



SKRIPSI – ME 141329

**ANALISA TEKNIS MODIFIKASI SISTEM BAHAN BAKAR
MESIN DIESEL MENJADI DUAL FUEL (HSD-CNG) PADA
KAPAL PENYEBERANGAN**

Nur Aulia Rosyida
NRP. 4213 100 040

Dosen Pembimbing :
Prof. Semin, S.T., M.T., Ph.D.
NIP. 1971 0110 1997 02 1001

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2017

Halaman ini sengaja dikosongkan



BACHELOR THESIS – ME 141329

**TECHNICAL ANALYSIS OF DIESEL ENGINE CONVERT
TO DUAL FUEL (HSD-CNG) ON FERRY**

Nur Aulia Rosyida
NRP. 4213 100 040

Supervisor :
Prof. Semin, S.T., M.T., Ph.D.
NIP. 1971 0110 1997 02 1001

DEPARTEMENT OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
INSTITUTE OF TECHNOLOGY SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2017

Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN**ANALISA TEKNIS MODIFIKASI SISTEM BAHAN BAKAR
MESIN DIESEL MENJADI *DUAL FUEL* (HSD-CNG)
PADA KAPAL PENYEBERANGAN****SKRIPSI**

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar Sarjana Teknik
pada

Bidang keahlian *Marine Power Plant* (MPP)
Program S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

NUR AULIA ROSYIDA
NRP. 4213100040

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Skripsi :



Prof. Semin, S.T., M.T., Ph.D.
NIP. 1971 0110 1997 02 1001

SURABAYA
Juli, 2017

Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

**ANALISA TEKNIS MODIFIKASI SISTEM BAHAN BAKAR
MESIN DIESEL MENJADI *DUAL FUEL* (HSD-CNG)
PADA KAPAL PENYEBERANGAN**

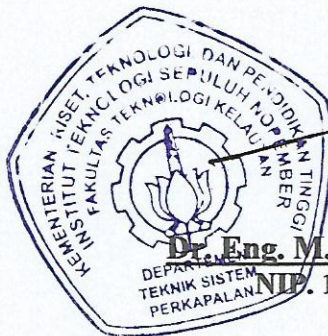
SKRIPSI

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang keahlian *Marine Power Plant* (MPP)
Program S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

NUR AULIA ROSYIDA
NRP. 4213100040

Disetujui oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan :



Dr. Eng. M. Badruz Zaman, S.T., M.T.
NIP. 1997 0802 1008 01 1007

SURABAYA
Juli, 2017

Halaman ini sengaja dikosongkan

ANALISA TEKNIS MODIFIKASI SISTEM BAHAN BAKAR MESIN DIESEL MENJADI DUAL FUEL (HSD-CNG) PADA KAPAL PENYEBERANGAN

Nama Mahasiswa : Nur Aulia Rosyida
NRP : 4213100040
Jurusan : Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Semin, S.T., M.T., Ph.D

ABSTRAK

Konversi mesin menjadi *dual fuel* yakni mengubah sistem kerja mesin yang pada dasarnya menggunakan bahan bakar minyak, menjadi bahan bakar campuran gas dan minyak. Kerja mesin diesel yang awalnya hanya menggunakan *single fuel system* diubah menjadi *dual fuel system* (HSD-CNG). *Compressed natural gas* (CNG) yang disebut juga gas alam terkompresi merupakan gas alam yang memiliki kandungan methane 90% dan nilai oktan sebesar 120 – 130, dengan dikompresi mencapai 3600 psi atau 250 bar. Penggantian bahan bakar minyak menjadi campuran HSD-CNG merupakan suatu upaya dalam mengurangi pemakaian bahan bakar minyak yang semakin meningkat dan melebihi jumlah produksi minyak di Indonesia. Sehingga dengan diaplikasikannya gas alam sebagai bahan bakar dapat menjadi sumber energi alternatif menggantikan bahan bakar minyak. Dalam penelitian ini rumusan masalahnya adalah bagaimana modifikasi yang dilakukan pada mesin diesel dengan sistem bahan bakar minyak menjadi sistem *dual fuel*, terkait komponen-komponen apa saja yang perlu di tambahkan untuk konversi tersebut. Dan bagaimana perubahan performa mesin yang menerapkan sistem *dual fuel* dengan modifikasi mesin diesel yang telah dilakukan. Metode yang digunakan adalah perencanaan secara teknis dan perhitungan *numeric*. Konversi dilakukan pada kapal penyeberangan dengan lintasan Pelabuhan Merak – Pelabuhan Bakauheni Indonesia. Hasil perencanaan teknis konversi mesin diesel menjadi *dual fuel system* (HSD-CNG), yakni dengan menambahkan komponen untuk menyuplai bahan bakar gas yang dibutuhkan meliputi *CNG cylinder*, *Gas admission valves*, *ComAp electromagnetic valves control unit INCON*, *ComAp Bi-Fuel automatic control unit InteliSys^{NT} BF*, *Safety valve(s) for air filling manifold*, *ComAp bi-fuel governor ECON*, *Gas train (gas manifold, gas governor, double closing valve, filter, ball valve, dll.)*, dan *ComAp knocking detector/controller DENOX*. Dan untuk unjuk kerja dari mesin diesel yang dikonversi mesin diesel menjadi *dual fuel* berdasarkan analisa yang dilakukana menunjukkan bahwa pada saat menggunakan *dual fuel*, mesin mengalami penurunan performa. Hal tersebut terjadi karena terdapat penurunan konsumsi bahan bakar sekitar 2.4 - 3.5 %.

Keyword : *Compressed Natural Gas (CNG)*, *konversi dual fuel*, *performa mesin*

Halaman ini sengaja dikosongkan

TECHNICAL ANALYSIS OF DIESEL ENGINE CONVERT TO DUAL FUEL (HSD-CNG) ON FERRY

Name : Nur Aulia Rosyida
NRP : 4213100040
Departement : Marine Engineering FTK-ITS
Supervisor : Prof. Semin, S.T., M.T., Ph.D

ABSTRACT

Converting the engine into a dual fuel that is changing the engine working system that basically uses fuel oil, a fuel mixture of gas and oil. The work of diesel engines that initially only use single fuel system converted into dual fuel system (HSD-CNG). Compressed natural gas (CNG), also called compressed natural gas, is a natural gas containing 90% methane and an octane value of 120-130, compressed at 3600 psi or 250 bar. The replacement of fuel oil into a mixture of HSD-CNG is an effort to reduce the increasing use of oil fuel and exceed the amount of oil production in Indonesia. So with the application of natural gas as fuel can be an alternative energy source to replace fuel oil. In this research the problem formula is how the modification is done on diesel engine with fuel oil system into dual fuel system, related to what components need to be added for the conversion. And how the change in engine performance that applies dual fuel system with diesel engine modifications that have been done. The method used is technical planning and numerical calculation. The conversion is applied to ferry with the route is from Port of Merak – Port of Bakauheni Indonesia. Technically planning conversion to dual fuel system (HSD-CNG), by adding components to supply the required gas fuel include CNG cylinder, Gas admission valves, ComAp electromagnetic valves control unit INCON, ComAp Bi-Fuel automatic control unit InteliSys^{NT} BF, Safety valve(s) for air filling manifold, ComAp bi-fuel governor ECON, Gas train (gas manifold, gas governor, double closing valve, filter, ball valve, etc.), and ComAp knocking detector/controller DENOX. And for diesel engine performance and diesel engine conversion shows that from the analysis shows that when using dual fuel, the engine decreased performance. This happens because there is a decrease in fuel consumption as much as 2.4% – 3.5%.

Keyword : *Compressed Natural Gas (CNG), Conversion to dual fuel, Engine Performance*

Halaman ini sengaja dikosongkan

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah segala puji syukur bagi Allah SWT karena atas rahmat-Nya penulis dapat menyelesaikan tugas akhir dengan baik. Tugas akhir dengan judul *“Analisa Teknis Modifikasi Sistem Bahan Bakar Mesin Diesel menjadi Dual Fuel (HSD-CNG) pada Kapal Penyeberangan”* diselesaikan untuk memenuhi syarat mendapatkan gelar Sarjan Teknik di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dalam kesempatan kali ini penulis ingin menyampaikan terimakasih kepada pihak-pihak yang telah membantu menyelesaikan skripsi ini khususnya kepada :

1. Kedua orang tua penulis, Ibu Masrohah dan Bapak Muh. Yoto serta keluarga besar penulis yang telah membatu, memberi dukungan dan yang selalu ikhlas mendoakan penulis.
2. Prof. Semin, S.T., M.T., Ph.D. selaku dosen pembimbing dan dosen wali penulis yang telah membimbing dan memberikan ilmunya untuk penulis, mulai awal semester pertama hingga semester terakhir. Penulis berharap semoga ilmu yang Bapak berikan dapat bermanfaat.
3. Bapak Dr. Eng. M. Badrus Zaman, S.T, M.Sc selaku Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan.
4. Ir. Agung Zuhdi M. Fathallah, M.Eng., Ph.D dan Adi Iswantoro, S.T., M.T. selaku dosen penguji yang ikut serta memberi arahan dan masukan yang merupakan tambahan ilmu bagi penulis sehingga dapat menyelesaikan skripsi ini. Semoga ilmu yang Bapak berikan dapat bermanfaat.
5. Keluarga besar angkatan 2013 DTSP “Barakuda‘13” yang telah mendukung dan sama-sama berjuang serta semua pihak yang telah membantu penulis untuk menyelesaikan Skripsi ini.

Skripsi ini tentunya jauh dari kata sempurna dengan masih adanya beberapa kekurangan. Penulis memohon maaf dan mengharapkan saran serta kritik yang membangun untuk masukan sehingga akan lebih baik.

Akhir kata semoga Allah SWT melimpahkan berkah dan rahmat-Nya kepada kita semua. Dan semoga skripsi ini bisa bermanfaat di kemudian hari. Memberikan manfaat untuk lingkungan, dan untuk membangun bangsa ini.

Surabaya, 19 Juli 2017

Penulis

Nur Aulia Rosyida

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

COVER	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	v
ABSTRAK	ix
ABSTRACT	xi
KATA PENGANTAR.....	xiii
DAFTAR ISI.....	xv
DAFTAR GAMBAR	xvii
DAFTAR TABEL	xix
DAFTAR LAMPIRAN	xxi
BAB I	1
PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Perumusan Masalah	2
1.3. Batasan Masalah	2
1.4. Tujuan Skripsi.....	2
1.5. Manfaat	3
BAB II.....	5
TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1. <i>Engine dual fuel</i>	5
2.1.1. Karakteristik <i>Compressed Natural Gas (CNG)</i>	5
2.1.2. Sistem Bahan Bakar Mesin Diesel	6
2.1.3. Konversi menjadi <i>engine dual fuel</i>	6
2.1.4. <i>Converter Kit CNG</i>	7
2.2. <i>State of The Art</i>	12
2.3. Unjuk Kerja Konversi Mesin Diesel Menjadi <i>Diesel Dual Fuel (DDF)</i>	14
2.4. Pertimbangan penggunaan CNG sebagai bahan bakar alternatif	19
BAB III.....	21
METODOLOGI	21
3.1. Tahap Persiapan	21
3.2. Tahap Pengumpulan dan Pengolahan Data.....	23
3.3. Tahap Analisa	26
3.4. Tahap Penulisan Laporan.....	26
BAB IV	27
ANALISA DATA	27
4.1. Perencanaan Teknis Konversi menjadi Sistem <i>Dual Fuel</i>	27
4.1.1. Skema Konversi dan Komponennya	27
4.1.2. <i>Dual fuel consumption</i>	31

4.1.3. <i>Keyplan Dual Fuel System</i>	43
4.2. Perhitungan Unjuk Kerja	45
4.3. Analisa unjuk kerja konversi mesin diesel	48
4.3.1. Hubungan daya efektif (N_e) dan <i>mass flow rate</i>	49
4.3.2. Hubungan torsi dan putaran mesin	50
4.3.3. Hubungan BMEP dan putaran mesin	50
BAB V	53
KESIMPULAN	53
5.1. Kesimpulan	53
5.2. Saran	53
DAFTAR PUSTAKA	55
LAMPIRAN	xxiii
BIODATA PENULIS	lxi

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. 1. Grafik Tren Produksi dan konsumsi Minyak Bumi di Indonesia	1
Gambar 2. 1. Sistem kerja mesin diesel 4-langkah	7
Gambar 2. 2. Instalasi Modifikasi menjadi <i>Dual Fuel</i>	8
Gambar 2. 3. Tabung CNG tipe-1	9
Gambar 2. 4. Tabung CNG tipe-2	9
Gambar 2. 5. Tabung CNG tipe-3	9
Gambar 2. 6. Tabung CNG tipe-4	10
Gambar 2. 7. CNG <i>Injector</i> Tipe LPIG.....	10
Gambar 2. 8. CNG <i>Injector</i> Tipe HPIG	11
Gambar 2. 9. <i>Mixing tube</i>	12
Gambar 2. 10. Aliran fluida Hk. Bernoulli.....	15
Gambar 3. 1. <i>Flowchart</i> Alur Pengerjaan Tugas Akhir	21
Gambar 3. 2. KM. Legundi	23
Gambar 3. 3. Alur Penentuan Peralatan Pendukung Modifikasi.....	25
Gambar 4. 1. Rencana Modifikasi yang akan Dilakukan	27
Gambar 4. 2. <i>Gas admission valve</i>	28
Gambar 4. 3. <i>Injection control system INCON</i>	29
Gambar 4. 4. <i>Engine control unit Intelisys^{NT} BF</i>	29
Gambar 4. 5. <i>Bi-fuel governor ECON</i>	29
Gambar 4. 6. <i>Gas Train</i>	30
Gambar 4. 7. <i>Knocking detector DENOX</i>	31
Gambar 4. 8. CNG Cylinder tipe 3.....	37
Gambar 4. 9. Perencanaan Riam untuk <i>CNG Cylinder</i>	38
Gambar 4. 10. Penyimpanan Bahan Bakar Gas	38
Gambar 4. 11. Pengait pada Peti kemas	39
Gambar 4. 12. CNG <i>pipe</i>	41
Gambar 4. 13. Lokasi Peletakan CNG <i>Cylinders</i>	41
Gambar 4. 14. <i>General Arrangement</i> KM. Legundi	42
Gambar 4. 15. <i>Gas Fuel System</i>	43
Gambar 4. 16. <i>Layout gas Fuel System</i> pada Kamar Mesin.....	43
Grafik 4. 1. Jumlah Konsumsi Rata-rata BBM per Waktu.....	32
Grafik 4. 2. Grafik variasi campuran bahan bakar CNG-HSD per jam.....	35
Grafik 4. 3. Grafik variasi campuran bahan bakar CNG-HSD per trip	35
Grafik 4. 4. Grafik variasi campuran bahan bakar CNG-HSD per Hari	35
Grafik 4. 5. Grafik variasi campuran bahan bakar CNG-HSD per Bulan	36
Grafik 4. 6. Perbandingan <i>power</i> terhadap <i>mass flow rate</i>	49
Grafik 4. 7. Perbandingan Torsi vs RMP pada <i>single fuel</i> dan <i>dual fuel</i>	50
Grafik 4. 8. Perbandingan BMEP vs RMP pada <i>single fuel</i> dan <i>dual fuel</i>	51

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1. Karakteristik dari CNG	5
Tabel 2. 2. Karakteristik bahan bakar HSD.....	6
Tabel 2. 3. Keterangan Komponen pada Gambar 2.1	8
Tabel 3. 1. Roadmap penelitian sebelumnya.....	22
Tabel 3. 2. Spesifikasi Mesin	24
Tabel 4. 1. Komponen dari <i>Gas Train</i>	30
Tabel 4. 2. Pemakaian Bahan Bakar Minyak Bulan November 2015.....	31
Tabel 4. 3. Pemakaian Bahan Bakar Minyak Bulan Desember 2015.....	31
Tabel 4. 4. Pemakaian Bahan Bakar Minyak Bulan Januari 2016	32
Tabel 4. 5. Jumlah Konsumsi BBM Rata-rata per waktu	32
Tabel 4. 6. Perbandingan Jumlah konsumsi bahan bakar kapal	36
Tabel 4. 7. Spesifikasi tabung CNG yang digunakan.....	37
Tabel 4. 8. Penentuan peletakan komponen hasil modifikasi.....	44
Tabel 4. 9. Debit dan <i>Mass Flow Rate</i>	46
Tabel 4. 10. Laju Aliran Massa Campuran Bahan Bakar	46

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR LAMPIRAN

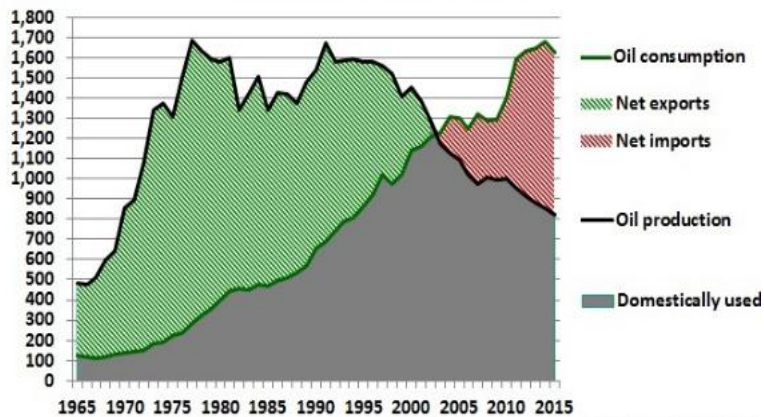
Lampiran 1. <i>Specification of YANMAR 6N330W</i>	xxv
Lampiran 2. <i>ComAp System : Bi-fuel (dual fuel) Conversion of Diesel & HFO Generating Sets</i>	xxvii
Lampiran 3. <i>Pipe Catalogue (ECONOSTO)</i>	xliii
Lampiran 4. <i>Specification of CNG Tanks</i>	xlvi
Lampiran 5. <i>Gas Fuel System</i>	lv
Lampiran 6. <i>General Arrangement of Conversion System</i>	lix

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Bahan Bakar Natural Gas memiliki kandungan *methane* 90% dan nilai oktan yang cukup tinggi (120-130) serta mempunyai karakteristik pembakaran yang ramah lingkungan, sehingga efisiensi *engine* menjadi lebih tinggi dan rendah emisi. Biasanya metode penyimpanan natural gas yaitu dengan cara gas dikompresikan sampai 3600 psi (pounds per square inch), sehingga tabung bahan bakar *Compressed Natural Gas* (CNG) harus lebih tebal dan kuat dibandingkan dengan tabung bahan bakar bensin dan diesel (Arifin, 2011). Langkah-langkah untuk efisiensi penggunaan energi, layaknya perlu dilakukan guna memperkecil pemakaian bahan bakar minyak, sehingga akan mampu menghemat cadangan minyak bumi.



Gambar 1. 1. Grafik Tren Produksi dan konsumsi Minyak Bumi di Indonesia
Sumber : (Indonesia Peak, 2016)

Dari gambar 1.1. dapat diketahui bahwa dalam kurun waktu tahun 1965-2015. Di tahun 60an sampai dengan 90an hasil produksi minyak di Indonesia jauh dari lebih tinggi dari kebutuhan konsumen, sehingga dapat melakukan export minyak. Namun, memasuki tahun 2000an kebutuhan sumber energi minyak di Indonesia semakin meningkat produksi minyak di Indonesia menurun, hal itu kemungkinan disebabkan oleh sumber energy minyak di Indonesia yang semakin berkurang. Sehingga untuk mengatasi permasalahan kurangnya hasil produksi minyak yang dapat dihasilkan untuk memenuhi kebutuhan dalam negeri, membuat pemerintah saat ini mengimpor minyak dari luar negeri untuk memenuhi kebutuhan tersebut.

Salah satu upaya yang dapat dilakukan dalam mengatasi permasalahan ini, yakni dengan pemikiran terkait penggunaan bahan bakar alternatif yang lain, untuk dapat difungsikan untuk menggantikan sumber energi minyak yang telah berkurang. Dalam hal ini dapat digantikan dengan memanfaatkan sumber energi gas alam, dimana beberapa alasan diantaranya lebih menguntungkan daripada bahan bakar minyak,

yakni harga yang lebih murah dari bahan bakar minyak, dan kadar oktan yang lebih tinggi dan emisi gas buang yang lebih bersih dan ramah lingkungan jika di bandingkan dengan bahan bakar minyak (Wibawa & Alam, 2013). Produk dari gas alam yang biasa digunakan adalah LPG (*Liquid Petroleum Gas*), CNG (*Compressed Natural Gas*), LNG (*Liquid Natural Gas*) dan *Coal Bed Methane* (CBM) yang merupakan sumber non konvensional yang sedang dikembangkan di Indonesia (Syukur, 2015).

Pada kajian sebelumnya oleh Fandhika P.S. mengkaji tentang penggunaan *dual fuel* dengan mengkonversi mesin diesel kapal Ferry menjadi berbahan bakar LNG dan *High Speed Diesel* (HSD) sebagai campuran bahan bakar, namun dari hasil analisa yang telah dilakukan disimpulkan bahwa penggunaan LNG lebih efektif jika adanya *receiving terminal* yang tersedia di sekitar pelabuhan dan disarankan untuk menggunakan CNG karena tidak perlu adanya *vaporization system*. Maka dalam penelitian yang dibuat ini, penulis akan mengkaji terkait penggunaan CNG sebagai bahan bakar *dual fuel* yang diaplikasikan pada kapal yang sama.

1.2. Perumusan Masalah

Permasalahan yang menjadi bahan analisa dalam penelitian ini adalah :

- a. Bagaimana modifikasi yang dilakukan pada mesin diesel dengan sistem bahan bakar minyak menjadi sistem *dual fuel*, terkait komponen-komponen apa saja yang perlu di tambahkan untuk konversi tersebut
- b. Bagaimana performa mesin dari penerapan dual fuel akibat modifikasi mesin diesel berbahan bahan minyak menjadi *dual fuel*

1.3. Batasan Masalah

Batasan masalah dalam penelitian ini adalah :

- a. Analisa yang dilakukan dibatasi tanpa melakukan suatu eksperimen
- b. Kapal yang digunakan merupakan KM. Legundi, dengan trayek operasi antara Pelabuhan Merak dan Pelabuhan Bakauheni
- c. Modifikasi dilakukan pada mesin utama kapal yang adalah Yanmar 6N330W 4-Stroke
- d. Kajian teknis dibatasi dengan hanya penentuan peralatan tambahan untuk kebutuhan konversi dan analisa performa yang meliputi *power*, torsi, *Low Heating Value* (LHV), *efisiensi thermal*, dan *Specification Fuel Oil Consumption* (SFOC)
- e. Diasumsikan bahwa tersedia CNG *Cylinder* untuk persediaan dan fasilitas *loading-unloading CNG Cylinder* di area pelabuhan Merak, Banten
- f. Analisa yang dilakukan tidak membahas terkait stabilitas dan *Safety Plan* kapal akibat penambahan komponen untuk kebutuhan modifikasi
- g. Tidak mengkaji terkait nilai ekonomis

1.4. Tujuan Skripsi

Berdasarkan rumusan masalah yang telah dibuat, maka tujuan yang ingin dicapai dari analisa yang dilakukan dalam penelitian ini adalah :

- a. Mengetahui bagaimana modifikasi yang dilakukan pada mesin diesel dengan sistem bahan bakar minyak menjadi sistem *dual fuel*, terkait komponen-komponen apa saja yang perlu di tambahkan untuk konversi tersebut
- b. Mengetahui bagaimana analisa performa dari penerapan dual fuel akibat modifikasi mesin diesel berbahan bakar minyak menjadi *dual fuel* HSD-CNG

1.5. Manfaat

Manfaat yang didapat dari adanya penelitian ini adalah sebagai berikut :

- a. Efektifitas penggunaan mesin dengan penggunaan bahan bakar *dual fuel* dapat menjadi salah satu pertimbangan dan rekomendasi untuk pengaplikasian konversi bahan bakar pada kapal
- b. Mengetahui pengaruh penggunaan *dual fuel* dari segi performa, dapat menjadi salah satu pertimbangan dan rekomendasi untuk pengaplikasian konversi bahan bakar pada kapal

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1. *Engine dual fuel*

Mesin *dual fuel* merupakan mesin yang menggunakan dua jenis bahan bakar yang berbeda secara bersamaan. Saat ini mesin jenis ini dalam beberapa Negara telah diaplikasikan, sekaligus masih banyak dilakukan riset terkait penggunaan mesin ini. Terdapat dua jenis sistem *dual fuel* berdasarkan karakteristik bahan bakarnya yakni *liquid* dan *gas*. Dalam analisa ini, sistem bahan bakar *dual fuel* yang digunakan adalah bahan bakar HSD dan CNG.

Mesin ini memfasilitasi dalam penggunaan energi alternatif gas alam untuk menggantikan minyak bumi. Dengan memanfaatkan campuran bahan bakar minyak dan gas alam, untuk mengurangi penggunaan minyak bumi yang selama ini semakin habis sebagai sumber energi konvensional.

2.1.1. Karakteristik *Compressed Natural Gas* (CNG)

CNG merupakan gas alam yang terkompresi, disimpan dan didistribusikan dalam tangki bertekanan, yang biasanya berbentuk silinder. Cara pembuatan CNG adalah dengan melakukan kompresi pada metana (CH₄) yang diekstrak dari gas alam tanpa melalui proses penyulingan. (Arif, 2015)

Tabel 2. 1. Karakteristik dari CNG

Property	Unit	Value
<i>Density pada 15°C</i>	Kg/m ³	0,72
<i>Flammability Limits in Air</i>	<i>Volume %</i>	4,3 – 15
<i>Flammability Limits</i>	Ø	0,4 – 1,6
<i>Autoignition Temperature in Air</i>	°C	723
<i>Minimum Ignition Energy</i>	mJ	0,28
<i>Flame Velocity</i>	m/s	0,38
<i>Adiabatic Flame Temperature</i>	K	2214
<i>Quenching Distance</i>	Mm	2,1
<i>Stoichiometric Fuel/Air Mass Ratio</i>		0,058
<i>Stoichiometric Volume Fraction</i>	%	9,48
<i>Lower Heating Value (LHV)</i>	MJ/Kg	45,8
<i>Heat of Combustion</i>	MJ/Kg air	2,9

Sumber : (Semin & Bakar, A Technical Review of Compressed Natural Gas as an Alternative Fuel for Internal Combustion Engines, 2008)

Pada tabel 2.1. merupakan spesifikasi dari bahan bakar CNG yang akan digunakan dalam penelitian ini.

Selain minyak bumi Indonesia memiliki cadangan gas alam yang cukup besar, yaitu sebesar 170 TSCF dan produksi per tahun mencapai 2,87 TSCF, dengan komposisi tersebut Indonesia memiliki *reserve to production* (R/P) mencapai 59 tahun. Gas alam juga memiliki harga yang stabil karena jauh dari muatan politis, tidak seperti minyak bumi (Syukur, 2015).

2.1.2. Sistem Bahan Bakar Mesin Diesel

Mesin diesel yang umum digunakan adalah berbahan bakar minyak. Jenis BBM (bahan bakar minyak) yang digunakan dikasifikasikan berdasarkan jumlah putaran mesin. Dalam penelitian ini kapal yang digunakan memakai jenis mesin *middle/medium speed* yakni putaran sedang (300-1000 rpm), sehingga menggunakan jenis bahan bakar MDO (*marine diesel oil*).

Tabel 2. 2. Karakteristik bahan bakar HSD

Property	Units	Value
Density pada 15°C	Kg/m ³	880
Index Cetane	-	± 50
Lower Heating Value (LHV)	MJ/kg	± 44
Sulphur Content	% (m/m)	Max. 0,4
Pour Point, °C	Winter	Max. 0
	Summer	Max. 6
Flash Point	°C	Min. 60
Sediment Content	% m/m	Max. 0,1
Water Content	% (v/v)	Max. 0,3
Viscosity pada 40°C	Mm ² /s	6-11

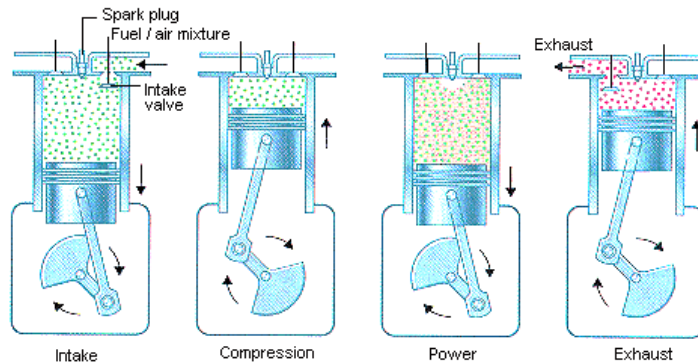
Sumber : (Marine Fuel Oil type DMB, Custom Code : 2710.19.99, 2006) & (Safer, Smater, & Greener)

Sistem bahan bakar pada kapal merupakan sistem yang digunakan untuk menyuplai bahan bakar yang diperlukan oleh mesin utama kapal. Mulai dari perencanaan tangki penyimpanan (*Storage Tank*) bahan bakar sampai dengan bahan bakar diinjeksikan ke mesin sesuai dengan karakteristik yang dibutuhkan oleh mesin. Dari *storage tank* bahan bakar akan dihisap oleh *feed pump* untuk dialirkan melalui pipa bahan bakar menuju *filter fuel* dan didipanaskan menggunakan *heater* sebelum diinjeksikan ke mesin guna memenuhi temperatur masuk mesin sekitar 45°C. Kemudian bahan bakar dialirkan melalui pipa injeksi untuk diinjeksikan ke ruang bakar oleh injektor.

2.1.3. Konversi menjadi *engine dual fuel*

Pada dasarnya mesin yang digunakan adalah mesin diesel konvensional seperti gambar 2.1., namun saat dikonversi menjadi *dual fuel* maka akan ada perbedaan dengan

penambahan injektor untuk CNG. Modifikasi dapat dilakukan dengan penambahan komponen yang digunakan ketika dalam *mode dual fuel*. Pada awalnya bahan bakar minyak akan disuntikkan terlebih dahulu untuk memulai nyala api (ledakan), karena gas memiliki suhu pembakaran yang lebih tinggi dari pada minyak sehingga akan lebih efisien jika menggunakan bahan bakar minyak untuk ledakan pertama (Gopal & Rajendra) (Chaichan & A.M., 2013). Pembakaran akan meningkatkan tekanan dan suhu di ruang bakar sehingga bahan bakar gas yang sudah tercampur bisa terbakar, dan mulai memasuki *mode dual fuel*.



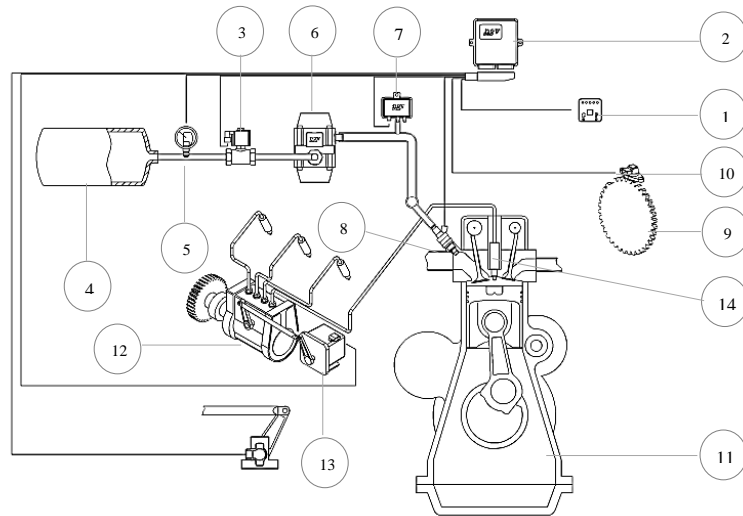
Gambar 2. 1. Sistem kerja mesin diesel 4-langkah

Dalam prinsip kerja *engine dual fuel*, bahan bakar CNG bertindak sebagai bahan bakar primer sedangkan bahan bakar MDO sebagai bahan bakar sekunder serta sebagai *pilot fuel*. Pada sistem ini udara yang masuk ke dalam ruang bakar sudah bercampur dengan sejumlah bahan bakar gas. Mekanisme pencampuran udara dan bahan bakar gas dapat terjadi didalam *mixer/blender* yang berbentuk venturi ataupun dengan menggunakan injektor gas bertekanan tinggi yang langsung menginjeksikan gas ke ruang bakar.

2.1.4. Converter Kit CNG

Converter kit merupakan peralatan konversi bahan bakar menjadi CNG yang berguna untuk menyalurkan bahan bakar CNG ke ruang bakar. Desain CNG *Converted kit* diadopsi dari kendaraan bermotor di darat untuk digunakan pada motor penggerak kapal perikanan jenis motor diesel, dimana dibedakan menjadi 2 (dua) bagian utama yaitu *Portable CNG Conversion Kit* dan *Fixed CNG Conversion Kit*.

Model *Converted Kits* pada gambar 2.2. diadopsi dari NGV Motori USA. Desain pada gambar 2.2. menunjukkan komponen yang diperlukan untuk menjadikan sebagai sistem *dual fuel*. Dalam penentuan spesifikasi bagian yang akan dimodifikasi disesuaikan dengan kebutuhan *engine*. Berikut beberapa komponen yang akan digunakan untuk memodifikasi menjadi mesin diesel *dual fuel*, diantaranya :



Gambar 2. 2. Instalasi Modifikasi menjadi *Dual Fuel*
 Sumber : (NVG, 2015)

Tabel 2. 3. Keterangan Komponen pada Gambar 2.1

No	Keterangan	No	Keterangan	No	Keterangan
1	<i>Switch Mode Diesel – Dual Fuel</i>	6	<i>Reducer Pressure</i>	12	<i>Diesel Pump</i>
2	E.C.U	7	<i>Pressure Sensor</i>	13	<i>Electro Mechanical Actuator (EMA)</i>
3	<i>Safety Valve</i>	8	<i>CNG Injector</i>	14	<i>Diesel Injector</i>
4	<i>CNG Cylinder</i>	9	<i>Toothed Wheel</i>		
5	<i>Gas Level Sensor</i>	10	<i>Reduction sensor</i>		
		11	<i>Engine</i>		

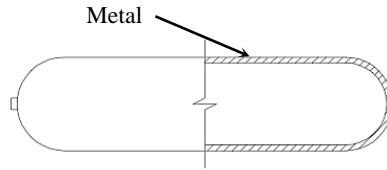
Sumber : (NVG, 2015)

1) *Storage Tank*

Storage tank dari CNG biasa disebut dengan *CNG Cylinder* yang merupakan tabung bertekanan tinggi yang terbuat dari logam dan berfungsi untuk menyimpan CNG yang akan digunakan. Terdapat beberapa jenis tabung CNG yang beredar dipasaran yang dibedakan berdasarkan desain material tabung. Perkembangan *CNG cylinder* sampai saat ini terdiri dari 4 jenis tabung (Bakar, Othman, Semin, & Ismail), yang diantaranya adalah :

a. Tabung CNG tipe-1 (*Metal*)

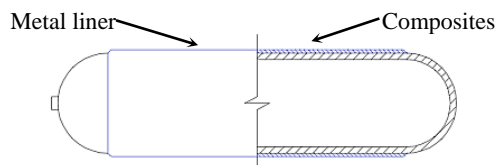
Material tabung seluruhnya berbahan logam (*metal chromoly*). Jenis tabung CNG pertama yang dikembangkan sejak tahun 1920 dengan material awal *carbon steel*. Silinder ini memiliki bentuk *hemispherical* atau ujung kubah dan logam yang digunakan adalah logam jenis rendah.



Gambar 2. 3. Tabung CNG tipe-1
Sumber : (Bakar, Othman, Semin, & Ismail)

b. Tabung CNG tipe-2 (*Hoop-Wrapped*)

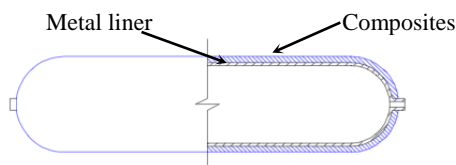
Tabung berbahan liner logam yang dibungkus dengan komposit (*carbon fiber*) yang berfungsi untuk meningkatkan daya tahan tekanan dan mengurangi berat tabung dibandingkan dengan CNG tipe-1.



Gambar 2. 4. Tabung CNG tipe-2
Sumber : (Bakar, Othman, Semin, & Ismail)

c. Tabung CNG tipe-3 (*Full-Wrapped*)

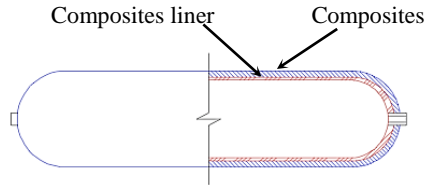
Tipe-3 berbahan aluminium yang dibungkus dengan komposit (*carbon fiber*), namun bedanya semua permukaan liner terbungkus. Jenis ini memiliki berat lebih ringan daripada kedua tipe sebelumnya, serta bersifat anti-korosi yang baik.



Gambar 2. 5. Tabung CNG tipe-3
Sumber : (Bakar, Othman, Semin, & Ismail)

d. Tabung CNG tipe 4 (*All-composite*)

Tipe terbuat dari terakhir ini linernya terbuat dari plastik/ *polymer* yang dibungkus keseluruhan dengan komposit (*carbon fiber*) dan ujung kubah menggunakan filamen berliku. Plastik yang digunakan terbuat dari *polietilen* atau nilon.



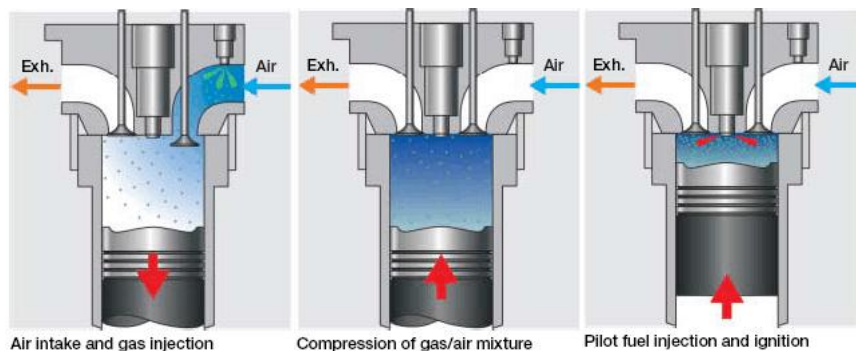
Gambar 2. 6. Tabung CNG tipe-4
Sumber : (Bakar, Othman, Semin, & Ismail)

2) CNG Injector

Injektor CNG berfungsi untuk membuka dan menutup aliran bahan bakar CNG dari *pressure reducer* menuju ruang bakar melalui *intake manifold*. Terdapat beberapa jenis sistem injeksi yang telah dikembangkan pada mesin diesel, diantaranya:

- *Low Pressure Injected Gas* (LPIG)

Memiliki cara kerja dengan menginjeksikan gas pada saluran isap (inlet) mesin diesel, dengan tekanan yang relatif kecil kurang dari 50 psi. Sesuai sistem kerja mesin diesel yang menggunakan *turbocharger*, maka tekanan injeksi dari gas harus lebih besar dari tekanan keluaran kompresor *turbocharge* (*boost pressure*). Jika mesin memiliki lebih dari satu silinder maka jumlah dari gas injektor mengikuti banyak jumlah dari silinder tersebut.



Gambar 2. 7. CNG Injector Tipe LPIG
Sumber : (marinediesels)

Dilihat dari gambar 2.6. injektor gas hanya berfungsi sebagai katup untuk buka dan tutup aliran gas menuju ruang bakar yang ritmenya diatur berdasarkan *timing* saat katup isap terbuka, sehingga tekanannya rendah. Keuntungan dari penggunaan sistem ini adalah mengurangi potensi gas terbuang karena gas hanya tersuplai ketika katup isap terbuka, dan harganya lebih murah dibandingkan dengan tipe *High Pressure Injected Gas* (HIPG). Sedangkan kekurangan dari sistem ini adalah hanya cocok digunakan pada mesin diesel putaran rendah, sehingga hanya diaplikasikan pada penggerak kapal dan pemutar generator listrik skala besar.

- *High Pressure Injected Gas (HPIG)*

Sistem ini bekerja dengan menginjeksikan gas langsung keruang bakar sehingga memiliki tekanan besar sekitar 3000 psi. Tekanan yang tinggi ini dikarenakan gas diinjeksikan pada saat piston telah mencapai akhir dari langkah kompresi dan bahan bakar diesel telah diinjeksikan untuk memulai pembakaran dimana tekanan dalam ruang bakar menjadi sangat tinggi.



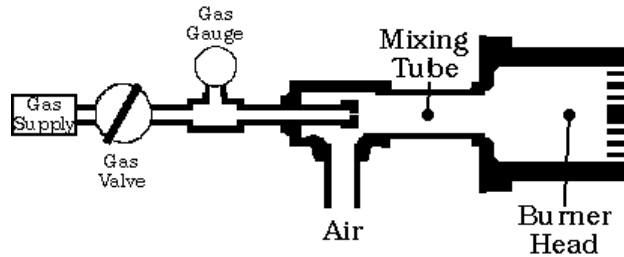
Gambar 2. 8. CNG Injector Tipe HPIG

Sumber : (AA1Car, 2016)

Keuntungan dari penggunaan sistem ini adalah terbuangnya bahan bakar yang bersamaan dengan gas buang relative sedikit karena bahan bakar diinjeksikan setelah *exhaust valve* tertutup. Kerugiannya disebabkan karena kebutuhan spesifikasi alat dengan tekanan tinggi sehingga biaya yang dibutuhkan mahal, ketika suplai gas terputus maka mesin akan dalam *mode diesel* yang mengakibatkan kerusakan pada *mechanical valve* jika menggunakan model *cam actuated gas valve*, dan memerlukan modifikasi pada silinder mesin diesel untuk menempatkan injector gas.

- *Combustion Air Gas Integration (CAGI)*

Sistem kerjanya dengan mencampur udara dan bahan bakar gas sebelum memasuki saluran isap atau sebelum memasuki kompresor *turbocharger* apabila mesin yang digunakan adalah *turbocharger system*. Tekanan bahan bakar gas yang dibutuhkan sama dengan tekanan udara sekitar, dan untuk menjaga tidak terjadinya kebocoran gas saat mesin diesel tidak beroperasi maka tekanan keluaran *gas pressure regulator* diatur sedikit lebih rendah dari tekanan udara sekitar. Pencampuran bahan bakar menggunakan alat yang dinamakan *mixer* yang diletakkan pada saluran isap mesin diesel. *Mixer* berbentuk seperti pipa venturi yang mekanismenya kerjanya menggunakan beda tekanan antara gas keluaran *pressure regulator* dan area dari leher venturi. Area leher venturi memiliki tekanan yang rendah sehingga memungkinkan gas keluaran *pressure regulator* masuk kedalam *mixer* tersebut.



Gambar 2. 9. *Mixing tube*
 Sumber : (Joppa Glassworks, 2015)

Keuntungan sistem ini yakni lebih ekonomis dibandingkan dengan dua sistem lainnya, dikarenakan tidak perlu menggunakan injector dan pompa bertekanan tinggi dan ketika suplai gas habis ataupun tersedat masih dapat menggunakan sumpali bahan bakar minyak tanpa mempengaruhi komponen lainnya. Sedangkan untuk kerugiannya adalah adanya gas yang ikut keluar bersamaan dengan *exhaust gas* pada saat katup isap dan buang sama-sama dalam keadaan terbuka (*overlap*), yang mengakibatkan pemborosan bahan bakar gas.

Dari ketiga jenis CNG *injector* yang ada memiliki karakteristik masing-masing berdasarkan kebutuhan mesin dengan mekasmisme yang berbeda-beda. Dengan begitu dalam dilakukan pertimbangan untuk menentukan jenis yang cocok untuk digunakan serta efisien.

2.2. *State of The Art*

CNG merupakan bahan bakar memiliki karakter dengan nilai Joule tinggi, ambang teknis penerapan rendah, dan hampir nol *air pollution emission*. (Yang, Hu, Yang, & Hu, Agustus 2010)

Penelitian dari Valibhav dkk. (Valibhav, Praktik, Pratik, Akash, & Vikram, 2016) pengembangan bahan bakar alternatif seperti gas alam menjadi sangat penting karena terus menerus mengurangi cadangan minyak bumi dan polusi yang diakibatkan oleh bahan bakar minyak. Meskipun demikian, nilai jual kendaraan CNG saat ini kecil namun dengan cepat mulai meningkat, dan CNG sekarang muncul sebagai sumber energi alternatif di sektor otomotif dan diminati untuk penelitian sekarang ini. Dari hasil review yang dilakukan terhadap performa dan emisi CNG, menyimpulkan bahwa gas alam merupakan bahan bakar alternative yang baik sehingga harus dipertimbangkan untuk diaplikasikan pada transportasi dimasa depan. Berikut dua kesimpulan dari studi hasil eksperimen, bahwasanya selain hidrokarbon metana berkurang sekitar 50%, NO_x sebesar 50-87%, CO_2 sebesar 70-95% dan tidak ada partikulat yang dibuat dalam knalpot, dan gas alam memiliki sifat pembakaran yang lebih baik dari bensin dan solar.

Boretti dkk, (Boretti, Lappas, Zhang, & Mazlan, 2013) melakukan survei tentang peluang untuk mengubah mesin pengangkut bahan bakar pengapian kompresi untuk bekerja pada mode bahan bakar tunggal atau ganda dengan CNG. Ada beberapa pilihan

yang dapat diaplikasikan, yang pertama *compressed ignition engine* diubah menjadi *spark ignition* dengan kontrol beban *throttle* dan *port injection* CNG. Kedua yakni untuk meningkatkan popularitas, LNG disuntikkan secara langsung dan disulut dengan *direct injection* dari injektor bahan bakar minyak. Yang ketiga dengan menginjeksikan secara langsung gas alam dan diesel melalui injektor terpisah yang sepenuhnya *independent*.

Berdasarkan penelitian dari Fitriana. A. (Fitriana, 2014) Berdasarkan hasil dari tinjauan teknis ekonomis pemakaian *dual fuel* pada tug boat PT. Pelabuhan Indonesia II yang dilakukan dengan menganalisa hal-hal teknis pada instalasi peralatan konversi sistem *dual fuel* dan membandingkan sisi ekonomis yang dihasilkan pada sistem tersebut, dapat diambil kesimpulan sistem *dual fuel* adalah sistem bahan bakar ganda yang memanfaatkan pembakaran bersih dari bahan bakar gas di mana CNG ini mengandung karbon yang lebih sedikit dari bahan bakar minyak serta CNG juga merupakan produk gas alam yang lebih sederhana dan ekonomis ketimbang LNG, memiliki rasio bahan bakar gas dengan minyak sebesar 70:30, dimana fungsi dari bahan bakar minyak merupakan sebagai pilot-ignited fuel atau pemantik pembakaran serta bahan bakar gas yang tercampur dengan udara dan memasuki ruang bakar dapat mempersingkat proses *ignition delay* karena reaksi fisik yang terjadi pada bahan bakar menjadi lebih pendek sehingga pembakaran dapat cepat tercapai dan dari segi ekonomis kebutuhan bahan bakar pada mesin induk kapal tunda yang menggunakan sistem *dual fuel* memiliki nilai ekonomis yang tinggi. Karena meskipun biaya instalasi awal sistem *dual fuel* yang cukup mahal, namun total biaya yang dikeluarkan dalam sehari (12 jam operasi) untuk konsumsi bahan bakar sistem *dual fuel* adalah sebesar Rp 19,122,040.- dibandingkan dengan total biaya sebesar Rp 42,360,000.- pada sistem bahan bakar tunggal, sehingga kurang dari satu tahun biaya investasi awal dapat cepat kembali.

Berdasarkan pada penelitian Arif Wahyu Hidayat (Hidayat, 2013) mengenai kajian eksperimental unjuk kerja *dual fuel engine* hasil modifikasi dari *diesel engine*, dengan menggunakan motor diesel Yanmar TF-85 H *direct injection* satu silinder. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui perbandingan unjuk kerja motor diesel bahan bakar minyak (solar) dan solar-gas serta mengetahui pengaruh penggunaan bahan bakar gas terhadap konsumsi bahan bakar solar pada motor diesel. Eksperimen divariasikan terhadap beban dan rpm, dengan variasi bahan bakar adalah 100% solar, 10% CNG dan 20% CNG. Hasil dari eksperimen menunjukkan daya dan torsi yang dihasilkan saat kondisi *full load* menurun, dengan bahan bakar CNG 20% penurunannya secara berurutan adalah sebesar 8% dan 1.9%. SFC yang dihasilkan dengan 10% CNG dan 20% CNG mengalami penurunan itu membuktikan bahwa bahan bakar yang dikonsumsi semakin rendah, penurunan rata-rata sebesar 14,7%. Dan Penghematan bahan bakar biosolar dengan 10% CNG yakni rata-rata 31,4% dibanding dengan penggunaan biosolar 100%, dan penghematan bahan bakar biosolar rata-rata 41,7% dengan 20% CNG.

2.3. Unjuk Kerja Konversi Mesin Diesel Menjadi *Diesel Dual Fuel* (DDF)

Karakteristik dan unjuk kerja dari mesin diesel yang di dihitung, langkah ini dilakukan untuk mengetahui perbedaan unjuk kerja dari suatu mesin sebelum dikonversi dan sesudah dikonversi. Berikut beberapa persamaan yang akan digunakan, diantaranya :

2.3.1. Laju aliran massa (*Mass flow rate*)

Laju aliran masa adalah laju massa fluida per waktu. Dimana perubahan massa merupakan jumlah massa yang mengalir melewati suatu media selama kurun waktu tertentu, perubahan massa tidak selalu pengurangan dari jumlah massa yang masuk dikurangi massa yang keluar karena akan bernilai nol jika alirannya tetap. Laju aliran masa yang mengalir dapat diketahui dengan persamaan berikut ini :

$$m = \rho \times Q \dots\dots\dots(1.1)$$

Dimana :

- m = Laju aliran masa (kg/s)
- ρ = Masa jenis / *Density* (kg/m³)
- Q = Debit (Kg/s)
- 1 hour = 3600 second

dan,

$$Q = v \cdot A \dots\dots\dots(1.2)$$

Dimana

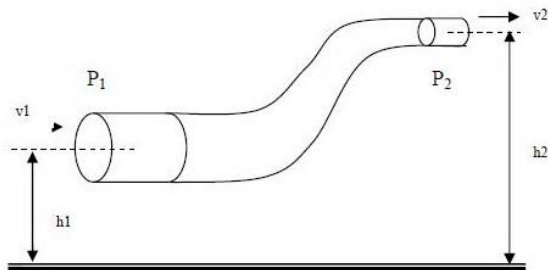
- v = Kecepatan aliran fluida (m/s)
- A = Luas penampang pipa (m²)

Sehingga, dari persamaan (1.2) didapatkan nilai kecepatan fluida dan dapat disubstitusikan ke persamaan persamaan (1.1), menjadi persamaan (1.3) seperti berikut.

$$m = \rho \times v \times A \dots\dots\dots(1.3)$$

Hukum Bernoulli

Merupakan istilah dalam mekanika fluida yang dapat menyatakan bahwa aliran fluida dapat dipengaruhi oleh kecepatan, tekanan dan ketinggian dari fluida tersebut. Hal tersebut dapat ditunjukkan pada gambar 2.10.



Gambar 2. 10. Aliran fluida Hk. Bernoulli

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 + \rho g h_1 = P_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 + \rho g h_2 \dots\dots\dots(1.4)$$

Dimana :

P = Tekanan Fluida (Pa)

h = Tinggi Fluida (m)

Maka dapat diterapkan untuk mengetahui beda kecepatan dan ketinggiannya dari beda tekanannya, sebagaimana persamaan berikut :

$$P_1 - P_2 = \rho g (h_2 - h_1) \dots\dots\dots(1.5)$$

$$P_1 - P_2 = \rho g (v_2^2 - v_1^2) \dots\dots\dots(1.6)$$

2.3.2. Daya (Power)

Daya adalah ukuran suatu mesin untuk menghasilkan kerja yang berguna persatuan waktu yang dinyatakan dalam *Horse Power* (HP). Nilai ini dapat diperoleh dari laju aliran masa bahan bakar dengan *specification fuel oil consumption*. *Specification Fuel Oil Consumption* disebut juga dengan konsumsi bahan bakar spesifik merupakan jumlah bahan bakar yang dipakai mesin untuk menghasilkan daya efektif selama 1 jam. Ditunjukkan dengan rumus berikut :

$$N_e = \frac{m}{SFOC} \dots\dots\dots(2)$$

Dimana :

N_e = Daya Efektif Poros (HP)

m = *Air Flow Rate* atau laju aliran masa (Kg/h)

SFOC = *specification fuel oil consumption* (Kg/Kw.h)

1 HP = 0,7364 kW

2.3.3. Torsi/Puntiran (*Torque*)

Torsi merupakan gaya yang berkerja pada poros engkol (*crankshaft*). Yakni hasil perkalian gaya tangensial dengan lengannya sehingga memiliki satuan N.m (SI) atau ft.lb (*British*). Berikut rumus perhitungan torsi yang telah dikonversi dalam satuan Kilogram centimeter (kg.cm).

$$M_t = \frac{72610 \cdot N_e}{n} \dots\dots\dots(3)$$

Dimana :

M_t = Momen Torsi (kg.cm)

N_e = Daya Efektif Poros (HP)

n = Putaran Mesin (Rpm)

Dari persamaan tersebut, dapat dilihat bahwa torsi memiliki hubungan berbanding terbalik dengan putaran mesin. Semakin besar daya yang diberikan mesin, maka torsi yang dihasilkan cenderung semakin besar, begitu pula jika putaran mesin semakin besar maka torsi yang dihasilkan semakin kecil.

2.3.4. Brake Mean Effective Pressure (BMEP)

Brake Mean Effective Pressure atau juga disebut tekanan efektif rata-rata yakni merupakan kerja sepanjang volum langkah piston sehingga menghasilkan daya yang besarnya sama dengan daya efektif. Proses pembakaran campuran udara dan bahan bakar menghasilkan tekanan yang bekerja pada piston sehingga melakukan langkah kerja.

$$BEMP = \frac{0,46 \cdot N_e \cdot z}{A \cdot l \cdot i \cdot n} ; (\text{kg/cm}^2) \dots\dots\dots(4)$$

Dimana :

N_e = Daya Efektif Poros (HP)

A = Luas Penampang Piston (m^2)

l = Panjang Langkah Piston (m)

i = Jumlah Silinder

n = Putaran Engine (Rpm)

z = 1 untuk Motor 2-Stroke

= 2 untuk Motor 4-Stroke

2.3.5. Fuel Oil Consumption (FOC)

Fuel Oil Consumption merupakan jumlah bahan bakar yang digunakan oleh *engine*. Untuk mengetahui kebutuhan bahan bakar minyak yang diperlukan oleh suatu *engine* dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\text{FOC} = \text{SFOC} \cdot \text{BHP}_{\text{engine}} \cdot t \dots\dots\dots(5)$$

Dimana :

SFOC = *Specific Fuel Oil Consumption* (gr/kW.h)

$\text{BHP}_{\text{engine}}$ = Daya Mesin (kW)

t = Lamanya waktu operasi (jam)

2.3.6. Low Heating Value (LHV)

Merupakan satuan angka yang menyatakan jumlah panas atau kalori yang dihasilkan dari proses pembakaran bahan bakar dan oksigen dalam jumlah tertentu. Dalam menentukan besarnya konsumsi bahan bakar gas yang digunakan maka ditentukan berdasarkan perhitungan *Lower Heating Value* (LHV). (Fitriana, 2014)

Adapun persamaan yang digunakan dalam perhitungan ini adalah sebagaimana persamaan (6.1) :

$$\text{LHV}_{\text{engine}} = \text{LHV}_{\text{HSD}} \cdot \text{FOC} \dots\dots\dots(6.1)$$

Dimana :

$\text{LHV}_{\text{engine}}$ = *Low Heating Value* pada Mesin Diesel (MJ)

LHV_{MDO} = *Low Heating Value* pada HSD (MJ/kg)

FOC = *Fuel Oil Consumption* (kg/day)

Kemudian menentukan nilai LHV menggunakan pada Diesel Dual Fuel (DDF) dengan memperkirakan persentase campuran bahan bakar HSD dan CNG yang akan digunakan dalam waktu operasi perhari, yang dihitung masing-masing dengan persamaan (6.2) :

$$\text{LHV} = \text{LHV}_{\text{Engine}} \cdot \text{Presentase Bahan Bakar (\%)} \dots\dots\dots(6.2)$$

Dimana :

$$\text{LHV} = \text{LHV HSD atau CNG (MJ.Kg)}$$

Maka dari itu, dapat diketahui massa dari bahan bakar HSD dan CNG yang digunakan dari persamaan (6.3) :

$$\text{Massa} = \text{LHV}_{\text{Engine}} : \text{LHV} \dots\dots\dots(6.3)$$

Dimana :

$$\text{Massa} = \text{Massa HSD atau CNG (Kg)}$$

Sedangkan untuk menyatakan konsumsi CNG satuan Kilogram (Kg) menggunakan persamaan (6.4) dan untuk konsumsi bahan bakar HSD menggunakan persamaan (6.5) :

$$\text{CNG}_{\text{Csump}} = \text{Massa}_{\text{CNG}} \cdot 0.0462 \text{ mmBtu} \dots\dots\dots(6.4)$$

$$\text{HSD}_{\text{Csump}} = \text{LHV}_{\text{HSDengine}} (\text{MJ}) : \text{LHV}_{\text{HSD}} (\text{MJ/Kg}) \dots\dots\dots(6.5)$$

Dimana :

$$\text{CNG}_{\text{Csump}} = \text{Konsumsi CNG (mmBtu)}$$

$$\text{HSD}_{\text{Csump}} = \text{Konsumsi HSD (Kg)}$$

2.3.7. Efisiensi *Thermal* (η_{th})

Efisiensi *Thermal* adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor pembakaran dalam. Dapat ditulis dengan persamaan :

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\text{Ne}}{\text{m} \cdot \text{Q}} \times 100\% \dots\dots\dots(7.1)$$

Dimana :

$$\eta_{\text{th}} = \text{Efisiensi } \textit{Thermal} (\%)$$

$$\text{Ne} = \text{Daya Efektif Poros (HP)}$$

- m = Laju Aliran Masa Bahan Bakar (kg/h)
 = *Mass Flow Rate*
- Q = Nilai kalor/ *Low Heating Value* (MJ/kg)

Untuk efisiensi thermal mesin diesel yang menggunakan bahan bakar kombinasi Solar-CNG dapat dituliskan dalam persamaan berikut :

$$\eta_{th} = \frac{Ne_d}{m_s \cdot Q_s + m_{CNG} \cdot Q_{CNG}} \times 100\% \dots\dots\dots (7.2)$$

2.4. Pertimbangan penggunaan CNG sebagai bahan bakar alternatif

Pertimbangan penggunaan CNG didasarkan pada beberapa kelebihan dari CNG jika dibandingkan dengan gas alam lainnya, diantaranya :

- CNG lebih ramah lingkungan jika dibandingkan dengan LNG, dikarenakan proses dari pembentukan CNG hanya melalui tahap pemampatan
- Dari segi ekonomis penggunaan CNG lebih murah, karena tanpa adanya proses sebagaimana LNG yang perlu didinginkan dan dijaga temperaturnya sehingga memerlukan desain penyimpanan khusus
- Memiliki angka oktan (RON) > 98 (Angka Oktan CNG = 120)
- Aman digunakan dan berat jenis lebih ringan dari udara, sebagaimana sifat dari gas alam yang akan bereaksi jika berada di udara bebas karena tidak adanya kenaikan temperatur
- Pembakaran yang lebih sempurna
- Kadar emisi yang lebih rendah hingga 1/3 dari emisi BBM
- Proses pemurnian bahan bakar gas tidak menggunakan TEL / Timbal (*Tetra Ethil Lead*) yaitu zat Adiktif untuk meningkatkan nilai oktan)
- Transportasi CNG dalam bentuk gas lebih sederhana untuk di implementasikan
- Fasilitas CNG yang digunakan lebih murah dibandingkan dengan LNG dan GTL
- CNG akan lebih efisiensi untuk digunakan daripada LNG jika jarak tempuh yang diperlukan tidak lebih dari 2500 mil

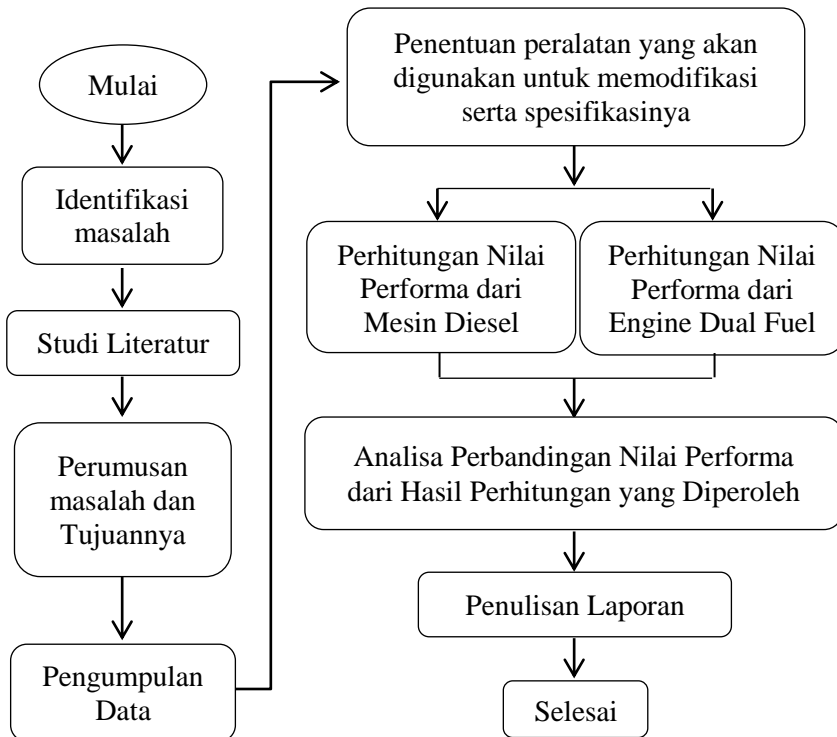
Sumber : (Artana & Soegiono, 2014)

Namun juga terdapat beberapa kelemahan dari CNG, terutama dalam hal volum. CNG memiliki volum yang besar jika dibandingkan dengan bahan bakar lainnya. Sehingga membutuhkan ruang yang lebih besar daripada bahan bakar lainnya dalam jumlah satuan yang sama. Hal itu yang menyebabkan transportasi CNG dalam jarak jauh kurang efisien.

Natural gas memiliki temperatur *ignition* yang tinggi, yaitu sekitar 1100 °F, jika dibandingkan dengan bahan bakar bensin (*gasoline*) sekitar 600° Fahrenheit. *Natural gas* memiliki jarak tingkat pembakaran yang sangat terbatas, CNG tidak akan terbakar pada konsentrasi dibawah 5% atau diatas 15% ketika bercampur dengan udara. Sedangkan bensin dan bahan bakar diesel dapat terbakar pada konsentrasi rendah dan pembakaran pada temperatur relatif rendah. Sehingga tingginya temperatur pembakaran dan terbatasnya tingkat rentang pembakaran membuat kecelakaan akibat pembakaran pada CNG lebih rendah.

BAB III METODOLOGI

Tugas Akhir ini menganalisa performa dari *dual fuel system* HSD-CNG pada kapal penyeberangan. Untuk mencapai tujuan perlu adanya metodologi penelitian, guna mempermudah bagi peneliti untuk menyelesaikan tugas akhir ini. Gambar 3.1. merupakan alur dari metodologi penelitian yang akan dilakukan.



Gambar 3. 1. *Flowchart* Alur Pengerjaan Tugas Akhir

Berikut ini adalah detail langkah – langkah masing-masing dari tahapan pada gambar 3.1. antara lain :

3.1. Tahap Persiapan

Tahap persiapan merupakan tahap awal dimana penulis mengumpulkan informasi terkait permasalahan yang umum terjadi maupun perencanaan untuk masa depan, yang selanjutnya akan diidentifikasi dan dicari perumusan masalahnya guna menentukan tujuan dari penyelesaian permasalahan tersebut.

3.2.1. Identifikasi Masalah

Identifikasi masalah merupakan langkah awal dari suatu penelitian, hal ini dilakukan untuk menentukan permasalahan yang akan diusung dalam penulisan tugas

akhir. Permasalahan tersebut terkait konversi bahan bakar pada mesin diesel yang akan dianalisa dari segi performa jika memanfaatkan bahan bakar gas CNG sebagai campuran bahan bakarnya, yakni menjadi *Diesel Dual Fuel* (DDF).

Permasalahan ini didapatkan dari *review* permasalahan pada Tugas Akhir yang telah dikerjakan sebelumnya, yang kemudian dicari pengembangan dari suatu masalah tersebut untuk dianalisa pada tugas akhir yang dikerjakan.

3.2.2. Perumusan Masalah dan Tujuan

Perumusan masalah atau dapat disebut pencarian masalah dari topik yang didapatkan pada tahap identifikasi masalah. Hal ini dapat dilakukan dengan *me-review* dari bab kesimpulan dan saran pada Tugas Akhir sebelumnya, disana biasanya memuat hasil dari tujuan penulisan tugas akhir beserta dengan saran dari penulis akan kekurangan maupun keterbatasan dari Tugas Akhir tersebut sehingga diharapkan adanya pengembangan untuk pembahasan selanjutnya.

Dalam tugas akhir ini penulis mengambil permasalahan terkait perbandingan performa dari mesin diesel yang dikonversi menjadi *Diesel Dual Fuel* (DDF) yang sebagai salah satu cara dalam pengalihan pemanfaatan bahan bakar minyak menjadi bahan bakar gas guna mengantisipasi produksi minyak dunia yang semakin menurun dan tidak seimbang dengan kebutuhan yang diperlukan.

3.2.3. Studi Literatur

Berdasarkan permasalahan yang telah dibahas pada poin sebelumnya, tahapan selanjutnya adalah mencari literatur yang berkaitan dengan permasalahan yang akan penulis bahas dalam Tugas Akhir ini. Literatur bisa bersumber dari buku, jurnal, artikel atau penelitian sebelumnya yang masih berkaitan dengan penelitian yang akan dilakukan, sebagai bahan pendukung pembelajaran bagi penulis untuk menyelesaikan Tugas Akhir.

Tabel 3. 1. Roadmap penelitian sebelumnya

Penulis	Hasil penelitian
Fandhika, P. S. (2016)	Judul : <i>“Kajian Teknis Dan Ekonomis Modifikasi Sistem Bahan Bakar Mesin Diesel Dual Fuel LNG-HSD Pada Kapal Penyeberangan : Case Study Lintasan Merak– Bakauheni”</i> 1. Konversi dilakukan dengan menambahkan sistem gas transfer dari storage menuju ke main engine. Adapun sistem tersebut meliputi beberapa unit komponen yaitu LNG Storage, LNG Cryogenic Pump, LNG Vaporation System (Heat Exchanger), Gas Valve Unit (GVU), dan Conversion System. 2. Perbandingan penggunaan HSD untuk single dan dual fuel dengan rasio 30% HSD : 70% LNG dengan variasi ranges operasional unit conversion system 50% -80% LNG. 3. Penghematan yang dilakukan dari segi bahan bakar adalah rata-rata 46,79% dari ketiga kapal

Ariffah, F. (2014)	<p>Judul : <i>“Tinjauan Teknis Ekonomis Pemakaian Dual Fuel Pada Tugboat PT. Pelabuhan Indonesia II”</i></p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Sistem <i>dual fuel</i> memiliki rasio bahan bakar gas dengan minyak sebesar 70:30. 2. Nilai ekonomis yang tinggi karena meskipun biaya instalasi awal sistem <i>dual fuel</i> yang cukup mahal, namun total biaya yang dikeluarkan dalam sehari (12 jam operasi) untuk konsumsi bahan bakar sistem <i>dual fuel</i> adalah sebesar Rp 19.122.040,- dibandingkan dengan total biaya sebesar Rp 42.360.000,- pada sistem bahan bakar tunggal. Sehingga kurang dari satu tahun, biaya investasi awal dapat cepat kembali.
-----------------------	---

3.2. Tahap Pengumpulan dan Pengolahan Data

Tahap selanjutnya yakni pengumpulan dan pengolahan data. Setelah didapatkan studi literatur yang sesuai dengan permasalahan yang akan dibahas, penulis dapat melakukan pencarian data yang berguna untuk menunjang pengerjaan Tugas Akhir tersebut. Pencarian data dapat dilakukan dengan cara melakukan suatu eksperimen maupun dari perusahaan/instansi terkait.

3.2.1. Pengumpulan dan Pengamatan Data

Pengumpulan data-data dilakukan berdasarkan data yang dibutuhkan dalam penyelesaian Tugas Akhir. Dalam hal ini ada beberapa data yang dibutuhkan sebagai pendukung, diantaranya sebagai berikut :

- a. Data kapal yang akan dilakukan konversi



Gambar 3. 2. KM. Legundi

Ship Particular

Nama Kapal	: KMP. Legundi
Tipe Kapal	: R0-R0 – Passenger Ferry
Voyage	: Merak – Bakauheni (15 mil)
Year Built	: 2012
Dock Name	: PT. Dumas Shipyard Tanjung Perak
Length Overall	: 109,4 m
Lpp	: 99,2 m
Breadth (B)	: 19,6 m
Height (H)	: 5,6 m
Draught (T)	: 4,1 m
Speed	: 16 Knots
Gross Tonnage	: 5000 GRT

b. Data mesin dan spesifikasinya

Tabel 3. 2. Spesifikasi Mesin

Nama	Spesifikasi
<i>Type</i>	6N330W, 4-Stroke, Diesel
<i>Merk</i>	Yanmar
<i>Continous Rated Power</i>	2574 kW / 3500 HP
<i>Max. Torque pada r/min</i>	43613
<i>Mean Effective Pressure</i>	13.5
<i>Rated Engine Speed</i>	620 rpm
<i>Displacement</i>	226 cm ³
<i>SFOC</i>	191+5% gr/kW.h
<i>Cylinder Bore</i>	330 mm
<i>Piston Stroke</i>	440 mm
<i>Piston Speed</i>	9,09 m/s
<i>No. of Cylinder</i>	In-line 6
<i>Max. Power</i>	2831.4 kW / 3850 HP
<i>Compression Ratio</i>	1,89 – 2,21 Mpa

Sumber : Brochure YANMAR, *Marine Propulsion Diesel Engine*

c. *General Arrangement* KM. Legundi

Gambar *general arrangement* kapal digunakan untuk penentuan letak komponen-komponen tambahan yang akan diletakkan pada kapal.

d. Data spesifikasi bahan bakar HSD dan CNG

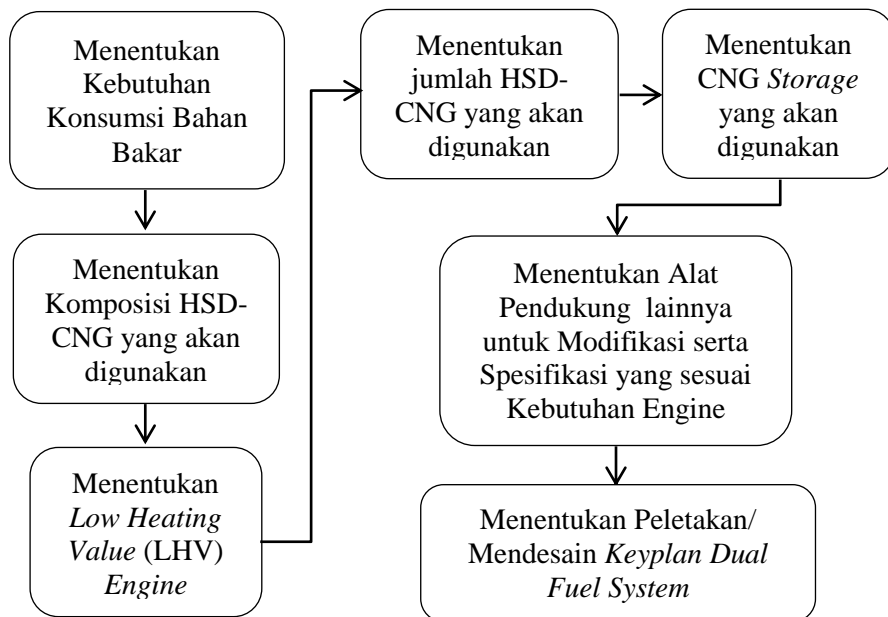
Spesifikasi dari bahan bakar yang digunakan dalam analisa ini telah dibahas pada bab tinjauan pustaka sebelumnya.

e. Data konsumsi bahan bakar kapal

Data ini digunakan untuk menentukan kapasitas atau spesifikasi komponen yang diperlukan

3.2.2. Pengolahan Data

Dalam Tugas akhir ini salah satunya bertujuan untuk menentukan komponen-komponen dan spesifikasi yang diperlukan untuk mendukung modifikasi mesin diesel menjadi *engine dual fuel*. Berikut adalah alur penentuan dan analisa yang dilakukan dalam penelitian ini.



Gambar 3. 3. Alur Penentuan Peralatan Pendukung Modifikasi

Setelah itu, melakukan perhitungan performa mesin saat *single fuel* dan *dual fuel* kemudian di analisa perbandingan dari sebelum dikonversi dan sesudah dikonversi. Perhitungan unjuk kerja yang dilakukan yakni meliputi Daya, Torsi, Kalor/Panas, SFOC, Rasio Kompresi, & Efisiensi Thermal dan performa akibat konversi *Diesel Dual Fuel* (DDF) yang juga meliputi perhitungan Daya, Torsi, Kalor/Panas, SFOC, Rasio Kompresi, & Efisiensi.

3.3. Tahap Analisa

Tahapan analisa dilakukan untuk mengetahui hasil dari pengolahan data sesuai dengan tujuan dari penulisan Tugas Akhir ini. Jika sudah memenuhi sesuai dengan tujuan maka dapat ditarik kesimpulan beserta saran untuk kemungkinan pengembangan selanjutnya. Namun, jika belum sesuai dengan tujuan yang diharapkan maka perlu kembali ketahap sebelumnya yakni pengolahan data untuk mengetahui kesalahannya dan memperbaikinya hingga hasil analisa sesuai dengan tujuan penulisan.

3.4. Tahap Penulisan Laporan

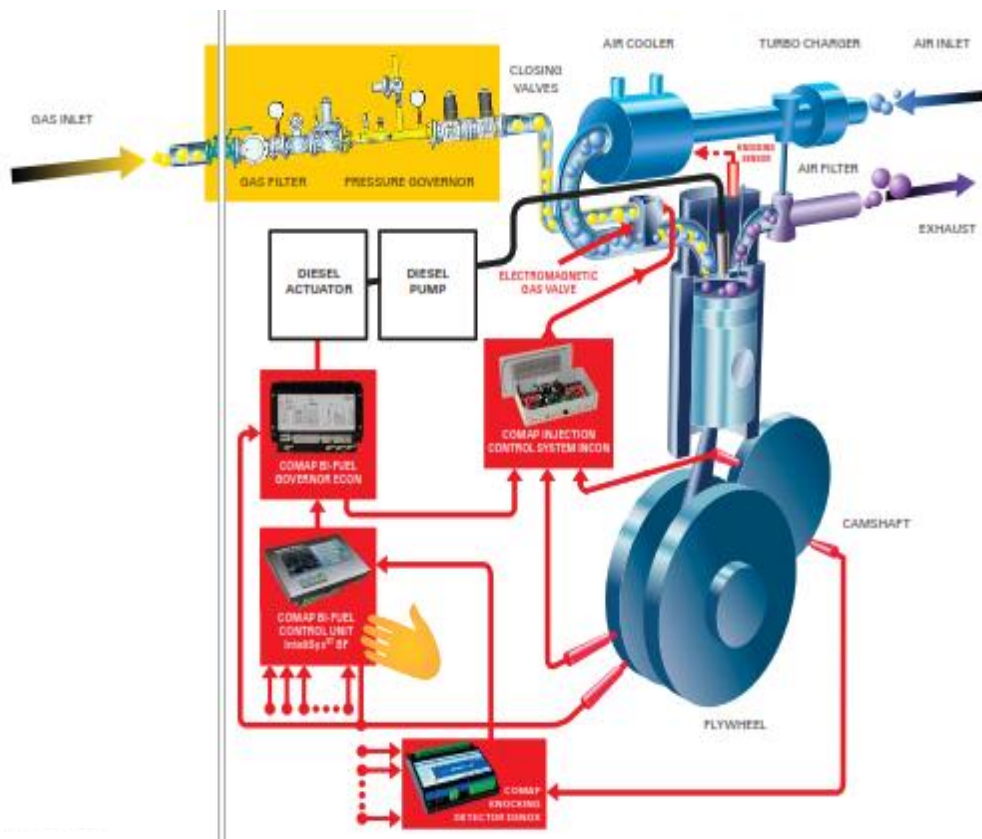
Penyusunan laporan Tugas Akhir sesuai format yang berlaku untuk memenuhi syarat mengikuti sidang P3.

BAB IV ANALISA DATA

Mesin yang digunakan adalah mesin diesel konvensional yang dikonversi menjadi *dual fuel system*. Analisa dilakukan dengan salah satunya menentukan penambahan komponen-komponen sehingga dapat dioperasikan pada *mode dual fuel* dan cara kerjanya. Pada *mode dual fuel* mesin akan beroperasi dengan menggunakan bahan bakar HSD-CNG, dimana HSD akan diinjeksikan terlebih dahulu untuk memulai pembakaran awal. Hal itu dilakukan karena gas memiliki temperatur pembakaran lebih tinggi dibandingkan bahan bakar minyak sehingga akan lebih efisien jika menggunakan bahan bakar minyak untuk ledakan pertama. Dari pembakaran tersebut akan meningkatkan tekanan dan temperatur dalam ruang bakar, sehingga bahan bakar gas yang telah tercampur tersebut dapat terbakar.

4.1. Perencanaan Teknis Konversi menjadi Sistem *Dual Fuel*

4.1.1. Skema Konversi dan Komponennya



Gambar 4. 1. Rencana Modifikasi yang akan Dilakukan

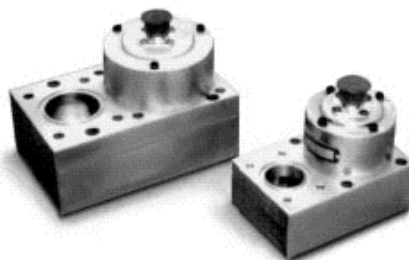
Prinsip kerja dari gambar 4.1 adalah gas disuntikkan ke ruang bakar yang dimana sebelum katup hisap (inlet) terdapat *electromagnetic gas valve* yang dipasang sedekat mungkin dengan katup hisap. Katup elektromagnetik secara terpisah terdapat *timer* dan dikendalikan oleh *comAp injection control system INCON*. Sistem ini menginjeksikan gas ke ruang bakar selama *inlet valve* terbuka yang juga bersamaan dengan *exhaust valve* terbuka. Ini berguna untuk menghindari kerugian gas yang cukup besar dan mencegah aliran gas berbahaya ke exhaust manifold.

Dengan mengkonversi mesin diesel menjadi *dual fuel* diperkirakan dapat menggantikan bahan bakar *diesel* atau HFO sebanyak 60-90% menjadi gas alam. Bagian yang di modifikasi yakni sistem bahan bakar guna mendukung konversi menjadi *dual fuel*, dalam penelitian ini mengacu pada ComAp System dengan tipe Middle Speed Conversion System. Untuk komponen yang dimodifikasi pada dasarnya sama, namun spesifikasi yang digunakan berbeda dengan menyesuaikan kebutuhan dari mesin yang digunakan. Berikut ini adalah produk converter kit yang digunakan dalam penelitian ini:

- Manufaktur : ComAp, spol. s.r.o.
 Katalog : ComAp system
 Judul : Bi-fuel (dual fuel) conversion of diesel & HFO generating sets
 Tipe : Middle Speed Conversion System
 Komponennya :

a) *Electromagnetic gas admission valve*

Katup masukan gas bertekanan tinggi yang digerakkan secara elektrik untuk menyalurkan bahan bakar ke ruang bakar melalui *inlet*. Alat ini diletakkan sebelum katup isap yang dikendalikan oleh *ComAp injection control system INCON*.



Gambar 4. 2. *Gas admission valve*

b) ComAp injection control system INCON

Alat ini dihubungkan dengan *electromagnetic gas valve*, berfungsi untuk memberi perintah pada *electromagnetic gas valve* lama waktu buka/tutup katup. Alat ini juga terhubung dengan *flywheel*, *camshaft*, dan *ComAp bi-fuel governor ECON*.



Gambar 4. 3. *Injection control system INCON*

c) ComAp Bi-Fuel automatic control unit IntelliSys^{NT} BF

Merupakan alat control yang akan memberikan perintah untuk mengatur penginjeksian bahan bakar gas sesuai dengan output dan kecepatan mesin yang dibutuhkan. Alat ini terhubung dengan ComAp bi-fuel governor ECON untuk meneruskan perintah.



Gambar 4. 4. *Engine control unit Intelisys^{NT} BF*

d) ComAp bi-fuel governor ECON

Alat elektromagnetik yang terhubung terhubung ke flywheel, fungsinya sama dengan dengan governor pada umumnya yakni untuk mengontrol putaran mesin. Alat ini mengendalikan jumlah bahan bakar yang akan diinjeksikan ke mesin sehingga juga terhubung ke *diesel actuator* dan *injection control system INCON*.



Gambar 4. 5. *Bi-fuel governor ECON*

e) Gas Train

Adalah beberapa beberapa komponen valve yang berfungsi untuk mengatur bahan bakar gas sebelum masuk ke *electromagnetic gas valve*. Teletak antara CNG cylinder dan *electromagnetic gas valve*. Beberapa peralatan tersebut yakni *gas manifold, gas governor, double closing valve, gas filter, ball valve*, dll.

Gambar 4. 6. *Gas Train*Tabel 4. 1. Komponen dari *Gas Train*

No.	Nama Komponen	Fungsi
1.	Gas inlet valve/ gas manifold	Katup yang menghubungkan CNG tube yang satu dengan yang lainnya, yang juga merupakan katup masukkan gas dari CNG tube menuju engine
2.	Gas filter	Untuk menyaring gas yang akan masuk ke engine
3.	Gas regulating valve	Regulator gas yang berfungsi untuk mengatur dan menstabilkan tekanan gas
4.	Ball valve	Merupakan katup yang berfungsi untuk mengontrol aliran gas, yang berbentuk bulat dan berlubang
5.	Gas governor	Mengontrol jumlah bahan bakar gas yang di injeksikan ke mesin, untuk mempertahankan putaran tetap stabil
6.	Venting line	Untuk menjaga gas dalam line agar tidak over pressure
7.	Pressure gauge	Untuk mengatur tekanan yang akan diinjeksikan ke engine
8.	Double closing valve	Katup darurat yang terpasang di sistem bahan bakar, karena sifatnya yang mudah tertutup

Komponen-komponen yang termasuk dalam gas train ini juga berfungsi sebagai katup pengaman (*safety valve*) pada bahan bakar gas, untuk mengantisipasi jika terjadinya keadaan darurat seperti kebakaran, dll.

f) *ComAp Knocking Detector / Controller DENOX*

Merupakan pendeteksi adanya gangguan pada saat pembakaran sehingga *knocking* atau ketukan pada mesin dapat dihindari. Gangguan dapat dideteksi karena *detector* ini menerima data dari alat yang disebut *knocking sensor* yang terpasang pada *cylinder head*.



Gambar 4. 7. *Knocking detector DENOX*

4.1.2. *Dual fuel consumption*

Perhitungan kebutuhan konsumsi bahan bakar yang digunakan oleh mesin. Hasil perhitungan akan digunakan untuk mengetahui kapasitas bahan bakar yang dibutuhkan oleh mesin. Pada awalnya mesin hanya beroperasi menggunakan bahan bakar minyak, sehingga dari data pemakaian bahan bakar tersebut akan dapat diketahui konsumsi dari bahan bakar yang dibutuhkan mesin.

Tabel 4. 2. Pemakaian Bahan Bakar Minyak Bulan November 2015

Kondisi Kapal	Power (kW)	SFOC (L/kW.h)	Waktu (h)	Σ Trip	FOC/ trip*) (L)	FOC/bulan (L)
<i>Stand by</i>	2574	0.109	0.67	91	186.67	16986.67
<i>Manoevering</i>	2574	0.140	0.67	91	240	21840
<i>Sea Going</i>	2574	0.176	1.33	91	602.67	54842.67
Total Konsumsi Bahan Bakar					1029.33	93669.33

Tabel 4. 3. Pemakaian Bahan Bakar Minyak Bulan Desember 2015

Kondisi Kapal	Power (kW)	SFOC (L/kW.h)	Waktu (h)	Σ Trip	FOC/ trip*) (L)	FOC/bulan (L)
<i>Stand by</i>	2574	0.109	0.67	91	186.67	16986.67
<i>Manoevering</i>	2574	0.140	0.67	91	240	21840
<i>Sea Going</i>	2574	0.176	1.33	91	602.67	54842.67
Total Konsumsi Bahan Bakar					1029.33	93669.33

Tabel 4. 4. Pemakaian Bahan Bakar Minyak Bulan Januari 2016

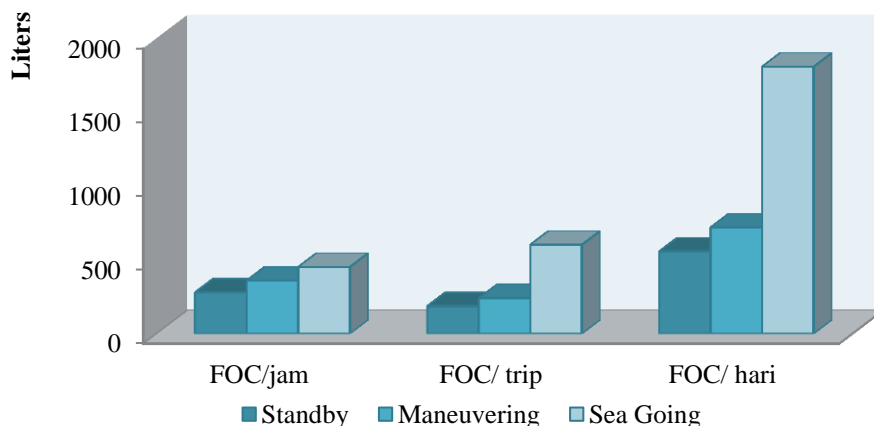
Kondisi Kapal	Power (kW)	SFOC (L/kW.h)	Waktu (h)	Σ Trip	FOC/ trip*) (L)	FOC/bulan (L)
<i>Stand by</i>	2574	0.109	0.67	89	186.67	16613.33
<i>Manoevering</i>	2574	0.140	0.67	89	240	21360
<i>Sea Going</i>	2574	0.176	1.33	89	602.67	53637.33
Total Konsumsi Bahan Bakar					1029.33	91610.67

*) Alur dalam satu kali trip : *Standby* di Pelabuhan Merak → *Manoevering* keluar pelabuhan Merak → *Sea Going* → *Manoevering* Masuk Pelabuhan Bakauheni → *Standby* di Pelabuhan Bakauheni

Tabel 4.2., 4.3., dan 4.4. menunjukkan hasil dari jumlah pemakaian bahan bakar minyak yang digunakan oleh mesin dalam kurun waktu 3 bulan berturut-turut. Dibulan November dan Desember KM. Legundi memiliki jumlah trip yang sama yakni 91 trip, sedangkan dibulan januari memiliki selisih 2 trip yakni sebanyak 89 trip. Dapat disimpulkan bahwa rata-rata bahan bakar yang dibutuhkan oleh mesin yakni sebesar 1029.33 Liters dalam satu kali trip dan dalam setiap bulannya dari hasil rata-rata data 3 bulan tersebut membutuhkan sebesar 92983.11 Liters.

Tabel 4. 5. Jumlah Konsumsi BBM Rata-rata per waktu

Kondisi Kapal	FOC/jam (L)	FOC/ trip (L)	FOC/ hari (L)	FOC/ bulan (L)
<i>Stand by</i>	280	186.67	557.01	16862,2
<i>Manoevering</i>	360	240	720	21680
<i>Sea Going</i>	452	602.67	1808.01	54440.9
Total Konsumsi Bahan Bakar	1092	1029,33	4117,33	92983.1



Grafik 4. 1. Jumlah Konsumsi Rata-rata BBM per Waktu

Setelah dapat menghitung jumlah konsumsi bahan bakar minyak yang dibutuhkan mesin. Dalam penelitian ini, penulis menentukan beberapa variasi perbandingan penggunaan bahan bakar untuk mendapatkan jumlah bahan bakar masing-masing yang dibutuhkan, dengan variasi perbandingan HSD-CNG adalah 40:60, 30:70, 20:80 dan 10:90 sebagai asumsi awal.

Berdasarkan rumus perhitungan nilai kalor *Low Heating Value* (LHV) yang telah dijelaskan pada bab sebelumnya, dapat digunakan untuk menentukan besarnya konsumsi bahan bakar CNG yang dibutuhkan.

✓ Perhitungan untuk mencari konsumsi bahan bakar HSD-CNG

Langkah pertama : mencari nilai dari LHV mesin menggunakan persamaan (6.1), dimana untuk mengetahui nilainya perlu diketahui nilai dari parameter berikut ini.

Diketahui :

$$\begin{aligned} \text{LHV}_{\text{HSD}} &= 44 \text{ MJ/kg} \\ \text{FOC} &= 452.9 \text{ Kg/trip} \end{aligned}$$

Maka,

$$\begin{aligned} \text{LHV}_{\text{dieselengine}} &= \text{LHV}_{\text{HSD}} \cdot \text{FOC} \\ &= 44 \text{ MJ/kg} \cdot 452.9 \text{ Kg/trip} \\ &= 76994.1 \text{ MJ/trip} \end{aligned}$$

Nilai $\text{LHV}_{\text{dieselengine}}$ merupakan nilai kalor yang dihasilkan oleh mesin dari proses pembakaran BBM untuk keseluruhan operasi. Nilai yang didapat adalah sebesar 76994.1 MJ/trip.

Langkah kedua : menentukan nilai LHV pada *engine dual fuel* dengan menggunakan persamaan (6.2), sebagai berikut ini.

$$\begin{aligned} \text{LHV}_{\text{DDF-CNG}} &= \text{LHV}_{\text{dieselengine}} \cdot \text{Presentase Bahan Bakar (\%)} \\ &= 76994.1 \text{ MJ/trip} \times 70\% \\ &= 53895.9 \text{ MJ/trip} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{LHV}_{\text{DDF-HSD}} &= \text{LHV}_{\text{dieselengine}} \cdot \text{Presentase Bahan Bakar (\%)} \\ &= 76994.1 \text{ MJ/trip} \times 30\% \\ &= 23098.24 \text{ MJ/trip} \end{aligned}$$

Dari persamaan (6.2) dapat diketahui nilai kalor yang dihasilkan dari proses pembakaran mesin hasil konversi menjadi *dual fuel* dalam sekali trip dengan menggunakan presentase bahan bakar CNG 70% dan HSD 30%. Yakni sebesar 53895.9 MJ saat menggunakan CNG dan 23098.24 MJ saat menggunakan HSD.

Langkah ketiga : menghitung jumlah massa CNG yang digunakan dalam proses pembakaran dengan nilai kalor mesin yang telah diketahui tersebut. Dengan menggunakan persamaan (6.3).

$$\begin{aligned} \text{Massa}_{\text{CNG}} &= \text{LHV}_{\text{DDF-CNG}} : \text{LHV}_{\text{CNG}} \\ &= 53895.9 \text{ MJ/trip} : 45.8 \text{ MJ/kg} \\ &= 1176.8 \text{ kg/trip} \end{aligned}$$

dan,

$$\begin{aligned} \text{HSD}_{\text{Csump}} &= \text{LHV}_{\text{DDF-HSD}} (\text{MJ}) : \text{LHV}_{\text{HSD}} (\text{MJ/Kg}) \\ &= 11220.9 : 42.8 \\ &= 262.23 \text{ kg/trip} \end{aligned}$$

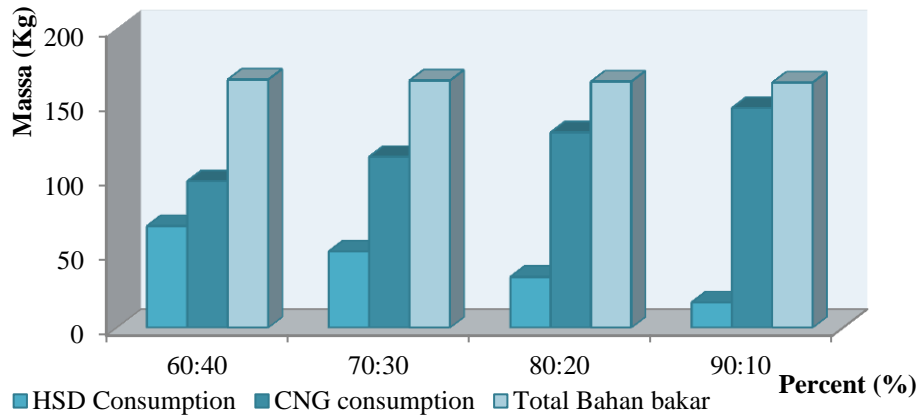
Langkah keempat : mengkonversi satuan massa CNG dari Kg menjadi m³ CNG, menggunakan persamaan (6.5)

$$\begin{aligned} \text{CNG}_{\text{Csump}} &= \text{Massa}_{\text{CNG}} : \text{density CNG} \\ &= 1176.8 \text{ Kg/trip} : 0.72 \text{ kg/m}^3 \\ &= 1634.4 \text{ m}^3/\text{trip} \end{aligned}$$

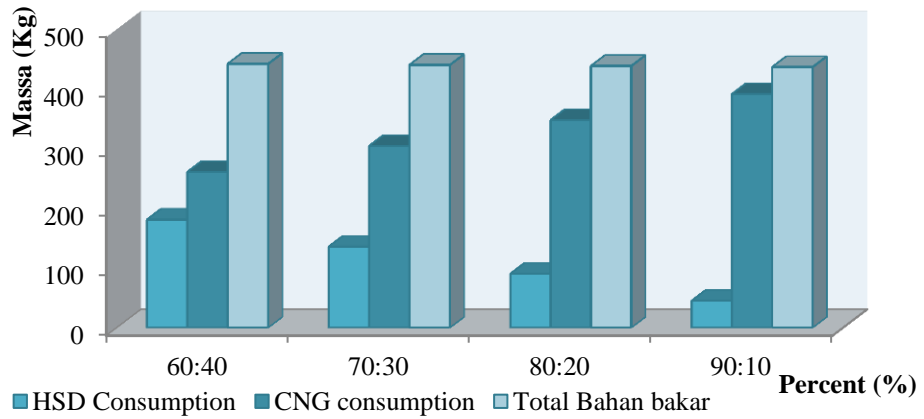
Hal ini dilakukan karena spesifikasi tabung gas CNG yang ada dipasaran, menunjukkan kapasitas CNG *tube* yang biasanya dinyatakan dalam satuan m³ gas, sehingga dari nilai $\text{Massa}_{\text{CNG}}$ yang telah diketahui dalam satuan (kg) dapat dibagi dengan *density* dari CNG untuk mendapatkan nilai volume CNG.

Sehingga, dari perhitungan diatas diketahui bahwa nilai kebutuhan bahan bakar dengan komposisi perbandingan HSD-CNG 30:70 adalah 1634.4 m³ CNG dan 262.23 kg HSD dalam satu kali trip per mesin.

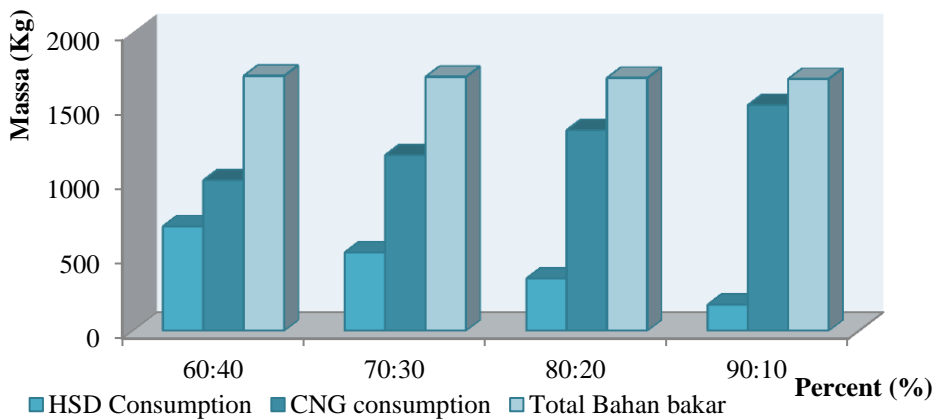
Dari perhitungan yang telah dilakukan, dapat dibuat grafik nilai perbandingan antara beberapa komposisi campuran bahan bakar HSD-CNG yang dapat digunakan. Jumlah campuran tersebut juga sesuai kebutuhan mesin yang digunakan. Berikut adalah grafik perbandingan nilai konsumsi bahan bakar campuran HSD dan CNG yang dibutuhkan oleh mesin berdasarkan kurun waktu tertentu.



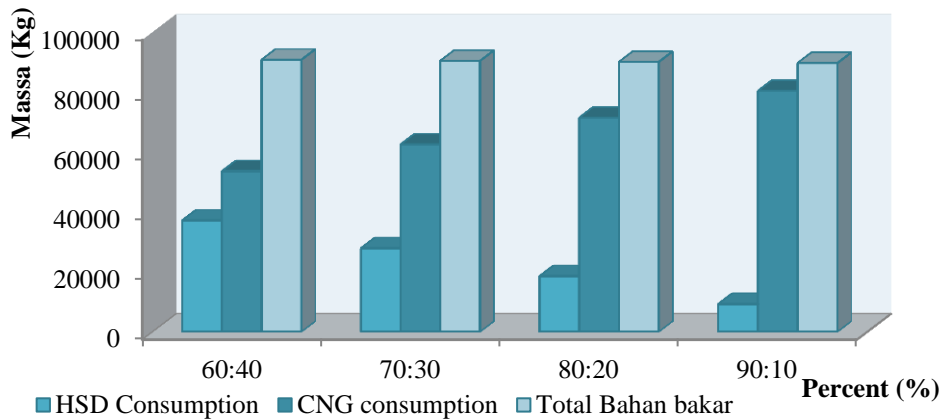
Grafik 4. 2. Grafik variasi campuran bahan bakar CNG-HSD per jam



Grafik 4. 3. Grafik variasi campuran bahan bakar CNG-HSD per trip



Grafik 4. 4. Grafik variasi campuran bahan bakar CNG-HSD per Hari



Grafik 4. 5. Grafik variasi campuran bahan bakar CNG-HSD per Bulan

Setelah itu menghitung kapasitas dan jumlah CNG cylinder yang dibutuhkan. Jumlah dari masing-masing bahan bakar dipengaruhi oleh persentase campuran bahan bakar HSD-CNG yang digunakan. Dalam hal ini, dapat dilihat dari data laporan pemakaian BBM dan Pelumas yang diperoleh dari pihak KM. Legundi, yang memuat rincian pemakaian bahan bakar dan pelumas dalam kurun waktu 1 (satu) bulan.

Tabel 4. 6. Perbandingan Jumlah konsumsi bahan bakar kapal

Rasio campuran bahan bakar		LHV (MJ/kg)	LHV _{Eng} (MJ)	Massa (Kg)	ΣFOC/trip (Kg)	ΣMass _{CNG} (m ³)	ΣCNG Cyl. *)	Σberat Fuel+tube (Kg) **)
I	100% HSD	44	19927.9		452.9	-	-	452.9
	-	-	-	-	-	-	-	-
II	40% HSD	44	7971.16	181.16	422.23	-	6	1086.9
	60% CNG	45.8	11956.7	261.064		362.59		
III	30% HSD	44	5978.37	135.87	440.45	-	7	1192.6
	70% CNG	45.8	13949.5	304.575		423.02		
IV	20% HSD	44	3985.58	90.58	438.67	-	8	1298.2
	80% CNG	45.8	15942.3	348.085		483.45		
V	10% HSD	44	1992.79	45.29	436.89	-	9	1403.9
	90% CNG	45.8	17935.1	391.596		543.88		

*) Jumlah CNG Cylinder yang merupakan kebutuhan satu engine dalam satu kali trip.

***) Berat tersebut tidak termasuk konstruksi kontainer yang digunakan, namun hanya berat dari bahan bakar dan *storage tank*.

Nilai yang telah didapatkan pada tabel 4.6. menunjukkan perbandingan konsumsi bahan bakar, saat menggunakan 100% HSD dan campuran bahan bakar HSD-CNG. Jumlah bahan bakar yang digunakan tidak berbeda jauh jika dinyatakan dalam satuan kilogram (Kg), namun yang membedakan adalah berat dari tabung CNG (berdasarkan

tabel 4.7). Setelah mengetahui jumlah bahan bakar yang dibutuhkan oleh KM. Legundi dalam 1 (satu) kali trip, maka ditentukan spesifikasi dari tabung gas yang digunakan. Dapat dilihat pada tabel 4.7.

Spesifikasi CNG Storage Tank



Gambar 4. 8. CNG Cylinder tipe 3
Sumber : Dynetek Cylinder India (2012)

Tabel 4. 7. Spesifikasi tabung CNG yang digunakan

Nama	Spesifikasi
<i>Classity</i>	Type 3 CNG Cylinder
<i>Manufacture Standard</i>	ISO11439:2000
<i>Working Pressure</i>	250/3600 (bar/psi)
<i>Empty Weight</i>	240 lbs/ 108.9 Kg
<i>Water Capacity</i>	246 L/ 61.25 m ³
<i>Height</i>	1524 mm/ 60"
<i>Diameter</i>	533 mm/ 21"

Sumber : (Cenergy Solution, 2017)

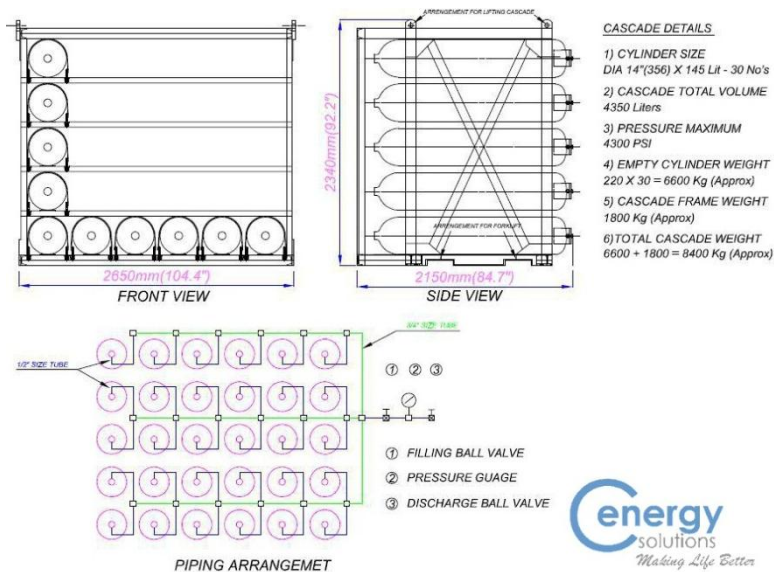
Pemilihan jenis CNG cylinder tipe 3 didasarkan pada beberapa alasan, diantaranya :

- Pertama, tipe ini memiliki berat material yang lebih ringan dari pada tipe 1 dan tipe 2, berat tabung kosong akan mempengaruhi penambahan berat pada kapal sehingga terjadi penambahan berat yang signifikan.
- Kedua, material tabung yang digunakan berupa metal liner yang terbungkus oleh komposit sehingga bersifat anti korosi, oleh karena itu akan lebih tahan lama jika tabung di lokasikan berada diluar ruangan, yakni berada digeladak kendaraan kedua. Akibat kondisi ini muatan kapal perlu dikurangi, jika berdasarkan ruang yang dibutuhkan untuk penempatan CNG *cylinder* yang dibutuhkan maka perlu mengurangi sebanyak 3 unit kendaraan jenis sedan/MPV/SUV.

- Ketiga, ukuran dimensi yang lebih kecil daripada jenis sebelumnya, sehingga ruang yang dibutuhkan pun lebih kecil.

Maka dengan spesifikasi tabung yang telah ditetapkan pada tabel 4.7, maka dapat diketahui jumlah tabung CNG yang dibutuhkan seperti pada tabel 4.6. Perkiraan tersebut didasarkan pada penggunaan campuran bahan bakar HSD-CNG yang dibutuhkan oleh mesin, yang telah disesuaikan dengan spesifikasi tabung yang digunakan.

Gambar 4.9. merupakan perencanaan tempat peletakan tabung CNG yang digunakan, dengan begitu maka akan mempermudah untuk penggantian CNG cylinder. Tempat yang digunakan untuk meletakkan tabung CNG semacam peti kemas yang didesain khusus untuk tempat penyimpanan tabung CNG, seperti gambar 4.10.



Gambar 4. 9. Perencanaan Riam untuk CNG Cylinder



Gambar 4. 10. Penyimpanan Bahan Bakar Gas

Perencanaan penggantian tabung CNG dilakukan di pelabuhan Merak, Banten. Diasumsikan bahwa fasilitas untuk penyimpanan tabung CNG yang ada di pelabuhan tersebut tersedia. Dengan begitu tabung dipindahkan beserta dengan peti kemasnya ke pelabuhan dan diganti dengan tabung yang sudah terisi bahan bakar CNG. Sistem bongkar dan muat tabung CNG tersebut sama dengan sistem bongkar dan muat peti kemas pada umumnya. Cara peletakan peti kemas tersebut pun dilengkapi dengan pengait yang berfungsi untuk penahan, desain tersebut sesuai dengan yang diaplikasikan pada peti kemas.



Gambar 4. 11. Pengait pada Peti kemas

✓ Perhitungan penentuan pipa CNG

Pipa yang dimaksud adalah pipa bertekanan yang digunakan untuk menyuplai bahan bakar gas. Dalam hal ini direncanakan untuk dapat memenuhi kebutuhan bahan bakar gas yang dibutuhkan oleh mesin. Pipa akan mengalami percabangan saat akan disalurkan ke *gas train*.

Berdasarkan *project guide wartsilla 34DF*, merekomendasikan untuk untuk tekanan gas pada *engine inlet* adalah minimal sebesar 535 kPa dan untuk tekanan gas sebelum memasuki *gas train* minimal sebesar 655 kPa, dengan temperature 0.60°C.

Sehingga dengan diketahui,

$\rho_{\text{CNG}} = 0.72 \text{ kg/m}^3$	$H_{\text{inlettube}} = 9 \text{ m}$
$g = 9.8 \text{ m/s}^2$	$H_{\text{inlet eng}} = 2.4 \text{ m}$
$P_{\text{CNGtube}} = 25000000 \text{ Kg/m.s}^2$	$H_{\text{gastrain}} = 0.5 \text{ m}$
$P_{\text{gastrain}} = 655000 \text{ Kg/m.s}^2$	$V_{\text{inlettube}} = 0 \text{ m/s}$
$P_{\text{inlet eng}} = 535000 \text{ Kg/m.s}^2$	$Q = 0.0441 \text{ m}^3/\text{s}$

CNG tube ke gas train

Pipa yang digunakan untuk menyalurkan bahan bakar dari CNG tube sampai dengan *gas train*.

$$\begin{aligned}
 P_{\text{inlet tube}} - P_{\text{gastrain}} &= \rho g (H_{\text{gastarain}} - H_{\text{CNGtube}}) \\
 P_{\text{inlet tube}} &= 655000 + 0.72 \cdot 9.8 \cdot (0.5 - (-9)) \\
 &= 655059.98 \text{ Kg/m.s}^2 \\
 V_{\text{gastrain}}^2 - V_{\text{inlet tube}}^2 &= (P_{\text{inlet tube}} - P_{\text{gastrain}}) / \rho \\
 V_{\text{gas train}}^2 &= 0 + (655059.98 - 655000) / 0.72 \\
 &= 166.6 \text{ m}^2/\text{s}^2 \\
 V_{\text{gas train}} &= 12.9 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 D^2 &= 4Q / \pi V_{\text{gas train}} \rightarrow (Q \text{ untuk } 2 \text{ set engine}) \\
 &= 4 \times 0.0882 / 3.14 \times 12.9 \\
 &= 0.0087 \text{ m} \\
 D &= 0.0932 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan, maka spesifikasi pipa yang dibutuhkan untuk menyalurkan bahan bakar CNG dari tabung ke *gas train* adalah Carbon Steel Pipe ISO 9001 : 2000.

Tekanan maksimal	: 13100000 Kg/m.s ²
Diameter luar	: 42.2 mm
Tebal pipa	: 4.85 mm
Diameter Nominal	: 31.75 mm

Gas train ke inlet engine

Pipa yang digunakan untuk menyalurkan bahan bakar dari *gas train* sampai dengan *inlet engine*.

$$\begin{aligned}
 V_{\text{inlet engine}}^2 - V_{\text{gas train}}^2 &= (P_{\text{gas train}} - P_{\text{inlet engine}}) / \rho \\
 V_{\text{inlet engine}}^2 &= 166.6 + (655000 - 535000) / 0.72 \\
 &= 333499.9 \text{ m}^2/\text{s}^2 \\
 V_{\text{inlet engine}} &= 577.49 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 D^2 &= 4Q / \pi V_{\text{inlet engine}} \rightarrow (Q \text{ untuk } 1 \text{ set engine}) \\
 &= 4 \times 0.0441 / 3.14 \times 577.49 \\
 &= 0.000097 \text{ m} \\
 D &= 0.00985 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan, maka spesifikasi pipa yang dibutuhkan untuk menyalurkan bahan bakar CNG dari *gas train* menuju *inlet engine* adalah Carbon Steel Pipe ISO 9001 : 2000.

Tekanan maksimal : 4800000 Kg/m.s²

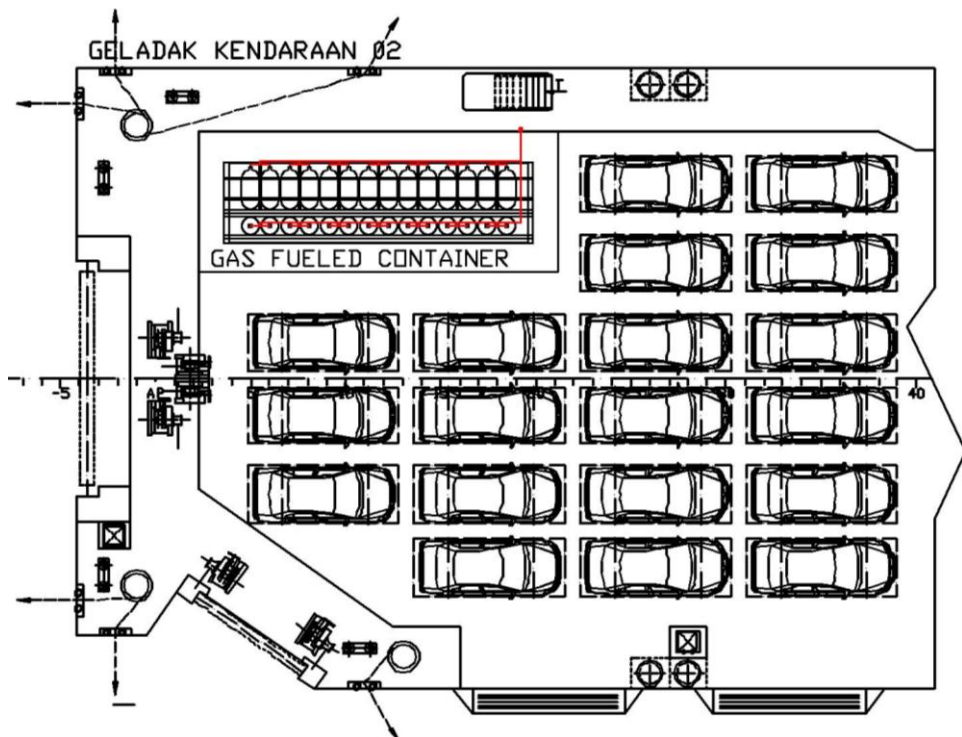
Diameter luar : 21.3 mm

Tebal pipa : 2.77 mm

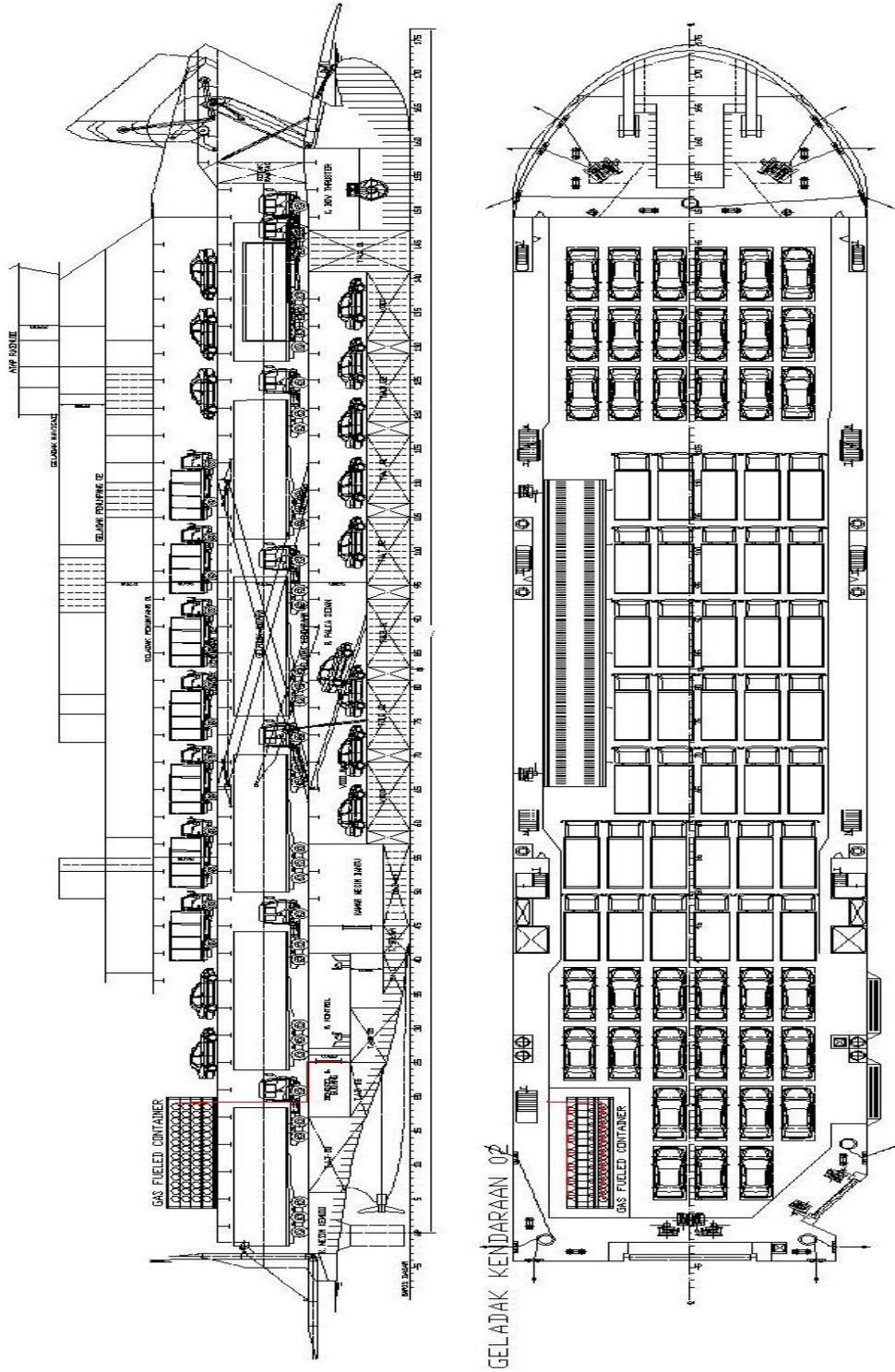
Diameter Nominal : 12.7 mm



Gambar 4. 12. CNG pipe



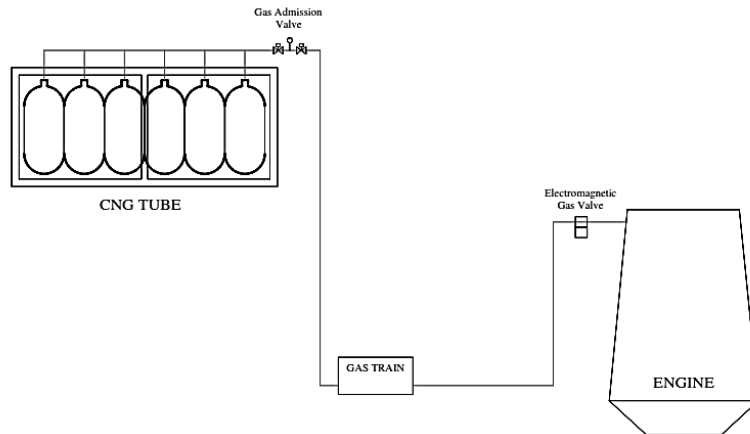
Gambar 4. 13. Lokasi Peletakan CNG *Cylinders*



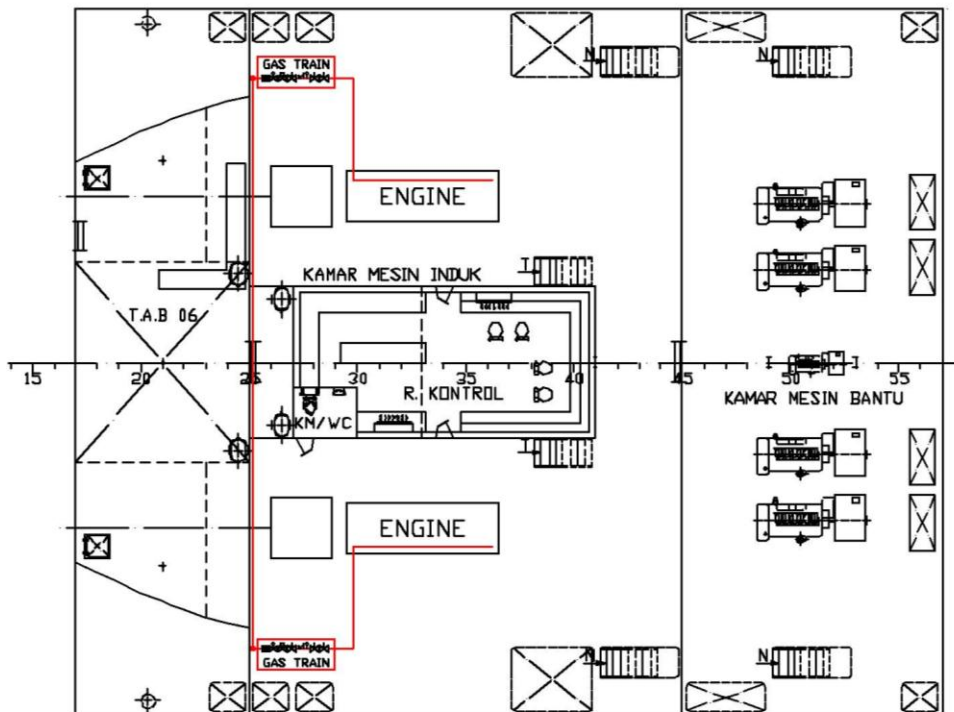
Gambar 4. 14. *General Arrangement* KM. Legundi

4.1.3. Keyplan Dual Fuel System

Perencanaan dari peletakan komponen tambahan yang digunakan untuk konversi mesin diesel menjadi dual fuel. Berdasarkan BKI (Indonesian Bureau of Classification) Vol. I – *Guidelines for The Use of Gas as Fuel for Ship*. Gas fuel system adalah sistem bahan bakar yang digunakan untuk menyuplai bahan bakar gas ke mesin.



Gambar 4. 15. Gas Fuel System



Gambar 4. 16. Layout gas Fuel System pada Kamar Mesin

Tabel 4. 8. Penentuan peletakan komponen hasil modifikasi

No.	Komponen	Letak	Keterangan
1.	<i>CNG Cylinder</i>	<i>Open deck</i>	Untuk memudahkan dalam proses loading dan unloading CNG tube, sehingga apabila bahan bakar CNG habis akan dapat diganti dengan CNG tube yang baru
2.	<i>Filling pipe</i>	<i>Open deck</i> sampai kamar mesin	Terdapat 2 jalur <i>filling pipe</i> yang akan diletakkan didinding luar ruangan yang terhubung dari CNG tube yang berada di geladak kendaraan 02 menembus ke geladak antara, kemudian melewati geladak kendaraan 01 dan setelah itu ditembuskan ke kamar mesin untuk dihubungkan dengan <i>gas train</i> .
3.	<i>Gas Train</i>	Kamar mesin	Masing-masing engine memiliki gas train yang terpisah, yang diletakkan di ruang mesin
4.	<i>Electromagnetic gas valve</i>	Kamar mesin	Terletak di saluran pipa udara dan bahan bakar CNG yang akan menuju ke ruang bakar, untuk masing-masing silinder
5.	<i>Electromagnetic control dan sensor</i>	<i>Engine control room (ECR)</i>	Untuk alat control dan sensor yang digunakan diletakkan didalam ECR untuk mempermudah dalam proses pengecekan.

Tabel 4.8. merupakan penjelasan dari peletakan beberapa komponen tambahan dari hasil modifikasi. Dalam perencanaannya mengikuti peraturan dari BKI, yang diantaranya :

- Pipa bahan bakar tidak boleh terletak kurang dari 800 mm dari sisi kapal.
- Perpipaan bahan bakar tidak boleh dikendalikan dari ruang akomodasi, ruang layanan, ruang peralatan listrik atau stasiun pengendali sebagaimana didefinisikan dalam Konvensi SOLAS.
- Pipa bahan bakar yang dikendalikan melalui ruang Ro-Ro, ruang kategori khusus dan dek terbuka harus dilindungi dari kerusakan mekanis.
- Pipa bahan bakar gas yang berada di ruang mesin dan dilindungi ESD harus ditempatkan sejauh mungkin dari instalasi listrik dan tangki yang berisi cairan mudah terbakar.

4.2. Perhitungan Unjuk Kerja

Dalam tugas akhir ini, penulis juga menganalisa unjuk kerja atau performa dari mesin diesel yang dikonversi. Mesin diesel ini memiliki spesifikasi yang sebagaimana telah disebutkan pada tabel 3.2. Namun disini, penulis mengkondisikan mesin pada kondisi di lapangan, yakni saat mesin diaplikasikan pada KM. Legundi. Berdasarkan data Laporan Pemakaian BBM dan Pelumas dengan No : OP.007/024/LGD/I/2016. Berikut adalah kondisi mesin saat digunakan di lapangan ;

Jarak tempuh/bulan	= 1424 Mil
RPM ME rata-rata	= 500 rpm
Kecepatan	= 10-13 knots
Waktu tempuh/trip	= 2 jam 40 menit
Jumlah trip/bulan	= ± 90 trip
Lama sea speed/trip	= 1 jam 20 menit
Lama olah gerak/trip	= 40 menit
Lama stand by/trip	= 40 menit

Untuk mengetahui perubahan dari unjuk kerja suatu mesin yang telah dikonversi, maka perlu dilakukan perbandingan dari keadaan sebelum dikonversi dan sesudah dilakukan konversi. Yang mana dilakukan perhitungan dengan menentukan beberapa variable sebagai berikut :

Variabel terikat :

- *Specific Fuel Consumption (SFC)*
- *Low Heating Value* (nilai kalor)

Variabel Manipulasi :

- Laju aliran masa bahan bakar CNG
- Persentase bahan bakar campuran

Setelah menentukan variable yang digunakan dalam penelitian ini, selanjutnya dapat dilakukan perhitungan untuk mengetahui nilai performa dari mesin diesel maupun setelah dikonversi menjadi mesin *duel fuel*. Sebagaimana berikut ini :

1. *Mass Flow Rate*

Laju aliran masa bahan bakar dinyatakan dalam satuan kilogram per satuan waktu.

Diketahui :

$$P_{\text{inlet engine}} = 535000 \text{ Pa (berdasarkan PG Wartsila 34DF)}$$

$$\rho_{\text{HSD}} = 880 \text{ Kg/m}^3$$

Sebelum dikonversiTabel 4. 9. Debit dan *Mass Flow Rate*

Kondisi kapal	Debit (m ³ /h)	Laju aliran massa (Kg/h)
<i>Stand by</i>	0.14	30.8
<i>Manoevering</i>	0.18	39.6
<i>Sea Going</i>	0.226	99.44
Total	0.546	169.84

*) untuk kebutuhan masing-masing *engine*

Sesudah dikonversi

Tabel 4. 10. Laju Aliran Massa Campuran Bahan Bakar

Parameter	Satuan	30%	40%	50%	60%	70%
m _{HSD}	Kg/h	50.95	67.94	84.92	101.90	118.89
m _{CNG}	Kg/h	48.95	65.27	81.58	97.90	114.22

Nilai pada tabel 4.9. dihitung berdasarkan perhitungan LHV pada pembahasan sebelumnya *sub-bab* 4.1.2.

2. *Power* (Daya)

Daya yang dimaksud adalah daya efektif yakni daya yang keluar dari poros mesin atau daya yang digunakan untuk menggerakkan beban. Untuk memperoleh nilai daya ini, dapat diketahui dari jumlah konsumsi bahan bakar spesifik (SFC) yang merupakan jumlah bahan bakar yang dipakai untuk menghasilkan daya efektif satu HP selama jangka waktu satu jam.

Nilai daya efektif sebelum dilakukan konversi (*single fuel*) pada 1 *engine*

$$\begin{aligned} Ne_s &= \frac{169.84 \text{ (Kg/h)}}{0.0704 \text{ (Kg/HP.h)}} \\ &= 2412.50 \text{ HP} \end{aligned}$$

Nilai daya efektif sesudah dilakukan konversi (*dual fuel*) pada 1 *engine*

$$\begin{aligned} Ne_d &= \frac{m_{HSD} + m_{CNG}}{SFC_{\text{dual fuel}}} \\ &= \frac{50.95 \text{ (kg/h)} + 114.22 \text{ (kg/h)}}{0.0704 \text{ kg/HP.h}} \\ &= 2346.13 \text{ HP} \end{aligned}$$

3. *Torque* (Torsi)

Torsi merupakan gaya yang berkerja pada poros engkol (*crankshaft*).

Nilai *torque* (torsi) sebelum dilakukan konversi (*single fuel*)

$$\begin{aligned} Mt_s &= \frac{72610 \cdot Ne_s}{n} \\ &= \frac{72610 \cdot 2412.5 \text{ (HP)}}{500 \text{ rpm}} \\ &= 350343.25 \text{ kg.cm} \end{aligned}$$

Nilai *torque* (torsi) sebelum dilakukan konversi (*single fuel*)

$$\begin{aligned} Mt_d &= \frac{72610 \cdot Ne_d}{n} \\ &= \frac{72610 \times 2346.13 \text{ (HP)}}{500 \text{ rpm}} \\ &= 340704.99 \text{ kg.cm} \end{aligned}$$

4. *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP)

Brake Mean Effective Pressure atau juga disebut tekanan efektif rata-rata yakni merupakan kerja sepanjang volum langkah piston sehingga menghasilkan daya yang besarnya sama dengan daya efektif.

$$\text{BMEP} = \frac{0.46 \cdot Ne \cdot z}{A \cdot L \cdot n \cdot i} \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} A &= \pi D^2/4 \quad \rightarrow D = 330 \text{ mm (cylinder bore)} \\ &= \frac{22/7 \cdot (0.33)^2}{4} \\ &= 0.086 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Nilai BMEP sebelum dilakukan konversi (*single fuel*)

$$\begin{aligned} \text{BMEP} &= \frac{0.46 \cdot Ne_s \cdot z}{A \cdot L \cdot n \cdot i} \quad \rightarrow L = 440 \text{ mm (piston stroke)} \\ &= \frac{0.46 \times 2412.5 \times 6}{0.086 \times 0.44 \times 500 \times 2} \\ &= 19.65 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

Nilai BMEP sebelum dilakukan konversi (*dual fuel*)

$$\text{BMEP} = \frac{0.46 \cdot Ne_d \cdot z}{A \cdot L \cdot n \cdot i} \quad \rightarrow L = 440 \text{ mm (piston stroke)}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{0.46 \times 2346.13 \times 6}{0.086 \times 0.44 \times 500 \times 2} \\
 &= 19.11 \text{ kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

5. Efisiensi Thermal (η_{th})

Efisiensi *Thermal* adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor pembakaran dalam.

$$\eta_{th} = \frac{Ne}{m \cdot LHV} \%$$

Nilai efisiensi thermal sebelum dilakukan konversi (*single fuel*)

$$\begin{aligned}
 \eta_{th} &= \frac{Ne_s}{m_s \cdot LHV_s} \% \\
 &= \frac{2412.5}{169.84 \times 44 \text{ MegaJ/Kg}} \% \\
 &= 32.28 \%
 \end{aligned}$$

Nilai efisiensi thermal sebelum dilakukan konversi (*dual fuel*)

$$\begin{aligned}
 \eta_{th} &= \frac{Ne_d}{m_d \cdot LHV_d} \% \\
 &= \frac{2346.13}{(50.95 \times 44 \text{ MJ/Kg}) + (114.22 \times 45.8 \text{ MJ/Kg})} \% \\
 &= 31.39 \%
 \end{aligned}$$

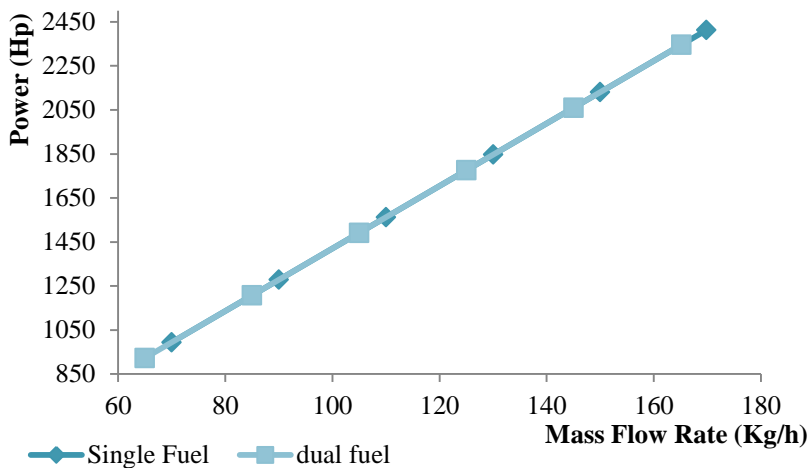
4.3. Analisa unjuk kerja konversi mesin diesel

Analisa dilakukan setelah melakukan perhitungan unjuk kerja, dari perhitungan didapatkan nilai dari perubahan unjuk kerja mesin saat menggunakan *single fuel* dan *dual fuel*. Analisa bertujuan untuk membandingkan kondisi sebelum dikonversi dan sesudah dikonversi, sehingga diketahui perubahannya. Berikut adalah hasil perhitungan yang akan dianalisa, meliputi :

- *Mass Flow Rate*
- Daya efektif (Ne)
- Torsi
- *Fuel Oil Consumption* (FOC)
- *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP)
- Efisiensi Thermal

4.3.1. Hubungan daya efektif (N_e) dan *mass flow rate*

Daya efektif mesin merupakan kemampuan dari suatu mesin untuk menghasilkan kerja per satuan waktu (HP). Nilai tersebut diperoleh dari jumlah aliran masa bahan bakar yang injeksikan sehingga mesin menghasilkan kerja. Grafik 4.2 merupakan perbandingan daya efektif terhadap *massa flow rate* bahan bakar menggunakan *single fuel* dan *dual fuel*.



Grafik 4. 6. Perbandingan *power* terhadap *mass flow rate*

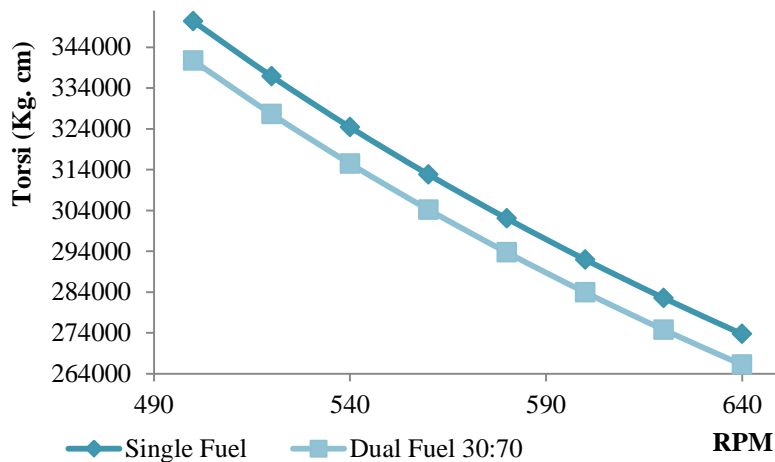
Laju aliran masa bahan bakar merupakan jumlah bahan bakar yang dibutuhkan oleh mesin setiap jamnya. Nilai ini diketahui dari data konsumsi bahan bakar per bulan yang di telah diketahui. CNG memiliki masa lebih ringan dari HSD, namun dalam ukuran volume, ruang yang dibutuhkan oleh CNG akan lebih besar daripada HSD yang dalam wujud cair.

Dari grafik 4.2. menunjukkan bahwa daya efektif yang dihasilkan oleh mesin semakin meningkat seiring dengan bertambahnya jumlah aliran masa bahan bakar yang diinjeksikan. Hal ini membuktikan bahwa jumlah bahan bakar yang diinjeksikan akan mempengaruhi kerja yang dihasilkan oleh mesin. Namun juga perlu memperhatikan beban maksimum (*over load*) yang dapat di tanggung oleh mesin, tiap mesin di desain dengan perencanaan daya yang mampu dihasilkan mesin, sehingga ketika mesin dipaksa untuk melakukan kerja diatas batas kemampuan mesin maka akan menimbulkan kerusakan mesin.

Dalam perhitungan ini analogikan bahwa SFOC bahan bakar HSD dan CNG yang sama. Sehingga dengan perolehan jumlah dari konsumsi bahan bakar CNG yang didapatkan dari perhitungan LHV pada persamaan 6, digunakan untuk menghitung daya efektif mesin yang mampu dihasilkan mesin jika menggunakan campuran bahan bakar HSD dan CNG.

4.3.2. Hubungan torsi dan putaran mesin

Torsi adalah analisa ukuran kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja, yang merupakan gaya yang bekerja pada poros engkol (*crankshaft*). Berdasarkan dengan persamaan 3. bahwasanya torsi akan berbanding terbalik dengan putaran mesin. Begitu pula yang ditunjukkan pada grafik 4.3 yang merupakan fungsi dari torsi dan putaran (rpm).



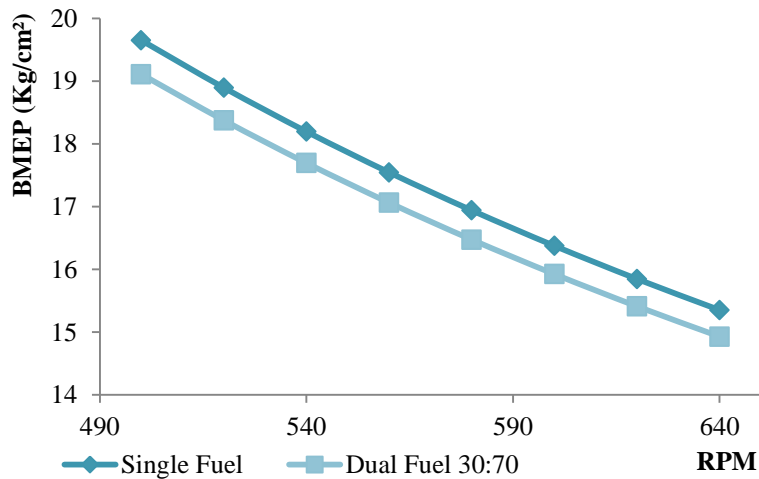
Grafik 4. 7. Perbandingan Torsi vs RMP pada *single fuel* dan *dual fuel*

Pada grafik 4.7. menunjukkan bahwa torsi dan putaran memiliki hubungan berbanding terbalik, sehingga dengan daya keluaran yang sama (konstan) akan menyebabkan nilai torsi semakin menurun jika putarannya semakin besar.

Penggantian bahan bakar menjadi *dual fuel* mengakibatkan penurunan torsi, hal tersebut disebabkan karena daya yang dihasilkan oleh mesin mengalami penurunan. Penurunan torsi saat menggunakan *dual fuel* berkisar 2.75% dari saat menggunakan bahan bakar minyak.

4.3.3. Hubungan BMEP dan putaran mesin

Brake mean effective pressure yang biasa disebut juga dengan tekanan efektif rata-rata merupakan tekanan tetap rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang langkah kerja piston. Besarnya tekanan yang dialami piston akan mengalami perubahan sepanjang langkah piston. Nilai ini dapat diperoleh dari tekanan yang bekerja pada piston tidak mengalami perubahan (konstan) dan jika menghasilkan kerja yang sama, maka nilai tersebut adalah tekanan efektif rata-rata piston. Biasanya dari pihak desainer akan memberi batasan nilai BMEP pada masing-masing mesin.



Grafik 4. 8. Perbandingan BMEP vs RMP pada *single fuel* dan *dual fuel*

Tekanan efektif rata-rata cenderung mengalami penurunan seiring dengan bertambahnya putaran mesin. Dengan daya keluaran yang dihasilkan oleh mesin konstan, maka akan menyebabkan penurunan BMEP jika putaran mesin dinaikkan. Seperti halnya pada grafik 4.8. bahwa BMEP dan RPM mengalami perbandingan terbalik. Nilai dari *dual fuel* memiliki nilai lebih rendah daripada saat menggunakan *single fuel*. Hal tersebut sesuai dengan teori yang ada.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V KESIMPULAN

5.1. Kesimpulan

Berdasarkan hasil penelitian dan analisa yang dilakukan pada pemakaian *dual fuel* pada KM. Legundi, maka dapat diambil kesimpulan seperti berikut ini :

1. Konversi menjadi *dual fuel system* (HSD-CNG) secara teknis dalam penelitian ini dimaksud dengan penambahan komponen, yang diantaranya adalah :
 - CNG Cylinder
 - Gas admission valves
 - ComAp electromagnetic valves control unit INCON
 - ComAp Bi-Fuel automatic control unit InteliSys^{NT} BF
 - Safety valve(s) for air filling manifold
 - ComAp bi-fuel governor ECON
 - Gas train (gas manifold, gas governor, double closing valve, filter, ball valve etc.)
 - ComAp knocking detector/controller DENOX

Perencanaan peletakan yang dilakukan adalah CNG *cylinder* diletakkan di geladak terbuka yakni geladak kendaraan kedua. Sedangkan untuk peralatan tambahan lainnya ditempatkan pada kamar mesin dan *engine control room*, dengan pipa bahan bakar CNG yang tersalur dari kamar mesin menembus ke geladak kendaraan 01 dan geladak antara hingga ke CNG tube yang berada di geladak terbuka.

2. Analisa performa yang dilakukan adalah dengan membandingkan saat mesin diesel sebelum dikonversi dan sesudah dikonversi. Mesin dikonversi menjadi *engine dual fuel* yakni berbahan bakar HSD dan CNG. Hasil dari analisa menunjukkan bahwa pada saat menggunakan *dual fuel*, mesin mengalami penurunan performa. Hal tersebut terjadi karena terdapat penurunan konsumsi bahan bakar sekitar 2.4 - 3.5 % yakni setara dengan sekitar 5 kg/jam.

5.2. Saran

Berdasarkan kesimpulan dari hasil penelitian ini, maka saran yang dapat diberikan adalah sebagai berikut :

1. Untuk penggunaan *dual fuel*, sebaiknya diaplikasikan untuk mesin yang dirancang *dual fuel system*. Terkhusus untuk kapal-kapal ferry bangunan baru.
2. Dilakukannya penelitian lebih lanjut dan eskperimen untuk mengetahui perubahan kondisi mesin secara optimal dan akurat secara keseluruhan.
3. Penggunaan *natural gas* sangat aman jika mengingat karakteristiknya yang ramah lingkungan, sehingga diaplikasikannya *natural gas* sebagai sumber energi alternatif akan menguntungkan dari segi ekologi maupun ekonomis.

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

1. (2006). *Marine Fuel Oil type DMB, Custom Code : 2710.19.99*. Campina, Romania: STEAUA ROMANA REFINERY.
2. (2012). *Dynetek Cylinder India Pvt. Ltd.* Maharashtra, India.
3. (2012). *PT. Matesu Abadi*. Jakarta, Indonesia.
4. (2016, Juni). *Indonesia Peak*. Sydney: Crude Oil Peak.
5. AA1Car. (2016). *Gasoline Direct Injection (GDI)*. United State: AA1Car.
6. Arif, A. (2015). *Karakterisasi Performa Mesin Diesel Sistem Dual Fuel Solar-CNG tipe LPIG dengan Pengaturan Start of Injection dan Durasi Injeksi CNG*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
7. Arifin, M. (2011, Oktober). karakteristik Natural Gas (NG) dan Compressed Natural Gas (CNG) sebagai Bahan Bakar Alternatif.
8. Artana, K. B., & Soegiono. (2014). *Lecture Guidance : LNG Technology. Microsoft Power Point*. Surabaya.
9. Bakar, R. A., Othman, M. F., Semin, & Ismail, A. R. (n.d.). The Compressed Natural Gas (CNG) Cylinder Pressure Storage Technology in Natural Gas Vehicles (NGV) Research Trends.
10. Boretti, A., Lappas, P., Zhang, B., & Mazlan, S. (2013). CNG Fueling Strategies for Commercial Vehicles Engines - A Literature Review. *SAE Technical Paper*.
11. Cenergy Solution, I. (2017). CNG TANK. *ANG Cylinders and Tanks*.
12. Chaichan, M. T., & A.M., S. A. (2013). Practical Investigation of Performance of Single Cylinder Compression Ignition Engine Fueled with Dual Fuel. *The Iraqi Journal for Mechanical and Material Engineering*, 198-211.
13. Fitriana, A. (2014). Tinjauan Teknis Ekonomis Pemakaian DUal Fuel pada Tug Boat PT. Pelabuhan Indonesia II.
14. Gopal, M. G., & Rajendra, D. S. (n.d.). *Compressed Natural Gas as an Aternatif Fuel for Spark Ignition Engine: A Review*. International Journal of Engineering and Innovative Technology.
15. Hidayat, A. W. (2013). Kajian Eksperimental Unjuk Kerja Dual Fuel Engine Hasil Modifikasi dari Diesel Engine.
16. Joppa Glassworks, I. (2015). *Venturi for High Pressure Natural Gas and Propane*. Los Angeles: Joppa Press.
17. marinediesels, c. u. (n.d.). The Learning Resource For Marine Engineers. *Operational Information The 4-Stroke Dual Fuel Engine*.

18. NVG. (2015). 5589 Callcott Way, Suite 1416: NVG Motori USA.
19. Safer, Smater, & Greener. (n.d.). (Future) Fuel & Fuel Converter. *Maritime Academy - DNV GL*, 13, Rev. 3.
20. Santoso, F. P. (2016). Kajian Teknis dan Ekonomis Modifikasi Sistem Bahan Bakar Mesin Diesel Dual Fuel LNG-HSD pada Kapal Penyeberangan : Case Study Lintasan Merak - Bakauheni.
21. Semin, & Bakar, R. A. (2008). A Technical Review of Compressed Natural Gas as an Alternative Fuel for Internal Combustion Engines. *American Journal of Engineering and Applied Sciences*, 302-311.
22. Semin, Abdul, R. I., & Rosli, A. B. (2008). Comparative Performance of Direct Injection Diesel Engines Fueled Using Compressed Natural Gas and Diesel Fuel Based on GT-POWER Simulation. *American Journal of Applied Sciences*, 540-547.
23. Syukur, M. H. (2015). Potensi Gas Alam di Indonesia. *Forum Teknologi Vol. 06 No.1*, 64-73.
24. Valibhav, M. W., Praktik, S. P., Pratik, S. J., Akash, K. D., & Vikram, K. V. (2016). Performance Characteristics of Compressed Natural Gas as an Alternative Fuel for Internal Combustion Engine : A Review. *3rd International Conference on Recent Trends in Engineering Science and Management*, (pp. 403 - 413). Bundi Rajasthan.
25. Wibawa, A., & Alam, S. R. (2013). Pemanfaatan Energi Alternatif Gas Alam Terkompresi sebagai Bahan Bakar Mesin Penggerak Kapal Nelayan Tradisional.
26. Yang, X., Hu, X., Yang, X., & Hu, K. (Agustus 2010). Technical Practice of Compressed Natural gas Fueled Ship. *Juornal of Ship Production and Design*, Vol. 26, No. 3, 211 - 218.
27. Yogi, R. (2008). Analisa Pembakaran Pada Dual Fuel Diesel Engine Berbahan Bakar Utama Compressed Natural Gas (CNG) dengan Metode Peemodelan.

LAMPIRAN

1. *Specification of YANMAR 6N330W*
2. *ComAp System : Bi-fuel (dual fuel) Conversion of Diesel & HFO Generating Sets*
3. *Pipe Catalogue (ECONOSTO)*
4. *Specification of CNG Tanks*
5. *Gas Fuel System*
6. *General Arrangement of Conversion System*

Halaman ini sengaja dikosongkan

6N330W

| Power | 2207~2574kW

Main Data

- Type : 4-stroke, Diesel
- No. of Cylinders : In-line 6
- Cylinder Bore : 330 mm
- Piston Stroke : 440 mm
- Mean Effective Pressure : 1.89 - 2.21 MPa
- Piston Speed : 9.09 m/s

Rated Power

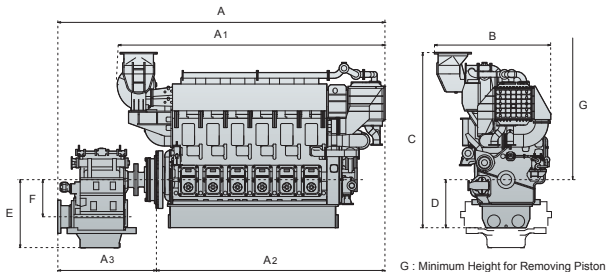
Engine Model	6N330-UW	6N330-SW	6N330-EW
Continuous Rated Power kW (PS)	2207 (3000)	2427 (3300)	2574 (3500)
Rated Engine Speed min ⁻¹	620		
Engine Dry Weight kg	34000		

Standard Marine Gear

Propeller Type		for C.P.P.	for F.P.P.	for C.P.P.	for F.P.P.	for C.P.P.	for F.P.P.
Marine Gear Model	Offset	YX-3500M	YX-3500	YX-3500M	YX-3500	YX-3500M	YX-3500
	Co-Axial	YX-3500MC	YX-3500C	YX-3500MC	YX-3500C	YX-3500MC	YX-3500C
Reduction Gear Ratio (Ahead)	Offset	2.55, 2.80, 3.09, 3.31					
	Co-Axial	2.31, 2.54, 2.80, 3.00					
Marine Gear Dry Weight kg	Offset	8700	9400	8700	9400	8700	9400
	Co-Axial	8400	9100	8400	9100	8400	9100

Dimensions [mm] / Weights [kg]

Engine Model	Marine Gear											Total Dry Weight with Marine Gear
		A	A ₁	A ₂	A ₃	B	C	D	E	F	G	
6N330-UW (2207kW)	YX-3500M	6957	5600	4784	2173	2432	3667	1006	1427	777	2348	42985
	YX-3500MC	7756	5600	4784	2972	2432	3667	1006	730	80	2348	42685
	YX-3500	6836	5600	4784	2052	2432	3667	1006	1427	777	2348	43685
6N330-SW (2427kW)	YX-3500C	7178	5600	4784	2394	2432	3667	1006	730	80	2348	43385
	YX-3500M	6968	5600	4784	2184	2432	3667	1006	1427	777	2348	43038
	YX-3500MC	7767	5600	4784	2983	2432	3667	1006	730	80	2348	42738
6N330-EW (2574kW)	YX-3500	6847	5600	4784	2063	2432	3667	1006	1427	777	2348	43738
	YX-3500C	7189	5600	4784	2405	2432	3667	1006	730	80	2348	43438



The engine dry weight and outline may differ depending upon the specifications and attached accessories.

BI-FUEL (DUAL FUEL) CONVERSION OF DIESEL & HFO GENERATING SETS



What is and why bi-fuel (dual fuel) conversion?

ECONOMIZE ON THE COST of your power generation by converting your diesel generating sets to BI-FUEL OPERATION

ComAp's simple bi-fuel conversion modifies your original diesel engine so that it uses natural gas as the main fuel – substantially reducing operating costs.

It works by introducing gas to the engine via various technologies and then electronically controlling flow dependent on engine speed and output.

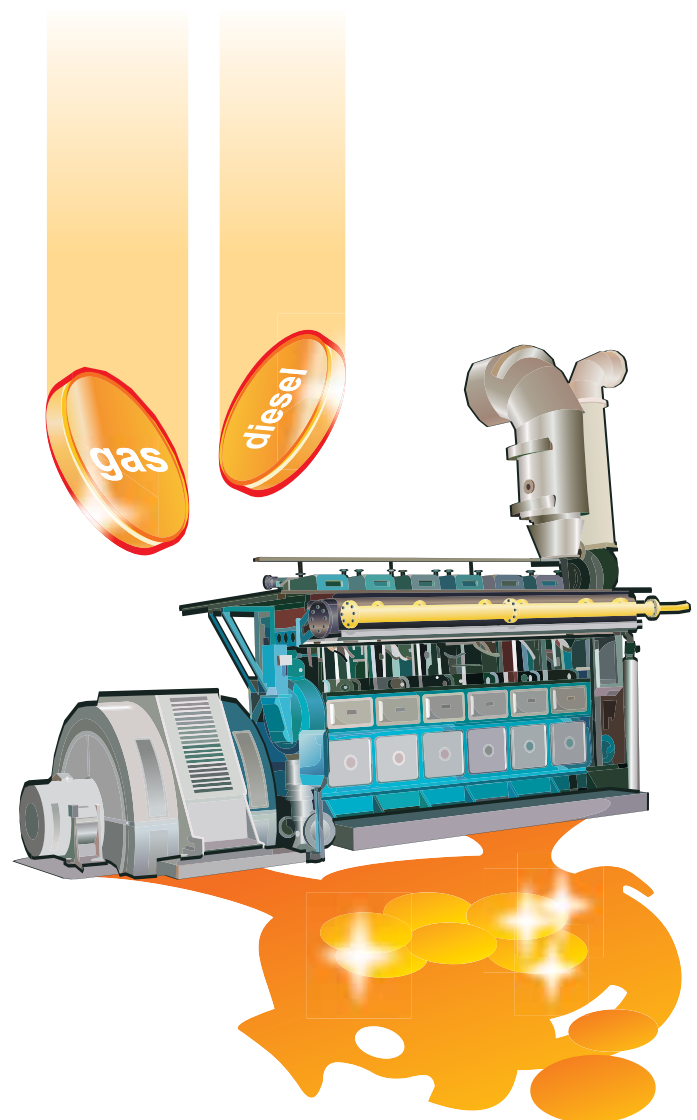
Bi-fuel conversion requires virtually no engine modification and brings double benefits in every application:

- ▶ Affordable diesel engines combined with inexpensive natural gas
- ▶ Economic solution for slow-speed, middle-speed and high-speed engines
- ▶ Flexible use of fuel
- ▶ Guaranteed power output
- ▶ Efficient and safe operation with lower emissions
- ▶ Longer engine life and reduced maintenance costs makes it the perfect investment

Conversion of Diesel Engines to Bi-fuel (two fuels at the same time Diesel/HFO and GAS).

Solutions available for:

- ▶ **high speed engines**
central gas/air mixer (fumigation)
- ▶ **slow and middle speed engines**
individual gas-valve technology



**Bi-Fuel?
Make BIG savings on
your fuel costs!**

COMMON FEATURES

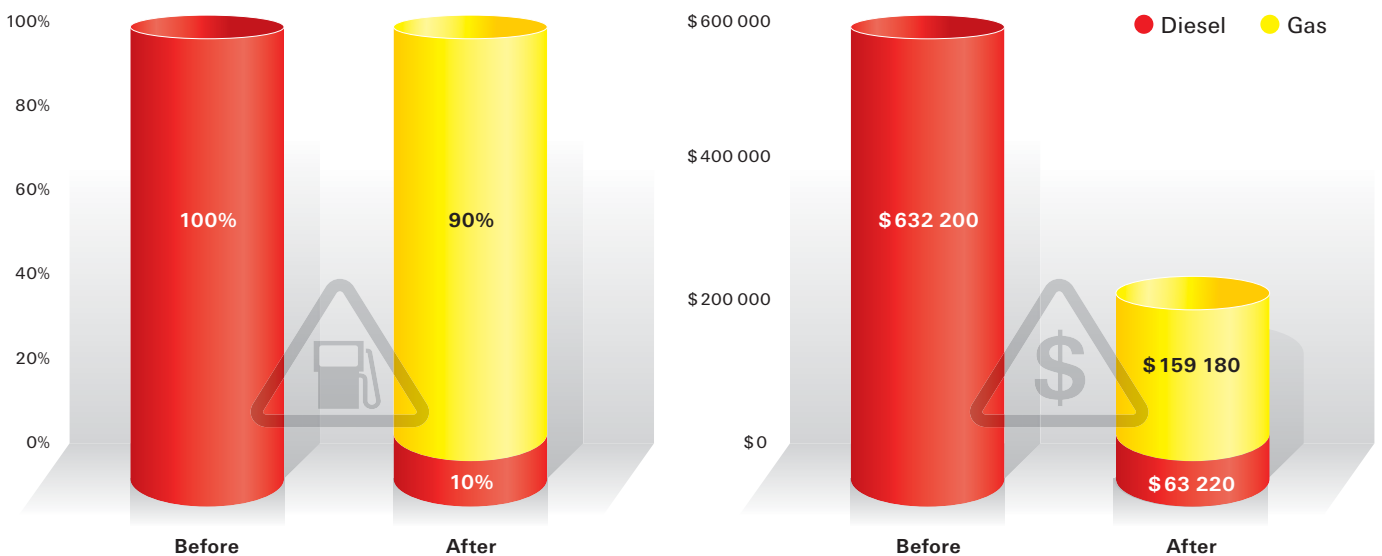
- ▶ Substantial savings on operation costs
- ▶ Practically no engine modification required
- ▶ Non-derated output power
- ▶ Possibility of original diesel operation at any time
- ▶ Safe and secure operation
- ▶ Lower emissions
- ▶ Longer engine life span
- ▶ Prolonged service and maintenance intervals

EXAMPLE OF HIGH SPEED ARRANGEMENTS, Caterpillar 3512



CASE STUDY | Conversion of gen-set: ŠKODA (ČKD) 1450 kVA; 375 RPM

- ▶ Substitute up to 90% of your diesel consumption with gas
- ▶ Reduce your operational costs substantially



Fuel consumption at nominal output

Fuel costs per year

Frequently Asked Questions?

What does bi-fuel (dual fuel) operation actually mean?

Bi-fuel (dual fuel) operation means the engine uses two fuels (gas and diesel oil) at the same time. Natural gas is intended as the main fuel and diesel oil is used for the ignition of the gas/air mixture inside the cylinder (a portion of diesel oil is injected at the end of the compression stroke, thereby maintaining the original diesel operation principle).



What methods/technologies are employed in the bi-fuel (dual fuel) conversion provided by ComAp?

ComAp provides two conversion technologies – one for slow/middle-speed engines (up to 1000 rpm) and the second for high-speed engines (1200 to 1800 rpm). Therefore the choice of the appropriate ComAp solution is determined by the engine speed and consequent suction/exhaust valve overlap (i.e. opening of suction and exhaust valves at the same time).

Slow/middle-speed engines normally feature a large valve overlap when the pure air is flushing (cleaning) and cooling the cylinder. After bi-fuel conversion, it is necessary to continue cylinder flushing/cooling by pure air, i.e. gas flow into the cylinder during the valve overlap must be interrupted to avoid the presence of gas in the hot exhaust manifold (this would cause a potentially dangerous situation and result in substantial fuel losses). Therefore, typically for slow and middle-speed engines, each cylinder is equipped with the patented electromagnetic gas valve with variable gas injection timing controlled by a ComAp electronic control system INCON.

In contrast, high-speed engines have only a small valve overlap, so it is possible to install just a central mixer(s) before the turbocharger(s) for the continuous flow of the gas/air mixture. Gas injection is controlled by a throttle operated by the ComAp electronic control system IntelliDrive BF according to the required engine output and speed.

Is it necessary to stop the engine in case of required transition between bi-fuel and pure diesel operation modes?

No, transitions between the two modes (from bi-fuel to diesel and vice versa) can be achieved while the engine is running (i.e. without interruption of the load supply) and is a very smooth process. Note the engine will always start on diesel and the operation mode is switched to bi-fuel upon a predefined output level. In case of gas shortage, the transition is immediate and seamless at the actual engine load, gas valves are shut off automatically and the engine continues on pure diesel operation. Once the gas supply has returned the engine is switched back to bi-fuel operation.

Is it possible to operate a converted gen-set on diesel oil only?

Yes, the standard operation mode of the converted engine is certainly bi-fuel. However, operation on diesel fuel only (e.g. in case of gas emergency) remains possible at any time and the converted engine operates using diesel fuel with the same parameters as those before conversion was undertaken.

What is a de-rating factor (output reduction) for a converted gen-set?

After the conversion, the engine nominal output is not de-rated and all engine parameters (e.g. exhaust temperature, engine temperature etc.) and behavior (e.g. response to a load steps) remains within the limits stated by the engine manufacturer for the original diesel engine (provided these parameters were within limits before the conversion). The de-rating factor according to the ambient conditions remains the same.



How does the conversion affect maintenance costs?

Maintenance costs after conversion will not be increased at all. Substantial parts of the engine remain unchanged, new mechanical parts are of heavy-duty design (e.g. service interval for the electromagnetic gas valves is 6000 running hours), and electronic control systems are fully automatic. Moreover, the gas operation means less carbonization of combustion chambers and turbocharger, so that the interval for de-carbonisation and overhauling of the engine is prolonged.

What warranty does ComAp provide for the conversion?

Standard warranty is 12 months from the date of start-up, 4000 running hours, whichever expires earlier. The Warranty covers equipment related to the conversion.

What types of gas can be used for bi-fuel engine operation?

Generally, the most suitable are the Methane-based gases with none or very low contains of Propane such as typically found in Natural Gas. For consulting possible usage of other gas types, please ask ComAp with respective gas specification enclosed.

Can LPG be used for bi-fuel engine operation?

In case of LPG, the bi-fuel conversion is also generally possible, but the situation is different. The LPG has acceptable calorific values regularly, also composition is OK considering there are no aggressive elements (sulfur, hydrogen etc.). The LPG is more explosive than natural gas and therefore it has tendency for so called "knocking", i.e. the LPG starts to autofire when the gas volume, combustion temperature and combustion pressure are higher, i.e. at higher engine loads. Thus, we expect substantial power output reduction after the engine conversion just to avoid knocking. As an example: We have generally calculated that if the LPG consists of 50% Propane and 50% Butane, at LPG/diesel ratio 65/35% the engine power output has to be derated down to 60% of the nominal output. Of course, exact calculation would have to be done for the specific engine type.

Can CNG or LNG be used for bi-fuel engine operation?

Since CNG and LNG are just highly compressed or liquefied versions of Natural Gas, after sufficient pressure reduction it can be used for bi-fuel engine operation.

Can Biogas be used for bi-fuel engine operation?

Concerning biogas, the bi-fuel conversion of the engine is generally possible. We need to know biogas composition and calorific value to evaluate if the particular biogas type is really suitable. Calorific value may be an issue as biogas is derived from different sources and there is low calorific value in many cases. You can imagine we have to inject sufficient volume of gas into the cylinder to substitute diesel oil (or, better to say, substitute energy delivered by diesel oil). If the calorific value (energy) of the biogas is very low, we would need to inject a larger volume of biogas into the cylinder, which could be technically impossible. Please ask ComAp with respective gas analysis enclosed.



High Speed Engine Conversion System

HOW IT WORKS

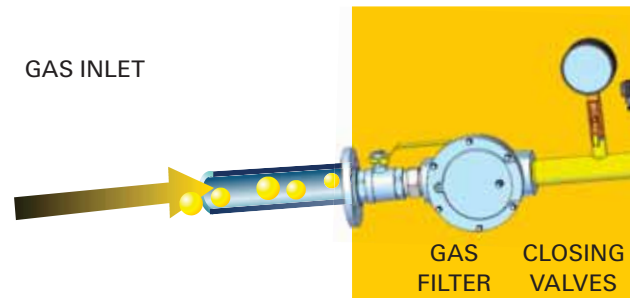
Gas is mixed with air by a common mixer installed before the turbocharger(s). Gas flow is controlled by a throttle valve, which is electronically operated by the ComAp control system IntelliDrive BF according to the required engine output and speed.

In order to avoid knocking of the engine, ComAp knocking detector/controller DENOX is installed, thus enabling engine operation at the most efficient gas/diesel ratio.

System for conversion of industrial diesel engines to bi-fuel operation by substitution of typically 50–80% natural gas for diesel.

- ▶ Suitable for all High Speed Engines, 1200–1800 RPM
- ▶ No reduction of engine power or efficiency
- ▶ Smooth transition between diesel and bi-fuel operations at any time
- ▶ Gas and air are blended behind air filter before turbocharger by central mixer
- ▶ State of the art electronics maximizes the amount of injected gas while keeping all engine parameters within limits specified by the engine manufacturer
- ▶ No modifications of internal engine components are required

BASIC SCHEME OF THE CONVERTED ENGINE



MAIN FEATURES

- ▶ Completely automatic system
- ▶ Cheaper electricity production
- ▶ Non-derated output power
- ▶ The same response to load steps
- ▶ The amount of gas is maximized as much as possible under varying conditions at any time
- ▶ High stability and increased protection of the engine
- ▶ Lower emissions
- ▶ Possibility of pure diesel operation maintained
- ▶ Prolonged service intervals
- ▶ Turn-key solution
- ▶ Easy operation

TYPICAL CONVERTIBLE ENGINES

- ▶ High-speed (1200 – 1800 rpm)

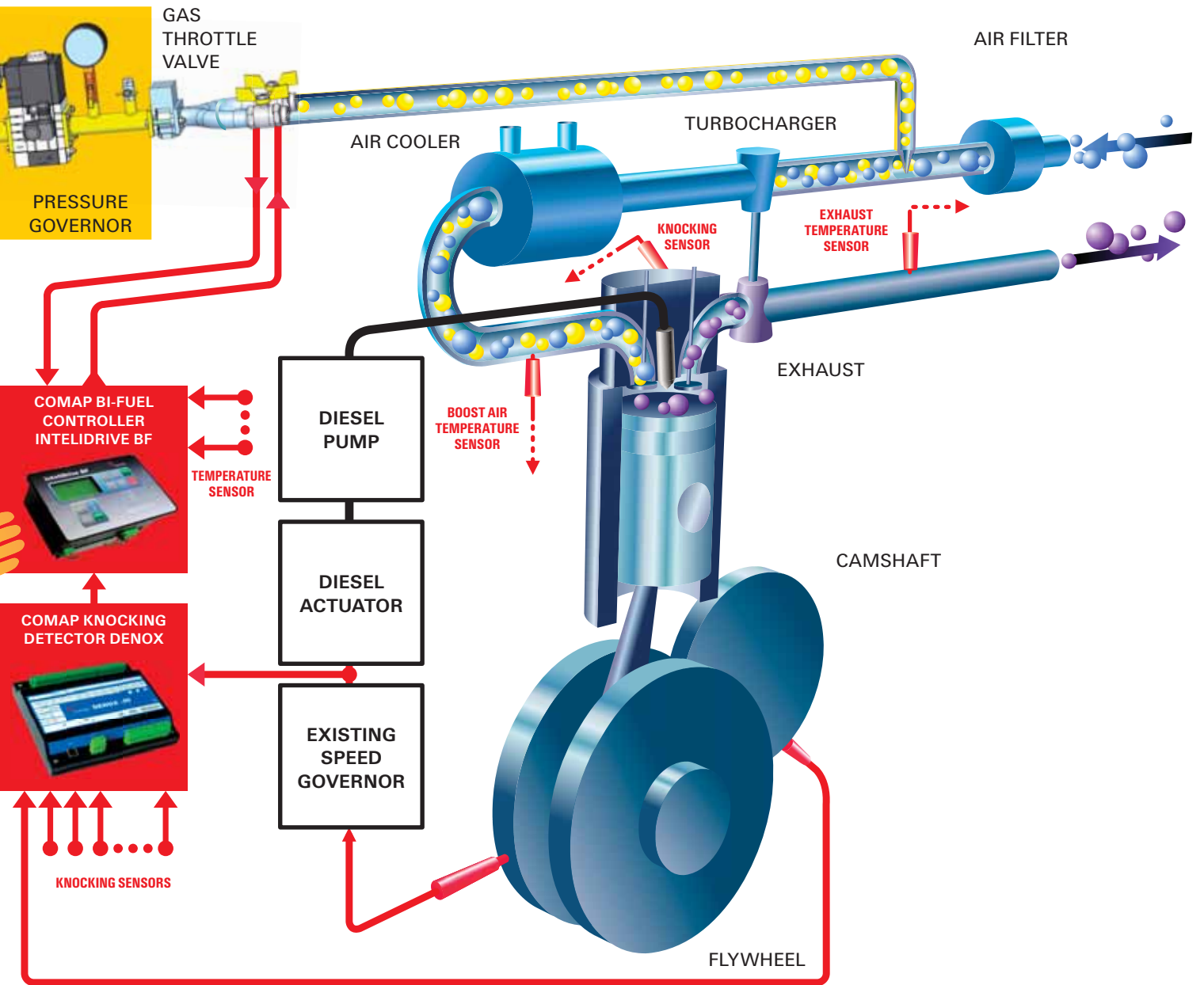
ELEMENTS OF THE SYSTEM

- ▶ Air / gas mixer(s)
- ▶ Gas throttle valve with actuator
- ▶ ComAp bi-fuel controller/governor IntelliDrive BF
- ▶ ComAp knocking detector/controller DENOX
- ▶ Sensors (acoustic, pressure, temperature, etc.)
- ▶ Gas train (gas manifold, gas governor, double closing valve, filter, ball valve etc.)



PRODUCT REPORT | Nigeria, Veepee Industries

In 2004 Company Veepee Industries ordered their first Bi-fuel conversion of an initial 4 generating sets powered by Caterpillar engines - 3412 S/TA, and 3508, with varying outputs of 800kVA to 1000kVA, so impressed with the substantial savings resulting from the achieved gas diesel ratio of 65% gas / 35% diesel using the ComAp High Speed Bi-fuel solution the company then ordered an additional 7 engines to be converted to ComAp bi-fuel operation. These engines have continued to operate most reliably over the years. As the company has expanded, the 100% support of ComAp Bi-fuel solutions by Veepee has been ongoing.



Bi-fuel controller IntelliDrive BF



Gas Throttle Valve



Knocking detector DENOX



Gas/ Air Blender

Slow & Middle Speed Engine Conversion System

HOW IT WORKS

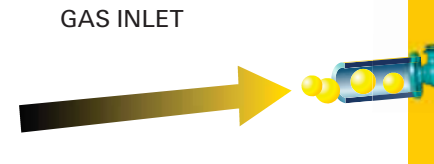
Gas is injected into the cylinder inlet manifold by individual gas electromagnetic valves installed as close to the suction valves as possible. The electromagnetic valves are separately timed and controlled by the ComAp injection control unit INCON.

This system interrupts the gas supply to the cylinder during the long overlap of the suction and exhaust valves (typical for slow-speed and medium-speed engines – while the valve overlap cylinder scavenging is performed). This avoids substantial gas losses and prevents dangerous gas flow to the exhaust manifold.

System for conversion of industrial diesel engines to bi-fuel operation by substitution of typically 60–90% natural gas for diesel or HFO.

- ▶ Suitable for engines with speed below 1000 RPM and output above 500 kW
- ▶ No reduction of engine power or efficiency
- ▶ Smooth transition between diesel and bi-fuel modes at any time
- ▶ Gas is injected directly before intake valve by high speed electromagnetic valves, one valve per cylinder
- ▶ No modification of internal engine components is required
- ▶ Automatic equalization of exhaust gas temperatures from individual cylinders

BASIC SCHEME OF THE CONVERTED ENGINE



MAIN FEATURES

- ▶ Completely automatic system
- ▶ Extremely efficient operation – only very small percentage of diesel is necessary
- ▶ Cheaper electricity production
- ▶ Non-derated output power
- ▶ The same response to load steps
- ▶ High stability and increased protection of the engine
- ▶ Lower emissions
- ▶ Possibility of pure diesel operation maintained
- ▶ Prolonged service intervals
- ▶ Individual approach
- ▶ Turn-key solution
- ▶ Easy operation

TYPICAL CONVERTIBLE ENGINES

- ▶ Slow-speed (up to 750 rpm) turbocharged
- ▶ Middle-speed (around 1000 rpm) turbocharged

ELEMENTS OF THE SYSTEM

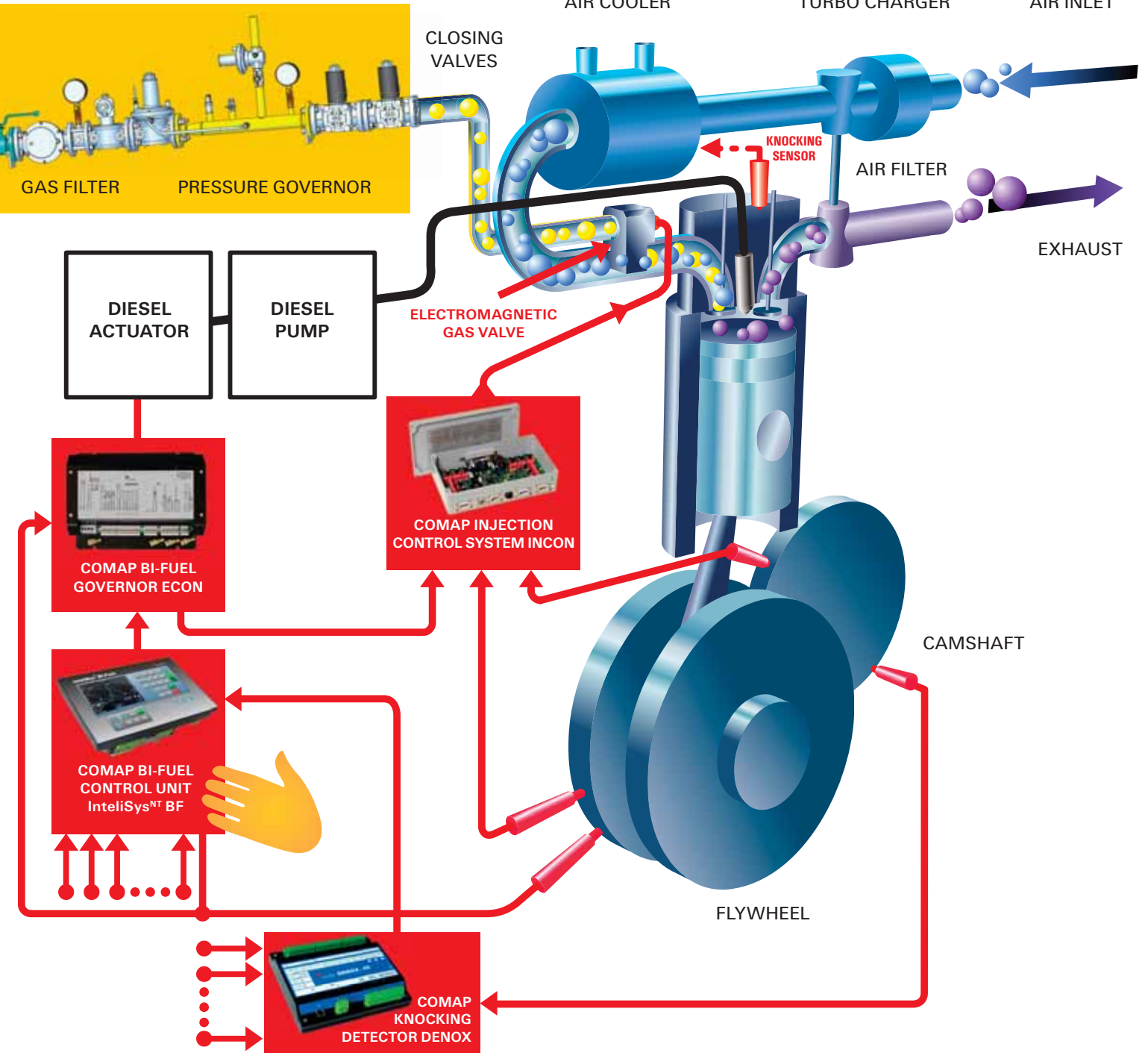
- ▶ Gas admission valves
- ▶ ComAp electromagnetic valves control unit INCON
- ▶ ComAp Bi-Fuel automatic control unit InteliSys^{NT} BF
- ▶ ComAp bi-fuel governor ECON
- ▶ Safety valve(s) for air filling manifold
- ▶ Gas train (gas manifold, gas governor, double closing valve, filter, ball valve etc.)
- ▶ ComAp knocking detector/controller DENOX



PRODUCT REPORT | Nigeria, Spintex Mills

In December 2006 company Spintex Mills converted 4 of their ŠKODA (ČKD) 9TS35-50/2 powered generating sets to Bi-fuel operation using the ComAp slow speed individual gas valve technology with INCON system and ENCON Bi-fuel governor resulting in a gas diesel ratio of 80% gas / 20% diesel ignition portion.

Spintex Mills then went on to order further slow speed and High speed ComAp bi-fuel systems and have continued to benefit from the ongoing financial savings and additional many advantages the ComAp solutions have provided them.



Engine control unit InteliSys^{NT} BF



Injection Control System Incon



Bi-fuel governor ECON



Electromagnetic gas admission valve



Knocking detector DENOX

Worldwide References

OVERVIEW

- ComAp can simply convert any engine type or model to Bi-fuel operation. Following are some examples of converted engines.



Central gas/air mixer for high speed engines

Engine Brand	Engine Type	DG set Output
Caterpillar	3300 series	150 kW - 220 kW
Caterpillar	3400 series	200 kW - 650 kW
Caterpillar	3500 series	700 kW - 2000 kW
Caterpillar	C18 series	400 kW - 500 kW
Cummins	KTA series	400 kW - 1200 kW
Cummins	QST series	650 kW - 800 kW
Cummins	VTA series	500 kW - 600 kW
Deutz	TBD series	all outputs
MAN	D2842LE201	400 kW
Mercedes	OM444LA/12183TB83	440 kW
Perkins	3012TAG2A	580 kW
SCANIA	DC series	225 kW - 520 kW
Volvo	TD series	all outputs

Individual gas-valve technology for slow & middle speed engines

Engine Brand	Engine Type	DG set Output
Hyundai - HIMSEN	6H21/32	1128 kW
MaK	8M 332 AK	1200 kW
MaK	8M453	2000 kW
Niigata	6L32CLX	2000 kW
Pielstick	18PC2V	6000 kW
Ruston	12RKC(H)	1800 kW
SKL	8NVD	920 kW
ŠKODA (ČKD)	6S350PN	700 kW
ŠKODA (ČKD)	9TS35-50/2	1160 kW
ŠKODA (ČKD)	6-38A6S	1816 kW
ŠKODA (ČKD)	12C28GSW	2300 kW
Wärtsilä	SWD 9FHD 240	1200 kW
Wärtsilä	9 FHD 240 G	1596 kW
Wärtsilä	Nohab 16V25	2280 kW
Wärtsilä	12V32E	3850 kW
Niigata	16V32CX	5000 kW

CUSTOMER FEEDBACK



CO-OPERATION AND APPROVAL BY MAJOR ENGINE PRODUCERS

Due to ComAp's vast experience in bi-fuel conversion of existing engines and also in electronic control of brand new bi-fuel and gas engines, many Original Engine Manufacturers have established close cooperation with ComAp in this field.



* For complete and detailed list of actual OEM's please contact ComAp.

Proven Technology and Reliability!

COMPANY	PT. Friesland Food Indonesia
COUNTRY	Indonesia
CONVERSION	6 units of Caterpillar 3512B



In July 2006, ComAp commissioned one new Caterpillar 3512B engine for PT. Friesland Food Indonesia; upon complete satisfaction the customer decided to order the conversion of another 3 new Caterpillar 3512B engines. In 2008 PT. Friesland Food Indonesia purchased 2 more new Caterpillar 3512B powered gensets for their increasing load demand and once again further ordered another 2 Bi-Fuel conversion kits for these additional engines. All 6 converted units have been running on Bi-fuel to date providing the customer with substantial ongoing savings for the life of these engines.

ORIGINAL PARAMETERS (before conversion)

Fuel	Diesel
Nominal gen-set output	1200 Kw
Real output on site	800 Kw

PARAMETERS AFTER CONVERSION (dual-fuel)

Fuel	Gas + Diesel
Gas / Diesel ratio	60 / 40 %
Nominal gen-set output	1200 Kw
Real output on site	800 Kw



Investment payback period
3 MONTHS

COMPANY	Barrick Gold Corporation; Osborne Mine
COUNTRY	Australia, Queensland
CONVERSION	5 units of Wartsila 12V32E



In December 2008 ComAp completed a very prestigious bi-fuel conversion project for Barrick Gold Corporation at their Osborne Mine site in Australia. The Osborne underground copper-gold mine is located in the state of Queensland in north-eastern Australia. The mine site has 5 × Wartsila 12V32E powered, 3850 kW generating sets that were operating solely on Diesel fuel oil before the conversion; the diesel generators provided all power to the mine site for their operations that has large varying load swings.

ComAp then converted all 5 engines to bi-fuel operation. By simply replacing large percentages of the engines diesel use with the available natural gas on site, the Osborne site now benefits from substantial financial savings because of the lower cost of natural gas compared to diesel fuel.

ORIGINAL PARAMETERS (before conversion)

Fuel	Diesel
Nominal gen-set output	3850 kW
Real output on site	3300 kW

PARAMETERS AFTER CONVERSION (dual-fuel)

Fuel	Gas + Diesel
Gas / Diesel ratio	75 / 25 %
Nominal gen-set output	3850 kW
Real output on site	3300 kW



**Investment payback period
3 MONTHS**

About ComAp?



“ComAp is a dynamic international company with a solid reputation for delivering innovative solutions to the power

generation electronics market.

By providing customers with state-of-the-art products, ComAp has built a name for delivering excellent reliability and good value.”

**Libor Mertl
Managing Director**

ComAp was founded in 1991 in Prague. Since then ComAp has specialized in engine and gen-set electronics developing several lines of gen-set control systems, anti-knocking detectors, misfiring detectors, gas injection controllers, engine management systems etc.

The first conversions of diesel engines took place in 1995, on slow speed ŠKODA (ČKD) engines. Since then ComAp continues to serve customers throughout the world delivering products that offer a proven and reliable solution.

Within the last decade ComAp has become recognized as the leader in many of its core areas and is now the world's largest supplier of turn-key bi-fuel solutions and bi-fuel conversion components.

ComAp's key advantage is our flexibility, experience, knowledge and enthusiasm in all of our three product lines:

- ▶ Electronic products for the power generation industry
- ▶ Turn key electronic and electric solutions for power generation industry
- ▶ Bi-fuel conversion solutions

The managements task is to keep and strengthen this advantage by helping our customers solve their problems and in doing so keep our customers fully satisfied with excellent service.

Within our company we work towards establishing a pleasant and friendly atmosphere designed to support the creativeness, dynamics and courage in finding new opportunities, projects, solutions and technologies. We will always deal honestly and fairly with our partners and personnel.

Certification

All ComAp products meet the most rigorous standards during manufacture, with every stage being undertaken in accordance with ISO certification, which was obtained in 1998.



Followed by the marine Germanischer Lloyds approval in 2001, ComAp continue to work toward the highest levels of certification with on-going co-operation and support with both international and domestic ISO 9001 partners.

Accreditation brings confidence, and every ComAp product is supplied with the appropriate warranty and after-sales support for complete peace of mind.





Research and Development

ComAp believe passionately in the importance of continuously developing new technology along with forward thinking software and hardware to maintain the enviable position as worldwide leader in gen-set control and communication solutions.

At the heart of this process is a desire to find better solutions for customers, and draw upon the company's most valuable asset – people. Over 80% of ComAp employees are graduates with specialist electronic and programming knowledge appropriate to the innovative development of market-orientated engine management systems.



This unique know-how is matched by ComAp's significant investment at every stage of the research and development process resulting in the creation of leading-edge modern development facilities.

Training

Complete and full technical training can be provided to suit your needs, and level of understanding either at ComAp facilities or at your own – wherever you are in the world. This is backed by our commitment to offer full service and product installation if required.

ComAp training is tailor-made to your needs and is designed to ensure you get the most from your ComAp equipment and covers all aspects of operation and equipment use. Further help is provided online at www.comapsystems.com with ComAp specialists always willing to help whether it be consultancy or technical support.



ComAp on-line

The ComAp website www.comapsystems.com provides more information about our company, history and services.

It is also the best place to visit for up-to-date news on existing product development, new product launches and free software downloads.

The easiest way to stay informed is to join the *ComAp Systems Members Club*, which you can do by simply completing the registration page on our website.





Manufacturer

ComAp, spol. s r. o.

Kundratka 2359/17 • 180 00 Praha 8 • Czech Republic

Phone: + 420 246 012 111 • Fax: + 420 266 316 647

info@comap.cz • www.comapsystems.com

Local Distributor / Partner





Welcome to Econosto Mideast B. V.

Pipe Catalogue
(HVAC, Plumbing & Fire Fighting)

econosto®

CARBON STEEL PIPES

- * DIN 2440 = BS 1387 MEDIUM (B) = ISO R 65
- * DIN 2441 = BS 1387 HEAVY (C) = ISO R 65
- * AVAILABLE IN SEAMLESS / ERW, BLACK & GALVANIZED FORMS
- * ERW / SEAMLESS PIPES ARE IN SINGLE RANDOM LENGTHS

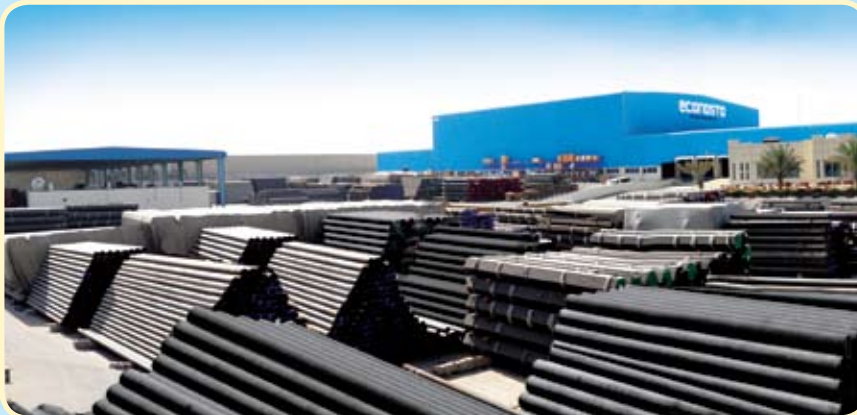
SIZES, DIMENSIONS & WEIGHTS

Nominal Pipe Size	Outside Diameter		Medium		Heavy		Test Press.
	Max.	Min.	Wall Thk.	Plain End	Wall Thk.	Plain End	
	Inches	mm	mm	Kg/m	mm	Kg/m	
½	21.7	21.1	2.6	1.21	3.2	1.44	50
¾	27.2	26.6	2.6	1.56	3.2	1.87	50
1	34.2	33.4	3.2	2.41	4.0	2.94	50
1¼	42.9	42.1	3.2	3.10	4.0	3.80	50
1½	48.8	48.0	3.2	3.57	4.0	4.38	50
2	60.8	59.8	3.6	5.03	4.5	6.19	50
2½	76.6	75.4	3.6	6.43	4.5	7.93	50
3	89.5	88.1	4.0	8.37	5.0	10.30	50
4	114.9	113.3	4.5	12.20	5.4	14.50	50
5	140.6	138.7	5.0	16.60	5.4	17.90	50
6	166.1	164.1	5.0	19.70	5.4	21.30	50



- * ALL ECONOSTO BRAND PIPES COME WITH THE ECONOSTO QUALITY ASSURANCE
- * MATERIAL AND TEST CERTIFICATE ACCORDING TO EN 10204 - 2.2 / DIN 50049 - 2.2

Econosto is an international market leader committed to providing high quality products backed by outstanding customer service and technical support since 1892. Econosto is focused on the sale of engineering products for industries such as shipbuilding and repair, chemical and petrochemical, oil and gas, heating, ventilation, and air conditioning, original equipment manufacture, water management and power generation.

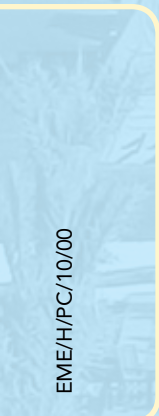


Pipe Yard, Dubai



Head Office, Dubai

The high quality range of Econosto and Econ products is augmented with extensive range of products from leading A-brand suppliers. This enables Econosto to offer a complete solution for every industrial application. Econosto's key strengths are its in-depth knowledge of market developments, its global procurement and its sophisticated distribution concept, which ensures swift and reliable deliveries.



* We can also supply pipes of higher grades API 5L X46/52/60/65/70 and low temperature carbon steel pipes A333

CARBON STEEL PIPES

- * SEAMLESS STEEL PIPES TO API 5L GRADE B / ASTM A106 GRADE B / ASTM A53 GRADE B - UPTO 16"
- * ERW STEEL PIPES TO API 5L GRADE B / ASTM A53 GRADE B - UPTO 24"
- * SAW STEEL PIPES TO API 5L GRADE B / ASTM A53 GRADE B - ABOVE 24"
- * AVAILABLE IN BLACK AND GALVANIZED FORMS / WITH 'UL' LISTING
- * AVAILABLE IN SINGLE / DOUBLE RANDOM LENGTHS
- * UPTO 1.5" - PLAIN SQUARE ENDS; ABOVE 2" - ISO - BEVELLED ENDS
- * COMPARABLE MATERIAL STANDARD BS 3601
- * DIMENSIONS ACCORDING TO ANSI B 36.10; BEVELLED ENDS TO ANSI B 16.25

SIZES, DIMENSIONS & WEIGHTS

Nominal Pipe Size	Wt. Class	Sch. No	O.D mm	Wall Thk. mm	Wt. Kg/m	Test Press. bar		Nominal Pipe Size	Wt. Class	Sch. No	O.D mm	Wall Thk. mm	Wt. Kg/m	Test Press. bar
Inches			mm	mm				Inches			mm	mm		
½	STD		21.30	2.77	1.27	48		12	STD		323.80	9.52	73.78	85
½		40	21.30	2.77	1.27	48		12		40	323.80	10.31	79.70	92
½	XS		21.30	3.73	1.62	59		12		60	323.80	14.27	108.92	128
½		80	21.30	3.73	1.62	59		12	XS		323.80	12.70	97.43	114
¾	STD		26.70	2.87	1.69	48		12		80	323.80	17.48	132.04	157
¾		40	26.70	2.87	1.69	48		14		10	355.60	6.35	54.69	52
¾	XS		26.70	3.91	2.20	59		14		20	355.60	7.92	67.90	65
¾		80	26.70	3.91	2.20	59		14		30	355.60	9.52	81.25	77
1	STD		33.40	3.38	2.50	48		14	STD		355.60	9.52	81.25	77
1		40	33.40	3.38	2.50	48		14		40	355.60	11.13	94.55	90
1	XS		33.40	4.55	3.24	59		14		60	355.60	15.09	126.71	123
1		80	33.40	4.55	3.24	59		14	XS		355.60	12.70	107.39	103
1¼	STD		42.20	3.56	3.39	90		14		80	355.60	19.05	158.10	155
1¼		40	42.20	3.56	3.39	90		16		10	406.40	6.35	62.64	45
1¼	XS		42.20	4.85	4.47	131		16		20	406.40	7.92	77.83	57
1¼		80	42.20	4.85	4.47	131		16		30	406.40	9.52	93.17	68
1½	STD		48.30	3.68	4.05	90		16	STD		406.40	9.52	93.17	68
1½		40	48.30	3.68	4.05	90		16		40	406.40	12.70	123.30	90
1½	XS		48.30	5.08	5.41	131		16		60	406.40	16.66	160.12	119
1½		80	48.30	5.08	5.41	131		16	XS		406.40	12.70	123.30	90
2	STD		60.30	3.91	5.44	172		16		80	406.40	21.44	203.53	153
2		40	60.30	3.91	5.44	172		18		10	457.00	6.35	70.60	40
2	XS		60.30	5.54	7.48	172		18		20	457.00	7.92	87.75	50
2		80	60.30	5.54	7.48	172		18		30	457.00	11.13	122.43	70
2½	STD		73.00	5.16	8.63	172		18	STD		457.00	9.52	105.10	61
2½		40	73.00	5.16	8.63	172		18		40	457.00	14.27	155.87	90
2½	XS		73.00	7.01	11.41	172		18		60	457.00	19.05	205.83	121
2½		80	73.00	7.01	11.41	172		18	XS		457.00	12.70	139.20	81
3	STD		88.90	5.49	11.29	172		18		80	457.00	23.83	254.67	151
3		40	88.90	5.49	11.29	172		20		10	508.00	6.35	78.55	36
3	XS		88.90	7.62	15.27	172		20		20	508.00	9.52	117.02	54
3		80	88.90	7.62	15.27	172		20		30	508.00	12.70	155.12	72
4	STD		114.30	6.02	16.07	152		20	STD		508.00	9.52	117.02	54
4		40	114.30	6.02	16.07	152		20		40	508.00	15.09	183.42	86
4	XS		114.30	8.56	22.32	193		20		60	508.00	20.62	247.83	118
4		80	114.30	8.56	22.32	193		20	XS		508.00	12.70	155.12	72
5	STD		141.30	6.55	21.77	134		20		80	508.00	26.19	311.17	150
5		40	141.30	6.55	21.77	134		24		10	610.00	6.35	94.46	30
5	XS		141.30	9.53	30.94	193		24		20	610.00	9.52	140.88	45
5		80	141.30	9.53	30.94	193		24		30	610.00	14.27	209.50	68
6	STD		168.30	7.11	28.26	123		24	STD		610.00	9.52	140.88	45
6		40	168.30	7.11	28.26	123		24		40	610.00	17.48	255.24	83
6	XS		168.30	10.97	42.56	189		24		60	610.00	24.61	355.02	117
6		80	168.30	10.97	42.56	189		24	XS		610.00	12.70	186.94	61
8		20	219.10	6.35	33.31	84		24		80	610.00	30.96	441.78	147
8		30	219.10	7.04	36.31	93		28	STD		711.00	9.50	164.34	39
8	STD		219.10	8.18	42.55	108		28	XS		711.00	12.70	218.60	52
8		40	219.10	8.18	42.55	108		30	STD		762.00	9.50	176.29	36
8		60	219.10	10.31	53.08	138		30	XS		762.00	12.70	234.67	48
8	XS		219.10	12.70	64.64	168		32	STD		813.00	9.50	188.24	34
8		80	219.10	12.70	64.64	168		32	XS		813.00	12.70	250.64	45
10		20	273.00	6.35	41.75	68		36	STD		914.00	9.50	211.90	30
10		30	273.00	7.80	51.01	83		36	XS		914.00	12.70	282.27	40
10	STD		273.00	9.27	60.29	99		40	STD		1016.00	9.50	235.79	27
10		40	273.00	9.27	60.29	99		40	XS		1016.00	12.70	314.22	36
10		60	273.00	12.70	81.52	134		44	STD		1118.00	9.50	259.69	25
10	XS		273.00	12.70	81.52	134		44	XS		1118.00	12.70	346.16	33
10		80	273.00	15.09	95.97	160		48	STD		1219.00	9.50	283.35	23
12		20	323.80	6.35	49.71	57		48	XS		1219.00	12.70	377.79	30
12		30	323.80	8.38	65.18	75								

EME/H/PC/10/00

Terms Used

* Wt. - Weight; Sch. - Schedule; Thk. - Thickness; O.D. - Outside Diameter; STD. - Standard; XS - Extra Strong

Econosto Group - Global Operations



econosto[®]

Middle East – Asia – Africa Sales Offices :

HEAD OFFICE: DUBAI INVESTMENTS PARK - U.A.E.

P.O. Box: 60789, T: +971-4-8062800, F: +971-4-8854501
E: econosto@econosto.ae, W : www.econosto-mideast.com, www.econosto.com

SHARJAH - U.A.E

P.O. Box: 3115
T: +971-6-5686471
F: +971-6-5686472
E: econosto@econosto.co.ae

ABU DHABI - U.A.E

P.O. Box : 70187
T: +971-2-6334500
F: +971-2-6334501
E: econosto@econosto.ae

DOHA - QATAR

P.O. Box : 4697
T: +974-4672666
F: +974-4675063
24 Hrs: +974-5861984
E: econosto@qatar.net.qa

KARACHI - PAKISTAN

HNo. 4-10th Zamzama Street, Clifton, Karachi
T: +92-21-35822145
F: +92-21-35861621
24 Hrs: +92-300-8228741
E: econosto@econosto.com.pk

LAHORE - PAKISTAN

HNo. 139, Street 13
Sector AA, D.H.A
T: +92-21-35748842
F: +92-21-35748843
24 Hrs: +92-333-4363954
E: econosto@econosto.com.pk

DAMMAM - K.S.A.

P.O. Box: 37, Dammam 31411
T: +966-3-8595091
F: +966-3-8592739
24 Hrs: +966-505862949
E: econosto@sahara.com.sa

JEDDAH - K.S.A.

P.O. Box: 812, Jeddah 21421
T: +9662-2632959 Ext. 646
F: +9662-2632824
24 Hrs: +966-505584663
E: stanlyg@sahara.com.sa

YANBU- K.S.A.

P.O. Box: 30969, Rezayat Group of Company
Yanbu Industrial City 51000
Kingdom of Saudi Arabia
M: +966-501414290
E: asif@sahara.com

JUBAIL - K.S.A.

P.O. Box: 10018
Jubail Industrial City 31961
Kingdom of Saudi Arabia
T: +966-3-3404938
F: +966-3-3403891
E: zubair@sahara.com.sa

MUMBAI - INDIA

Vaikunth Plot No-73, Sector 7
Koperkhara nei, Navi Mumbai
Maharashtra, India - 400709
T: +91-22-32800388/65107372
F: +91-22-27540407
E: ramanna@econosto-mideast.ae

TEHRAN - IRAN

Unit 2, Parsa Bldg. Corner of Tirdad Alley
Parsa St. Motahari (Takht Tavooos) Ave
T: +98-21-88740191
F: +98-21-88738064
M: +98-912-2110379
E: sales@econosto.ir

ATYRAU - KAZAKHISTAN

Street Khakimoza, Bldg. 4
Atyrau, Kazakhstan
M: +971-50-6286993
E: kaushik@econosto.ae
E: econosto@econosto.ae

ECONOSTO NEDERLAND B.V. (Econosto Group H.Q)

Cypresbaan 63, 2908 LT Capelle a/d IJssel, P.O.Box 8988, 3009 TJ Rotterdam,
T: +31 10284 11 00, F: +31 10 451 68 51, E: info@econosto.com
The Netherlands

EME/H/PC/10/00



Making Life Better

[\(http://cenergysolutions.com/\)](http://cenergysolutions.com/)

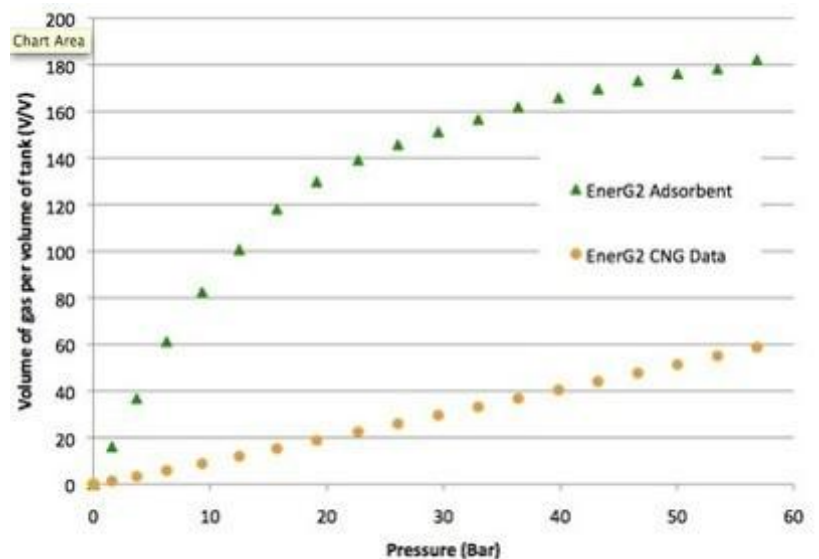
REQUEST A QUOTE ([HTTP://CENERGYSOLUTIONS.COM/GET-A-QUOTE/](http://cenergysolutions.com/get-a-quote/))

CNG TANKS

□ [Cenergy Solutions \(http://cenergysolutions.com/\)](http://cenergysolutions.com/) > CNG TANKS

ANG CYLINDERS AND TANKS

Cenergy Solutions Adsorbent Natural Gas (ANG) vehicle cylinders and tanks hold natural gas in an adsorbent at low pressures. Our vehicle cylinders and tanks are FMVSS certified and DOT-compliant. They are safer than high pressure tanks and are a lot less expensive to fill since they do not require expensive high pressure compressors. The low pressure makes it possible to make some of our ANG tanks conformable making it easier to place



them in a vehicle and increasing your volume in the same space by up to 70% in relationship to a cylinder in the same location. Cylinders can hold higher pressures but conformable tanks can be installed in areas that take up less space and make more volume available. Cenergy Solutions has both types of cylinders available to be installed on all natural gas vehicles.



FMVSS CERTIFIED

Cenergy Solutions can retrofit any new or used FMVSS certified and DOT-compliant 3,600/3,000 psi CNG type 1, 2 or 3 cylinder to be an ANG Cylinder. This gives the customer the ability to store gas at low pressures with an inexpensive compressor or fill to high pressures at fueling stations if needed.



(<http://cenergysolutions.com/wp-content/uploads/2017/02/ACT-2.jpg>)

ASME APPROVED

Cenergy Solutions also sells ASME approved ANG stationary and trailer cylinders that hold from 22 liters up to 100,000 liters. These stationary and trailer cylinders can be used to replace LPG tanks, store natural and biogas accommodate virtual pipelines or capture methane at wellheads and biogas digesters. The stationary tanks can also be used as buffer storage for natural gas transmission lines or biogas digesters. Custom ANG tanks and trailers can be made to the customer's specs.



Enter Search Keywords





(<http://cenergysolutions.com/wp-content/uploads/2017/02/ANG-Storage.jpg>)

CNG TANKS | TYPE 1

OUTSIDE DIAMETER	LENGTH	LITERS	GGE	WEIGHT IN LBS
267mm/10.5"	813mm/32"	35	3.1	98
267mm/10.5"	991mm/39"	45	4.0	118
267mm/10.5"	1,194mm/47"	50	4.4	140
267mm/10.5"	1,300mm/51.2"	55	4.8	154
267mm/10.5"	1,500mm/59.1"	65	5.7	177
267mm/10.5"	1,625mm/64"	70	6.5	189
267mm/10.5"	1,800mm/70.9"	80	7.0	220
325mm/12.8"	813mm/32"	50	4.4	160

OUTSIDE DIAMETER	LENGTH	LITERS	GGE	WEIGHT IN LBS
325mm/12.8"	1,778mm/70"	133	11.8	295
356mm/14"	1,194mm/47"	90	8.0	235
356mm/14"	1,320mm/52"	100	8.8	265
356mm/14"	1,524mm/60"	120	10.6	320
356mm/14"	1,829mm/72"	145	12.8	380
406mm/16"	813mm/32"	67	5.9	183
406mm/16"	1,200mm/47.2"	110	9.4	286
406mm/16"	1,320mm/52"	125	10.7	320
406mm/16"	1,524mm/60"	145	12.4	375
406mm/16"	1,625mm/64"	160	13.7	400
406mm/16"	1,790mm/70.5"	170	15.0	416
406mm/16"	1,994mm/78.5"	185	16.3	447

CNG TANKS | TYPE 2



OUTSIDE DIAMETER	LENGTH	LITERS	GGE	WEIGHT IN LBS
425mm/16.7"	875mm/34.4"	80	7.3	198
425mm/16.7"	1,045mm/41.1"	100	9.1	238
425mm/16.7"	1,215mm/47.8"	120	10.9	277
425mm/16.7"	1,465mm/57.7"	150	13.6	330

OUTSIDE DIAMETER	LENGTH	LITERS	GGE	WEIGHT IN LBS
425mm/16.7"	1,800mm/70.9"	190	17.3	411
425mm/16.7"	2,100mm/82.7"	225	20.5	480

CNG TANKS | TYPE 3



OUTSIDE DIAMETER	LENGTH	LITERS	GGE	WEIGHT IN LBS
396mm/15.6"	950mm/37.4"	80	7.3	90
404mm/15.9"	1,054mm/41.5"	100	9.1	101
404mm/15.9"	1,107mm/43.6"	100	9.1	102
404mm/15.9"	1,431mm/56.3"	135	12.3	110
404mm/15.9"	1,569mm/61.8"	150	13.6	129
404mm/15.9"	2,100mm/82.7"	207	18.8	156
406mm/16"	889mm/35"	81	6.8	72
406mm/16"	1219mm/48"	115	9.7	106
457mm/18"	939mm/37"	102	8.5	101
482mm/19"	863mm/34"	98	8.3	116
482mm/19"	1143mm/45"	140	11.8	151
482mm/19"	1524mm/60"	196	16.7	197
533mm/21"	1524mm/60"	246	21	240

ASME STORAGE | CNG CYLINDERS

For ASME storage **Cenergy Solutions** has cost effective solutions to meet your compressed natural gas storage, cascade and delivery needs.

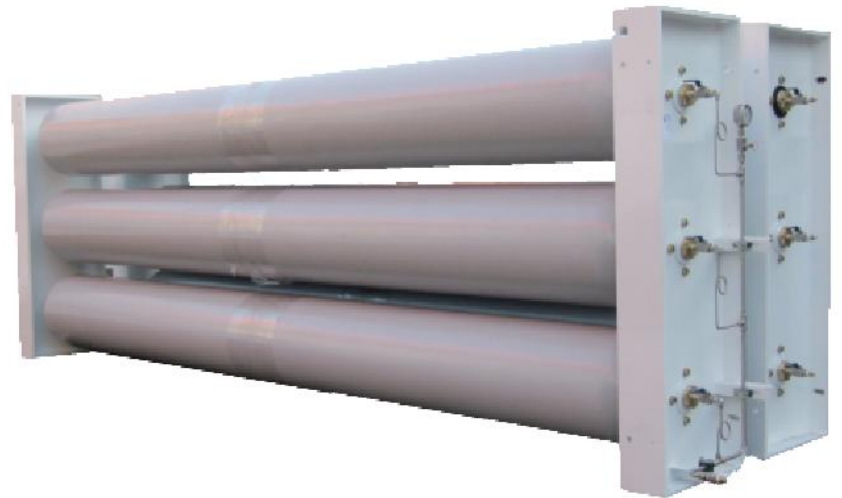
These ASME and DOT-compliant CNG tanks are designed and approved for CNG fueling stations and transporting CNG for mobile services.

We have natural gas tanks in varying capacities to provide flexible CNG fueling design options. We offer natural gas tanks suitable for permanent fixed fueling storage, mounting on LCVs or transportation to CNG dispensing sites.

Cenergy Solutions offers ASME storage options at service pressures of 5,000 psig (345 Bar) in a 2,850 liter three tank configuration. We also have 3,600 psig (248 Bar) in a 3,900 liter in the three tank array.

Our DOT Type 1 tanks are rated to a service pressure of 4,350 psig (300 Bar) and 3,600 psig are available in prefabricated modules or as standalone tanks.

We can help solve your CNG storage or refueling needs in locations where you don't have access to natural gas. All Cenergy Solutions' CNG tanks are available individually or mounted in cascades with valves, fittings and tubing.



CASCADES

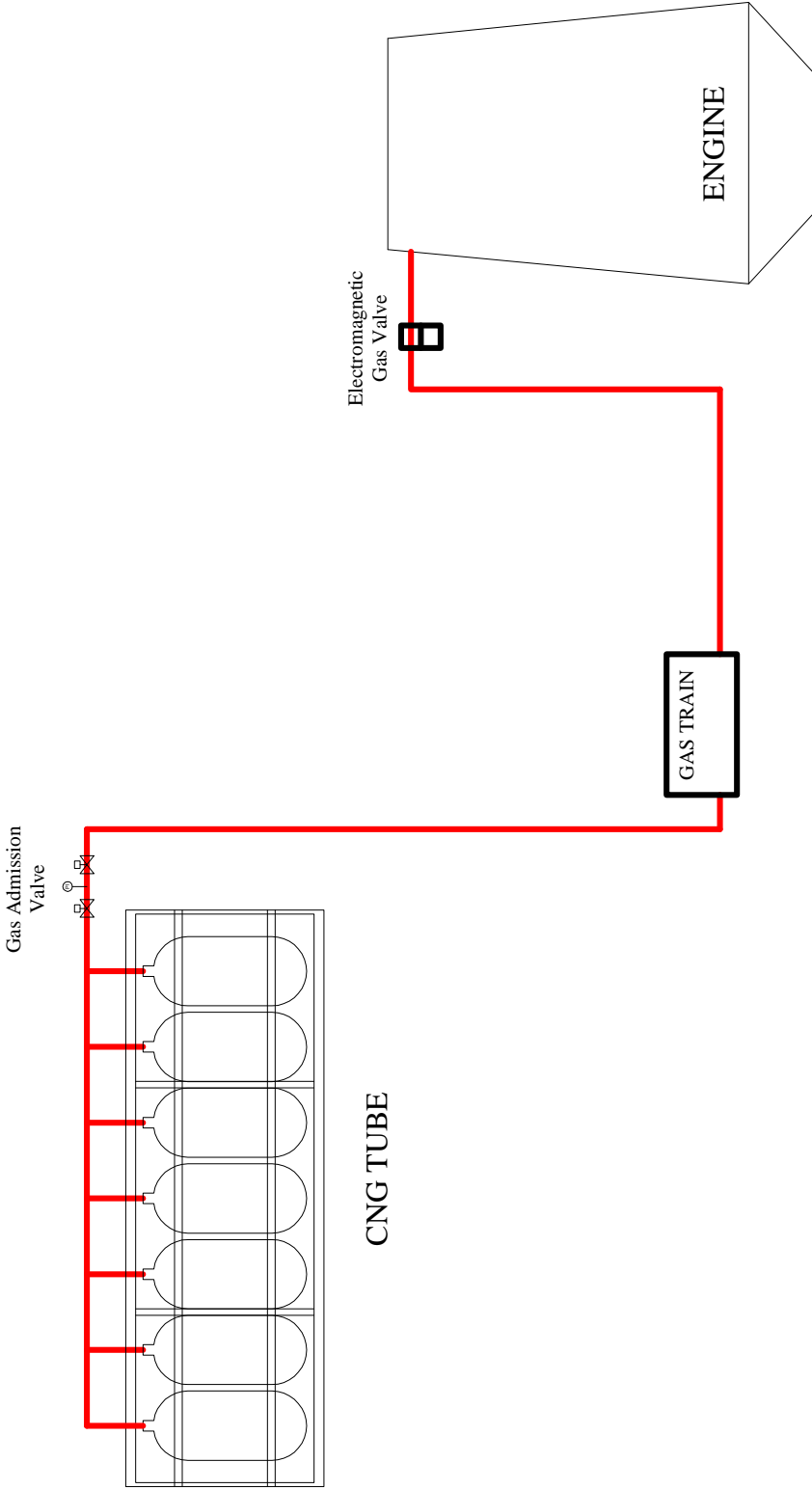
Cenergy Solutions has cascades for natural or biogas storage. These cascades come with DOT compliant cylinders that have a working pressure up to 300 bar or 4,300 psi.

The cascades are pre-plumbed with valves and equipment that is standard or custom manufactured to the clients specifications. We can manufacture to the storage specifications needed for your application. The cascades fit into shipping containers and are available now.



TOTAL WATER CAPACITY	RAW X COLUMN	NUMBER OF CYLINDERS	LENGTH MM(INCH)	WIDTH MM(INCH)	HEIGHT MM(INCH)	CASCADE WEIGHT + EMPTY CYLINDERS WEIGHT. IN KG.
900	3 X 4	12	1620(64")	1820(72")	1130(45")	1600
1200	4 X 4	16	1620(64")	1820(72")	1450(57")	2000
1500	4 X 5	20	1920(76")	1820(72")	1450(57")	2600
2100	4 X 7	28	2400(95")	1820(72")	1450(57")	3550
2400	4 X 8	32	2700(107")	1820(72")	1450(57")	3900
3000	4 X 10	40	3315(131")	1820(72")	1450(57")	5200
4500	5 X 12	60	5085(201")	1820(72")	1520(60")	7500

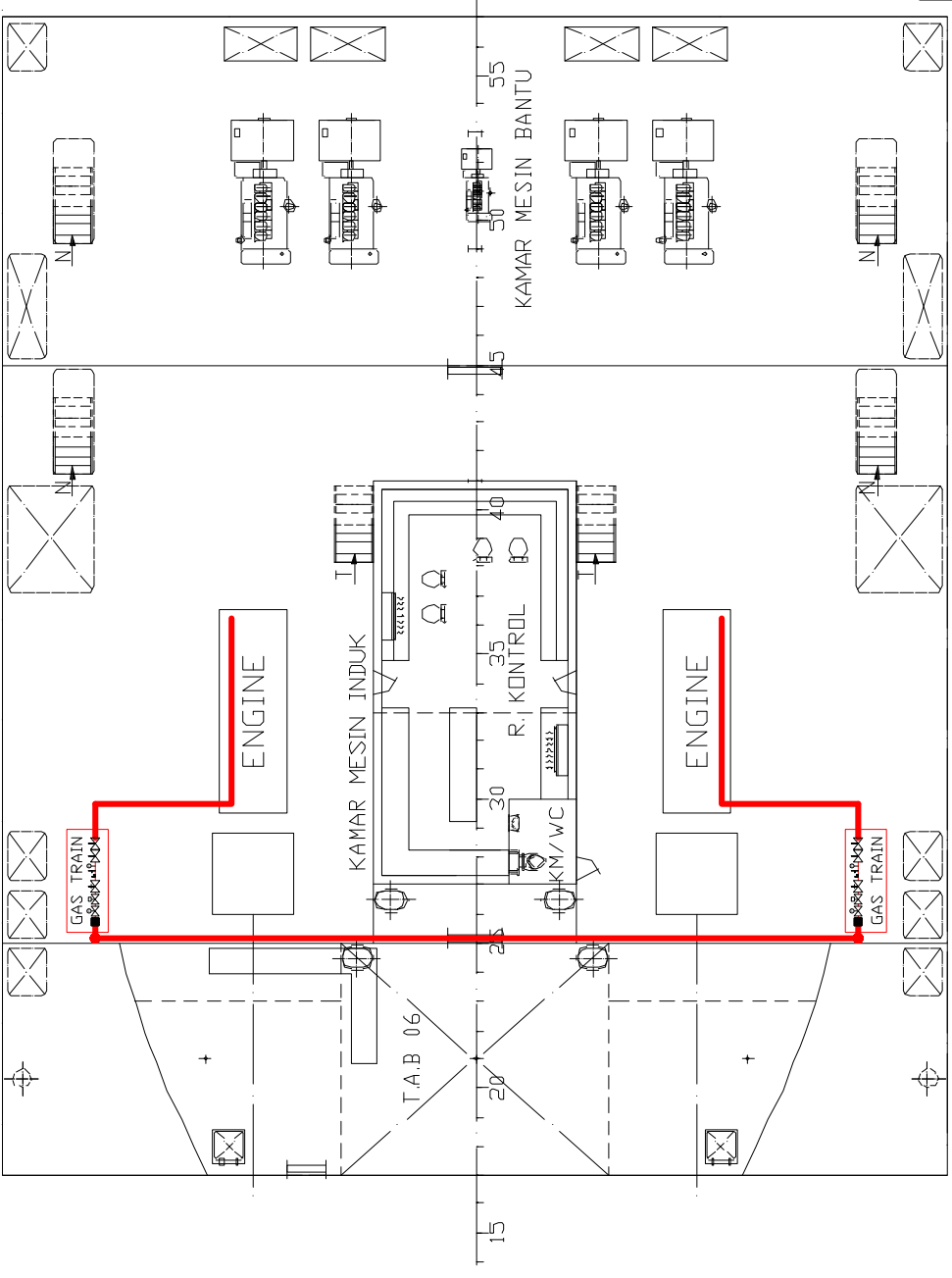
Contact us today (<http://cenergysolutions.com/contact-us/>) for more information about our ASME and DOT tanks for CNG storage, transportation and cascade systems.



DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING - ITS
BACHELOR THESIS :
ME 141329
EVER, SEMESTER 2016/2017

MV. LEGUNDI
PASSENGER SHIP 5000 GT

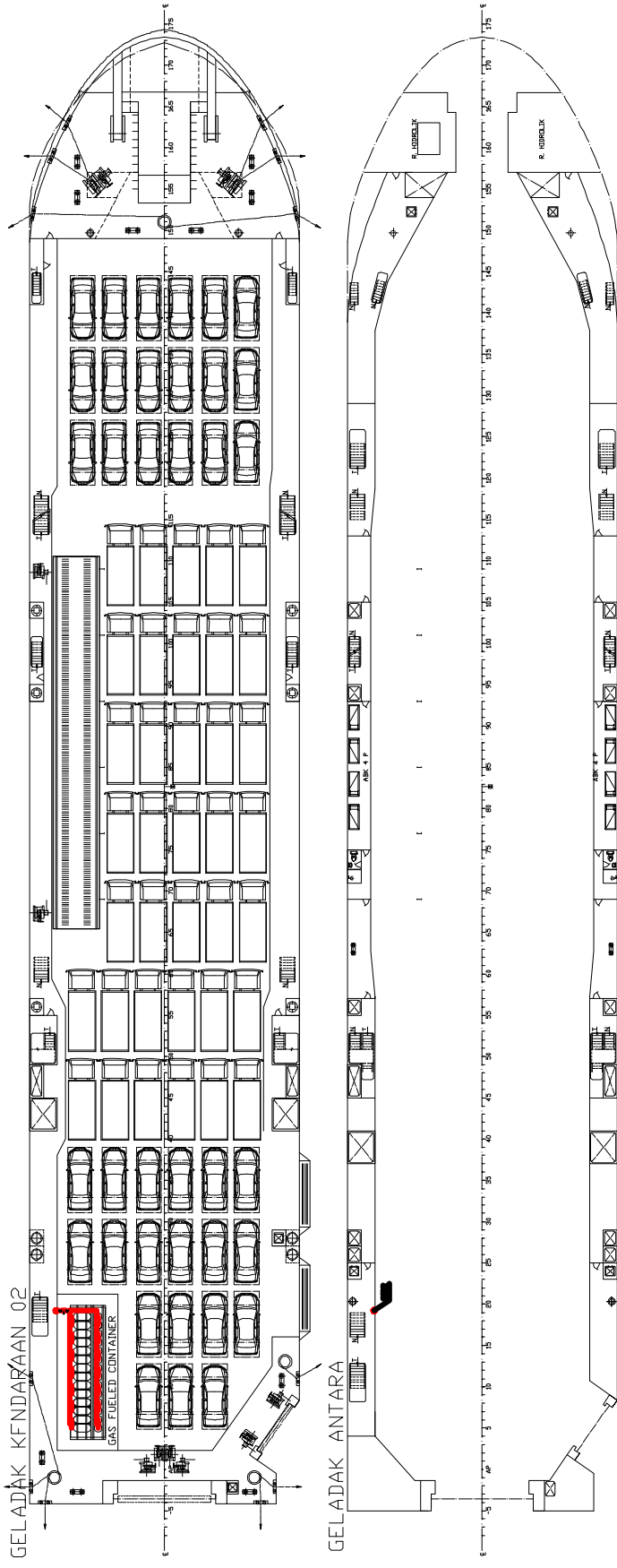
GAS FUEL SYSTEM	DRAWN BY:	SIGNED:
	Nur Azalia Rizkyda (4213100040)	
DATE	APPROVED BY:	SIGNED:
	Prof. Semma, S.T., M.T., Ph.D.	
16-07-2017	SCALE	REV : B5
	01 - 42 - 13 040 - 'G'	



DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING - ITS
 BACHELOR THESIS :
 ME 141.329
 EVER, SEMESTER 2016/2017

MV. LEGUNDI
 PASSENGER SHIP 5000 GT

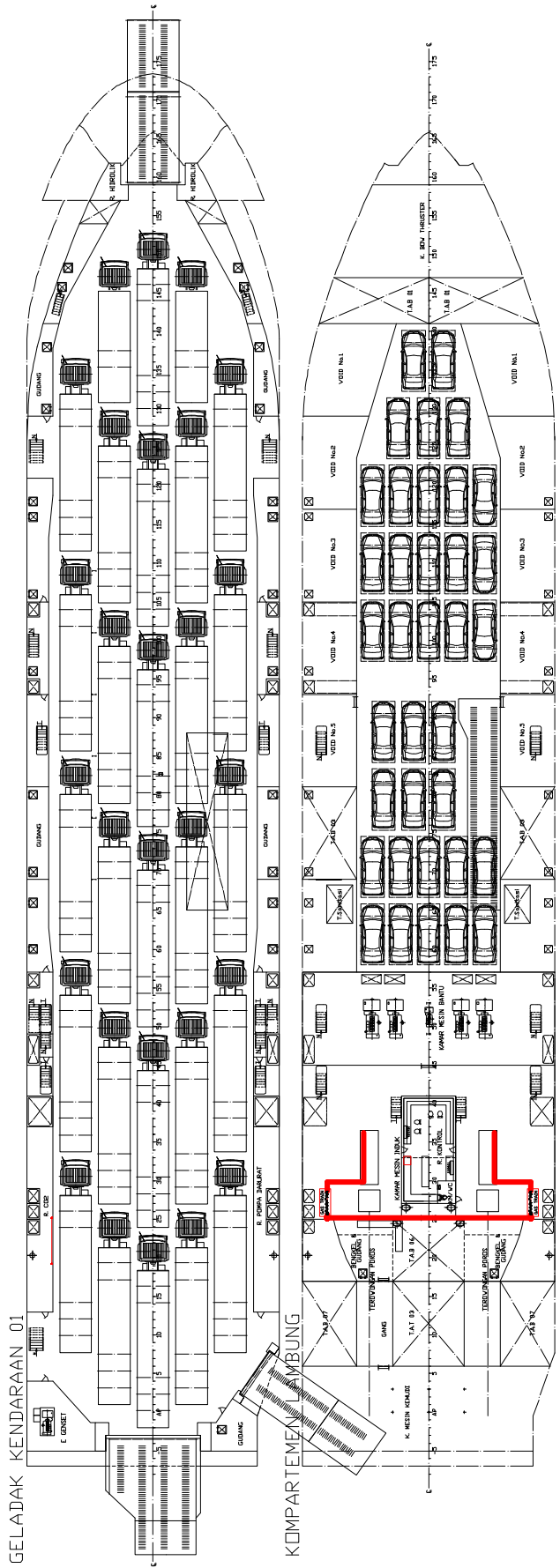
GAS FUEL SYSTEM (Engine Room)	DRAWN BY: Nur Azalia Rizkiyadib	SIGNED:
	APPROVED BY: Prof. Semih, S.T., M.T., Ph.D.	SIGNED:
DATE 16-07-2017	SCALE	REV : B5
DRAWING NO: 01 - 42 - 13 040 - 0F		



DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING - ITS
BACHELOR THESIS :
ME 141329
EVER SEMESTER 2016/2017

MV. LEGUNDI
PASSENGER SHIP 5000 GT

GENERAL ARRANGEMENT	DRAWN BY:	SIGNED:
	Nuz. Aslita Rizkiyad	(4213.10040)
DATE	APPROVED BY:	SIGNED:
	16-07-2017	Prof. Semmi, S.T., M.T., Ph.D.
SCALE	DRAWING NO:	REV : B5
	01 - 42.13.040 - 01	



GELADAK KENDARAAN_01

KOMPARTEMEN LUMBUNG



DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING - ITS
 BACHELOR THESIS :
 ME 141.329
 EVER SEMESTER 2016/2017

MV. LEGUNDI
 PASSENGER SHIP 5000 GT

GENERAL ARRANGEMENT	DRAWN BY:	SIGNED:
	Nur Azalia Rizkiyadib (4213.10040)	
	APPROVED BY:	SIGNED:
	Prof. Semmi, S.T., M.T., Ph.D.	
DATE	SCALE	REV :
16-07-2017		B5

Halaman ini sengaja dikosongkan

BIODATA PENULIS



Nur Aulia Rosyida, lahir di Kabupaten Lamongan pada 10 September 1995. Penulis merupakan anak pertama dari empat (4) bersaudara, dari pasangan Masrohah dan Muh. Yoto. Pendidikan formal penulis ditempuh di MI Muhammadiyah 02 Sedayulawas, SMP Muhammadiyah 15 Sedayulawas, dilanjutkan di SMA Negeri 01 Babat yang lulus pada tahun 2013 dan melanjutkan Perguruan Tinggi Negeri di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya melalui jalur SNMPTN beasiswa Bidikmisi.

Penulis juga mengikuti beberapa kegiatan dilingkup jurusan, diantaranya menjadi sekretaris departemen di Himpunan Teknik Sistem Perkapalan tahun 2014-2015 dan ikut serta dalam menjadi panitia di acara Big Event jurusan “Marine Icon”. Di tahun terakhir penulis mengambil bidang studi *Marine Power Plant* (MPP) dalam pengerjaan Tugas Akhir.