhi Pers. 28, yakni :

$$A_g + B_g \times T_z \left(1 + \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) = \frac{1,985}{n_2-1}$$

Dengan metode *trial-error*, diperoleh :

$$5,003 + 0,00066 \times 1075,064 \left(1 + \frac{1}{11^{1,3-1}} \right) = \frac{1,985}{1,3 - 1}$$

$$6,05813 = 6,61667$$

Sehingga diperoleh harga eksponen politropik garis lengkung ekspansi $n_2 = 1,3$, dalam range (1,15 – 1,30).

- Temperatur pada akhir ekspansi (T_b)

Sesuai Pers. 67, diperoleh :

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1075,064}{11^{1,3-1}} = 523,620 \text{ K}$$

Di mana, $T_z = 1075,064 \text{ K}$

$$\delta = 11$$

$$n_2 = 1,3$$

- Tekanan akhir ekspansi (P_b)

Sesuai Pers. 68, diperoleh :

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{10,792}{11^{1,3}} = 0,478 \text{ MPa}$$

Di mana, $P_z = 10,792 \text{ MPa}$

$$\delta = 11$$

$$n_2 = 1,3$$

Setelah melakukan perhitungan termodinamika maka dapat dilakukan perhitungan daya mesin, di mana telah diperoleh :

- Tekanan akhir langkah pengisian (P_a) = 0,162 MPa
- Tekanan akhir langkah kompresi (P_{com}) = 4,441 MPa
- Tekanan akhir langkah ekspansi (P_b) = 0,478 MPa

- d. Tekanan pembakaran maksimum (P_z) = 10,792 MPa
- e. Perbandingan kompresi (ϵ) = 11
- f. Derajat ekspansi pendahuluan (ρ) = 1
- g. Eksponen politropik kompresi (n_1) = 1,38083
- h. Eksponen politropik ekspansi (n_2) = 1,3

e. Perhitungan Parameter Langkah Torak

- Perhitungan volume langkah torak (V_s)

Sesuai Pers. 32, diperoleh :

$$V_s = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times S = \frac{3,14}{4} \times (15,5)^2 \times 18 = 3394,732 \text{ cm}^3$$

Di mana, $D = 155 \text{ mm} = 15,5 \text{ cm}$

$$S = 180 \text{ mm} = 18 \text{ cm}$$

- Volume kompresi (V_{com})

Sesuai Pers. 31, diperoleh :

$$V_{com} = \frac{V_s}{\epsilon - 1} = \frac{3394,732}{11 - 1} = 339,473 \text{ cm}^3$$

Di mana, $V_s = 3394,732 \text{ cm}^3$

$$\epsilon = 11$$

- Volume silinder keseluruhan (V_a)

Sesuai Pers. 33, diperoleh :

$$V_a = V_s + V_{com} = 3394,732 + 339,473 = 3734,205 \text{ cm}^3$$

Di mana, $V_s = 3394,732 \text{ cm}^3$

$$V_{com} = 339,473 \text{ cm}^3$$

- Volume Gas pada titik 1 – 5

Sesuai Pers. 34, diperoleh :

$$V_2 = V_{com} = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} = \frac{3394,732}{11 - 1} = 339,473 \text{ cm}^3$$

$$V_1 = V_{com} + V_s = 339,473 + 3394,732 = 3734,205 \text{ cm}^3$$

$$V_3 = V_2 = 339,473 \text{ cm}^3$$

$$V_5 = V_1 = 3734,205 \text{ cm}^3$$

$$\delta = \frac{V_5}{V_4} = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{11}{1} = 11$$

$$V_4 = \frac{V_5}{\delta} = \frac{3734,205}{11} = 339,473 \text{ cm}^3$$

f. Perhitungan Kerja Indikator Siklus

- Kerja pada proses pembakaran ($W_{z'z}$)

Sesuai Pers. 69, diperoleh :

$$W_{z'z} = \lambda P_{com} V_{com} (\rho - 1)$$

$$= 2,395 \times 4,441 \times 339,473 \times 10^{-6} \times (1 - 1)$$

$$= 0,00000$$

Di mana, $\lambda = 2,43$

$$P_{com} = 4,441 \text{ MPa}$$

$$V_{com} = 339,473 \text{ cm}^3 = 339,473 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\rho = 1$$

- Kerja ekspansi (W_{zb})

Sesuai Pers. 70, diperoleh :

$$\begin{aligned}
 W_{zb} &= P_{com} V_{com} \lambda \rho \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) \frac{1}{n_2-1} \\
 &= 4,441 \times 339,473 \times 10^{-6} \times 2,43 \times 1 \times \left(1 - \frac{1}{11^{1,3-1}}\right) \\
 &\quad \times \frac{1}{1,3-1} \\
 &= 6,264 \text{ kJ}
 \end{aligned}$$

Di mana, $P_{com} = 4,441 \text{ MPa}$

$$V_{com} = 339,473 \text{ cm}^3 = 339,473 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\lambda = 2,43$$

$$\delta = 11$$

$$n_2 = 1,3$$

- Kerja kompresi (W_c)

Sesuai Pers. 71, diperoleh :

$$\begin{aligned}
 W_c &= P_{com} V_{com} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right) \frac{1}{n_1-1} \\
 &= 4,441 \times 339,473 \times 10^{-6} \times \left(1 - \frac{1}{11^{1,38083-1}}\right) \times \frac{1}{1,38083-1} \\
 &= 2,370 \text{ kJ}
 \end{aligned}$$

Di mana, $P_{com} = 4,441 \text{ MPa}$

$$V_{com} = 339,473 \text{ cm}^3 = 339,473 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\varepsilon = 11$$

$$n_1 = 1,38083$$

- Kerja indikator siklus (W_{id})

Sesuai Pers. 72, diperoleh :

$$W_{id} = W_{z'z} + W_{zb} + W_c = 0,0000 + 6,264 - 2,370 \text{ kJ} = 3,894 \text{ kJ}$$

Di mana, $W_{z'z} = 0,0000 \text{ kJ}$

$$W_{zb} = 6,264 \text{ kJ}$$

$$W_c = 2,370 \text{ kJ}$$

g. Perhitungan Tekanan Indikator

- Tekanan indikator teoritis (P_{it})

Sesuai Pers. 73, diperoleh :

$$\begin{aligned} P_{it} &= \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\left(\frac{\lambda}{n_2 - 1} \right) \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \left(\frac{1}{n_1 - 1} \right) \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \\ &= \frac{4,441}{11 - 1} \left[\frac{2,43}{1,3 - 1} \left(1 - \frac{1}{11^{1,3 - 1}} \right) - \left(\frac{1}{1,38083 - 1} \right) \left(1 - \frac{1}{11^{1,38083 - 1}} \right) \right] \\ &= 1,147 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Di mana, $P_{com} = 4,441 \text{ MPa}$

$$\varepsilon = 11$$

$$\lambda = 2,43$$

$$\delta = 11$$

$$n_1 = 1,38083$$

$$n_2 = 1,3$$

- Tekanan indikator (P_i)

Dengan memilih faktor koreksi $\phi = 0,97$, maka sesuai Pers. 74, diperoleh :

$$P_i = \phi \times P_{it} = 0,97 \times 1,147 = 1,113 \text{ MPa}$$

Di mana, $P_{it} = 1,147 \text{ MPa}$

h. Perhitungan Tekanan Efektif

Tekanan efektif (P_b) dihitung dengan mengasumsi harga randemen mekanis dari kisaran yang diizinkan : 0,75 – 0,85. Diambil harga randemen mekanis 0,843 maka sesuai Pers. 75, diperoleh :

$$\eta_m = \frac{P_b}{P_i}$$

$$P_b = \eta_m P_i = 0,85 \times 1,113 = 0,946 \text{ MPa}$$

Di mana, $P_i = 1,113 \text{ MPa}$

i. Perhitungan Daya Indikator

Daya mesin indikator (N_i), sesuai Pers. 76, diperoleh :

$$N_i = \frac{P_i i V_h n}{30 \tau} = \frac{1,113 \times 3394,732 \times 10^{-3} \times 1900 \times 6}{30 \times 2} = 717,605 \text{ kW}$$

Di mana, $P_i = 1,113 \text{ MPa}$

$$V_h = 3394,732 \text{ cm}^3 = 3394,732 \times 10^{-3} \text{ liter}$$

$$n = 1900 \text{ rpm}$$

$$i = 6$$

$$\tau = 2$$

j. Perhitungan Daya Efektif (Brake Horsepower)

Sesuai Pers. 77, diperoleh :

$$N_b = \frac{P_b i V_h n}{30 \tau} = \frac{0,946 \times 6 \times 3394,732 \times 10^{-3} \times 1900}{30 \times 2} = 609,964 \text{ kW}$$

Di mana, $P_b = 0,946 \text{ MPa}$

$$V_h = 3394,732 \text{ cm}^3 = 3394,732 \times 10^{-3} \text{ liter}$$

$$n = 1900 \text{ rpm}$$

$$i = 6$$

$$\tau = 2$$

k. Perhitungan Daya Propeller (P_P)

Sesuai Pers. 43, diperoleh :

$$P_M = \frac{P_P}{\eta_m}$$

$$P_P = P_M \times \eta_m = 610 \times 0,85 = 518,500 \text{ kW}$$

Di mana, $P_M = 610 \text{ kW}$

$$\eta_m = 0,85$$

Karena harga N_b sesuai dengan nilai daya mesin bila menggunakan bahan bakar diesel, maka berbagai hasil perhitungan dan asumsi yang diambil dapat dianggap dapat mewakili keadaan normal dari mesin, yaitu untuk kerja dari mesin dengan bahan bakar gas. Kemudian perhitungan dilanjutkan dengan melakukan perhitungan pemakaian bahan bakar.

I. Perhitungan Pemakaian Bahan Bakar Efektif Spesifik (\dot{m}_{BSPEC})

Sesuai Pers. 44, diperoleh :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{BSPEC}(t_{OE} \times C_{POE} + HV) + \dot{m}_{BSPEC} \times n \times \dot{m}_{LMIN} \times t_L \times C_{PL} \\ = 1 + \dot{m}_{BSPEC}(1 + n \times \dot{m}_{LMIN})t_A \times C_{PA} + \frac{\dot{Q}_V}{P_M} \end{aligned}$$

$$\text{Dengan, } \dot{m}_{LMIN} = 0,377 HV \cdot 10^{-3} - 1,373$$

$$= 0,377 \times 50000 \times 10^{-3} - 1,373$$

$$= 17,477 \text{ kg udara/kg bb}$$

$$\dot{Q}_V = (0,4 - 0,5) + P_M = (0,5 + 610)kW = 610,5 kW$$

$$\text{Dan, } t_{OE} = 100,709 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$C_{POE} = 0,916 \text{ kJ/kg.K}$$

$$HV = 50000 \text{ kJ/kg}$$

$$n = 2,5 \text{ untuk mesin 4 langkah}$$

$$t_L = 27 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$C_{PL} = 1,005 \text{ kJ/kg.K}$$

$$t_A = 112,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$C_{PA} = 0,926 \text{ kJ/kg.K}$$

Maka,

$$\dot{m}_{BSPEC}(100,709 \times 0,916 + 50000) + \dot{m}_{BSPEC} \times 2,5 \times 17,477 \times 27 \times 1,005$$

$$= 1 + \dot{m}_{BSPEC}(1 + 2,5 \times 17,477) \times 112,5 \times 0,926 + \frac{610,5}{610}$$

$$50092,249 \dot{m}_{BSPEC} + 1185,596 \dot{m}_{BSPEC} = 1 + 4655,841 \dot{m}_{BSPEC} + 1,001$$

$$(50092,249 + 1185,596 - 4655,841) \dot{m}_{BSPEC} \text{ kJ/kg} = (1 + 1,001) kW/kW$$

$$(46622,004 \text{ kJ/kg})\dot{m}_{BSPEC} = 2,001 \text{ kJ/kW.s}$$

$$\dot{m}_{BSPEC} = \frac{2,001 \times 3600 \text{ kJ/kW.jam}}{46622,004 \text{ kJ/kg}} = 0,154 \text{ kg/kW.jam}$$

m. Perhitungan Pemakaian Bahan Bakar (\dot{m}_B)

Konsumsi bahan bakar atau laju aliran massa bahan bakar (\dot{m}_B) dapat diperoleh dari Pers. 47, diperoleh :

$$\dot{m}_{BSPEC} = \frac{\dot{m}_B}{P_M}$$

$$\dot{m}_B = \dot{m}_{BSPEC} \times P_M = (0,154 \times 610) \text{ kg/jam} = 93,94 \text{ kg/jam}$$

Di mana, $\dot{m}_{BSPEC} = 0,154 \text{ kg/kWh}$

$$P_M = 610 \text{ kW}$$

Apabila dikonversi satuan ke m^3/jam dengan *density* bahan bakar $0,77 \text{ kg/m}^3$, maka diperoleh :

$$\dot{m}_B = \frac{93,94 \text{ kg/jam}}{\rho_{bb}} = \frac{93,94 \text{ kg/jam}}{0,770 \text{ kg/m}^3} = 122,000 \text{ m}^3/\text{jam}$$

n. Perhitungan Kebutuhan Udara Aktual (\dot{m}_L)

Sesuai Pers. 48, diperoleh :

$$\begin{aligned} \dot{m}_L &= \dot{m}_B \times n \times \dot{m}_{LMIN} = 93,94 \times 2,5 \times 17,477 \\ &= 4104,473 \text{ kg/jam} \end{aligned}$$

Di mana, $\dot{m}_B = 93,94 \text{ kg/jam}$

$$n = 2,5$$

$$\dot{m}_{LMIN} = 17,477 \text{ kg udara/kg bb}$$

o. Perhitungan Laju Aliran Massa Gas Buang (\dot{m}_A)

Sesuai Pers. 49, diperoleh :

$$\dot{m}_A = \dot{m}_B + \dot{m}_L = 93,94 + 4104,473 = 4198,413 \text{ kg/jam}$$

Di mana, $\dot{m}_B = 93,94 \text{ kg/jam}$

$\dot{m}_L = 4104,473 \text{ kg/jam}$

p. Perhitungan Efisiensi Efektif Mesin (η)

Sesuai Pers. 50, diperoleh :

$$\eta = \frac{\text{output}}{\text{input}} = \frac{1}{\dot{m}_{BSPEC}} \times \frac{3600}{(t_{OE} \times C_{P_{OE}} + HV + n \times \dot{m}_{L_{MIN}} \times t_L \times C_{P_L})}$$

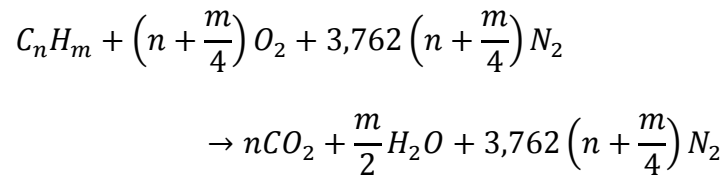
$$\eta = \frac{1}{0,154} \times \frac{3600}{(100,709 \times 0,916 + 50000 + 2,5 \times 17,477 \times 27 \times 1,005)}$$

$$\eta = \frac{3600}{0,154 \times 51277,845}$$

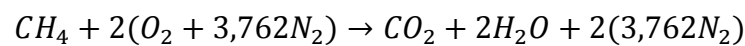
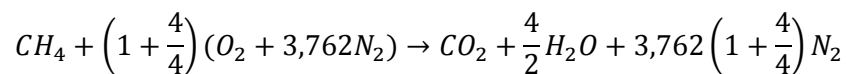
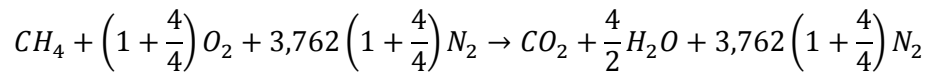
$$= 0,456$$

q. Perhitungan Perbandingan Massa Udara dan Bahan Bakar (A/F)

Perhitungan perbandingan massa udara dan bahan bakar (A/F), diawali dengan menghitung $(A/F)_{stoichiometric}$ menurut Pers. 51. Persamaan reaksi secara umum dari hidrokarbon bahan bakar pada kondisi stoikiometrik dinyatakan sebagai berikut :



Maka, persamaan pembakaran untuk bahan bakar gas adalah :



Dari reaksi pembakaran ini, diperoleh :

1 mol bahan bakar memiliki massa bahan bakar sebesar :

$$m_f = \{(1 \times 12) + (4 \times 1)\} = 16 \text{ kg}$$

1 mol bahan bakar memiliki massa udara yang dibutuhkan untuk pembakaran sebesar :

$$m_a = \{(2 \times 32) + (2 \times 3,762 \times 28)\} = 274,672 \text{ kg}$$

Jadi perbandingan massa udara dan bahan bakar stoikiometrik adalah :

$$(A/F)_{stoichoimetric} = \frac{m_a}{m_f} = \frac{274,672}{16} = 17,167$$

Dengan mengambil nilai *equivalence ratio* (ϕ) = 0,9 untuk *lean (week) mixture-excess of air*, maka perbandingan massa udara dan bahan bakar aktual dapat diperoleh menurut Pers. 52 :

$$Equivalence \ ratio \ (\phi) = \frac{(A/F)_{stoich}}{(A/F)_{actual}}$$

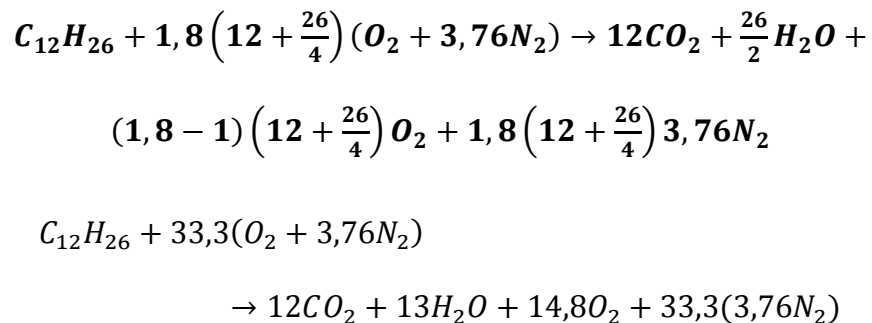
$$(A/F)_{actual} = 0,9 \times 17,167 = 15,4503$$

3. Perhitungan Fraksi Volume *wet gas* dan *dry gas* dari CO₂ pada Mesin dengan Bahan Bakar Diesel

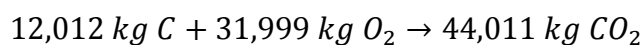
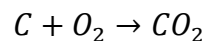
Komposisi total bahan bakar diesel adalah :

Carbon	:	86 %
Hidrogen	:	13 %
Oksigen	:	1 %
Sulfur	:	0,5 %
Nitrogen	:	0,1 %

a. Reaksi bahan bakar dengan koefisien udara lebih 1,8 (aktual) :

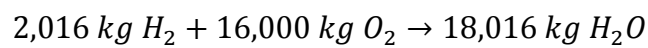
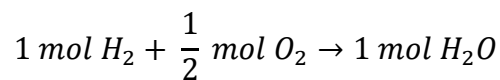
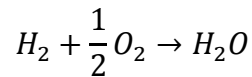


Untuk Carbon, dengan berat atom Carbon $\bar{m} = 12,012 \text{ kg}$ diperoleh:



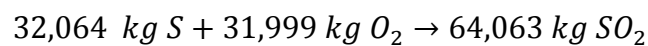
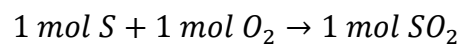
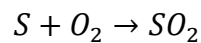
$$\frac{O_2}{C} = 2,664 \text{ kg } O_2/\text{kg } C$$

$$\frac{CO_2}{C} = 3,664 \text{ kg } CO_2/\text{kg } C$$



$$\frac{O_2}{H_2} = 7,937 \text{ kg } O_2/\text{kg } H_2$$

$$\frac{H_2O}{H_2} = 8,937 \text{ kg } H_2O/\text{kg } H_2$$



$$\frac{O_2}{S} = 0,998 \text{ kg } O_2/\text{kg } S$$

$$\frac{SO_2}{S} = 1,998 \text{ kg } SO_2/\text{kg } S$$

Oksigen yang diperlukan untuk pembakaran dalam unsur bahan pembakaran adalah :

➤ Carbon $\frac{O_2}{C} \times C = 2,664 \times 0,86 = 2,291 \text{ kg } O_2/\text{kg } \text{bb}$

➤ Hidrogen $\frac{O_2}{H_2} \times H_2 = 7,937 \times 0,13 = 1,032 \text{ kg } O_2/\text{kg } \text{bb}$

$$\text{➤ Sulfur} \quad \frac{O_2}{S} \times S = 0,998 \times 0,005 = 0,00499 \text{ kg } O_2/\text{kg bb}$$

Jadi total Oksigen

$$= 2,291 + 1,032 + 0,00499 = 3,32799 \text{ kg } O_2/\text{kg bb}$$

Net Oksigen = Total Oksigen – Oksigen dalam bahan bakar

$$= 3,32799 - 0,01 \text{ kg } O_2/\text{kg bb}$$

$$= 3,31799 \text{ kg } O_2/\text{kg bb}$$

Jumlah udara yang dibutuhkan = (Net O_2) : (oxygen/air mass ratio)

Di mana,

$$\text{Oxygen/air mass ratio} = (0,21 \times 32)/28,85 = 0,233 \text{ kg } O_2/\text{kg udara}$$

Maka, Jumlah udara yang dibutuhkan

$$= (3,31799 \text{ kg } O_2/\text{kg bb}) \div (0,233 \text{ kg } O_2/\text{kg udara})$$

$$= 14,240 \text{ kg udara/kg bb}$$

Jumlah udara masuk = $1,8 \times 14,240 \text{ kg udara/kg bb}$

$$= 25,632 \text{ kg udara/kg bb}$$

$$\text{Oksigen} = 0,233 \times 25,632 \text{ kg } O_2/\text{kg bb}$$

$$= 5,972 \text{ kg } O_2/\text{kg bb}$$

$$\text{Nitrogen} = 0,767 \times 25,632 \text{ kg } N_2/\text{kg bb}$$

$$= 19,660 \text{ kg } N_2/\text{kg bb}$$

Kelebihan oksigen = oksigen yang dibutuhkan – net O₂

$$= 5,972 - 3,31799 \text{ kg/kg bb}$$

$$= 2,65401 \times 14,8 \text{ kg/kg bb}$$

$$= 39,279 \text{ kg/kg bb}$$

$$\text{Carbon dioksida} = \frac{CO_2}{C} \times C = 3,664 \times 0,86 \times 12$$

$$= 37,812 \text{ kg CO}_2/\text{kg bb}$$

Uap air dari bahan bakar :

$$\frac{H_2O}{H_2} \times H_2 = 8,937 \times 0,13 \times 13 = 15,104 \text{ kg H}_2\text{O}/\text{kg bb}$$

Uap air dari udara pembakaran (m_ω) :

$$P_V = \phi (P_V)_{sat,25^\circ C} = 0,30 \times 3,169 \text{ kPa} = 0,9507 \text{ kPa}$$

Di mana, ϕ = kelembaman relatif (30 %)

$$(P_V)_{sat,25^\circ C} = 3,169 \text{ kPa}$$

$$\omega = 0,622 \frac{P_V}{P_{bar} - P_V} = 0,622 \times \frac{0,9507}{101,00 - 0,9507}$$

$$= 0,00591 \text{ kg uap air}/\text{kg udara kering}$$

$$m_\omega = m_a \times \omega = 25,632 \times 0,00591 \text{ kg/kg bb}$$

$$= 0,1515 \text{ kg/kg bb}$$

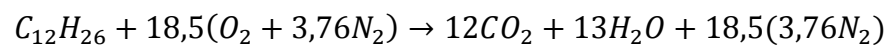
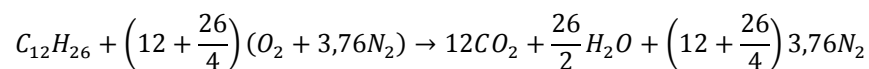
$$\text{Total uap air} = 15,104 + 0,1515 \text{ kg/kg bb} = 15,2555 \text{ kg/kg bb}$$

Jadi fraksi volume gas CO₂ dapat diperoleh sebagai berikut :

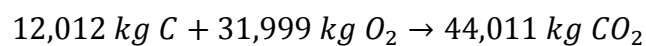
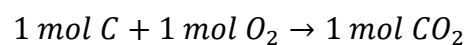
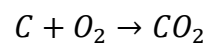
Tabel 3. Analisa Flue Gas Mesin bahan bakar diesel (aktual)

				Fraksi Volume (%)	
Gas	\bar{m}	Massa (kg)	Massa (mol)	Wet Gas	Dry Gas
CO ₂	44,011	37,8120	0,8591	23,63	30,81
O ₂	31,999	39,2790	1,2275	33,77	44,02
N ₂	28,013	19,6600	0,7018	19,31	25,17
H ₂ O	18,015	15,2555	0,8468	23,29	-
		112,0065	3,6352	100,00	100,00

b. Reaksi bahan bakar dengan koefisien kelebihan udara 1 (stoikiometrik) :

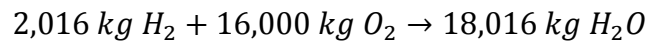
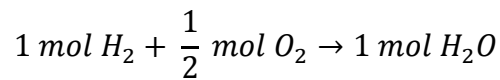
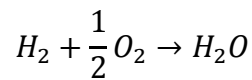


Untuk Carbon, dengan berat atom Carbon $\bar{m} = 12,012 \text{ kg}$ diperoleh:



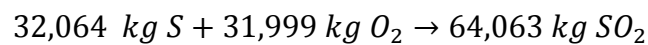
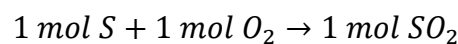
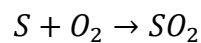
$$\frac{O_2}{C} = 2,664 \text{ kg } O_2/\text{kg } C$$

$$\frac{CO_2}{C} = 3,664 \text{ kg } CO_2/\text{kg } C$$



$$\frac{O_2}{H_2} = 7,937 \text{ kg } O_2/\text{kg } H_2$$

$$\frac{H_2O}{H_2} = 8,937 \text{ kg } H_2O/\text{kg } H_2$$



$$\frac{O_2}{S} = 0,998 \text{ kg } O_2/\text{kg } S$$

$$\frac{SO_2}{S} = 1,998 \text{ kg } SO_2/\text{kg } S$$

Oksigen yang diperlukan untuk pembakaran dalam unsur bahan pembakaran adalah :

- Carbon $\frac{O_2}{C} \times C = 2,664 \times 0,86 = 2,291 \text{ kg } O_2/\text{kg } \text{bb}$
- Hidrogen $\frac{O_2}{H_2} \times H_2 = 7,937 \times 0,13 = 1,032 \text{ kg } O_2/\text{kg } \text{bb}$
- Sulfur $\frac{O_2}{S} \times S = 0,998 \times 0,005 = 0,00499 \text{ kg } O_2/\text{kg } \text{bb}$

Jadi total Oksigen

$$= 2,291 + 1,032 + 0,00499 = 3,32799 \text{ kg } O_2/\text{kg bb}$$

Net Oksigen = Total Oksigen – Oksigen dalam bahan bakar

$$= 3,32799 - 0,01 \text{ kg } O_2/\text{kg bb}$$

$$= 3,31799 \text{ kg } O_2/\text{kg bb}$$

Jumlah udara yang dibutuhkan = (Net O_2) : (oxygen/air mass ratio)

Di mana, Oxygen/air mass ratio

$$= (0,21 \times 32)/28,85 = 0,233 \text{ kg } O_2/\text{kg udara}$$

Maka, Jumlah udara yang dibutuhkan

$$= (3,31799 \text{ kg } O_2/\text{kg fuel}) \div (0,233 \text{ kg } O_2/\text{kg udara})$$

$$= 14,240 \text{ kg udara/kg bb}$$

Jumlah udara masuk = $1,0 \times 14,240 \text{ kg udara/kg bb}$

$$= 14,240 \text{ kg udara/kg bb}$$

Oksigen = $0,233 \times 14,240 \text{ kg } O_2/\text{kg bb}$

$$= 3,318 \text{ kg } O_2/\text{kg bb}$$

Nitrogen = $0,767 \times 14,240 \text{ kg } N_2/\text{kg bb}$

$$= 10,922 \text{ kg } N_2/\text{kg bb}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Kelebihan oksigen} &= \text{oksigen yang dibutuhkan} - \text{net O}_2 \\
 &= 3,318 - 3,31799 \text{ kg/kg bb} \\
 &= 0,00001 \times 0 \text{ kg/kg bb} \\
 &= 0 \text{ kg/kg bb}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Carbon dioksida} &= \frac{CO_2}{C} \times C = 3,664 \times 0,86 \times 12 \\
 &= 37,812 \text{ kg CO}_2/\text{kg bb}
 \end{aligned}$$

Uap air dari bahan bakar :

$$\frac{H_2O}{H_2} \times H_2 = 8,937 \times 0,13 \times 13 = 15,104 \text{ kg H}_2\text{O/kg bb}$$

Uap air dari udara pembakaran (m_ω) :

$$P_V = \phi (P_V)_{sat,25^\circ C} = 0,30 \times 3,169 \text{ kPa} = 0,9507 \text{ kPa}$$

Di mana, ϕ = kelembaman relatif (30 %)

$$(P_V)_{sat,25^\circ C} = 3,169 \text{ kPa}$$

$$\omega = 0,622 \frac{P_V}{P_{bar} - P_V} = 0,622 \times \frac{0,9507}{101,00 - 0,9507}$$

$$= 0,00591 \text{ kg uap air/kg udara kering}$$

$$m_\omega = m_a \times \omega = 14,240 \times 0,00591 \text{ kg/kg bb} = 0,0842 \text{ kg/kg bb}$$

$$\text{Total uap air} = 15,104 + 0,0842 \text{ kg/kg bb} = 15,1882 \text{ kg/kg bb}$$

Jadi fraksi volume gas CO₂ dapat diperoleh sebagai berikut :

Tabel 4. Analisa Flue Gas Mesin bahan bakar diesel (stoikiometrik)

				Fraksi Volume (%)	
Gas	\bar{m}	Massa (kg)	Massa (mol)	Wet Gas	Dry Gas
CO ₂	44,011	37,8120	0,8591	41,06	68,78
O ₂	31,999	0	0	0	0
N ₂	28,013	10,9220	0,3899	18,64	31,22
H ₂ O	18,015	15,1882	0,8431	40,30	-
		63,9224	2,0921	100,00	100,00

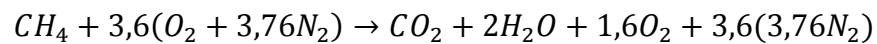
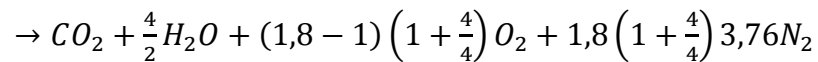
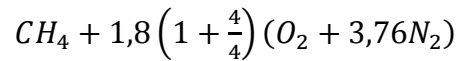
4. Perhitungan Fraksi Volume *wet gas* dan *dry gas* dari CO₂ pada Mesin dengan Bahan Bakar LNG

Komposisi total bahan bakar LNG menurut Lampiran E adalah :

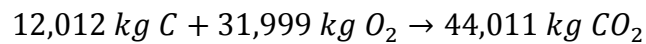
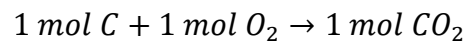
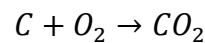
Carbon	:	75,266 %
Hidrogen	:	24,734 %
Oksigen	:	0 %
Sulfur	:	0 %
Nitrogen	:	0,1 %

a. Reaksi bahan bakar dengan koefisien kelebihan udara 1,8

(aktual) :

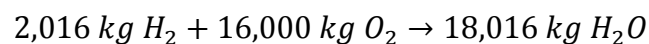
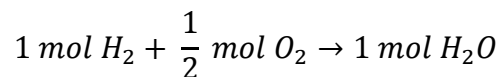
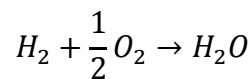


Untuk Carbon, dengan berat atom Carbon $\bar{m} = 12,012 \text{ kg}$
diperoleh:



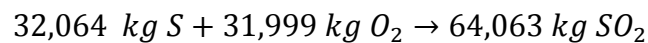
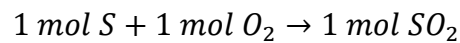
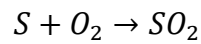
$$\frac{O_2}{C} = 2,664 \text{ kg } O_2/\text{kg } C$$

$$\frac{CO_2}{C} = 3,664 \text{ kg } CO_2/\text{kg } C$$



$$\frac{O_2}{H_2} = 7,937 \text{ kg } O_2/\text{kg } H_2$$

$$\frac{H_2O}{H_2} = 8,937 \text{ kg } H_2O/\text{kg } H_2$$



$$\frac{O_2}{S} = 0,998 \text{ kg } O_2/\text{kg } S$$

$$\frac{SO_2}{S} = 1,998 \text{ kg } SO_2/\text{kg } S$$

Oksigen yang diperlukan untuk pembakaran dalam unsur bahan pembakaran adalah :

- Carbon $\frac{O_2}{C} \times C = 2,664 \times 0,75266 = 2,005 \text{ kg } O_2/\text{kg } bb$
- Hidrogen $\frac{O_2}{H_2} \times H_2 = 7,937 \times 0,24734 = 1,963 \text{ kg } O_2/\text{kg } bb$
- Sulfur $\frac{O_2}{S} \times S = 0,998 \times 0 = 0 \text{ kg } O_2/\text{kg } bb$

Jadi total Oksigen = $2,005 + 1,963 + 0 = 3,97 \text{ kg } O_2/\text{kg } bb$

Net Oksigen = Total Oksigen – Oksigen dalam bahan bakar

$$= 3,97 - 0 \text{ kg } O_2/\text{kg } bb$$

$$= 3,97 \text{ kg } O_2/\text{kg } bb$$

Jumlah udara yang dibutuhkan = (Net O_2) : (oxygen/air mass ratio)

Di mana, Oxygen/air mass ratio

$$= (0,21 \times 32)/28,85 = 0,233 \text{ kg } O_2/\text{kg } udara$$

Maka, Jumlah udara yang dibutuhkan

$$= (3,97 \text{ kg } O_2/\text{kg } bb) \div (0,233 \text{ kg } O_2/\text{kg } udara)$$

$$= 17,04 \text{ kg } udara/\text{kg } bb$$

Jumlah udara masuk = $1,8 \times 17,04 \text{ kg } udara/\text{kg } bb$

$$= 30,672 \text{ kg } udara/\text{kg } bb$$

Oksigen = $0,233 \times 30,672 \text{ kg } O_2/\text{kg } bb$

$$= 7,147 \text{ kg } O_2/\text{kg } bb$$

Nitrogen = $0,767 \times 30,672 \text{ kg } N_2/\text{kg } bb$

$$= 23,525 \text{ kg } N_2/\text{kg } bb$$

Kelebihan oksigen = oksigen yang dibutuhkan – net O_2

$$= 7,147 - 3,97 \text{ kg}/\text{kg } bb$$

$$= 3,177 \times 1,6 \text{ kg}/\text{kg } bb$$

$$= 5,0832 \text{ kg}/\text{kg } bb$$

Carbon dioksida = $\frac{CO_2}{C} \times C = 3,664 \times 0,75266 \times 1$

$$= 2,7577 \text{ kg } CO_2/\text{kg } bb$$

Uap air dari bahan bakar :

$$\frac{H_2O}{H_2} \times H_2 = 8,937 \times 0,24734 \times 2 = 4,4209 \text{ kg } H_2O/\text{kg } bb$$

Uap air dari udara pembakaran (m_ω) :

$$P_V = \phi (P_V)_{sat,25^\circ C} = 0,30 \times 3,169 \text{ kPa} = 0,9507 \text{ kPa}$$

Di mana, ϕ = kelembaman relatif (30 %)

$$(P_V)_{sat,25^\circ C} = 3,169 \text{ kPa}$$

$$\begin{aligned} \omega &= 0,622 \frac{P_V}{P_{bar}-P_V} = 0,622 \times \frac{0,9507}{101,00-0,9507} \\ &= 0,00591 \text{ kg uap air/kg udara kering} \end{aligned}$$

$$m_\omega = m_a \times \omega = 30,672 \times 0,00591 \text{ kg/kg bb}$$

$$= 0,1813 \text{ kg/kg bb}$$

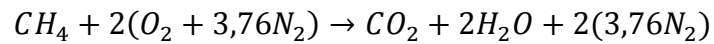
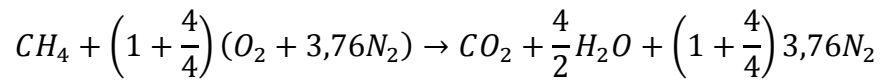
$$\text{Total uap air} = 4,4209 + 0,1813 \text{ kg/kg bb} = 4,6022 \text{ kg/kg bb}$$

Jadi fraksi volume gas CO₂ dapat diperoleh sebagai berikut :

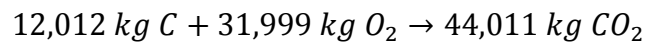
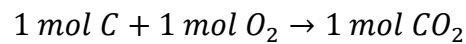
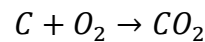
Tabel 5. Analisa Flue Gas Mesin bahan bakar LNG (aktual)

				Fraksi Volume (%)	
Gas	\bar{m}	Massa (kg)	Massa (mol)	Wet Gas	Dry Gas
CO ₂	44,011	2,7577	0,0626	4,75	5,90
O ₂	31,999	5,0832	0,1588	12,06	14,96
N ₂	28,013	23,5250	0,8398	63,78	79,14
H ₂ O	18,015	4,6022	0,2555	19,40	-
		35,9681	1,3167	100,00	100,00

b. Reaksi bahan bakar dengan koefisien kelebihan udara 1 (stoikiometrik) :

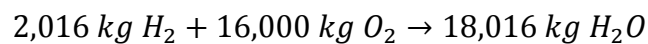
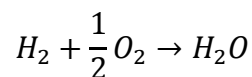


Untuk Carbon, dengan berat atom Carbon $\bar{m} = 12,012 \text{ kg}$ diperoleh:



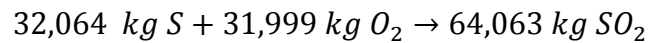
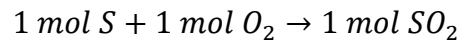
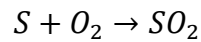
$$\frac{O_2}{C} = 2,664 \text{ kg } O_2/\text{kg } C$$

$$\frac{CO_2}{C} = 3,664 \text{ kg } CO_2/\text{kg } C$$



$$\frac{O_2}{H_2} = 7,937 \text{ kg } O_2/\text{kg } H_2$$

$$\frac{H_2O}{H_2} = 8,937 \text{ kg } H_2O/\text{kg } H_2$$



$$\frac{O_2}{S} = 0,998 \text{ kg } O_2/\text{kg } S$$

$$\frac{SO_2}{S} = 1,998 \text{ kg } SO_2/\text{kg } S$$

Oksigen yang diperlukan untuk pembakaran dalam unsur bahan pembakaran adalah :

- Carbon $\frac{O_2}{C} \times C = 2,664 \times 0,75266 = 2,005 \text{ kg } O_2/\text{kg } bb$
- Hidrogen $\frac{O_2}{H_2} \times H_2 = 7,937 \times 0,24734 = 1,963 \text{ kg } O_2/\text{kg } bb$
- Sulfur $\frac{O_2}{S} \times S = 0,998 \times 0 = 0 \text{ kg } O_2/\text{kg } bb$

Jadi total Oksigen = $2,005 + 1,963 + 0 = 3,97 \text{ kg } O_2/\text{kg } bb$

Net Oksigen = Total Oksigen – Oksigen dalam bahan bakar

$$= 3,97 - 0 \text{ kg } O_2/\text{kg } bb$$

$$= 3,97 \text{ kg } O_2/\text{kg } bb$$

Jumlah udara yang dibutuhkan = (Net O_2) : (oxygen/air mass ratio)

Di mana, Oxygen/air mass ratio

$$= (0,21 \times 32)/28,85 = 0,233 \text{ kg } O_2/\text{kg } udara$$

Maka, Jumlah udara yang dibutuhkan

$$= (3,97 \text{ kg } O_2/\text{kg } bb) \div (0,233 \text{ kg } O_2/\text{kg } udara)$$

$$= 17,04 \text{ kg } udara/\text{kg } bb$$

Jumlah udara masuk = $1,0 \times 17,04 \text{ kg } udara/\text{kg } bb$

$$= 17,04 \text{ kg } udara/\text{kg } bb$$

Oksigen = $0,233 \times 17,04 \text{ kg } O_2/\text{kg } bb$

$$= 3,970 \text{ kg } O_2/\text{kg } bb$$

Nitrogen = $0,767 \times 17,04 \text{ kg } N_2/\text{kg } bb$

$$= 13,070 \text{ kg } N_2/\text{kg } bb$$

Kelebihan oksigen = oksigen yang dibutuhkan – net O_2

$$= 3,97 - 3,97 \text{ kg}/\text{kg } bb$$

$$= 0 \times 0 \text{ kg}/\text{kg } bb$$

$$= 0 \text{ kg}/\text{kg } bb$$

Carbon dioksida = $\frac{CO_2}{C} \times C = 3,664 \times 0,75266 \times 1$

$$= 2,7577 \text{ kg } CO_2/\text{kg } bb$$

Uap air dari bahan bakar :

$$\frac{H_2O}{H_2} \times H_2 = 8,937 \times 0,24734 \times 2 = 4,4209 \text{ kg } H_2O/\text{kg } bb$$

Uap air dari udara pembakaran (m_ω) :

$$P_V = \phi (P_V)_{sat,25^\circ C} = 0,30 \times 3,169 \text{ kPa} = 0,9507 \text{ kPa}$$

Di mana, ϕ = kelembaman relatif (30 %)

$$(P_V)_{sat,25^\circ C} = 3,169 \text{ kPa}$$

$$\omega = 0,622 \frac{P_V}{P_{bar}-P_V} = 0,622 \times \frac{0,9507}{101,00-0,9507}$$

$$= 0,00591 \text{ kg uap air/kg udara kering}$$

$$m_\omega = m_a \times \omega = 17,04 \times 0,00591 \text{ kg/kg bb} = 0,1007 \text{ kg/kg bb}$$

$$\text{Total uap air} = 4,4209 + 0,1007 \text{ kg/kg bb} = 4,5216 \text{ kg/kg bb}$$

Jadi fraksi volume gas CO₂ dapat diperoleh sebagai berikut :

Tabel 6. Analisa Flue Gas Mesin bahan bakar LNG (stoikiometrik)

				Fraksi Volume (%)	
Gas	\bar{m}	Massa (kg)	Massa (mol)	Wet Gas	Dry Gas
CO ₂	44,011	2,7577	0,0626	8,02	11,83
O ₂	31,999	0	0	0	0
N ₂	28,013	13,0700	0,4666	59,81	88,17
H ₂ O	18,015	4,5216	0,2510	32,17	-
		20,3493	0,7802	100,00	100,00

5. Perhitungan Penurunan Emisi NO_x

Penurunan emisi NO_x dapat ditentukan dengan melihat perbedaan temperatur maksimum (T_z) yang dihasilkan oleh mesin dengan bahan bakar LNG dan mesin dengan bahan bakar diesel (Ferox CHART, 2012).

Diketahui : T_z untuk mesin dengan bahan bakar diesel = 2460,121 K

T_z untuk mesin dengan bahan bakar LNG = 1075,064 K

Maka diperoleh prosentase penurunan emisi NO_x berdasarkan penurunan temperatur maksimum adalah 77,62 %.

6. Penentuan Instalasi Mesin Dengan Menggunakan Bahan Bakar LNG dan Diesel (MDO)

Penentuan posisi mesin berbahan bakar gas diawali dengan menentukan besar volume tangki bahan bakar gas dan diesel. Perhitungan volume tangki LNG dan diesel (MDO) dapat dinyatakan sebagai berikut (www.huegli-tech.com., 2003) :

Parameter awal dalam perhitungan :

➤ Harga eksotermik dari diesel 205 g/kWh dan harga eksotermik dari gas sama dengan 154 g/kWh.

➤ Massa jenis untuk bahan bakar gas dan bahan bakar diesel :

$$\rho_{(NG)} = 0,77 \text{ kg/m}^3 = 0,77 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{(DIESEL)} = 835 \text{ kg/m}^3 = 0.835 \text{ kg/L}$$

$$\rho_{(LNG)} = 460 \text{ kg/m}^3 = 0,460 \text{ kg/L}$$

- Perbandingan bahan bakar diesel dan bahan bakar gas :
 $\pm 30/70$ artinya bahwa bahan bakar diesel 30 % dan bahan bakar gas (LNG) 70 %.
- Untuk cadangan disiapkan bahan bakar 10 % dari beban maksimum mesin.
- Pemakaian bahan bakar diesel mesin induk dengan beban 30 % :

$$30 \% \text{ Load} = 0,30 \times (610 \text{ kW}) \times (200 \text{ g/kW.jam})$$

$$= 36600 \text{ g/jam}$$

$$= \frac{36600 \text{ g/jam}}{1000 \text{ g/kg}}$$

$$= 36,600 \text{ kg/jam}$$

$$= \frac{36,600 \text{ kg/jam}}{0,835 \text{ kg/L}}$$

$$= 43,832 \text{ L/jam}$$

- Pemakaian bahan bakar gas mesin induk dengan beban 70 % :

$$70 \% \text{ Load} = 0,70 \times (610 \text{ kW}) \times (154 \text{ g/kW.jam})$$

$$= 65758 \text{ g/jam}$$

$$= \frac{65758 \text{ g/jam}}{1000 \text{ g/kg}}$$

$$= 65,758 \text{ kg/jam}$$

$$= \frac{65,758 \text{ kg/jam}}{0,77 \text{ kg/m}^3}$$

$$= 85,400 \text{ m}^3/\text{jam}$$

- Pemakaian bahan bakar diesel mesin bantu dengan beban 30 % :

$$30 \% \text{ Load} = 0,30 \times (85 \text{ kW}) \times (200 \text{ g/kW.jam})$$

$$= 5100 \text{ g/jam}$$

$$= \frac{5100 \text{ g/jam}}{1000 \text{ g/kg}}$$

$$= 5,100 \text{ kg/jam}$$

$$= \frac{5,100 \text{ kg/jam}}{0,835 \text{ kg/L}}$$

$$= 6,108 \text{ L/jam}$$

- Pemakaian bahan bakar gas mesin bantu dengan beban 70 % :

$$70 \% \text{ Load} = 0,70 \times (85 \text{ kW}) \times (154 \text{ g/kW.jam})$$

$$= 9163 \text{ g/jam}$$

$$= \frac{9163 \text{ g/jam}}{1000 \text{ g/kg}}$$

$$= 9,163 \text{ kg/jam}$$

$$= \frac{9,163 \text{ kg/jam}}{0,77 \text{ kg/m}^3}$$

$$= 11,900 \text{ m}^3/\text{jam}$$

- Pemakaian bahan bakar diesel pada beban 30 % dalam menempuh jarak 85 mil dengan waktu 9 jam untuk 2 mesin induk :

$$2 \times (43,832 \text{ L/jam}) \times (9 \text{ jam}) = 788,976 \text{ L}$$

- Pemakaian bahan bakar gas (LNG) pada beban 70 % dalam menempuh jarak 85 mil dengan waktu 9 jam untuk 2 mesin induk :

$$2 \times (85,400 \text{ m}^3/\text{jam}) \times (9 \text{ jam}) = 1537,2 \text{ m}^3$$

- Pemakaian bahan bakar diesel pada beban 30 % dalam menempuh jarak 85 mil dengan waktu 9 jam untuk 2 mesin bantu :

$$2 \times (6,108 \text{ L}/\text{jam}) \times (9 \text{ jam}) = 109,944 \text{ L}$$

- Pemakaian bahan bakar gas (LNG) pada beban 70 % dalam menempuh jarak 85 mil dengan waktu 9 jam untuk 2 mesin bantu :

$$2 \times (11,900 \text{ L}/\text{jam}) \times (9 \text{ jam}) = 214,200 \text{ L}$$

- Jumlah total bahan bakar diesel yang dibutuhkan untuk menempuh 1 kali jarak tempuh adalah :

$$\{788,976 + 109,944 + (0,1 \times 788,976)\} \text{ L} = 977,818 \text{ L}$$

Di mana untuk cadangan bahan bakar disiapkan 10 % dari jumlah pemakaian bahan bakar mesin induk.

- Jumlah total bahan bakar gas (LNG) yang dibutuhkan untuk menempuh 1 kali jarak tempuh adalah :

$$\{1537,2 + 214,200 + (0,1 \times 1537,2)\} \text{ m}^3 = 1905,120 \text{ m}^3$$

Di mana untuk cadangan bahan bakar disiapkan 10 % dari jumlah pemakaian bahan bakar mesin induk.

Untuk bahan bakar gas (LNG) jumlah total bahan bakar gas ini masih dalam wujud gas yang kemudian dikonversi ke cair dengan perbandingan 1 : 600 artinya bahwa 1 m³ LNG sama dengan 600 m³

gas, sehingga diperoleh dari jumlah total bahan bakar gas 1905,120 m³ sama dengan 3,175 m³ LNG atau 3175 Liter LNG.

Dengan demikian dapat ditentukan volume bahan bakar diesel dan LNG berdasarkan jumlah total kebutuhan bahan bakar diesel dan LNG untuk 1 kali jarak tempuh adalah LNG sebesar 3175 L dan diesel sebesar 977,818 L, di mana bila dikonversi ke satuan ton dengan mengalikan massa jenis LNG = 0,460 kg/L dan massa jenis diesel = 0,835 kg/L maka diperoleh volume bahan bakar LNG sebesar 3175 L atau 1,46 ton dan volume bahan bakar diesel untuk MDO sebesar 977,818 L atau 0,816 ton.

Apabila dibandingkan dengan volume bahan bakar diesel untuk mesin diesel (HFO) dalam 1 kali jarak tempuh adalah :

- Pemakaian bahan bakar diesel mesin induk :

$$100 \% \text{ Load} = 1 \times (610 \text{ kW}) \times (205 \text{ g/kW.jam})$$

$$= 125050 \text{ g/jam}$$

$$= \frac{125050 \text{ g/jam}}{1000 \text{ g/kg}}$$

$$= 125,050 \text{ kg/jam}$$

$$= \frac{125,050 \text{ kg/jam}}{0,835 \text{ kg/L}}$$

$$= 149,760 \text{ L/jam}$$

- Pemakaian bahan bakar diesel mesin bantu :

$$\begin{aligned}
 100 \% \text{ Load} &= 1 \times (85 \text{ kW}) \times (205 \text{ g/kW.jam}) \\
 &= 17425 \text{ g/jam} \\
 &= \frac{17425 \text{ g/jam}}{1000 \text{ g/kg}} \\
 &= 17,425 \text{ kg/jam} \\
 &= \frac{17,425 \text{ kg/jam}}{0,835 \text{ kg/L}} \\
 &= 20,868 \text{ L/jam}
 \end{aligned}$$

- Pemakaian bahan bakar diesel dalam menempuh jarak 85 mil dengan waktu 9 jam untuk 2 mesin induk :

$$2 \times (149,760 \text{ L/jam}) \times (9 \text{ jam}) = 2695,68 \text{ L}$$

- Pemakaian bahan bakar diesel dalam menempuh jarak 85 mil dengan waktu 9 jam untuk 2 mesin bantu :

$$2 \times (20,868 \text{ L/jam}) \times (9 \text{ jam}) = 375,624 \text{ L}$$

Maka total bahan bakar diesel jika mesin berbahan bakar diesel yang dibutuhkan untuk menempuh 1 kali jarak tempuh adalah :

$$\{2695,68 + 375,624 + (0,1 \times 2695,68)\} \text{ L} = 3340,872 \text{ L}$$

Di mana untuk cadangan bahan bakar disiapkan 10 % dari jumlah pemakaian bahan bakar mesin induk. Volume tangki bahan bakar diesel untuk mesin berbahan bakar diesel sebesar 3340,872 L, di mana bila dikonversi ke satuan ton dengan mengalikan massa jenis

bahan bakar diesel = $0,835 \text{ kg/m}^3$ maka diperoleh sekitar 2,8 ton. Terlihat bahwa mesin dengan bahan bakar gas (DF) membutuhkan bahan bakar lebih irit daripada mesin dengan bahan bakar diesel (HFO).

Berdasarkan hasil perhitungan di atas untuk mesin dengan bahan bakar LNG (DF), tangki bahan bakar diesel dapat dirancang untuk menampung 977,818 L (0,816 ton) bahan bakar diesel, dan tangki bahan bakar LNG untuk menampung 3175 L (1,46 ton) bahan bakar LNG. Diperkirakan tangki yang dibutuhkan untuk bahan bakar LNG 1 buah dan tangki untuk bahan bakar diesel 1 buah. Wartsila memproduksi tangki LNG yang dikenal dengan sebutan LNGPac sebanyak 13 standar ukuran, di mana berdasarkan volume LNG yang diperlukan oleh kapal ini maka LNGPac yang dapat digunakan adalah ukuran LNGPac 105 dengan ukuran tangki keseluruhan dapat dilihat pada Lampiran I. Tangki bahan bakar LNG menggunakan pondasi dan pondasi ini perlu dipersiapkan dengan mempertimbangkan posisi pipa-pipa (pipa saluran air, bahan bakar dan udara) dan kabel listrik. Pipa yang digunakan untuk menyalurkan bahan bakar dari tangki ke sistem evaporator menuju GVU kemudian mesin, diposisikan menghindari ruang akomodasi, ruang layanan atau stasiun kontrol. Pipa yang digunakan untuk menyalurkan bahan bakar gas adalah pipa berdinding ganda, di mana tekanan dalam sistem pasokan bahan bakar ke kompartemen mesin tidak dapat melebihi 10 bar. Selain itu

perlu juga untuk mempertimbangkan jarak tangki dengan mesin. Katup bahan bakar gas harus dipasang untuk setiap mesin *dual fuel*, yang dikendalikan dengan sistem kontrol di stasiun kontrol mesin dan ruang navigasi.

Bahan bakar yang digunakan oleh mesin dalam wujud gas, karena itu LNG akan diubah wujudnya dari cair ke gas dalam sebuah alat sistem evaporator yang disebut *coldbox*. *Coldbox* merupakan salah satu komponen utama ruang mesin yang letaknya menyatu dengan tangki bahan bakar LNG. Tekanan LNG dalam tangki sekitar (11-15) bar, karena itu dibutuhkan pompa LNG tekanan superkritis untuk menghindari stratifikasi gas saat menguap. Jika tekanan lebih dari tekanan superkritis sehingga terjadi penguapan pada LNG, maka alat penukar panas dapat mengambil panas dari uap tersebut sehingga LNG kembali berada dalam keadaan temperatur yang sesuai dalam tangki penyimpanan. Evaporator bisa mengubah temperatur yang sesuai untuk mempertahankan LNG dalam tangki penyimpanan, dalam hal ini yang dimaksudkan adalah optimizer tidak hanya evaporator. LNG dengan suhu $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$ diubah menjadi gas dalam evaporator, setelah proses perubahan LNG menjadi gas maka pompa tekanan tinggi akan memompa bahan bakar dengan tekanan antara (150-300) bar ke mesin *dual fuel*.

Bahan bakar gas ini akan disalurkan ke mesin melalui *Gas Valve Unit* (GVU). Jarak GVU dari mesin induk diatur minimum 10 m. GVU

yang digunakan sebanyak 2 buah. Peletakan GUV juga perlu mendapat perhatian agar tidak terlalu dekat dengan mesin. Mesin induk yang digunakan sebanyak 2 buah dan mesin bantu sebanyak 2 buah.

Selanjutnya ditentukan komponen-komponen utama yang ada di dalam ruang mesin sebagai berikut :

Tabel 7. Komponen-komponen utama pada ruang mesin

NO.	NAMA BAGIAN	JUMLAH	KAPASITAS
1	Mesin induk	2	610 kW
2	Mesin bantu	2	85 kW
3	Tangki LNG	1	3175 L (1,46 Ton)
4	Tangki diesel	1	977,818 L (0,816 Ton)
5	Cold Box	1	-
6	GVU	2	-

Letak mesin induk, mesin bantu, tangki LNG, *coldbox* tangki bahan bakar diesel dan GUV dapat dilihat pada Lampiran G.

Tangki air tawar dan tangki air laut masih diletakkan dalam ruang mesin mengingat kedua tangki ini memenuhi kebutuhan dalam ruang mesin.

7. Perhitungan Biaya Bahan Bakar LNG dan Solar Untuk 1 kali Jarak Tempuh Kapal

Diketahui volume bahan bakar LNG dan solar dari mesin dengan bahan bakar gas (DF) jika kapal berlayar untuk satu kali jarak tempuh adalah LNG = 3175 L dan solar = 977,818 L, di mana harga LNG/Liter sebesar Rp 3500,- dan harga solar/Liter sebesar Rp 5500,- maka diperoleh biaya bahan bakar LNG dan solar jika mesin beroperasi dengan bahan bakar gas adalah :

$$\text{Biaya LNG} = (\text{Rp } 3500/\text{L}) \times (3175 \text{ L}) = \text{Rp } 11.112.500,-$$

$$\text{Biaya Solar} = (\text{Rp } 5500/\text{L}) \times (977,818 \text{ L}) = \text{Rp } 5.377.999,-$$

Jadi total biaya bahan bakar mesin dengan bahan bakar gas (DF) untuk pelayaran satu kali jarak tempuh sebesar Rp 16.490.499,-.

Apabila dibandingkan dengan mesin berbahan bakar minyak (HFO), diketahui volume bahan bakar solar = 3340,872 L untuk pelayaran satu kali jarak tempuh maka diperoleh biaya bahan bakar solar jika mesin beroperasi dengan bahan bakar minyak (HFO) adalah :

$$\text{Biaya solar} = (\text{Rp } 5500,-/\text{L}) \times (3340,872 \text{ L}) = \text{Rp } 18.374.796,-.$$

Dengan demikian dapat dilihat bahwa mesin dengan bahan bakar LNG dan MDO lebih murah dibandingkan mesin dengan bahan bakar diesel (HFO), dengan prosentase penghematan sebesar 10,25 %.

C. Pembahasan

Berdasarkan hasil perhitungan termodinamika, perhitungan tekanan efektif dan daya, dan perhitungan pemakaian bahan bakar dan efisiensi mesin untuk mesin dengan bahan bakar diesel (HFO) dan mesin dengan bahan bakar LNG (DF) yang dirangkum dalam Lampiran B, maka diperoleh prestasi mesin untuk mesin dengan bahan bakar diesel (HFO) dan mesin dengan bahan bakar LNG (DF) adalah : Efisiensi termal mesin (η) dengan bahan bakar diesel (HFO) sebesar 40,0 % dan Efisiensi termal mesin (η) dengan bahan bakar LNG (DF) sebesar 45,6 %, sedangkan Pemakaian Bahan Bakar Efektif Spesifik (\dot{m}_{BSPEC}) untuk mesin dengan bahan bakar diesel (HFO) sebesar 0,205 kg/kWh dan Pemakaian Bahan Bakar Efektif Spesifik (\dot{m}_{BSPEC}) untuk mesin dengan bahan bakar LNG (DF) sebesar 0,154 kg/kWh. Dengan demikian dapat dilihat bahwa Efisiensi termal mesin dengan bahan bakar LNG (DF) lebih tinggi dibandingkan Efisiensi termal mesin dengan bahan bakar diesel (HFO) (Ferox CHART, 2012). Penelitian tentang analisis mesin *dual fuel* bahan bakar CNG menyatakan bahwa untuk mesin bahan bakar gas (DF) dengan daya 23,790 kW memiliki efisiensi termal (η) sebesar 52,56% (Singh dkk.,2012). Penelitian tentang perbandingan kombinasi siklus propulsi dan mesin *dual fuel* kapal tanker LNG menyatakan bahwa efisiensi termal mesin *dual fuel* dengan daya 1,79 MW sebesar 74% (Nugraha,2011).

Untuk pemakaian bahan bakar LNG mesin *Dual Fuel* (DF), dari nilai Pemakaian Bahan Bakar Efektif Spesifik dapat diperoleh pemakaian bahan bakar gas sebesar 93,94 kg/jam sedangkan untuk mesin dengan bahan bakar diesel (HFO) diperoleh pemakaian bahan bakar sebesar 125,05 kg/jam, maka dapat dilihat bahwa mesin dengan bahan bakar LNG (DF) membutuhkan bahan bakar yang lebih sedikit dibandingkan dengan bahan bakar Diesel pada mesin diesel (HFO), selain itu menurut perhitungan biaya diperoleh mesin bahan bakar LNG (DF) menghemat bahan bakar 10,25 % dibandingkan mesin dengan bahan bakar diesel (HFO), jadi dapat dikatakan bahwa mesin dengan bahan bakar LNG (DF) lebih hemat dibandingkan mesin berbahan bakar diesel (HFO). Penelitian tentang mesin *dual fuel* tipe 51/60DF dengan daya 975 kW menyatakan bahwa pemakaian bahan bakar efektif spesifik untuk mesin *dual fuel* (DF) sebesar 0,174 kg/kWh, sedangkan untuk mesin bahan bakar diesel (HFO) sebesar 0,193 kg/kWh (Turbo MAN Diesel, 2009). Menurut data spesifikasi mesin diesel (HFO) pada Lampiran A, pemakaian bahan bakar efektif spesifik mesin diesel sebesar 0,202 kg/kWh.

Berdasarkan perhitungan fraksi volume *wet gas* dan *dry gas* dari CO₂ pada mesin dengan bahan bakar diesel (HFO) dan mesin dengan bahan bakar LNG (DF) untuk kondisi stoikiometrik dan kondisi aktual, maka diperoleh dari Tabel 4 fraksi volume *wet gas* CO₂ pada mesin dengan bahan bakar diesel (HFO) kondisi stoikiometrik sebesar 41,06 % dan *dry gas* sebesar 68,78 %, sedangkan dari Tabel 6 fraksi volume *wet*

gas CO₂ pada mesin dengan bahan bakar LNG (DF) sebesar 8,02 % dan *dry gas* sebesar 11,83 %. Untuk kondisi aktual dari Tabel 3 fraksi volume *wet gas* CO₂ pada mesin dengan bahan bakar diesel (HFO) sebesar 23,63 % dan *dry gas* sebesar 30,81 %, sedangkan dari Tabel 5 fraksi volume *wet gas* CO₂ pada mesin dengan bahan bakar LNG (DF) sebesar 4,75 % dan *dry gas* sebesar 5,90 %. Hasil perhitungan ini memperlihatkan bahwa emisi gas buang CO₂ pada mesin dengan bahan bakar LNG (DF) dapat diturunkan sebesar 24,27 % untuk kondisi stoikiometrik keadaan *wet gas* dan 20,77 % untuk keadaan *dry gas*, dibandingkan mesin dengan bahan bakar diesel (HFO), sedangkan kondisi aktual keadaan *wet gas* sebesar 25,16 % dan 23,68 % untuk keadaan *dry gas*, di mana dari Tabel 2 dapat dilihat emisi CO₂ terkait dengan output mesin adalah untuk mesin dengan bahan bakar diesel (HFO) sebesar (580 – 630) g/kWh dan mesin dengan bahan bakar LNG (DF) sebesar (430 – 480) g/kWh, maka penurunan emisi CO₂ mesin dengan bahan bakar LNG (DF) rata-rata sebesar (31,25 – 34,88) % dibandingkan mesin dengan bahan bakar diesel (HFO) (Ferox CHART, 2012). Penelitian tentang penggantian mesin gas dengan mesin *dual fuel* menunjukkan bahwa emisi CO₂ dapat diturunkan 30-40 % dengan perbandingan bahan bakar 85/15 dan perbandingan bahan bakar udara stoikiometrik 15,75 (Jafari dkk., 2010).

Penurunan emisi NO_x tergantung dari temperatur maksimum (T_z) yang dihasilkan oleh mesin, yang mana berdasarkan perhitungan termodinamika (Lampiran B) diperoleh penurunan emisi NO_x sebesar

77,62 %. Tabel 2 dapat dilihat emisi NO_x terkait dengan output mesin adalah untuk mesin dengan bahan bakar diesel (HFO) sebesar (9 – 12) g/kWh dan mesin dengan bahan bakar LNG (DF) sebesar 2 g/kWh, maka penurunan emisi NO_x dapat dinyatakan sebesar (77,78 - 83,33) % (Ferox CHART, 2012). Penelitian tentang pergantian mesin gas dengan mesin *dual fuel* menunjukkan NO_x dapat diturunkan lebih dari 60 % dengan perbandingan bahan bakar 85/15 dan perbandingan bahan bakar udara stoikiometrik 15,79 (Jafari dkk., 2010).

Tidak ada emisi SO_x disebabkan karena gas alam yang dicairkan menjadi LNG tidak lagi mengandung sulfur (Ferox CHART, 2012).

Instalasi ruang mesin untuk mesin dengan bahan bakar LNG (DF) bila dibandingkan dengan mesin berbahan bakar diesel (HFO) mengalami perbedaan yang besar di antaranya : mengalami penurunan jumlah komponen di dalam ruang mesin sehingga ruang mesin menjadi lebih luas, namun untuk instalasi di dalam ruang mesin bagi mesin berbahan bakar LNG (DF) membutuhkan ruangan yang lebih luas dibandingkan dengan mesin berbahan bakar diesel (HFO) karena komponen-komponen utama ruang mesin memiliki ukuran yang besar dan jarak pemasangan antara satu komponen dengan komponen yang lain juga perlu mendapat perhatian. Tangki LNG diletakkan menggunakan pondasi dengan mempertimbangkan pipa-pipa dan kabel listrik yang dipasang dalam ruang mesin. Pipa-pipa yang dipasang untuk menyalurkan bahan bakar LNG ke *coldbox* (mengubahnya menjadi gas) kemudian disalurkan ke GUV dan

akhirnya ke mesin harus dipertimbangkan untuk tidak melewati ruang akomodasi, ruang layanan dan stasiun control. Pipa yang digunakan juga harus berdinding ganda. Tangki bahan bakar LNG harus mampu menampung bahan bakar LNG 1,8 kali lebih besar dari tangki bahan bakar diesel yang digunakan hanya sebagai pemicu terjadinya pembakaran. Berdasarkan perhitungan volume tangki, diperoleh volume bahan bakar LNG yang dibutuhkan 2 mesin induk dan 2 mesin bantu dalam 1 kali jarak tempuh pelayaran adalah 3175 L (1,46 ton) sedangkan bahan bakar diesel sebesar 977,818 L (0,816 ton). Kemudian LNG yang disimpan dalam tangki ketika digunakan oleh mesin sebagai bahan bakar akan diubah terlebih dahulu menjadi gas dalam suatu sistem evaporator yang diletakan dalam sebuah kotak disebut *coldbox* yang merupakan bagian dari tangki LNG. Gas akan diteruskan ke mesin induk melalui GVU yang diletakan setelah tangki LNG dan *coldbox*. Penempatan mesin induk dan mesin bantu sesudah GVU, karena gas yang akan digunakan oleh mesin induk dan mesin bantu disalurkan melalui GVU. Mesin induk akan menyalurkan tenaga ke baling-baling dan mesin bantu akan menyalurkan tenaga ke sistem kelistrikan.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

A. Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan dan pembahasan dapat ditarik beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1. Efisiensi mesin dengan bahan bakar LNG (DF) sebesar 45,6 % dan efisiensi mesin dengan bahan bakar diesel (HFO) sebesar 40,0 %, Pemakaian Bahan Bakar Efektif Spesifik mesin dengan bahan bakar LNG (DF) sebesar 0,154 kg/kWh dan mesin dengan bahan bakar diesel (HFO) sebesar 0,205 kg/kWh, menunjukkan bahwa pemakaian bahan bakar LNG untuk mesin *dual fuel* sebesar 93,94 kg/jam dan pemakaian bahan bakar diesel untuk mesin diesel (HFO) sebesar 125,05 kg/jam.
2. Penurunan emisi CO₂ untuk mesin dengan bahan bakar LNG (DF) bila dibandingkan dengan mesin berbahan bakar diesel (HFO) pada kondisi stoikiometrik sebesar 20,77 %, sedangkan pada kondisi aktual sebesar 23,68 %. Penurunan emisi NO_x untuk mesin dengan bahan bakar LNG (DF) dibandingkan dengan mesin berbahan bakar diesel (HFO) sebesar 77,62 %. Tidak ada emisi SO_x karena dalam LNG tidak mengandung sulfur.

3. Instalasi ruang mesin dari mesin berbahan bakar LNG (DF) membutuhkan ruangan yang lebih luas dibandingkan ruang mesin dari mesin berbahan bakar diesel (HFO). Komponen utama yang diletakkan dalam ruang mesin berupa 2 mesin induk, 2 mesin bantu, tangki LNG, tangki diesel (MDO), *coldbox*, GVU, tangki air tawar dan tangki air laut.

B. Saran

1. Mesin dengan bahan bakar LNG (*Dual Fuel*) sangat penting untuk menjadi perhatian bagi kapal-kapal yang akan diproduksi pada saat ini, mengingat mesin ini menghasilkan emisi yang rendah dan mengurangi polusi, juga harga bahan bakar LNG yang relatif lebih murah dibandingkan dengan bahan bakar minyak.
2. Mesin dengan bahan bakar LNG (*Dual Fuel*) khusus untuk kapal-kapal yang berlayar dengan jarak yang pendek seperti di kepulauan Indonesia, karena itu penggunaan mesin ini baik adanya jika mulai digunakan oleh kapal-kapal di Indonesia.
3. Untuk penelitian selanjutnya diharapkan menggunakan persamaan khusus untuk menghitung prestasi mesin *dual fuel* dengan mempertimbangkan kombinasi gas dan diesel dalam proses pembakaran (reaksi pembakaran).

DAFTAR PUSTAKA

- [1]. Aminoff, T. (2009). LNG Based Concept Development . Swedia: Wartsila.
- [2]. Anant, J., P, P. M., & S, J. A. (2012). Mathematical Modeling of The Dual Fuel Engine Cycle. *International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT) Volume 2*, 19-25.
- [3]. Dr.Ir.Slamet, M. (2008). Proses Pembuatan LNG. Depok: Departemen Teknik Kimia.
- [4]. Engineer, I. M. (2003, Desember). 2004 akan menjadi Fajar baru bagi Pasar Motor-motor Diesel yang Menggunakan Bahan Bakar Gas. *Buletin Marine Engineer*, pp. 14-17.
- [5]. Engineer, I. M. (2008, Juli). Perubahan-perubahan Besar akan segera berlaku atas Peraturan Pembatasan Gas Emisi Pencemar Udara yang berasal dari Bahan Bakar Kapal. *Buletin Marine Engineer*, pp. 20-24.
- [6]. Eykerman, A. (2009). Fuel flexible solution efficient shipping. *Sales Director LNG/CNG Worldwide Ship Power Merchant*. Osio: Wartsila.
- [7]. Ferox, C. (2012, Oktober 5). LNG ship fueling.
- [8]. Grossmann, G. (1985). *Simposium Marine Transportation And Marine Engineering*. Berlin: Technical University Berlin.
- [9]. Haraldson, L. (2011). LNG as a Fuel for Environmentally Friendly Shipping. *33RD Motorship Propulsion & Emissions Conference*. Copenhagen: Wartsila Corporation.
- [10]. Heywood, J. B. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Massachusetts: Massachusetts Institute of Techonology.
- [11]. Ir. Suparno, M. (2012). *Gas Liquefaction, Product and Specification*. Cepu: AKAMIGAS-STEM.
- [12]. Jacobs, M. P. (2012). Businnes Development Manager. *Wartsila North America, Inc*. Halvor: Wartsila.

- [13]. Jafari, H. H., & Farhanieh, B. (2010). Thermodynamic Analysis of Replacing Gas Oil with Natural Gas in Diesel Engine. *Journal of Engineering*, 1-12.
- [14]. Khouvakh, M. (1979). *Motor Vehicle Engines*. Moscow: MIR PUBLISHERS-MOSCOW.
- [15]. Levander, O. (2011). Dual Fuel Engines Latest Developments. *Director, Concept design, MLS*. Hamburg: Wartsila.
- [16]. Levander, O. (2011). Fuel Selection for Ferries. Barcelona: Wartsila.
- [17]. Nugraha, A. (2011). Perbandingan Combined Cycle Propulsion Plant dan Mesin Diesel Dual Fuel Sebagai Sistem penggerak Kapal Tanker LNG. *Jurnal Teknik*, 1-20.
- [18]. Petrovsky, N. (1958). *Marine Internal Combustion Engines*. Moscow: MIR.
- [19]. *Prinsip kerja Mesin Diesel*. (2007, 11 24). Retrieved 11 11, 2012, from www.gudangilmu.org/prinsip-kerja-mesin-diesel.
- [20]. *Sejarah Mesin Diesel*. (2010, 10). Retrieved 11 11, 2012, from www.history-our.blogspot.com/sejarah-mesin-diesel.html.
- [21]. Sentis, D. D. (2012). *Feasibility of Dual-Fuel Engines in Short Sea Shipping Lines*. Catalunya: Universitat Politecnica de Catalunya.
- [22]. Singh, R., & Maji, S. (2012). Mathematical Modeling and Simulation of CNG-Diesel Dual Fuel Engine Cycle Processes. *Journal of Engineering and Applied Sciences* 7, 175-183.
- [23]. Sorensen, H. A. (n.d.). *Energy Conversion Systems*. Washington : Washington State University.
- [24]. Stenhede, T. (2011). Dagens Motorer Och Framtida Marknad. (p. 25). Stockholm: Senior Application Manager Wartsila Swedia.
- [25]. Stewart, J., Clarke, A., & Chen, R. (2007). An Experimental Study of The Dual-Fuel Performance of a Small Compression Ignition Diesel Engine Operating with Three Gaseous Fuels. *Proc. IMechE Vol.221 Part D: J. Automobile Engineering*, 943-956.
- [26]. Tepimonrat, T., Wannatong, K., & Aroonsrisopon, T. (2011). Effects of Exhaust Valve Timing on Diesel Dual Fuel Engine

Operations under Part Load Conditions. *The Second TSME International Conference on Mechanical Engineering*. Krabi: AEC14.

- [27]. Thijssen, B. (2006). Dual-fuel-electric LNG carriers. *LNG Shipping Operations*. Hamburg: Wartsila Finland Oy.
- [28]. Turbo, M. D. (2009). Dual Fuel Engine 51/60 DF Germany.
- [29]. Wierzbicki, S. (2011). Effect of The Parameters of Pilot Dose Injection in A Dual Fuel Diesel Engine on The Combustion Process. *Journal of KONES Powertrain and Transport*, Vol. 18, No. 3, 499-506.
- [30]. www.huegli-tech.com. (2003, september 04). *Calculation of Dual Fuel*. Retrieved from www.huegli-tech.com.