

PERANCANGAN SISTEM PENGINJEKSIAN GAS PADA MODIFIKASI *DUAL FUEL DIESEL ENGINE*

Nama Mahasiswa : Puji Dhian Wijaya
NRP : 4210 100 007
Jurusan : Teknik Sistem Perkapalan
Dosen Pembimbing 1 : DR. I Made Ariana ST, MT
Dosen Pembimbing 2 : Semin ST, MT, Ph.D

Abstrak

Cadangan minyak bumi semakin lama semakin berkurang, sehingga banyak penelitian yang dilakukan untuk menyelesaikan permasalahan ini, seperti memodifikasi diesel menjadi dual fuel. Sistem kerja dari dual fuel adalah memasukkan CNG kedalam ruang bakar bersamaan dengan udara pada saat langkah hisap di intake manifold dan akan ikut terbakar dengan solar sebagai pematiknya. Untuk mengkonversi solar ke CNG, perlu dihitung nilai kalor dari masing – masing bahan bakar tersebut. Metode yang dapat digunakan adalah berdasarkan GPA Standard dan komposisi atom penyusun CNG. Setelah didapatkan nilai kalor, perlu dianalisa nilai dari Low Explosive Limit dan High Explotion Limit dari CNG untuk mengetahui apakah bahan bakar gas dan oksigen cukup untuk melakukan pembakaran. Spesifikasi dari komponen – komponen yang diperlukan dalam konverter kit ini disesuaikan dengan standar spesifikasi untuk dioperasikan dengan CNG. Pengujian alat ini dapat dilakukan tanpa mengurangi bahan bakar solar dan kemudian ditambahkan dengan CNG. Berdasarkan hasil pengujian, CNG mampu mensubstitusi kebutuhan solar sampai 75%.

Kata Kunci: *CNG, Dual Fuel, Nilai Kalor, , Sistem Injeksi Gas, Solar*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DESIGN OF THE GAS INJECTION SYSTEM ON DUAL FUEL DIESEL ENGINE

Name : Puji Dhian Wijaya
NRP : 4210 100 007
Department : Marine Engineering
Supervisor 1 : DR. I Made Ariana ST, MT
Supervisor 2 : Semin ST, MT, Ph.D

Abstract

The resource of fossil fuels are going to be decreased immediately, therefore many research has been used to solve this problem, such as the modification of diesel engine to dual fuel. Dual fuel system is setting the gas into the combustion chamber conformity with the air when the intake stroke by mixing both of CNG and air in intake manifold. To compare the diesel fuel and CNG consumption, it needs to know the heating value of each fuels. The methods of heating value calculation are GPA Standard and atomic composition of CNG. After obtaining the heating value, the value of Low Explosive Limit and High Explotion Limit of CNG are analysed to find out whether the fuel and oxygen is being covered for combustion. The specification of Converter Kit's components is determined by the standard of CNG usage specification. For experiments, the dieel fuel of engine doesn't need to be substracted, while the CNG can be added. Based on the results of experiments, the diesel fuel can be subtituted by CNG upon 75%

Keywords: CNG, Dual Fuel, Diesel Fuel, Gas Injection System, Heating Value

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

II.1. Teori Dasar Motor Diesel Bahan Bakar Ganda (*Dual Fuel Diesel Engine*)

II.1.1. Teori Dasar Motor Diesel

Motor diesel termasuk jenis kelompok motor pembakaran dalam (*internal combustion engines*), dimana proses pembakarannya didalam ruang bakarnya sendiri. Ruang bakar yang dimaksud adalah ruangan yang dibatasi atau dibentuk oleh *cylinder head*, *cylinder liner*, dan piston pada saat TMA. Motor diesel ini menggunakan bahan bakar cair yang dimasukkan ke dalam ruang pembakaran silinder motor dengan diinjeksikan menggunakan pompa injeksi. Bahan bakar masuk ke dalam silinder atau ruang pembakaran harus dalam bentuk yang lebih halus, oleh karena itu digunakan pengabut (*nozzle*). (Ehsan, 2009)

Saat terjadi langkah hisap (*intake*), yang dimasukkan kedalam silinder adalah udara murni (O_2). Pergerakan katup *intake* diatur oleh crankshaft dan camshaftnya. Kemudian diteruskan dengan langkah kompresi, yaitu udara murni yang masuk saat langkah hisap dimampatkan hingga menghasilkan panas yang cukup untuk menyalakan bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam ruang pembakaran motor. Oleh karena itu, motor diesel sering disebut juga motor penyalakan kompresi (*compression ignition engines*). (Ehsan, 2009)

Solar diinjeksikan dari *nozzel* dengan tekanan tinggi sesaat sebelum akhir langkah kompresi. Solar yang diinjeksikan dibakar oleh panas kompresi sehingga terjadi pembakaran yang menaikkan temperatur dan tekanan secara

mendadak serta mendorong piston turun kebawah dari TMA ke TMB. Pada langkah selanjutnya, langkah buang, klep buang sudah dibuka, gas pembakaran dibuang ke udara oleh dorongan piston. Agar pembuangan gas pembakaran terlaksana sempurna, klep buang dibuang sebelum TMA dan ditutup sesudah TMA. (Ehsan, 2009)

II.1.2. Katup *Intake*, Katup *Exhaust*

Pada motor diesel 4 – tak selalu terpasang katup intake dan katup exhaust. Mekanisme katup berfungsi untuk membuka dan menutup hubungan saluran masuk ke ruang bakar dan ruang bakar ke saluran buang. Mekanisme katup harus menjamin katup tertutup dengan rapat sehingga tidak terjadi kebocoran kompresi maupun tekanan hasil pembakaran. Katup juga harus terbuka pada saat yang tepat dengan lebar bukaan yang paling sesuai dengan karakteristik aliran campuran bahan bakar yang masuk dengan aliran gas sisa pembakaran ke exhaust manifold. Kerja dan fungsi mekanisme katup mempunyai pengaruh yang sangat besar terhadap performa dan karakteristik mesin. (Noor, nd)

Pembukaan dan penutupan katup harus sesuai dengan proses kerja motor. Oleh karena itu perlu diketahui posisi katup hisap dan katup buang pada tiap langkah piston yang dapat dilihat pada diagram timing valve. *Timing valve* lazim dinyatakan dalam derajat putaran engkol. Untuk memperbaiki efisiensi volumetris, maka katup hisap dibuka lebih dari 180 derajat engkol, yang dimulai beberapa derajat sebelum TMA sampai beberapa derajat lebih besar setelah TMB. Kaitannya dengan efisiensi pembuangan gas bekas, katup buang juga dibuka beberapa derajat sebelum TMB sampai beberapa derajat setelah TMA. Kondisi kedua

katup yang saling membuka secara bersamaan pada saat akhir langkah buang ini dinamakan *overlapping valve* yang bertujuan untuk pembilasan. Pembilasan bertujuan agar gas buang didalam silinder benar – benar bersih, sehingga pada langkah berikutnya udara yang masuk tidak terkontaminasi dengan gas sisa pembakaran yang tidak terbuang. (Clarke, 2012)

Besarnya *overlapping valve* harus memperhatikan inersia aliran gas buang. Besarnya inersia aliran gas buang ditentukan oleh kecepatan, bentuk aliran dan massa gas buang yang keluar. Kecepatan aliran ditentukan oleh putaran mesin dan luasan saluran buang. Sedangkan bentuk aliran tergantung pada desain ruang bakar, desain saluran buang dan desain *exhaust manifold*. Massa gas buang tergantung dari jumlah bahan bakar yang terbakar. (Jaelani, 2010)

Kapan katup hisap mulai terbuka dan tertutup, serta kapan katup buang mulai terbuka dan tertutup dapat digambarkan dalam diagram pembukaan katup (*Valve Timing Diagrams*). Sedangkan lama katup hisap terbuka , maupun lama katup buang terbuka disebut dengan durasi katup (*valve duration*). (Clarke, 2012)

II.1.3. Sistem Injeksi Diesel

Terdapat dua metoda injeksi bahan bakar yang berlainan, injeksi udara dan injeksi tanpa udara. Metoda injeksi tanpa udara dikenal dengan nama, misalnya injeksi mekanis, padat dan hidrolis. Persyaratan utama yang harus dipenuhi oleh system injeksi adalah sebagai berikut : (Thohir, 2012)

1. Penakaran yang teliti dari minyak bahan bakar
2. Pengaturan waktu yang layak dari injeksi bahan bakar
3. Kecepatan yang sesuai dari injeksi bahan bakar

4. Pengabutan yang baik dari bahan bakar
5. Distribusi yang baik dari bahan bakar dalam ruang pembakaran

Penakaran : penakaran yang teliti dari bahan bakar berarti bahwa banyaknya bahan bakar yang diberikan untuk setiap daur harus dalam kesesuaian dengan beban mesin dan bahwa sejumlah yang tepat sama dari bahan bakar harus diberikan kepada setiap silinder untuk setiap langkah daya mesin. (Thohir, 2012)

Pengaturan waktu : pengaturan waktu yang layak berarti mewakili injeksi bahan bakar pada saat yang diperlukan : adalah mutlak untuk mendapatkan daya maksimum dari bahan bakar dan penghematan bahan bakar dengan baik serta pembakaran yang sempurna. (Thohir, 2012)

Kecepatan injeksi bahan bakar : berarti banyaknya bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar dalam satu satuan waktu atau dalam satu derajat dan perjalanan engkol. Kalau kecepatan injeksi tinggi, maka sejumlah bahan bakar tertentu di injeksikan dalam waktu yang singkat, atau jumlah derajat yang kecil perjalanan engkol. (Thohir, 2012)

Pengabutan : dari arus bahan bakar menjadi semprotan mirip kabut harus disesuaikan dengan jenis ruang bakar. Beberapa ruang bakar memerlukan kabut yang halus, ruang bakar yang lain dapat beroperasi dengan kabut yang lebih kasar. Pengabutan yang baik akan mempermudah pengawalan pembakaran dan menjamin bahwa butiran kecil dari bahan bakar dikelilingi oleh partikel oksigen yang dapat dicampur dengannya. (Thohir, 2012)

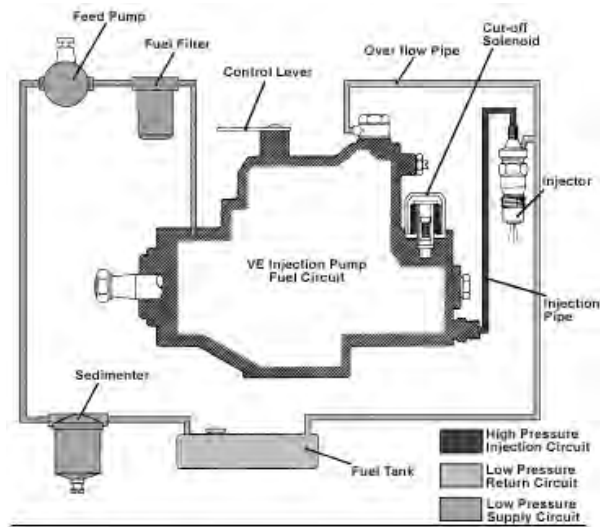
Distribusi : distribusi bahan bakar harus bias menyusup ke seluruh bagian ruang bakar yang berisi oksigen untuk pembakaran. Kalau bahan bakar tidak didistribusikan dengan

baik, maka sebagian dari oksigen yang tersedia tidak akan dimanfaatkan dan keluaran daya mesin akan rendah. (Thohir, 2012)

Salah satu komponen utama dalam sistem bahan bakar diesel di antaranya adalah Injector atau pengabut atau Nozle. Injector berfungsi untuk menghantarkan bahan bakar diesel dari injection pump ke dalam silinder pada setiap akhir langkah kompresi dimana torak (piston) mendekati posisi TMA. Injector yang dirancang sedemikian rupa merubah tekanan bahan bakar dari injection pump yang bertekanan tinggi untuk membentuk kabut yang bertekanan antara 60 sampai 200 kg/cm², tekanan ini mengakibatkan peningkatan suhu pembakaran didalam silinder meningkat menjadi 600⁰ C. (Thohir, 2012)

Tekanan udara dalam bentuk kabut melalui Injector ini hanya berlangsung satu kali pada setiap siklusnya yakni pada setiap akhir langkah kompresi saja sehingga setelah sekali penyemprotan dalam kapasitas tertentu dimana kondisi pengabutan yang sempurna maka injector yang dilengkapi dengan jarum yang berfungsi untuk menutup atau membuka saluran injector ini sehingga kelebihan bahan bakar yang tidak mengabut akan dialirkan kembali ke bagian lain atau ke tangki bahan bakar sebagai kelebihan aliran (overflow). Untuk menyempurnakan fungsi injector ini maka injektor akan kita temukan dalam beberapa jenis, tentu saja dengan karakteristik yang berbeda antara lain terdiri atas Injector berlubang, injector ini terdapat dalam Injector berlubang satu (Single hole) dan injector berlubang banyak (multi hole). Injector model pin atau trottle, injector ini terdapat dalam model trottledan model pintle. (Thohir, 2012)

II.1.4. Desain Sistem Injeksi Diesel



Gambar 2.1. Desain Umum Sistem Injeksi Diesel

Gambar di atas menunjukkan sistem injeksi bakar diesel dalam sistem bahan bakar diesel. Rangkaian bahan bakar pada umumnya terdiri dari tiga rangkaian utama, yaitu suplai bahan bakar bertekanan rendah, penyaluran bahan bakar bertekanan tinggi dan aliran kembali/pelimpah (overflow) bahan bakar bertekanan rendah. (Mardiyanto, 2010)

Rangkaian suplai bertekanan rendah terdiri dari jalan suplai bahan bakar dari tangki bahan bakar, sedimenter dan filter, serta pompa pengangkat menuju ruang masukan pompa injeksi. Suplai bahan bakar dari tangki disirkulasikan oleh pompa pengangkat dengan tekanan yang rendah tetapi mencukupi untuk menjamin pengiriman melalui elemen-

elemen filter bahan bakar. Biasanya pompa pengangkat terlebih dahulu memberikan suplai bahan bakar yang belum tersaring menuju sedimenter di mana bahan bakar dibebaskan dari air dan partikel-partikel berat. Kemudian bahan bakar mengalir melalui filter di mana partikel-partikel halus dibersihkan dari bahan bakar, sehingga bahan bakar yang bebas kontaminasi diberikan pada pompa injeksi. Pada beberapa keadaan sedimenter dan filter diletakkan sebelum pompa pengangkat sehingga pompa pengangkat memberikan langsung bahan bakar yang bersih pada pompa injeksi. (Mardiyanto, 2010)

Rangkaian Umum Bahan Bakar Bertekanan Rendah

Tangki bahan bakar → pompa pengangkat → sedimenter → filter bahan bakar → pompa injeksi

a. Rangkaian Tekanan Tinggi

Rangkaian tekanan tinggi terdiri dari jalan aliran pemberian bahan bakar dari pompa injeksi bahan bakar menuju injektor bahan bakar. Pompa injeksi memberi tekanan tinggi yang cukup pada rangkaian bahan bakar tekanan tinggi supaya dapat mengoperasikan injektor bahan bakar mekanis. Tekanan ini berkisar antara 1200 hingga 3000 kpa (175 – 435 psi). Pompa injeksi mengirimkan bahan bakar bertekanan tinggi sebesar jumlah tertentu sesuai dengan yang dikehendaki oleh pengemudi serta pada pewaktuan atau urutan pengapian yang serupa dengan waktu pengapian pada mesin yang menggunakan bahan bakar bensin. Dengan adanya tekanan tinggi pada rangkaian, maka untuk mencegah kebocoran diperlukan fitting dan pipa injeksi gauge heavy duty. (Mardiyanto, 2010)

b. Rangkaian Balik Tekanan Rendah

Rangkaian balik/pelimpah bertekanan rendah terdiri dari kelebihan bahan bakar yang melewati komponen-komponen injektor yang digunakan untuk keperluan pelumasan dan pendinginan serta aliran pelimpahan bahan bakar dari pompa injeksi. Rangkaian balik ini mengembalikan bahan bakar tersebut kembali ke tangki bahan bakar dengan menggunakan tekanan rendah. Pipa-pipa rangkaian terbuat dari tabung baja berkekuatan rendah atau saluran Neoprene Rubber yang tahan terhadap bahan bakar. (Mardiyanto, 2010)

II.1.5. Teori Dasar *Dual Fuel Diesel Engine*

Dewasa ini, mulai ramai diteliti dan diproduksi motor diesel yang dimodifikasi menjadi berbahan bakar ganda, yakni solar dan gas alam. Yang dimaksud dengan *Dual Fuel Diesel Engine* berdasarkan pada *Rules* BKI 2013, Part 1, Volume 24, Section 1.C.6 adalah motor yang dapat menggunakan bahan bakar gas alam sekaligus solar (*oil fuel*). Atau bisa diartikan dengan motor yang dapat dioperasikan dengan *oil fuel* saja atau hanya dengan gas alam saja. (BKI, 2013)

Dalam peraturan yang dikeluarkan oleh Biro Klasifikasi Indonesia, tepatnya pada *Rules* BKI 2013, Part 1, Volume 24, Section 6.D, menyebutkan beberapa persyaratan perihal penerapan *Dual Fuel Engine*, yaitu :

- Start dan normal stop sebaiknya memakai *oil fuel* saja. Penginjeksian gas sebaiknya tidak dimungkinkan terjadi tanpa adanya korespondensi dengan penginjeksian *oil fuel*. Jumlah *oil fuel* yang diinjeksikan ke masing – masing silinder sebaiknya cukup untuk memastikan

terjadi pembakaran yang sempurna ketika gas ikut tercampur. (BKI 2013, Part 1, Volume 24, Section 6.D.1)

- Mesin seharusnya bisa dioperasikan secara kontinyu hanya dengan *oil fuel* saja. (BKI 2013, Part 1, Volume 24, Section 6.D.2)
- Perpindahan (*changeover*) dar dan ke mode *oil fuel* saja sebaiknya mungkin dilakukan pada saat power level dan pada saat kondisi dimana *reliability* (keandalan) yang dapat diterima jika sama seperti saat didemonstrasikan dalam pengetesan. Dan perpindahan dari dan ke mode gas harus secara otomatis. (BKI 2013, Part 1, Volume 24, Section 6.D.3)
- Pada normal stop maupun saat *emergency shut-down*, suplai bahan bakar gas sebaiknya tidak mati bersamaan dengan *oil fuel*. Dalam kasus ini seharusnya mematikan suplai *pilot fuel* tidak bersamaan dengan menutupnya suplai gas ke masing – masing silinder. (BKI 2013, Part 1, Volume 24, Section 6.D.4)

Di Indonesia, selain peraturan yang ditetapkan oleh Biro Klasifikasi Indonesia untuk *gas fuel*, ada pula peraturan perihal pengaplikasian converter kit yang dipakai di kendaraan bermotor. Peraturan ini dikeluarkan oleh Kementerian Perindustrian, yaitu Peraturan Menteri Perindustrian Republik Indonesia Nomor : 70/M-IND/PER/7/2012 tentang pemberlakuan persyaratan teknis rangkaian komponen converter kit untuk kendaraan bermotor secara wajib.

Jika terjadi gangguan pasokan gas, motor diesel *dual fuel* akan mengganti pengoperasiannya dari gas menjadi

pengoperasian bahan bakar minyak (solar) pada beban berapapun secara otomatis. Selama pengoperasian bahan bakar minyak, motor *dual fuel* menggunakan proses diesel konvensional. Karena pada dasarnya sistem dual fuel ini adalah motor diesel biasa, maka apabila terjadi gangguan, sistem akan secara otomatis pindah ke diesel konvensional walau motor sedang beroperasi.

Bahan bakar alternatif yang banyak diaplikasikan dalam modifikasi *Dual Fuel Diesel Engine* adalah bahan bakar gas, dimana gas (CNG) tersebut dicampurkan dengan udara segar di intake manifold (atau disuntikkan ke dalam silinder) dan dimasukkan ke dalam silinder dan dinyalakan oleh sejumlah kecil bahan bakar diesel ketika piston mendekati akhir langkah kompresi (TMA kompresi). Partikel-partikel bahan bakar halus bercampur dengan udara untuk membentuk campuran yang mudah terbakar yang kemudian menyatu karena suhu tinggi. Ledakan yang menghasilkan pembakaran dari kompresi tersebut kemudian ikut membakar gas secara langsung karena sudah bercampur dengan udara dan solar. (Ehsan, 2009)

Sebelum pengoperasian *converter kit* atau penginjeksian bahan bakar gas, motor diesel tersebut dijalankan terlebih dahulu selama kurun waktu tertentu dengan bahan bakar solar. Beban yang diberikan untuk proses ini kurang lebih hanya setengah beban maksimal. Beban ini dipertahankan sampai motor mencapai kondisi operasi normal (idle). Untuk dioperasikan dengan menggunakan mode *dual fuel*, kondisi motor tetap dipertahankan pada kondisi yang sama ketika hanya membutuhkan bahan bakar diesel saja. Dengan mengurangi kuantitas bahan bakar diesel (solar) dan sekaligus membuka

katup kontrol CNG, motor bisa dioperasikan untuk kecepatan dan beban yang diinginkan. (Ehsan, 2009)

Dalam pengaplikasian sistem *dual fuel* ini ada beberapa keuntungan dan kelemahan. Keuntungan utama yang didapatkan adalah (Lelono, 2009) :

- Motor diesel tidak membutuhkan perubahan besar pada konstruksinya.
- Motor diesel tetap dapat menggunakan bahan bakar diesel secara normal.
- Teknologi yang diaplikasikan relative mudah dan murah.

Sedangkan beberapa kelemahannya, antara lain :

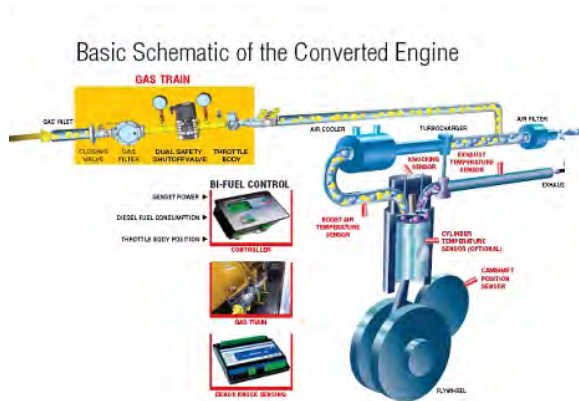
- Sulit melakukan kontrol sudut awal penyalaan
- Penghematan bahan bakar minyak belum maksimal, karena masih dibutuhkan bahan bakar minyak dalam pengoperasiannya.

Dalam menentukan desain dari *minimal pressure* (tekanan minimal) untuk sistem perpipaannya, di *Rules BKI 2013 Part 1, Volume 24, Section 2, H.1.3* disyaratkan adanya perhitungan *peak pressure* yang mampu ditahan oleh pipa untuk desain *high pressure piping*. Selain dengan metode perhitungan, ada pula alternatif untuk menemukan nilai dari *peak pressure* pengetesan. Peraturan perihal *low pressure piping* ini diatur dalam *Rules BKI 2013 Part 1, Volume 24, Section 2, H.1.4*, yakni besarnya nilai *desain pressure* tidak boleh kurang dari nilai maksimum yang bekerja pada pipa gas. Berdasarkan *Rules BKI 2013 Part 1, Volume 24, Section 2, H.2.1*, tekanan yang bekerja dalam sistem suplai gas sebaiknya tidak melampaui 10 bar. (BKI, 2013)

II.1.6. Sistem Injeksi *Dual Fuel Diesel Engine*

Sistem bahan bakar dari mesin diesel menggunakan sistem pengiriman bahan bakar gas dan pengabut bahan bakar minyak yang menggabungkan dua komponen, sebuah nozzle kecil untuk pilot dan nozzle yang lebih besar untuk bahan bakar minyak utamanya. Mesin beroperasi dengan prinsip campuran bahan bakar dan udara kecil (*lean-burn principle*), yang berarti tersedia udara lebih banyak dari yang diperlukan di dalam silinder untuk pembakaran yang sempurna (rasio khas antara bahan bakar dan udara adalah 2.2 : 1), yang memungkinkan suatu rasio kompresi yang tinggi yang selanjutnya menyumbang atau berkontribusi pada pengoperasian mesin yang efisien. (ABS, 2012)

Proses pembakaran dimulai dengan menyemprotkan sejumlah kecil bahan bakar sebagai penyulut atau pilot ke dalam silinder, yang dinyalakan dalam cara-cara kompresi seperti biasanya / konvensional dan selanjutnya memberikan penyalaan berenergi tinggi untuk pembakaran utama gas. Pada saat pengoperasian dengan gas sepenuhnya, jumlah bahan bakar minyak yang digunakan untuk penyulut (pilot) kurang 1% dari jumlah BBM yang digunakan pada saat beroperasi dengan BBM secara penuh. Kadar kandungan dari keseluruhan emisi dipertahankan oleh suatu alat pengontrol elektronik yang memantau dan mengoptimalkan pembakaran di setiap silinder. Pengoperasian dengan mode gas mengurangi emisi-emisi oksida nitrogen (NO_x) mendekati 85%. Selain itu, pada saat beroperasi dengan gas alam dan bahan bakar berkadar belerang rendah, mesin-mesin diesel berbahan bakar ganda menghasilkan level-level kandungan SO_x dan arang-para nyaris nol. (ABS, 2012)



Gambar 2.2. Skema Dasar Konverter Kit
(Sumber: ComAp LLC, 2013)

II.2. Gas Alam

II.2.1. Definisi Gas Alam

Gas alam merupakan campuran dari hidrokarbon, terutama metana (CH_4). Selain dari metana, gas alam juga terdiri dari etana, propana, butana dan propana. Definisi serupa tertera dalam *Rules BKI 2013 Part 1, Volume 24, Section 1, C.22*, yakni gas alam (*natural gas*) merupakan suatu gas tanpa adanya kondensasi pada kondisi tekanan operasional dan temperature yang lazim, dimana komponen yang dominan adalah *methane* dengan sebagian kecil etane dan sedikit hidrokarbon berat (semisal propane dan butane). Komposisi gas alam bisa bervariasi seperti tertera pada tabel 2.1 yang berasal dari NGSAs dan pada tabel 2.2 adalah komposisi gas yang ada pada peraturan BKI 2013 Part 1, Volume 24, Foreword, F.

Methane	CH ₄	70 – 90%
Ethane	C ₂ H ₆	
Propane	C ₃ H ₈	0 – 20%
Butane	C ₄ H ₁₀	
Carbon Dioxide	CO ₂	0 – 8%
Oxygen	O ₂	0 – 0.2%
Nitrogen	N ₂	0 – 5 %
Hydrogen Sulphide	H ₂ S	0 – 5 %
Rare Gases	A, He, Ne, Xe	Trace

Tabel 2.1. Komposisi Gas Alam Berdasarkan NGSA
(Sumber: NGSA/*Natural Gas Supply Association*, 2012)

Methane (C1)	94%
Ethane (C2)	4.7%
Propane (C3)	0.8%
Butane (C4+)	0.2%
Nitrogen	0.3%
Density Gas	0.73 kg/sm ³
Density Liquid	0.45 kg/dm ³
Calorific value (low)	49.5 MJ/kg
Methane Number	83

Tabel 2.2. Komposisi Gas Alam Berdasarkan BKI
(Sumber: BKI 2013 Part 1, Volume 24, Foreword, F)

Gas alam merupakan komponen penting dari pasokan energi dunia. Gas alam adalah salah satu yang terbersih, paling aman, dan paling bermanfaat dari semua sumber

energi karena hanya menghasilkan karbon dioksida, uap air dan sedikit nitrogen oksida ketika dibakar. (Clarke,2012)

Sebagian besar gas alam dibentuk oleh dua mekanisme yaitu biogenik dan thermogenik. Gas biogenik dibentuk oleh organisme metanogen di rawa-rawa, tempat pembuangan sampah dan sedimen dangkal. Dibagian bumi yang lebih dalam pada suhu dan tekanan yang lebih besar gas thermogenik terbentuk dari bahan-bahan organik yang terkubur. (Clarke,2012)

Indonesia mempunyai cadangan minyak bumi dan gas alam terbesar di Asia Tenggara. Cadangan yang dimaksud adalah jumlah volumetrik minyak bumi dan gas alam di dalam reservoir berdasarkan data geologi dan penggalan, sifat fisik batuan serta fluida reservoir, serta kondisi reservoir.

Sumber-sumber gas alam adalah jumlah dari gas alam yang ditemukan dan yang belum ditemukan yang bisa diharapkan berada di bawah permukaan kulit bumi. Estimasi sumber-sumber gas alam berdasarkan faktor-faktor independen seperti aksesibilitas, keekonomian atau teknologi. Beberapa kategori sumber-sumber gas alam adalah sebagai berikut (Dody, 2011):

1. Sumber-sumber sudah terbukti (*proved resources*) ; yaitu sumber-sumber yang diketahui telah ada dan bisa diambil sesuai dengan kondisi terkini, ditambah juga jumlah gas yang terbukti tetapi belum bisa diakses, tidak ekonomis atau secara teknis sulit untuk diproduksi.
2. Sumber-sumber tidak terbukti (*unproved resources*) ; yaitu sumber-sumber yang diestimasi berdasarkan analisis dari ukuran dan karakteristik lapangan-

lapangan dan cekungan-cekungan hidrokarbon, tetapi belum terbukti ada melalui aktifitas pengeboran.

3. Sumber-sumber belum ditemukan (*undiscover resources*); yaitu sumber-sumber yang secara umum diyakini ada di suatu lapangan hidrokarbon tetapi belum berhasil ditemukan.

Sumber cadangan gas alam yang tersebar di wilayah Indonesia masih banyak yang belum dieksplor secara maksimal. Berdasarkan data dari Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral per Januari 2012 bahwa total cadangan gas bumi di Indonesia mencapai 150.70 TSCF (*trillion square cubic feet*). Dengan jumlah tersebut, kemungkinan untuk menjadikan gas alam sebagai pengganti bahan bakar minyak sangatlah besar.



Gambar 2.3. Denah Cadangan Gas Alam di Indonesia
(Sumber: Ditjen MIGAS Indonesia, 2014)

Menurut Ditjen Migas Indonesia, jumlah gas alam yang terbukti dapat diproduksi di reservoir – reservoir yang ada makin meningkat dan potensi yang diprediksi untuk pengolahan gas alam di Indonesia semakin bertambah.

Berikut ini adalah tabel data cadangan gas alam di Indonesia dari tahun 2004 sampai 2012.

Tahun	Terbukti (Milyar Barel)	Potensial (Milyar Barel)	Total (Milyar Barel)
2004	97,81	90,53	188,34
2005	97,26	88,54	185,80
2006	94,00	93,10	187,10
2007	106,00	59,00	165,00
2008	112,50	57,60	170 10
2009	107,34	52,29	159,63
2010	108,40	48,74	157 14
2011	104,71	48,18	152,89
2012	103,35	47,35	150,70

Tabel 2.3. Data Cadangan Gas Alam di Indonesia
(Sumber: Ditjen MIGAS Indonesia, 2014)

II.2.2. Pengolahan Gas Alam

Gas alam yang diproduksi di *wellhead* sebagian besar masih mengandung kontaminan. Gas alam yang tidak berada dalam standar *specific gravity* tertentu, tekanan, rentang nilai kalor atau batasan kandungan air, akan menyebabkan permasalahan - permasalahan operasional, kerusakan pipa transportasi atau bahkan menyebabkan pipa pecah. (Yuhanes, 2011)

Pengolahan gas alam mentah yang berasal dari sumur hingga memenuhi kualitas sebagai gas alam kering yang dialirkan melalui pipa transmisi bisa sangat kompleks dan biasanya melibatkan beberapa proses untuk menghilangkan minyak, air, kondensat dan unsur – unsur pengotor seperti sulfur, merkuri dan kabon dioksida. Selain dari keempat

proses tersebut, seringkali diperlukan untuk memasang *scrubber* dan *heater* di dekat *wellhead*. Fungsi utama dari *scrubber* adalah menghilangkan pasir dan pengotor – pengotor lain yang memiliki ukuran partikel besar. Sedangkan *heater* digunakan untuk memastikan suhu gas alam tidak turun terlalu rendah dan membentuk hidrat dengan adanya kandungan uap air (H_2O) dalam aliran gas alam. Hidrat ini berbentuk kristal padatan seperti es yang bisa menghalangi jalur gas alam yang melalui valve dan pipa. (Yuhanes, 2011)

Proses pengolahan gas alam secara umum dimulai dengan proses pemisahan awal berdasarkan berat jenis masing - masing fluida, sehingga minyak, air dan gas terpisah. Selanjutnya akan dilakukan proses gas conditioning dimana gas akan dikondisikan sedemikian rupa sehingga pengotor-pengotor (*impurities*) yang terdapat dalam gas alam yang bisa mengganggu dalam proses gas selanjutnya bisa dihilangkan. Proses pengkondisian gas ini terdiri dari beberapa tahapan yaitu pemisahan gas asam (*acid gas*), pemisahan sulfur, pemisahan kandungan uap air, dan pemisahan nitrogen dan pemisahan merkuri. Proses ketiga adalah gas diproses di kolom fraksinasi untuk dipisahkan komponen – komponennya sesuai dengan kebutuhan. (Yuhanes, 2011)

Hampir semua gas alam diberbagai tempat didunia ini mengandung hidrogen sulfida (H_2S) dalam konsentrasi mulai dari yang hampir tidak terdeteksi jumlahnya sampai melebihi 30 persen mol (Katz, 1959). Pemisahan H_2S dari gas alam dibarengi oleh proses pemisahan karbon dioksida (CO_2). Hal ini dikarenakan CO_2 mempunyai karakteristik asam yang sama dengan H_2S . Gas alam yang mengandung H_2S ataupun CO_2 diklasifikasikan sebagai *sour gas* dan gas

yang bebas dari H_2S atau CO_2 disebut *sweet gas*. Dengan meningkatnya penggunaan gas alam sebagai bahan bakar komersial, maka gas alam yang ditransportasikan ke pasaran harus memenuhi syarat – syarat legal yang menentukan besar kandungan maksimum H_2S . (Yuhanes, 2011)

Pesyaratan ini berdasarkan sifat H_2S yang beracun dan hasil pembakarannya adalah sulfur dioksida (SO_2) atau sulfur trioksida (SO_3). Selain mengeluarkan bau yang tidak enak pada konsentrasi rendah, H_2S merupakan racun yang sangat mematikan dan pada konsentrasi di atas 600 ppm dapat menyebabkan kematian dalam waktu tiga sampai lima menit. Sifat racun hydrogen sulfida sebanding dengan sianida sehingga keberadaannya didalam bahan bakar gas tidak bisa ditoleransi. H_2S juga bersifat korosif terhadap semua logam yang biasanya berhubungan dengan sistem pengolahan gas, sistem transportasi dan aplikasinya yang bisa mengakibatkan kegagalan dan kerusakan dari sistem tersebut. (Yuhanes, 2011)

Proses sweetening yang ekonomis untuk bisa diaplikasikan pada industri gas alam harus bisa menghilangkan H_2S dengan tingkat efisiensi yang tinggi, mampu menangani volume gas yang besar dan beroperasi pada tekanan tinggi. (Yuhanes, 2011)

II.2.3. Liquefied Natural Gas dan Compressed Natural Gas

Gas alam adalah salah satu bahan bakar alternatif yang bersih. Gas alam yang dijadikan sebagai bahan bakar memiliki dua jenis dengan wujud yang berbeda, yaitu gas alam terkompresi (CNG) dan gas alam cair (LNG). *Liquefied natural gas* (LNG) adalah gas metana dengan komposisi 90% metana (CH_4) yang dicairkan pada tekanan atmosferik dan

suhu -163°C . Sebelum proses pencairan, gas harus menjalani proses pemurnian terlebih dahulu untuk menghilangkan kandungan senyawa yang tidak diharapkan seperti CO_2 , H_2S , Hg, H_2O dan hidrokarbon berat. (Younger, 2004)

Proses tersebut akan mengurangi volume gas menjadi lebih kecil 600 kali. Penyusutan ini membuat LNG mudah ditransportasikan dan dalam jumlah yang lebih banyak. LNG ditransportasikan melalui kapal-kapal ke terminal-terminal LNG dan disimpan di tangki dengan tekanan atmosferik. Kemudian LNG dikonversi kembali menjadi gas dan disalurkan melalui sistem transmisi. Proses inilah yang menyebabkan harga LNG menjadi lebih mahal ketimbang produk gas alam lainnya. (Younger, 2004)

Sedangkan CNG merupakan singkatan dari *compressed natural gas* atau biasa disebut dengan gas alam terkompresi adalah bahan bakar alternatif yang bersih. Suatu campuran gas-gas yang dihasilkan dari suatu proses fermentasi bahan organik oleh bakteri dalam keadaan tanpa oksigen kemudian membentuk CNG. CNG adalah gas bumi yang dipampatkan pada tekanan tinggi sehingga volumenya menjadi sekitar $1/250$ dari volume gas bumi pada keadaan standar. Tujuan pemampatan gas bumi adalah agar dapat diperoleh lebih banyak gas yang dapat ditransportasikan per satuan volume vessel. Tekanan pemampatan CNG bisa mencapai 250 bar pada suhu atmosferik. Komposisi gas bumi yang akan dikirim ke konsumen melalui CNG harus sudah memenuhi spesifikasi gas komersial seperti batasan maksimum kandungan air, CO_2 dan hidrokarbon berat. Selain itu, penyimpanan gas pada tekanan yang sangat tinggi mensyaratkan batasan yang ketat terhadap kandungan air dan hidrokarbon berat untuk

mencegah terjadinya kondensasi dan pembentukan hidrat. (Younger, 2004)

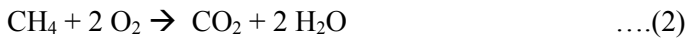
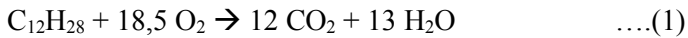
Kedua jenis ini memiliki kekurangan dan kelebihan yang berbeda-beda. Dan pemilihan gas alam terkompresi daripada gas alam cair dikarenakan gas alam terkompresi memiliki harga yang lebih murah. Dan kelebihan lainnya yaitu gas alam terkompresi lebih ringan dan tetap aman jika ada kebocoran karena gas alam akan terbuang pada udara bebas. (Younger, 2004)

II.3. Proses Pembakaran

Pembakaran adalah reaksi kimia, yaitu elemen tertentu dari bahan bakar setelah dinyalakan dan digabung dengan oksigen akan menimbulkan panas sehingga menaikkan suhu dan tekanan gas. Elemen yang mampu terbakar (*combustable elements*) yang utama adalah karbon (C) dan hidrogen (H). *Combustable elements* lain namun umumnya hanya sedikit terkandung dalam bahan bakar adalah sulfur (S). Oksigen (O₂) yang diperlukan untuk pembakaran diperoleh dari udara yang merupakan campuran dari oksigen dan nitrogen. Nitrogen adalah gas lembam dan tidak berpartisipasi dalam pembakaran. (Nolan, 1996)

Selama proses pembakaran, butiran minyak bahan bakar dipisahkan menjadi elemen komponennya yaitu hidrogen dan karbon dan masing-masing bergabung dengan oksigen dari udara secara terpisah. Hidrogen bergabung dengan oksigen untuk membentuk air dan karbon bergabung dengan oksigen menjadi karbon dioksida. Jika oksigen yang tersedia tidak cukup, maka sebagian dari karbon akan bergabung dengan oksigen dalam bentuk karbon monoksida. Pembentukan karbon monoksida hanya menghasilkan 30 %

panas dibandingkan panas yang timbul oleh pembentukan karbon dioksida. Berikut ini adalah reaksi kimia dari pembakaran motor diesel dengan bahan bakar solar (1) dan pembakaran dengan bahan bakar tambahannya adalah CNG dimana methane merupakan senyawa yang paling dominan (2). (Nolan, 1996)



Proses pembakaran yang normal (timbul nyala), reaksi kimia yang terjadi menghasilkan beberapa zat hasil pembakaran yaitu CO, CO₂, SO₂, asap dan gas. Hasil yang lain dari reaksi ini adalah atom bebas (free atom) oxygen dan hydrogen yang disebut radicals, yaitu bentuk hydroxil (simbol OH). Bila ada 2 gugus OH, mungkin pecah menjadi H₂O dan radikal bebas O. (2OH 2H₂O + O radikal). Selain atom bebas, O radikal juga terbentuk, yang selanjutnya menjadi umpan lagi pada proses pembakaran sehingga disebut reaksi pembakaran berantai. (Nolan, 1996)

II.4. Nilai Kalor (*Heating Value*)

Nilai kalor adalah jumlah kalor yang dilepaskan per satuan massa ketika bahan bakar bereaksi sempurna dengan oksigen pada temperatur 25⁰C dan produknya dikembalikan ke temperatur 25⁰C. Jumlah kalor yang dilepaskan tidak hanya bergantung pada kandungan bahan bakar itu sendiri, tetapi juga pada kandungan uap air pada udara. Akibatnya, kalor yang dihasilkan suatu bahan bakar belum tentu sama di setiap waktu. (GWNG, 2014)

Dalam industri gas bumi, nilai kalor (heating value) cukup berperan penting, karena besaran gas yang diukur dalam satuan energy (BTU) sedangkan yang digunakan sebagai custody transfer hanya mengukur jumlah volume (SCF/ standard cubic feet) yang mengalir. Secara matematis, jumlah energi diperoleh dengan mengalikan jumlah volume dengan nilai kalorinya. (GWNG, 2014)

$$\text{Energi (BTU)} = \text{Volume (ft}^3\text{)} \times \text{Heating Value (BTU/ft}^3\text{)}$$

Nilai pembakaran maksimum atau High Heating Value (HHV) terjadi ketika udara dalam keadaan jenuh sehingga uap air hasil pembakaran tidak mampu diserap oleh udara. Akibatnya, uap air tersebut dipaksa berubah fasa menjadi cair. Perubahan fasa uap menjadi cair menghasilkan kalor sehingga kalor total yang dihasilkan proses pembakaran menjadi bertambah. Nilai kalor atas pada dasarnya merupakan nilai kalor yang diperoleh secara eksperimen dengan menggunakan kalorimeter dimana hasil pembakaran bahan bakar didinginkan sampai suhu kamar sehingga besar uap air yang terbentuk dari pembakaran hidrogen mengembun dan melepaskan panas latennya. (Enggcyclopedia ,2011)

Sedangkan nilai pembakaran minimum atau Low Heating Value (LHV) terjadi ketika udara masih mampu menampung uap air hasil pembakaran. Dengan kata lain nilai kalor bawah merupakan nilai kalor bahan bakar tanpa panas laten yang berasal dari pengembunan uap air. Umumnya kandungan hidrogen dalam bahan bakar cair berkisar 15%, yang berarti setiap satu satuan bahan bakar, 0,15 bagian merupakan hidrogen. Pada pembakaran sempurna, air yang

dihasilkan dari pembakaran bahan bakar adalah setengah dari jumlah mol hidrogennya. (Enggcyclopedia ,2011)

Dalam perhitungan energi panas yang dihasilkan dari motor bakar, dapat menggunakan nilai kalor bawah (LHV) dengan asumsi pada suhu tinggi saat gas buang meninggalkan mesin tidak terjadi pengembunan uap air. Namun dapat juga menggunakan nilai kalor atas (HHV) karena nilai tersebut umumnya lebih cepat tersedia. Peraturan pengujian berdasarkan ASME (American of Mechanical Enggineers) menentukan penggunaan nilai kalor atas (HHV), sedangkan peraturan SAE (Society of Automotive Engineers) menentukan penggunaan nilai kalor bawah (LHV). (Enggcyclopedia ,2011)

Formula yang digunakan untuk menentukan nilai dari heating value gas dapat diambil dari perhitungan komposisi atom penyusun CNG (C,H,S,O) dan dengan formula standar yang ditetapkan oleh suatu asosiasi atau badan internasional seperti GPA (*Gas Processors Association*) dan ISO (*International Organization for Standardization*). (Enggcyclopedia ,2011)

Perhitungan nilai kalor berdasarkan komposisi atom penyusun CNG sama halnya dengan mencari berapa nilai untuk panas reaksi akibat terjadinya oksidasi pada setiap unsur atau senyawa yang ada pada CNG. Ketika sudah didapatkan nilai panas untuk masing – masing senyawa/unsur, panas pembakaran dapat dihitung dengan menjumlahkan nilai – nilai tersebut. (GWNU, 2014)

Reaksi pembakaran umumnya dihitung untuk jumlah mol pada suhu 25⁰C (298.15 K). Namun banyak pula *handbook* dan beberapa asosiasi internasional yang menggunakan temperatur acuan 60⁰F (288.7 K) dan 32⁰F

(273.15 K). Reaksi pembakaran inilah yang nantinya akan dikonversi menjadi ΔH^0_{comb} (perubahan entalpi pembakaran). Tidak semua *handbook* ilmu kimia memiliki metode dan pengertian yang sama, yakni ΔH^0_{comb} digunakan untuk menentukan H₂O sebagai hasil dari proses pembakaran dalam bentuk fluida cair dan ada pula yang mengartikan H₂O berada pada fase gas (uap air). Panas yang dihasilkan oleh pembakaran bahan bakar disebut sebagai nilai kalor, yang sama dengan nilai dari ΔH^0_{comb} yang berlawanan tanda, contohnya jika $\Delta H^0_{\text{comb}} = -100 \text{ kJ/g-mol}$, maka nilai kalornya adalah 100 kJ/g-mol. (Morris, 2012)

Perubahan entalpi pembakaran standar (ΔH^0_{comb}) adalah perubahan entalpi pada pembakaran sempurna 1 mol unsur atau senyawa pada keadaan standar, dimana pembakaran adalah reaksi suatu zat dengan oksigen. Untuk menghitung nilai dari perubahan entalpi pembakaran dapat dihitung dengan menggunakan formula dibawah ini : (Morris, 2012)

$$\Delta H^{\circ}\text{comb} = a \Delta H^{\circ}\text{f CO}_2 + y \Delta H^{\circ}\text{f H}_2\text{O} - y \Delta H^{\circ}\text{f O}_2$$

Perubahan entalpi pembakaran standar (ΔH^0_{comb}) sama dengan perubahan entalpi reaksi yang untuk mendapatkan nilainya perlu dicari terlebih dahulu molar dari masing – masing senyawa penyusun CNG. Molar yang dimaksudkan dalam pernyataan ini adalah massa molar dari suatu unsur atau senyawa. (Morris, 2012)

Massa molar (M) adalah massa dari satu mol sebuah unsur atau senyawa kimia. Massa molar merupakan sifat fisik dari tiap-tiap senyawa murni. Satuan SI untuk massa adalah kilogram, namun massa molar hampir selalu dituliskan dalam satuan gram per mol (g/mol), utamanya dalam bidang kimia.

Satuan dalton (Da) terkadang juga digunakan sebagai satuan massa molar, utamanya dalam bidang biokimia, dengan definisi $1 \text{ Da} = 1 \text{ g/mol}$. (Spight, 2002)

Massa molar berkaitan erat dengan massa molar relatif (M_r) suatu senyawa dan berkaitan juga dengan berat atom standar unsur-unsur penyusun senyawa tersebut. Namun, massa molar haruslah dibedakan dengan massa molekul, yang merupakan massa satu molekul dan tidak secara langsung berhubungan dengan massa atom ataupun massa atom relatif. Massa molar sering digunakan dalam perhitungan stoikiometri dalam ilmu kimia. Tujuan utamanya adalah sebagai faktor konversi antara jumlah gram sebuah zat murni, yang dapat diukur secara langsung, dan jumlah mol zat tersebut, yang sulit diukur secara langsung namun lebih penting secara kimia. Dengan ini, dapat dibandingkan jumlah molekul suatu zat terhadap zat lainnya. (Spight, 2002)

Sedangkan metode lain untuk menghitung nilai kalor adalah perhitungan GHV (*Gross Heating Value*). Menentukan nilai kalor gas alam (GHV) dengan metode ini tidak hanya menggunakan *Gas Chromatography* secara langsung melainkan melalui proses komputasi numeris. *Gas Chromatography* adalah cara pemisahan kromatografi menggunakan gas sebagai fasa penggerakannya. Beberapa referensi lain mengartikan *Gas Chromatography* sebagai jenis kromatografi yang digunakan dalam kimia organik untuk pemisahan dan analisis. GC dapat digunakan untuk menguji kemurnian dari bahan tertentu, atau memisahkan berbagai komponen dari campuran. Dalam beberapa kondisi, *Gas Chromatography* dapat membantu dalam mengidentifikasi sebuah campuran yang kompleks. (GPA, 2000)

Gas Chromatography yang pada prinsipnya sama dengan kromatografi kolom (serta yang bentuk kromatografi lain seperti HPLC dan TLC), tapi memiliki beberapa perbedaan penting. Pertama, proses memisahkan *compounds* dalam campuran dilakukan antara proses stasionary fase cair dan gas fase bergerak, sedangkan kromatografi kolom yang seimbang adalah tahap yang solid dan bergerak adalah fase cair. Kedua, melalui kolom yang lolos tahap gas terletak di sebuah oven dimana temperature gas yang dapat dikontrol, sedangkan kromatografi kolom tidak memiliki kontrol seperti temperature. Ketiga, konsentrasi yang majemuk dalam fase gas adalah hanya salah satu fungsi dari tekanan uap dari gas. (GPA, 2000)

Umumnya formulasi perhitungan nilai kalori sudah ada pada mesin *Gas Chromatography*, termasuk menghasilkan data kromatogram. Hakikatnya, *Gas Chromatography* tidak terbatas sampai pengukuran C9 saja, bisa lebih namun tergantung setting/instrument dan standar metode yang diimplementasikan. (GPA, 2000)

Dalam mengukur GHV dari gas alam tidak dapat langsung diperoleh layaknya mengukur tekanan atau temperature. Namun GHV diperoleh setelah sebelumnya mendapatkan data komposisi gas. Dalam hal ini, perhitungan GHV bisa dilakukan dengan software khusus. Jika menggunakan *Gas Chromatography*, bisa didapatkan kalkulasi sampai rantai karbon yang berat, namun biasanya tidak akurat, sehingga jika terjadi perubahan kecil dari komposisi di rantai karbon yang berat hanya memberi dampak yang kecil terhadap nilai GHV. (GPA, 2000)

Seperti pada pernyataan sebelumnya bahwa *Gas Chromatography* dapat melakukan perhitungan GHV. *Gas*

Chromatography melihat komposisi gas berdasarkan peak di kromatogram. Standar yang bisa digunakan dalam perhitungan ini adalah ISO 6976 maupun GPA 2172. *Gas Chromatography* akan menghitung GHV berdasarkan data masukan mol% dari gas yang diukur itu sendiri. (GPA, 2000)

Untuk standar ISO 6976, tidak bisa memilih *standard pressure* yang digunakan karena tidak dispesifikasikan oleh standar ini. Satuan keluaran dari standar ISO 6976 adalah MJ/m³ dimana semua masukan dan keluaran dari ISO 6976 adalah dalam bentuk metric. Sedangkan untuk standar GPA, nilai dari *standard pressure* bisa dipilih sesuai dengan yang dibutuhkan. Yang umum digunakan adalah tekanan sebesar 14.7 psia untuk kondisi ideal dan 14.696 psia untuk kondisi *real* (nyata). Standar GPA tidak memberikan pilihan input temperature karena perhitungan selalu diasumsikan dalam standar temperature 60⁰F. Masukan lain yang dibutuhkan adalah *compressibility* gas pada tekanan 14.7 psia yang bisa diperoleh dengan perhitungan AGA 8. (GPA, 2000)

II.5. Explosive Limit

Explosive limit atau ambang ledakan dari sebuah gas atau uap, adalah batas – batas konsentrasi suatu gas di udara, yang diperlukan untuk terpicu dan meledak. *Explosive limit* juga dikenal dengan istilah *Flammable Range* yaitu batas antara maksimum dan minimum konsentrasi campuran uap bahan bakar dan udara normal, yang dapat menyala/ meledak setiap saat bila diberi sumber panas. Di luar batas ini tidak akan terjadi kebakaran. (M. Prodan, I. Nalboc and A. Szöllösi-Mota, 2012)

Setiap gas memiliki dua macam *explosive limit*, yaitu LEL (*Low Explosive Limit*) dan HEL (*High Explosive Limit*). Jika konsentrasi gas tersebut berada dibawah LEL, maka

ledakan tidak akan terjadi karena kurangnya bahan bakar. Dan jika konsentrasi berada di atas HEL, maka tidak tersedia cukup oksigen untuk memulai reaksi. Untuk tujuan tertentu, konsentrasi suatu gas yang mudah meledak sering dinyatakan dalam %LEL (persentase dari ambang ledakan bawah). (M. Prodan, I. Nalboc and A. Szöllösi-Mota, 2012)

Low Explosive Limit adalah adalah batas minimum dari konsentrasi campuran uap bahan bakar dan udara yang akan menyala atau meledak, bila diberi sumber nyala yang cukup. Kondisi ini disebut terlalu miskin kandungan uap bahan bakarnya (*too lean*). Sedangkan *High Explosive Limit* adalah batas maksimum dari konsentrasi campuran uap bahan bakar dan udara, yang akan menyala atau meledak, bila diberi sumber nyala yang cukup. Kondisi ini disebut terlalu kaya kandungan uap bahan bakarnya (*too rich*). (F. Coward, G.W.Jones, 1952)

Setiap gas mudah terbakar memiliki nilai LEL dan UEL yang berbeda. Nilai dari LEL (*Low Explosive Limit*) dan HEL (*High Explosive Limit*) didapatkan dari uji eksperimen di laboratorium. Beberapa formula dapat digunakan untuk mengestimasi nilai dari *explosive limit* atau *flammability limit* di udara ini. Rumusan empiric yang pertama berasal dari penelitian yang dilakukan oleh Crowl dan Louvar pada tahun 1990, yang memakai tekanan sebagai acuan untuk menentukan nilai dari *High Explosive Limit*, yaitu : (Crowl & Louvar, 1990)

$$UEL_p = UEL + 20.6 (\text{Log}P + 1)$$

Dimana P adalah tekanan dalam satuan MPa dan UEL adalah *High Explosive Limit* pada konsentrasi tertentu (vol%) pada tekanan atmosfer (760 mmHg). (Crowl & Louvar, 1990)

Ada pula Caron yang memakai tekanan sebagai acuan untuk menghitung *High Explosive Limit* dengan formula sebagai berikut : (Caron, 2012)

$$UEL(P_1) = UEL(P_0) \times [1 + a(P_1/P_0 - 1) + b(P_1/P_0 - 1)^2]$$

Berbeda dengan Crowl dan Louvar, Coran mengestimasi nilai dari *High Explosive Limit* dari perbedaan (selisih) antar tekanan awal (*initial pressure*). (Caron, 2012)

Sedangkan menurut penelitian yang dilakukan oleh F. Coward dan G.W.Jones yang dikutip dalam Bureau of Mines Bulletin 503 digunakan formula sebagai berikut :

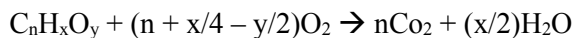
$$LEL = 0.55Cst$$

$$HEL = 3.5 Cst$$

Dimana 0.55 dan 3.5 merupakan konstanta dan Cst adalah konsentrasi dari *flammable product* (bahan yang mudah terbakar) untuk memenuhi pembakaran yang sempurna di udara yang sudah disetimbangkan (*stoichiometric*). Cst juga dapat diartikan sebagai berapa persen volume dari suatu bahan yang mudah terbakar ditambahkan dengan udara (O₂). Untuk mendapatkan nilai dari Cst, dapat digunakan formula dibawah ini : (F. Coward, G.W.Jones, 1952)

$$Cst = 21/(0.21 + n)$$

Dimana n adalah mol dari O₂ (Oksigen) yang harus ada agar satu mol dari suatu bahan yang mudah terbakar untuk bisa terbakar sempurna. Diestimasi untuk senyawa umum C_nH_xO_y agar terjadi pembakaran yang sempurna untuk menghasilkan CO₂ dan H₂O : (F. Coward, G.W.Jones, 1952)



Konsentrasi dalam udara dihitung dengan menyeimbangkan persamaan reaksi pembakaran diatas untuk masing – masing komponen penyusun CNG. (F. Coward, G.W.Jones, 1952)

Untuk mendapatkan nilai dari *low explosive limit* dari CNG yang notabene merupakan campuran dari beberapa komponen seperti methane, ethane, propane dan lain – lain, maka dapat digunakan formula dari asas LeChatelier, yaitu

$$\sum LEL = 100 / \sum (C_i / LEL_i)$$

Dimana $\sum LEL$ adalah nilai ambang ledakan dari hasil campuran beberapa komponen (vol%), C_i adalah konsentrasi dari komponen i pada campuran tersebut (vol%) dan LEL_i merupakan batas maksimum dari konsentrasi campuran uap bahan bakar dan udara, yang akan menyala atau meledak dari komponen i (vol%). (LeChatelier, nd)

Sedangkan untuk menentukan nilai dari *high explosive limit* atau HEL dari CNG dapat digunakan formula yang sama dari asas LeChatelier. Hanya saja nilai dari LEL_i diubah menjadi HEL_i , dimana HEL_i merupakan batas maksimum dari konsentrasi campuran uap bahan bakar dan udara, yang akan menyala atau meledak dari komponen i , dan dapat dirumuskan menjadi : (LeChatelier, nd)

$$\sum HEL = 100 / \sum (C_i / HEL_i)$$

Henri Louis Le Chatelier berhasil menyimpulkan pengaruh factor luar terhadap kesetimbangan dalam suatu azas yang dikenal dengan azas LeChatelier sebagai berikut : “Bila terhadap suatu keseimbangan dilakukan suatu tindakan (aksi), maka sistem akan mengadakan reaksi yang cenderung mengurangi pengaruh reaksi tersebut”. Asas LeChatelier dapat dinyatakan sebagai Reaksi = -Aksi. Secara mikroskopik sistem kesetimbangan umumnya peka terhadap gangguan dari lingkungan. Sebagai contoh jika volume sistem diperbesar

(tekanan dikurangi) maka sistem berupaya mengadakan perubahan sedemikian rupa sehingga mengembalikan tekanan ke keadaan semula, yakni menambahkan jumlah molekul yang pindah ke fasa uap. (LeChatelier, nd)

BAB III METODOLOGI

Penelitian ini dilakukan untuk merancang dan membuat sistem penginjeksian bahan bakar gas pada modifikasi mesin diesel menjadi DFDE (*Dual Fuel Diesel Engine*). Metode penelitian yang dipakai pada penelitian ini adalah meliputi semua kegiatan yang dilakukan untuk memecahkan dan melakukan proses analisa setiap masalah pada penelitian. Metode penelitian akan memberikan kemudahan bagi peneliti dalam menganalisa dan memecahkan permasalahan yang terjadi dalam pengaplikasian sistem bahan bakar gas pada mesin diesel yang sebelumnya menggunakan 100% solar sebagai bahan bakar, untuk kemudian ditambahkan CNG sebesar 10 – 20%.

III.1. Perumusan Masalah

Hal pertama yang akan dilakukan adalah merumuskan masalah yang ada. Pada Skripsi ini permasalahan yang diambil yaitu ¹bagaimana perancangan sistem penginjeksian bahan bakar gas pada mesin diesel dengan parameter komposisi bahan bakar gas yang menggantikan solar. Permasalahan lain yang dibahas adalah ²waktu untuk menginjeksikan gas kedalam intake manifold agar tepat pada saat terjadi langkah hisap dan ³metode yang dipakai untuk mendapatkan nilai kalor dari CNG. Selain ketiga masalah diatas penulis juga menentukan berapa nilai dari *Low Explosive Limits* (LEL) dan *High Explosive Limits* (HEL) untuk menentukan apakah oksigen dan jumlah bahan bakar yang dibutuhkan untuk pembakaran sudah cukup atau kurang.

III.2. Studi Literatur

Studi literatur merupakan tahap pembelajaran mengenai teori – teori dasar yang akan dibahas pada penulisan Skripsi ini. Pada tahap ini akan dilakukan pencarian berbagai referensi guna menunjang penulisan Skripsi ini. Referensi

yang diperlukan adalah ¹analisa teknis diesel yang dimodifikasi menjadi *Dual Fuel Diesel Engine*, ²analisa volume gas yang dapat menggantikan solar berdasarkan nilai kalor kedua bahan bakar tersebut, ³waktu penginjeksian gas berdasarkan *Valve Timing Diagram*, perhitungan teoritis nilai dari *Low Explosive Limits (LEL)* dan *High Explosive Limits (HEL)* dan ⁵ referensi spesifikasi peralatan yang digunakan untuk rancang bangun sistem penginjeksian bahan bakar gas yang dapat dicari melalui berbagai media, antara lain: buku, jurnal, artikel, modul ajar, forum ilmiah dan lain – lain.

III.3. Bahan dan Alat Penelitian

Peralatan yang digunakan dalam pengerjaan Skripsi ini antara lain motor diesel, dan komponen – komponen dalam *converter kit*. Motor diesel yang digunakan adalah Yanmar TF85MH. Motor diesel Yanmar TF85MH merupakan motor diesel bertipe *direct injection*, dengan spesifikasi teknis sebagai berikut :

Engine (four stroke cycle)	TF85 MH
Number of cylinders	1
Combustion system	Direct injection
Bore	85 mm
Stroke	87 mm
Displacement	493 cc
Compression Ratio	18
Max. Engine speed at full load	2200 RPM
Continous Power Output	7.5 kW
Specific Fuel Consumption	171 gr/HP h
Volume per Injection	0.07 mL

Tabel 3.1. Spesifikasi Mesin Diesel Yanmar TF85 MH

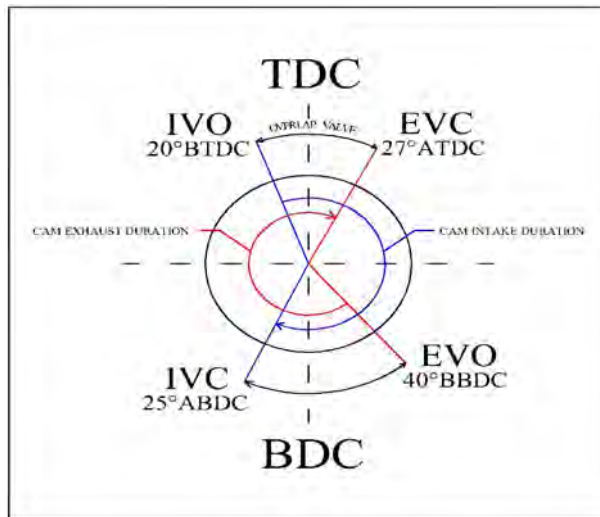
Selain data spesifikasi umum motor diesel seperti diatas, dibutuhkan pula data valve timing dari Yanmar TF85 MH ,

yaitu pergerakan katup intake dan exhaust. Dari valve timing ini, akan diketahui kapan katup intake membuka dan menutup. Rentang waktu tersebut berpengaruh pada waktu untuk mengatur kapan gas (CNG) akan dimasukkan.

Tabel 3.2 berikut ini adalah data spesifikasi kerja katup pada kondisi standar dan pada gambar 3.2 dibawahnya merupakan gambar diagram katup dan proses yang terjadi dalam silinder.

No	Valve Condition	Angle
1	Intake Valve Open	20° BTDC
2	Intake Valve Close	25° ABDC
3	Exhaust Valve Open	40° BBDC
4	Exhaust Valve Close	27° ATDC

Tabel 3.2. Spesifikasi Kerja Katup Pada Kondisi Standar



Gambar 3.1. Spesifikasi Kerja Katup Pada Kondisi Standar

Keterangan :

1. TDC (Top Dead Centre) atau TMA (Titik Mati Atas) merupakan posisi piston yang berada pada titik paling atas dalam silinder mesin atau piston berada pada titik paling jauh dari poros engkol (crankshaft).
2. BDC (Bottom Dead Centre) atau TMB (Titik Mati Bawah) merupakan posisi piston yang berada pada titik paling bawah dalam silinder mesin atau piston berada pada titik paling dekat dari poros engkol (crankshaft).
3. IVO (Intake Valve Open) merupakan waktu dimana katup intake mulai terbuka pada saat langkah hisap.
4. IVC (Intake Valve Close) merupakan waktu dimana katup intake mulai tertutup pada saat langkah hisap.
5. EVO (Exhaust Valve Open) merupakan waktu dimana katup exhaust mulai terbuka pada saat langkah buang.
6. EVC (Exhaust Valve Close) merupakan waktu dimana katup exhaust mulai tertutup pada saat langkah buang.

No.	Komponen (i)	Komposisi (Mol %)
1	N ₂	1.720
2	CO ₂	1.353
3	CH ₄	94.034
4	C ₂ H ₆	1.650
5	C ₃ H ₈	0.818
6	i-C ₄ H ₁₀	0.194
7	n-C ₄ H ₁₀	0.060
8	i-C ₅ H ₁₂	0.075
9	n-C ₅ H ₁₂	0.040
10	C ₆ +	0.056

Tabel 3.3. Spesifikasi CNG
(Sumber : PT. Lapindo Brantas Indonesia, 2014)

No.	Karakteristik	Satuan	Batasan	
			Min	Maks
1	Angka Setana	-	48	-
	Indeks Setana	-	45	-
2	Berat Jenis pada 15°C	Kg/m ³	815	870
3	Viscositas (pada suhu 40°C)	mm ² /sec	2	5
4	Kandungan Sulfur	%m/m	-	0.35
5	Distilasi Temp. 95	°C	-	370
6	Titik Nyala	°C	60	-
7	Titik Tuang	°C	-	18
8	Residu Karbon	% m/m	-	0.1
9	Kandungan Air	mg/kg	-	500
10	Biological Growth*)	-	Nihil	
11	Kandungan FAME*)	% v/v	-	10
12	Kandungan metanol dan Etanol	% v/v	tak terdeteksi	
13	Korosi Lempeng Tembaga	Merit	-	kelas 1
14	Kandungan Abu	% v/v	-	0.01
15	Kandungan Sedimen	% m/m	-	0.01
16	Bilangan Asam Kuat	mgKOH/g	-	0
17	Bilangan Asam Total	mgKOH/g	-	0.6
18	Partikulat	mg/l	-	-
19	Penampilan Visual		jernih & terang	
20	Warna	No.ASTM	3	

Tabel 3.4. Spesifikasi Solar
(Sumber: Lampiran Keputusan Dirjen Migas 3675
K/24/DJM/2006 tanggal 17 Maret 2006)

Selain peralatan dan data motor diesel diatas, yang digunakan dalam pengerjaan Skripsi ini adalah bahan bakar diesel (solar) dan bahan bakar gas (CNG). Pada tabel 3.4 dan tabel 3.5 berikut ini adalah spesifikasi dari CNG (*Compressed Natural Gas*) dan solar yang akan dipakai dalam pengerjaan Skripsi ini.

III.4. Perhitungan

Pada tahap ini, yang dibutuhkan dalam pengerjaan Skripsi ini adalah :

- a. Nilai kalor (*Heating Value*) dari CNG yang akan dipakai.

Nilai kalor merupakan jumlah energi kalor yang dilepaskan bahan bakar pada waktu terjadinya oksidasi unsur – unsur kimia yang ada pada bahan bakar tersebut. Harga nilai kalor solar diambil dari penelitian yang sudah dilakukan sebelumnya. Sedangkan untuk nilai kalor CNG dalam penelitian ini ditentukan dengan membandingkan ¹data dari penelitian sebelumnya dengan ²hasil dari metode perhitungan berdasarkan GPA Standard 2172 – 86 : *Calculation of Gross heating Value, Relative Density and Compressibility Factor of Natural Gas Mixture from Compositional Analysis* dan GPA Standard 2261 – 89: *Analysis for Natural Gas and Similar Gaseous Mixture by Gas Chromatograph* dan juga dengan ³perhitungan nilai kalor berdasarkan komposisi atom dari komponen penyusun CNG (C, H, O, N). Berikut ini adalah formula dari GPA Standard 2172 – 86 dan GPA Standard 2261 – 89 serta formula untuk menentukan nilai dari *low heating value* (LHV) dan *higher heating value* (HHV) berdasarkan komposisi penyusun CNG

Formula	Keterangan
$1 - \{Hi.Vbi\}^2.14,696$	Compressibility factor ideal Gas at 600F and 14.696 psia (Z)
$1 - \{Hi.Vbi\}^2.Pb$	Compressibility factor Gas at 600F and 14.7 psia (Zb)
$E\{Hi.Gi\}$	Specific Gravity Gas Ideal
$\{Hi.Gi\} . \{Pb/14.73\} . \{0.99949/Zb\}$	Real Specific Gravity
$E\{Hid.Hi\}$	Ideal Gross Heating Value
$\{Hid.Hi\} . \{Pb/14.696\}/Zb$	Real Gross Heating Value

Tabel 3.5. Formula Perhitungan *Heating Value* CNG Berdasarkan GPA Standard
(Sumber: GPA Standard 2172 – 86 dan GPA Standard 2261 – 89)

Formula	
$\Delta H^\circ \text{comb}$	$a\Delta H^\circ f\text{CO}_2 + y\Delta H^\circ f\text{H}_2\text{O} - y\Delta H^\circ f\text{O}_2$
$\Delta H^\circ \text{comb of component}$	$\text{vol\% of comp.} \times \Delta H^\circ \text{reax of comp.}$
Mol. mass of component	$\text{mol mass} \times \text{vol\%}$
Mass% of component	$\text{vol\%} / \text{mol mass of component}$
Mol. mass of NG	$\sum(\text{mol mass} \times \text{vol\%})$
Mass% of NG	$\text{vol\%} / \text{mol mass of NG}$
$\Delta H^\circ \text{comb of NG}$	$\sum(\Delta H^\circ \text{comb of components})$
Low Heating Value	$-(\Delta H^\circ \text{comb of NG})$
High Heating Value	$\text{LHV} - \sum \text{mol. H} \times \Delta H^\circ \text{reax of H}_2\text{O}$

Tabel 3.6. Formula Perhitungan *Heating Value* CNG Berdasarkan Komposisi Komponen Penyusunnya

- b. Nilai LEL (*Low Explosive Limit*) dan HEL (*High Explosive Limit*)

Explosive limit juga dikenal dengan istilah *Flammable Range* merupakan batas antara maksimum (HEL) dan minimum (LEL) konsentrasi campuran uap bahan bakar dan udara normal, yang dapat menyala/ meledak setiap saat bila diberi sumber panas. Formula yang digunakan untuk menentukan nilai dari LEL (*Low Explosive Limit*) dan HEL (*High Explosive Limit*) secara teoritis adalah :

No.	Formula	
1	Cst	$21/(0.21 + n)$
2	LEL of component	$0.55 \times (\text{Cst of comp.})$
3	HEL of component	$3.5 \times (\text{Cst of comp.})$
4	$\sum \text{LEL}$	$100 / \sum (\text{Ci/LELi})$
5	$\sum \text{HEL}$	$100 / \sum (\text{Ci/HELi})$

Tabel 3.7. Formula Perhitungan nilai dari LEL dan HEL
(Sumber: Limit of Flammability of Gases and Vapor, by H.F.Coward dan G.W.Jones, 1952)

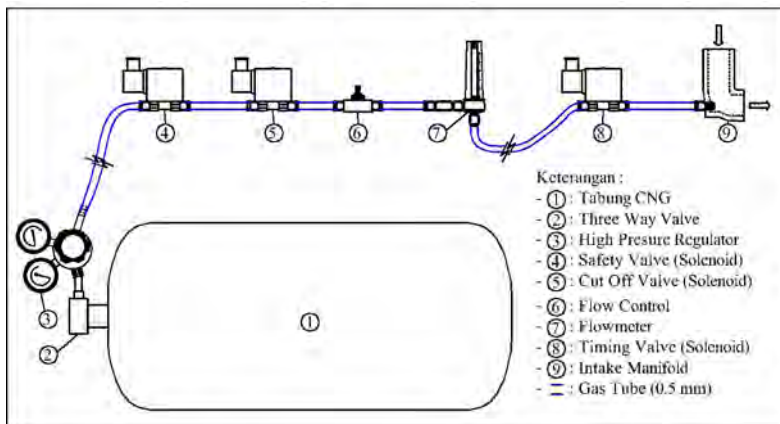
- c. Prosentase dari konsumsi bahan bakar solar dan gas.

Dalam penelitian ini, besar nilai konsumsi bahan bakar gas sebagai pengganti atau penambah solar diharapkan dapat divariasikan mulai dari 10% sampai 90%. Untuk menentukan berapa debit dari CNG yang akan masuk kedalam ruang bakar melalui *intake manifold*, dipakai acuan besaran nilai kalor dari mesin dalam pengoperasian 100% solar atau pada kondisi normal. Selain itu nilai kalor solar dan nilai kalor CNG yang sudah ditetapkan sebagai acuan pada perhitungan sebelumnya akan menjadi pembandingan untuk memperoleh volume dan massa CNG secara teoritis. Hasil yang diharapkan

adalah nilai kalor yang dihasilkan setelah adanya penambahan CNG untuk setiap prosentasenya.

III.5. Desain Alat

Tahap ini dimulai dengan membuat desain 2D/3D rancangan dari *Gas Converter* (sistem penginjeksian bahan bakar gas). Penggambaran desain ini didasarkan pada ukuran, spesifikasi dan bentuknya berdasarkan literatur yang didapat.



Gambar 3.2. Desain Rancangan Sistem Penginjeksian Bahan Bakar CNG

Agar dapat menggunakan bahan bakar ganda CNG-solar, perlu ditambahkan beberapa komponen yaitu :

1. Tabung gas
2. Pressure Regulator
3. Katup Pneumatik (Solenoid)
4. Flow Control
5. Flow Meter
6. Selang
7. Sensor
8. Sistem Kontrol

III.6. Pemasangan Alat

Setelah dilakukan analisa dan perhitungan untuk mendapatkan nilai dari berbagai macam variasi pembebanan dan mendapatkan desain yang direncanakan, dilanjutkan dengan pemasangan prototipe *Gas Converter* (Sistem Penginjeksian Bahan Bakar Gas).

III.7. Uji Eksperimen

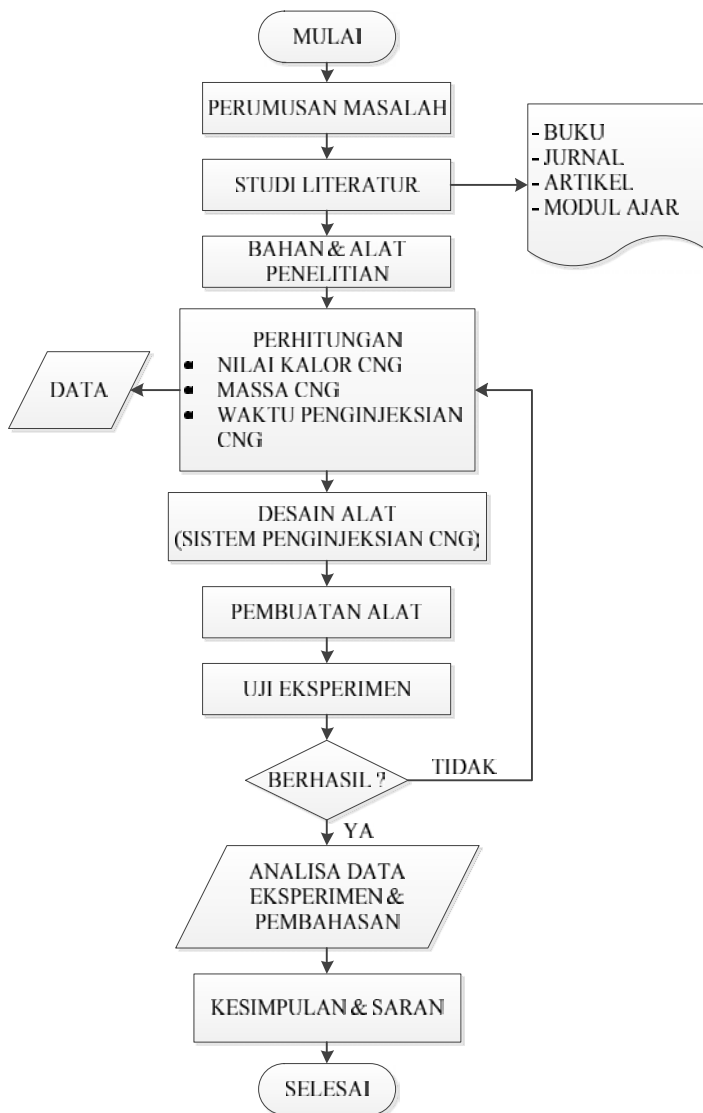
Pada tahap ini penulis akan melakukan uji kerja eksperimen dengan pengujian variasi pembebanan. Pengujian ini akan membandingkan besar konsumsi bahan bakar solar dan gas berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan sebelumnya. Tujuan dari uji eksperimen ini adalah untuk mengetahui unjuk kerja dari motor diesel yang sudah menerapkan aplikasi *Gas Converter* (Sistem Penginjeksian Bahan Bakar Gas).

III.8. Analisa Data Eksperimen dan Pembahasan

Hasil yang didapat dari perhitungan dan eksperimen digunakan untuk menganalisa permasalahan pada Skripsi ini. Permasalahan yang akan dianalisa adalah nilai kalor yang dihasilkan dari pemakaian bahan bakar solar pada kondisi normal dan pada saat adanya penambahan CNG.

III.9. Kesimpulan dan Saran

Kesimpulan diambil dari pembahasan hasil uji eksperimen. Setelah suatu kesimpulan ditarik, diberikan saran dan rekomendasi yang dapat dijadikan dasar untuk penelitian selanjutnya.



Gambar 3.3. *Flowchart* Pelaksanaan Penelitian

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN

IV.1. Data

Dalam pengerjaan Tugas Akhir ini, perlu dibandingkan data spesifikasi *Compressed Natural Gas* (CNG) berdasarkan publikasi ilmiah yang sudah ada dan data dari lembaga internasional seperti *National Institute of Standards and Technology* (NIST) dengan data perhitungan manual dari spesifikasi *Compressed Compressed Natural Gas* (CNG) yang ada di Indonesia. Berdasarkan *National Institute of Standards and Technology* dan Publikasi Ilmiah dari John W Bartok (2013), didapatkan data *Compressed Compressed Natural Gas* (CNG) sebagai berikut :

- Metode penyimpanan : compressed gas
- Tekanan penyimpanan : 200 - 248 MPa
- Massa jenis : 0.78 kg/m³
- Heating Value : 1030,00 BTU/ft³

Selain data dari penelitian sebelumnya yang dilakukan oleh John W Bartok, data pada tabel 4.1 berikut ini merupakan data komponen penyusun dari CNG yang akan dipakai dalam penelitian ini. Data pada table 4.1 merupakan komposisi *Compressed Natural Gas* yang ada di PT. Lapindo Brantas Indonesia. Data tersebut digunakan dalam menentukan nilai kalor dari *Compressed Natural Gas*. Dimana nilai kalor dari gas bumi adalah jumlah energi kalor yang dilepaskan bahan bakar pada waktu terjadinya oksidasi unsur – unsur kimia yang ada pada bahan bakar tersebut.

Component (i)	Composition (Mol %)	Summation Factors (V _{bi})	Specific Gravity (G _{id})	Ideal GHV (H _{id})	Composition (H _i)	Compressibility (H _i .V _{bi})	Specific Gravity (H _i .G _{id})	GHV (H _{id} .H _i)
N ₂	1.720	0.0044	0.96723	0.00	0.01720	0.00008	0.01664	0.00000
CO ₂	1.353	0.0197	1.51955	0.00	0.01353	0.00027	0.02056	0.00000
CH ₄	94.034	0.0116	0.55392	1010.0	0.94034	0.01091	0.52087	949.74340
C ₂ H ₆	1.650	0.0239	1.03824	1769.8	0.01650	0.00039	0.01713	29.20170
C ₃ H ₈	0.818	0.0344	1.52256	2516.2	0.00818	0.00028	0.01245	20.58252
i-C ₄ H ₁₀	0.194	0.0458	2.00684	3252.1	0.00194	0.00009	0.00389	6.30907
n-C ₄ H ₁₀	0.060	0.0478	2.00684	3262.4	0.00060	0.00003	0.00120	1.95744
i-C ₅ H ₁₂	0.075	0.0581	2.49115	4000.9	0.00075	0.00004	0.00187	3.00068
n-C ₅ H ₁₂	0.040	0.0631	2.49115	4008.8	0.00040	0.00003	0.00100	1.60352
C ₆ ⁺	0.056	0.2830	3.17652	5065.8	0.00056	0.00016	0.00178	2.83686
	100.000				1.00000	0.01228	0.59739	1015.2351

Tabel 4.1 Data *CNG*
(Sumber : PT. Lapindo Brantas Indonesia, 2014)

IV.1.1. Perhitungan Nilai Kalor CNG

- a. Berdasarkan GPA Standard 2172 – 86 dan GPA Standard 2261 – 89

Untuk menentukan besarnya nilai kalor (*heating value*) dari *Compressed Natural Gas* yang akan dipakai, metode perhitungan pertama yang digunakan penulis adalah formula berdasarkan pada GPA Standard 2172 – 86 : *Calculation of Gross heating Value, Relative Density and Compressibility Factor of Compressed Natural Gas Mixture from Compositional Analysis* dan GPA Standard 2261 – 89 : *Analysis for Compressed Natural Gas and Similar Gaseous Mixture by Gas Chromatograph*. Langkah perhitungan dengan menggunakan metode pertama ini adalah sebagai berikut :

1. P_b Agreement = 14.7 psia
2. Compressibility factor ideal Gas at 60⁰F and 14.696 psia (Z)

$$Z = 1 - \{H_i \cdot V_{bi}\}^2 \cdot 14,696$$

Dimana :

H_i = Composition

V_{bi} = Summation Factor

$H_i \cdot V_{bi}$ = Compressibility = 0.01228

$$\begin{aligned} Z &= 1 - \{H_i \cdot V_{bi}\}^2 \cdot 14,696 \\ &= 1 - \{0.01228\}^2 \cdot 14,696 \\ &= 1 - 0.002216133 \\ &= 0.99779 \end{aligned}$$

3. Compressibility factor Gas at 60⁰F and 14.7 psia (Z_b)

$$Z_b = 1 - \{H_i \cdot V_{bi}\}^2 \cdot P_b$$

Dimana :

H_i = Composition

V_{bi} = Summation Factor

$H_i \cdot V_{bi}$ = Compressibility = 0.01228

P_b = 14.7

$$\begin{aligned} Z_b &= 1 - \{H_i \cdot V_{bi}\}^2 \cdot P_b \\ &= 1 - \{0.01228\}^2 \cdot 14,7 \\ &= 1 - (0.00150798 \cdot 14.7) \\ &= 1 - 0.0022167306 \\ &= 0.9978 \end{aligned}$$

4. Specific Gravity Gas Ideal (SG_{Ideal})

$$\begin{aligned} SG_{Ideal} &= E\{H_i, G_i\} \\ &= 0.59739 \text{ (Tabel 4.1)} \end{aligned}$$

5. Real Specific Gravity (SG_{Real})

$$SG_{Real} = \{H_i, G_i\} \cdot \{P_b/14.73\} \cdot \{0.99949/Z_b\}$$

Dimana :

$H_i \cdot G_i$ = Specific Gravity Gas Ideal
= 0.59739

P_b = 14.7 psia

Z_b = Compressibility factor Gas at 60°F and
14.7 psia
= 0.9978

$$\begin{aligned} SG_{Real} &= \{H_i, G_i\} \times \{P_b/14.73\} \times \{0.99949/Z_b\} \\ &= 0.59739 \times \{14.7/14.73\} \times \{0.99949/0.9978\} \\ &= 0.59739 \times 0.997 \times 1.001 \\ &= 0.596606 \end{aligned}$$

6. Ideal Gross Heating Value, BTU/Ideal CF

$$\begin{aligned} HV_{Ideal} &= E\{H_{id}, H_i\} \\ &= 1015.2351 \text{ (Tabel 4.1)} \end{aligned}$$

7. Real Gross Heating Value, BTU/Real CF

$$HV_{\text{Real}} = \{H_{\text{id.}} H_i\} \cdot \{P_b/14.696\}/Z_b$$

Dimana :

$$H_{\text{id.}} H_i = \text{Ideal Gross Heating Value} \\ = 1015.2351$$

$$P_b = 14.7 \text{ psia}$$

$$Z_b = \text{Compressibility factor Gas at } 60^{\circ}\text{F and} \\ 14.7 \text{ psia} \\ = 0.9978$$

$$HV_{\text{Real}} = \{H_{\text{id.}} H_i\} \times \{P_b/14.696\}/Z_b \\ = 1015.2351 \times \{14.7/14.696\}/0.9978 \\ = 1015.2351 \times 1,000272 / 0,9978 \\ = \underline{\underline{1017,7504 \text{ BTU/ft}^3}}$$

Dari perhitungan menggunakan formula *Real Gross Heating Value* dari GPA Standar diatas, diperoleh nilai kalor (*heating value*) dari CNG adalah 1017,7504 BTU/ft³.

b. Berdasarkan Komposisi Atom Penyusunnya

Metode kedua yang dipakai oleh penulis untuk menentukan besarnya nilai kalor adalah perhitungan nilai kalor berdasarkan komposisi atom penyusun CNG. Metode ini erat hubungannya dengan *heat balance* (kesetimbangan panas). Umumnya *heat balance* tidak bergantung pada temperature. Panas yang dihasilkan dari pembakaran *natural gas* dihitung pada temperatur 298.15 K dalam satuan SI.

Untuk mencari nilai LHV (*Low Heating Value*) dari CNG, perlu diketahui berapa nilai dari perubahan entalpi pembakaran standarnya ($\Delta H^{\circ}\text{comb}$). Hal ini dikarenakan $\Delta H^{\circ}\text{comb}$ sama dengan $-LHV$. Perubahan entalpi pembakaran standar merupakan perubahan entalpi pada pembakaran sempurna 1 mol unsur atau senyawa pada keadaan standar, dimana pembakaran adalah reaksi suatu

zat dengan oksigen. Perubahan entalpi pembakaran standar ($\Delta H^{\circ}_{\text{comb}}$) sama dengan perubahan entalpi reaksi yang untuk mendapatkan nilainya perlu dicari terlebih dahulu molar dari masing – masing senyawa penyusun CNG. Formula untuk menentukan nilai dari perubahan entalpi pembakaran adalah

$$\Delta H^{\circ}_{\text{comb}} = a \Delta H^{\circ}_{\text{f}} \text{CO}_2 + y \Delta H^{\circ}_{\text{f}} \text{H}_2\text{O} - y \Delta H^{\circ}_{\text{f}} \text{O}_2$$

Langkah pertama dalam metode ini adalah mencari data dari perubahan entalpi pembentukan ($\Delta H^{\circ}_{\text{f}}$) dan perubahan entalpi reaksi ($\Delta H^{\circ}_{\text{reax}}$). Karena $\Delta H^{\circ}_{\text{reax}}$ sama dengan nilai $\Delta H^{\circ}_{\text{comb}}$, maka data pada tabel 4.2 (Molar of $\Delta H^{\circ}_{\text{f}}$ at 25 °C) akan menentukan berapa nilai $\Delta H^{\circ}_{\text{reax}}$ untuk masing – masing senyawa pada tabel 4.3 ($\Delta H^{\circ}_{\text{reax}}$ at 25 °C) dengan menggunakan formula yang sama untuk mencari besarnya nilai perubahan entalpi pembakaran ($\Delta H^{\circ}_{\text{comb}}$). Komponen – komponen penyusun CNG disamakan dengan data pada tabel 4.1 sebelumnya, dimana CNG tersusun dari methane, ethane, propane, butane, nitrogen, dan senyawa – senyawa lainnya.

Natural Gas Constituents	CH ₄	-74.81
	C ₂ H ₆	-84.68
	C ₃ H ₈	-103.85
	C ₄ H ₁₀	-126.15
Combustion Products	CO ₂	-393.51
	H ₂ O(g)	-241.81
	H ₂ O(liq)	-285.83

Tabel 4.2 Molar dari $\Delta H^{\circ}_{\text{f}}$ pada temperatur 25 °C (KJ/g-mol) (Sumber : FREED database, 2012)

Reaction to form H ₂ O(g)	
$2\text{O}_2 + \text{CH}_4 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}(\text{g})$	-802.33
$3\frac{1}{2}\text{O}_2 + \text{C}_2\text{H}_6 \rightarrow 2\text{CO}_2 + 3\text{H}_2\text{O}(\text{g})$	-1427.8
$5\text{O}_2 + \text{C}_3\text{H}_8 \rightarrow 3\text{CO}_2 + 4\text{H}_2\text{O}(\text{g})$	-2043.9
$6\frac{1}{2}\text{O}_2 + \text{C}_4\text{H}_{10} \rightarrow 4\text{CO}_2 + 5\text{H}_2\text{O}(\text{g})$	-2657.0
Reaction to condense water vapor	
$\text{H}_2\text{O}(\text{g}) \rightarrow \text{H}_2\text{O}(\text{liq})$	-44.02

Tabel 4.3 Molar dari $\Delta H^\circ_{\text{reax}}$ pada temperatur 25 °C (KJ/g-mol)
(Sumber : FREED database, 2012)

Setelah diperoleh nilai dari perubahan entalpi reaksi untuk masing – masing senyawa, perlu dihitung besarnya nilai perubahan entalpi pembakaran masing – masing senyawa berdasarkan besar prosentasenya.

Pada tabel 4.4 berikut ini, data yang diketahui adalah prosentase volume dari masing – masing senyawa penyusun *natural gas*. Nilai massa mol dari senyawa tersebut diperoleh dengan menambahkan *atomic mass* dari unsur – unsur penyusun. Atomic mass dari H, C, O, dan N adalah 1.0079 , 12.0107 , 15.5994 , dan 14.0067. Massa mol dari senyawa – senyawa penyusun CNG tersebut kemudian dijumlahkan untuk mendapatkan nilai dari massa mol CNG total. Untuk mencari besarnya perubahan entalpi pembakaran dapat dihitung dengan formula dan berapa massa dari senyawa- senyawa tersebut, digunakan formula – formula sebagai berikut :

$$\text{Mol. mass of NG} = \sum(\text{mol mass} \times \text{vol}\%) \dots\dots(1)$$

$$\text{Mass}\% = \text{Vol}\% / \text{Mol mass of NG} \dots\dots\dots(2)$$

$$\Delta H^\circ_{\text{comb of Y}} = \text{Vol}\% \text{ of Y} \times \Delta H^\circ_{\text{reax of Y}} \dots(3)$$

		Vol %	mol mass	mass %	$\Delta H^\circ \text{comb}$
Nitrogen	N_2	1.72	28.01	0.027906	0
Carbon dioxide	CO_2	1.353	44.01	0.034491	0
Methane	CH_4	94.034	16.04	0.873662	-754.46
Ethane	C_2H_6	1.65	30.07	0.028739	-23.5583
Propane	C_3H_8	0.818	44.097	0.020894	-16.7194
Butanes, dll	$\text{C}_4\text{H}_{10} +$	0.425	58.124	0.014309	-11.2921

Tabel 4.4 $\Delta H^\circ \text{comb}$ pada temperatur 25 °C (KJ/g-mol)

Nilai dari perubahan entalpi pembakaran pada senyawa N_2 dan CO_2 diestimasikan memiliki nilai 0. Hal ini dikarenakan reaksi yang terjadi antara nitrogen maupun karbon dioksida terhadap oksigen tidak dapat membentuk senyawa H_2O baik dalam fase cair maupun gas. Dalam menghitung nilai perubahan entalpi pembakaran dari CNG, diperlukan nilai dari massa mol total dari komponen senyawa CNG, dimana massa mol dari senyawa – senyawa penyusun CNG tersebut kemudian dijumlahkan untuk mendapatkan nilai dari massa mol CNG total.

$$\begin{aligned}
 1. \text{ Mol. mass of NG} &= \sum(\text{mol mass} \times \text{vol}\%) \\
 &= (\text{Vol}\% \text{ N}_2 \times \text{mol mass N}_2) + \\
 &\quad (\text{Vol}\% \text{ CO}_2 \times \text{mol mass CO}_2) + \\
 &\quad (\text{Vol}\% \text{ CH}_4 \times \text{mol mass CH}_4) + \\
 &\quad (\text{Vol}\% \text{ C}_2\text{H}_6 \times \text{mol mass C}_2\text{H}_6) + \\
 &\quad (\text{Vol}\% \text{ C}_3\text{H}_8 \times \text{mol mass C}_3\text{H}_8) + \\
 &\quad (\text{Vol}\% \text{ C}_4\text{H}_{10} \times \text{mol mass C}_4\text{H}_{10}) \\
 &= (1.72 \times 28.01) + (1.353 \times 44.01) \\
 &\quad + (94.034 \times 16.04) + (1.65 \times 30.07) \\
 &\quad + (0.818 \times 44.097) + (0.43 \times 58.12) \\
 &= 17.264
 \end{aligned}$$

2. $\Delta H^\circ_{\text{comb}}$ of NG = $\sum(\Delta H^\circ_{\text{comb}}$ of component)
 = $(\Delta H^\circ_{\text{comb}}$ of N_2) + $(\Delta H^\circ_{\text{comb}}$ of CO_2) + $(\Delta H^\circ_{\text{comb}}$ of CH_4)
 + $\Delta H^\circ_{\text{comb}}$ of C_2H_6) +
 $(\Delta H^\circ_{\text{comb}}$ of C_3H_8) +
 $(\Delta H^\circ_{\text{comb}}$ of $\text{C}_4\text{H}_{10})]$
 = $0 + 0 + (-754.46) + (-23.5583)$
 + $(-16.7194) + (-11.2921)$
 = -806.02994 kJ/g-mol
3. LHV = $-(\Delta H^\circ_{\text{comb}}$ of NG)
 = 806.02994 kJ/g-mol
 = $1000 \times 806.02994/\text{mol.mass of NG}$
 = $806029.94 / 17.264$
 = 46688.00448 kJ/kg
 = 913.784 BTU/ft³
4. $\sum \text{mol. H}$ = jumlah mole unsur hidrogen (H)
 = $(4 \times \text{Vol \% CH}_4) + (6 \times \text{Vol \% C}_2\text{H}_6)$
 + $(8 \times \text{Vol \% C}_3\text{H}_8) +$
 $(10 \times \text{Vol \% C}_4\text{H}_{10})$
 = 3.9683
5. HHV = $\text{LHV} - \sum \text{mol. H} \times \Delta H^\circ_{\text{reax}}$ of H_2O
 = $806.02994 - (3.9683 \times -44.02)$
 = 980.7145 kJ/g-mol
 = $1000 \times 980.7145/\text{mol.mass of NG}$
 = 56806.3306 kJ/kg
 = 1111.82189 BTU/ft³

Dari perhitungan berdasarkan komposisi atom penyusun CNG, diperoleh nilai kalor (*heating value*) dari CNG adalah 913.784 BTU/ft³ untuk LHV dan 1111.82 BTU/ft³ untuk HHV.

IV.1.2. Nilai Kalor CNG

Dari beberapa referensi yang ada dan juga hasil perhitungan dengan menggunakan dua metode yang berbeda, maka diperoleh 4 variasi nilai kalor berdasarkan metode – metode yang berbeda, yaitu 1030 BTU/ft³ ; 1017,7504 BTU/ft³ ; 913.784 BTU/ft³ dan 1111.82189 BTU/ft³. Berdasarkan dari beberapa referensi dan hasil perhitungan yang sudah dilakukan, maka ditentukan nilai dari *heating value* untuk *Compressed Natural Gas* adalah 1017,7504 BTU/ft³. Dan jika dikonversikan kedalam MJ/L, dimana 1 BTU/ft³ sama dengan 0,0373 x 10³ MJ/L, maka nilai kalor (*heating value*) dari *Compressed Natural Gas* dalam satuan volume adalah

$$\begin{aligned} HV_{NG} &= 1017,7504 \times 0.0373 \times 10^3 \text{ MJ/L} \\ &= \mathbf{39,976 \text{ MJ/L}} \end{aligned}$$

Sedangkan jika dikonversikan kedalam MJ/kg, maka nilai kalor (*heating value*) dari *Compressed Natural Gas* dalam satuan massa adalah

$$\begin{aligned} HV_{NG} &= 1017,7504 \text{ BTU/ft}^3 \\ &= 1017,7504 \times (379/430) \text{ kJ/g.mol} \\ &= 897,675 \text{ kJ/g mol} \end{aligned}$$

Nilai diatas merupakan nilai kalor bawah dari CNG yang dipakai dengan asumsi pada suhu tinggi saat gas buang meninggalkan mesin, tidak terjadi pengembunan uap air. Dari nilai 897,675 kJ/g mol, jika dikonversikan kedalam MJ/kg, maka nilai kalor (*heating value*) dari *Compressed Natural Gas* dalam satuan massa adalah

$$\begin{aligned} HV_{NG} &= 897,675 \text{ kJ/g mol} \\ &= (1000 \times 897,675) / \text{molecular of NG} \\ &= 897675/17.2641764 \text{ kJ/kg} \\ &= 51996,3987 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$= 51,9963987 \text{ MJ/kg}$$

IV.1.3. Nilai Kalor Solar (*Diesel Fuel*)

Selain data spesifikasi *Compressed Natural Gas* (CNG), diperlukan pula data spesifikasi Solar (*Diesel Fuel*) untuk menentukan besarnya energi yang terjadi dalam proses pembakaran mesin. Berdasarkan tabel 3.5. (Lampiran Keputusan Dirjen Migas 3675 K/24/DJM/2006 tanggal 17 Maret 2006) dan data dari *Alternative Fuels Data Center* (AFDC), didapatkan data sebagai berikut :

- Metode penyimpanan : cair
- Tekanan penyimpanan : 101,3 kPa
- Massa jenis : 833 kg/m³
- Heating Value : 128450 BTU/gal

Jika dikonversikan kedalam MJ/L, dimana 1 BTU/gal sama dengan $0,279 \times 10^{-3}$ MJ/L, maka nilai kalor (*heating value*) dari solar adalah

$$\begin{aligned} \text{HV}_{\text{Solar}} &= 128450 \text{ BTU/gal} \\ &= 128450 \times 0,279 \times 10^{-3} \text{ MJ/L} \\ &= \mathbf{35,83755 \text{ MJ/L}} \end{aligned}$$

Jika dikonversikan ke dalam BTU/ft³, maka nilai kalor (*heating value*) dari solar dalam satuan volume adalah

$$\begin{aligned} \text{HV}_{\text{Solar}} &= 35,83755 \text{ MJ/L} \\ &= 35,83755 \times 10^3 \text{ MJ/m}^3 \\ &= 35,83755 \times 10^3 / (37.3) \text{ BTU/ft}^3 \\ &= 960.7922 \text{ BTU/ft}^3 \end{aligned}$$

Sedangkan jika dikonversikan kedalam MJ/kg, maka nilai kalor (*heating value*) dari solar dalam satuan massa adalah

$$\begin{aligned}
 \text{HV}_{\text{Solar}} &= 960.7922 \text{ BTU/ft}^3 \\
 &= 960.7922 \times (379/430) \text{ kJ/g.mol} \\
 &= 846.8377 \text{ kJ/g mol}
 \end{aligned}$$

Nilai diatas merupakan nilai kalor bawah (LHV) dari solar yang dipakai dengan asumsi pada suhu tinggi saat gas buang meninggalkan mesin, tidak terjadi pengembunan uap air. Dari nilai 846.8377 kJ/g mol, jika dikonversikan kedalam MJ/kg, maka nilai kalor (*heating value*) dari solar dalam satuan massa adalah

$$\begin{aligned}
 \text{HV}_{\text{Solar}} &= 846.8377 \text{ kJ/g mol} \\
 &= (1000 \times 846.8377) / \text{molecular of NG} \\
 &= 846837.7/19.0778 \text{ kJ/kg} \\
 &= 44388.6 \text{ kJ/kg} \\
 &= \mathbf{44.3886 \text{ MJ/kg}}
 \end{aligned}$$

Berdasarkan metode perhitungan dengan menggunakan formula dari GPA Standard 2172 – 86 dan GPA Standard 2261 – 89 serta perhitungan berdasarkan komposisi atom penyusun, didapatkan nilai heating value dari CNG adalah 1017,7504 BTU/ft³, 913.784 BTU/ft³ dan 1111.82189 BTU/ft³. Ketiga nilai ini mendekati nilai heating value dari berbagai referensi, yaitu 1030 BTU/ft³.

Dalam penelitian ini, ditentukan bahwa nilai *heating value* dari CNG adalah sebesar 1017,7504 BTU/ft³ berdasarkan metode perhitungan dengan menggunakan formula dari GPA Standard 2172 – 86 dan GPA Standard 2261 – 89. Dan nilai kalor (*heating value*) dari solar adalah sebesar 44.3886 MJ/kg. Kedua nilai kalor tersebut digunakan sebagai acuan untuk menghitung konsumsi bahan bakar solar yang dapat digantikan oleh CNG.

IV.2. Natural Gas Explosive Limit

Explosive limit juga dikenal dengan istilah *Flammable Range* merupakan batas antara maksimum dan

minimum konsentrasi campuran uap bahan bakar dan udara normal, yang dapat menyala/ meledak setiap saat bila diberi sumber panas. Setiap gas memiliki dua macam explosive limit, yaitu LEL (*Low Explosive Limit*) dan HEL (*High Explosive Limit*). *Low Explosive Limit* adalah batas minimum dari konsentrasi campuran uap bahan bakar dan udara yang akan menyala atau meledak, bila diberi sumber nyala yang cukup. Sedangkan *High Explosive Limit* adalah batas maksimum dari konsentrasi campuran uap bahan bakar dan udara, yang akan menyala atau meledak, bila diberi sumber nyala yang cukup. Setiap gas memiliki nilai LEL dan HEL yang berbeda. Berikut ini merupakan data nilai beberapa LEL (*Low Explosive Limit*) dan HEL (*High Explosive Limit*) dari beberapa komponen penyusun CNG:

		LEL	HEL
Methane	CH ₄	5	15
Ethane	C ₂ H ₆	3	15
Propane	C ₃ H ₈	2.2	9.5
Butanes,dll	C ₄ H ₁₀ +	1.9	8.5

Tabel 4.5 Nilai *Low Explosive Limit* dan *High Explosive Limit* dari beberapa komponen penyusun CNG (vol%)
(Limit of Flammability of Gases and Vapor, by
H.F.Coward dan G.W.Jones, 1952)

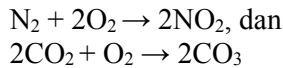
Tabel 4.5 diatas merupakan data dari Limit of Flammability of Gases and Vapor yang diterbitkan oleh Bureau of Mines di Bulletin 503. Tabel diatas berisi nilai yang dipilih sebagai *limits of flammability* dari beberapa gas penyusun CNG yang bercampur dengan udara dan oksigen pada kondisi 20⁰C dan tekanan atmosfer.

Sedangkan untuk komponen lainnya seperti N_2 dan CO_2 , tidak ada dalam tabel diatas. Oleh karena itu, perlu dicari nilai dari Cst pada N_2 dan CO_2 . Dimana Cst dapat diartikan sebagai berapa persen volume dari suatu bahan yang mudah terbakar ditambahkan dengan udara (O_2). Nilai Cst dapat dihitung menggunakan formula :

$$Cst = 21/(0.21 + n)$$

Dimana nominal n diperoleh dari hasil penyetaraan reaksi pembakaran dengan oksigen.

Diketahui bahwa reaksi pembakaran dari N_2 dan CO_2 dengan O_2 adalah sebagai berikut :



Dari kesetimbangan reaksi diatas akan diperoleh nilai n untuk N_2 dan CO_2 adalah 2 dan 1. Jadi nilai Cst dari N_2 dan CO_2 adalah

1. Cst dari N_2

$$\begin{aligned} Cst &= (21/(0.21 + n)); \text{ dimana } n = 2 \\ &= (21/(0.21 + 2)) \\ &= (21/2.21) \\ &= 9.502 \end{aligned}$$

2. Cst dari CO_2

$$\begin{aligned} Cst &= (21/(0.21 + n)); \text{ dimana } n = 1 \\ &= (21/(0.21 + 1)) \\ &= (21/1.21) \\ &= 17.355 \end{aligned}$$

Maka, nilai dari *Low Explosive Limit* dan *High Explosive Limit* keduanya adalah

1. *Low Explosive Limit* dari N₂
 LEL = 0.55Cst N₂ ; dimana Cst N₂= 9.502
 = 0.55 x 9.502
 = 5.2261 (vol%)
2. *High Explosive Limit* dari N₂
 LEL = 3.5Cst N₂ ; dimana Cst N₂= 9.502
 = 3.5 x 9.502
 = 33.257 (vol%)
3. *Low Explosive Limit* dari CO₂
 LEL = 0.55Cst CO₂ ; dimana Cst CO₂= 17.35
 = 0.55 x 17.355
 = 2.8744 (vol%)
4. *High Explosive Limit* dari CO₂
 LEL = 3.5Cst CO₂ ; dimana Cst CO₂= 17.35
 = 3.5 x 17.355
 = 60.7425 (vol%)

IV.2.1. Perhitungan *Low Explosive Limit* dari CNG

Untuk mendapatkan nilai dari *low explosive limit* dari CNG yang notabene merupakan campuran dari beberapa komponen seperti methane, ethane, propane dan lain – lain, maka dapat digunakan formula dari asas LeChatelier, yaitu

$$\sum \text{LEL} = 100 / \sum (\text{Ci} / \text{LELi})$$

Dimana $\sum \text{LEL}$ adalah nilai ambang ledakan dari hasil campuran beberapa komponen (vol%), Ci adalah konsentrasi dari komponen i pada campuran tersebut (vol%) dan LELi merupakan batas maksimum dari konsentrasi campuran uap bahan bakar dan udara, yang akan menyala atau meledak dari komponen i (vol%). Nilai Ci dari CH₄, C₂H₆, C₃H₈, C₄H₁₀⁺, N₂ dan CO₂ adalah

94.034, 1.65, 0.818, 0.425, 1.72, dan 1.353. Sedangkan nilai LEL untuk masing – masing senyawa penyusun CNG tersebut adalah 5, 3, 2.2, 1.9, 5.2261, dan 9.5425. Maka nilai dari $\sum(C_i/LEL_i)$ *Compressed Natural Gas* adalah :

$$\begin{aligned}\sum(C_i/LEL_i) &= [C_{CH_4}/LEL_{CH_4}] + [C_{C_2H_6}/LEL_{C_2H_6}] + \\ & [C_{C_3H_8}/LEL_{C_3H_8}] + [C_{C_4H_{10}}/LEL_{C_4H_{10}}] + \\ & [C_{N_2}/LEL_{N_2}] + [C_{CO_2}/LEL_{CO_2}] \\ &= [94.034/5] + [1.65/3] + [0.818/2.2] + \\ & [0.425/1.9] + [1.72/5.2261] + \\ & [1.353/9.5425] \\ &= 18.8068 + 0.55 + 0.372 + 0.224 + 0.392 \\ & + 0.1417 \\ &= 20.4289\end{aligned}$$

Setelah didapatkan nilai dari $\sum(C_i/LEL_i)$ sebesar 20.4289, maka nilai dari *low explosive limit* dari CNG adalah :

$$\begin{aligned}\sum LEL_{CNG} &= 100 / \sum(C_i/LEL_i) \\ &= 100 / 20.4289 \\ &= 4.8950 \text{ [vol\%]}\end{aligned}$$

IV.2.2. Perhitungan *High Explosive Limit* dari CNG

Dalam menentukan nilai dari *high explosive limit* atau HEL dari CNG dapat digunakan formula yang sama dari asas LeChatelier. Hanya saja nilai dari LEL_i diubah menjadi HEL_i, dimana HEL_i merupakan batas maksimum dari konsentrasi campuran uap bahan bakar dan udara, yang akan menyala atau meledak dari komponen i, dan dapat dirumuskan menjadi :

$$\sum HEL = 100 / \sum(C_i/HEL_i)$$

Nilai dari HEL_i untuk masing – masing CH₄, C₂H₆, C₃H₈, C₄H₁₀+, N₂ dan CO₂ adalah 15, 15, 9.5, 8.5, 33.257, 60,7425. Maka nilai dari $\sum(C_i/HEL_i)$ adalah :

$$\begin{aligned}
 \sum(C_i/HEL_i) &= [C_{CH_4}/HEL_{CH_4}] + [C_{C_2H_6}/HEL_{C_2H_6}] + \\
 & [C_{C_3H_8}/HEL_{C_3H_8}] + [C_{C_4H_{10}}/HEL_{C_4H_{10}}] + \\
 & [C_{N_2}/HEL_{N_2}] + [C_{CO_2}/HEL_{CO_2}] \\
 &= [94.034/15] + [1.65/15] + [0.818/9.5] + \\
 & [0.425/8.5] + [1.72/33.257] + \\
 & [1.353/60.7425] \\
 &= 6.269 + 0.11 + 0.086 + 0.05 + 0.0517 \\
 & + 0.02227 \\
 &= 6.7894
 \end{aligned}$$

Setelah didapatkan nilai dari $\sum(C_i/HEL_i)$ dari perhitungan diatas, maka nilai dari *high explosive limit* dari CNG adalah :

$$\begin{aligned}
 \sum HEL_{CNG} &= 100 / \sum(C_i/HEL_i) \\
 &= 100 / 6.7894 \\
 &= 14.7288 \text{ [vol\%]}
 \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan diatas diperoleh nilai dari $\sum HEL_{CNG}$ dan $\sum LEL_{CNG}$ adalah 4.8950 [vol%] dan 14.7288 [vol%]. Sedangkan dari beberapa referensi didapatkan bahwa LEL (*Low Explosive Limit*) dan HEL (*High Explosive Limit*) dari CNG sama dengan CH₄ yaitu 5 dan 15. Nilai tersebut diambil dan disepakati sebagai *Explosive Limit* dari CNG. Jika konsentrasi gas tersebut berada dibawah LEL, maka ledakan tidak akan terjadi karena kurangnya bahan bakar. Dan jika konsentrasi berada di atas HEL, maka tidak tersedia cukup oksigen untuk memulai reaksi.

Dari hasil yang didapatkan dapat disimpulkan bahwa dengan LEL (*Low Explosive Limit*) dan HEL (*High Explosive Limit*) dari CNG sebesar 4.8950 [vol%] dan

14.7288 [vol%], maka ledakan (*explosion*) bisa terjadi karena tersedia cukup oksigen ($HEL < 15$) dan memiliki kemungkinan untuk tidak terjadi karena adanya kekurangan bahan bakar ($LEL < 5$).

IV.3. Kebutuhan Bahan Bakar

Untuk menentukan nilai kalor (*heating value*) dari mesin dalam keadaan normal perlu diketahui besarnya massa bahan bakar solar dalam sekali penginjeksian. Dalam tabel 3.2. Spesifikasi Mesin Diesel Yanmar TF85 MH, diketahui bahwa besarnya solar yang masuk kedalam ruang bakar pada tiap penginjeksian adalah 0.07 mL. Maka dengan menggunakan perbandingan besaran massa jenis dari solar, dapat diperoleh massa bahan bakar solar adalah

$$\begin{aligned}
 \rho_{\text{solar}} &= m_{\text{solar}} / V_{\text{solar}} \\
 m_{\text{solar}} &= \rho_{\text{solar}} \times V_{\text{solar}} \\
 &= 833 \text{ kg/m}^3 \times (0.07 \times 10^{-6}) \text{ m}^3 \\
 &= 58,31 \times 10^{-6} \text{ kg} \\
 &= 58,31 \times 10^{-3} \text{ gr} \\
 &= 0.05831 \text{ gr}
 \end{aligned}$$

Seperti yang diketahui sebelumnya bahwa nilai kalor (*heating value*) dari bahan bakar solar adalah 35.837 MJ/L dalam satuan volume dan bernilai 44.3886 MJ/kg dalam satuan massa. Konsumsi solar untuk satu kali penginjeksian berdasarkan perhitungan diatas adalah 0.05831 gr. Maka energi yang dihasilkan oleh pembakaran dari motor diesel pada putaran maksimal (2200 RPM) berdasarkan nilai kalornya sama dengan mengalikan nilai kalor dari solar dengan besarnya konsumsi bahan bakar solar per injeksi, yaitu :

$$\begin{aligned}
 HV_{\text{Eng/Inj.}} &= HV_{\text{solar}} \times FC_{\text{per injection}} \\
 &= 44.3886 \text{ MJ/kg} \times 0.05831 \text{ gr}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= 44.3886 \text{ MJ/kg} \times 58,31 \times 10^{-6} \text{ kg} \\
 &= 2588.2993 \times 10^{-6} \text{ MJ} \\
 &= 0.002588 \text{ MJ} \\
 &= 2.588 \text{ kJ}
 \end{aligned}$$

Jadi diperoleh nilai kalor mesin (HV_{ENGINE}) yang dihasilkan untuk satu kali penginjeksian bahan bakar adalah 0.002588 MJ. Nilai tersebut adalah nilai kalor mesin dengan sistem bahan bakar diesel 100% pada kondisi 2200 RPM.

Berdasarkan nilai kalor tersebut dan dari beberapa referensi, diketahui bahwa hasil pengkonversian bahan bakar solar dan CNG dengan acuan *energy content* atau *low heating value* dari masing – masing bahan bakar adalah dalam 1 m³ CNG atau 0.78 kg CNG memiliki nilai energi yang sama dengan 1.14 L solar.

$$\begin{aligned}
 \frac{1 \text{ m}^3 \text{ CNG}}{1 \text{ dm}^3 \text{ CNG}} &= \frac{1.14 \text{ L solar}}{a} \\
 a &= 1.14 \times 10^{-3} \text{ L}_{\text{solar}} \\
 1 \text{ L}_{\text{CNG}} &= 1.14 \text{ mL solar}
 \end{aligned}$$

Dalam 1 kali penginjeksian bahan bakar solar pada kondisi normal (100%) diperlukan 0.07 mL solar. Oleh karena itu, 0,07 mL solar setara dengan

$$\begin{aligned}
 \frac{0.07}{1.14} &= \frac{X_{\text{CNG}}}{1 \text{ L}_{\text{CNG}}} \\
 x &= \frac{0.07}{1.14} \\
 &= 0.05701 \text{ Liter}_{\text{CNG}} \\
 &= 57 \text{ mL}_{\text{CNG}}
 \end{aligned}$$

Jadi dalam 1 kali penginjeksian bahan bakar solar sebesar 0.07 mL setara dengan memasukkan 57 mL CNG kedalam

ruang bakar. Tabel berikut ini adalah besar nilai CNG secara teoritis yang dapat menggantikan solar dalam prosentase 10 % sampai dengan 90%.

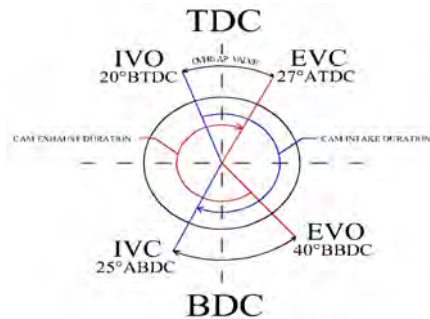
% CNG	Vol % _{CNG}
10%	5.70 mL
20%	11.4 mL
30%	17.1 mL
40%	22.8 mL
50%	28.5 mL
60%	34.2 mL
70%	39.9 mL
80%	45.6 mL
90%	51.3 mL

Tabel 4.6 Perbandingan Massa dan Volume Bahan Bakar Solar dan CNG Berdasarkan Nilai dari *Heating Value*

IV.4. Waktu Penginjeksian Berdasarkan Variasi Putaran

IV.4.1. Spesifikasi Kinerja Katup Hisap Dan Katup Buang

Kinerja dari katup hisap maupun katup buang dapat dilihat pada *valve timing diagram* pada gambar 4.1 dibawah ini.



Gambar 4.1 Valve Timing Diagram Yanmar TF85 MH

Tabel berikut ini adalah data spesifikasi kerja katup pada kondisi standar sekaligus penjabaran dari data valve timing dari Yanmar TF85 MH diatas.

No	Valve Condition	Angle
1	Intake Valve Open	20 ⁰ BTDC
2	Intake Valve Close	25 ⁰ ABDC
3	Exhaust Valve Open	40 ⁰ BBDC
4	Exhaust Valve Close	27 ⁰ ATDC

Tabel 4.7 Spesifikasi Kerja Katup Yanmar TF85 MH Pada Kondisi Standar

Dari data pada tabel 4.8 dan gambar 4.1 tersebut dapat disimpulkan bahwa :

- a. Durasi katup hisap membuka (t_h)

$$t_h = 20^0 \text{ (BTDC)} + 180^0 + 25^0 \text{ (ABDC)}$$

$$= 225^0$$
- b. Durasi katup buang membuka (t_b)

$$t_b = 40^0 \text{ (BBDC)} + 180^0 + 27^0 \text{ (ATDC)}$$

$$= 247^0$$
- c. Durasi *overlapping valve* (valve hisap dan buang terbuka bersamaan) (t_{ov})

$$t_b = 20^0 \text{ (BTDC)} + 27^0 \text{ (ATDC)}$$

$$= 47^0$$

IV.4.2. Waktu Penginjeksian Bahan Bakar

Pada pengujian kinerja motor diesel yang sudah mengaplikasikan *dual fuel converter* , putaran yang akan dipakai adalah 2200 RPM, 2000 RPM, 1800 RPM, dan 1500 RPM. Putaran motor diesel berpengaruh terhadap waktu penginjeksian bahan bakar. Untuk bahan bakar solar, putaran berpengaruh pada jumlah injeksi bahan bakar kedalam silinder. Semakin cepat putaran motor, maka semakin banyak pula penginjeksian yang terjadi.

Motor diesel 4 langkah adalah mesin pembakaran dalam, dimana dalam satu kali siklus pembakaran akan mengalami empat langkah piston dan dapat diartikan bahwa motor tersebut memerlukan dua putaran poros engkol (*crankshaft*) per satu siklus ($i = 2$). Karena putaran motor ada empat variasi, yakni 2200 RPM, 2000 RPM, 1800 RPM, dan 1500 RPM maka masing – masing dari nilai tersebut dibagi dua untuk mendapatkan jumlah penginjeksian bahan bakar dalam satu menit.

Jika sudah didapatkan jumlah injeksi dalam satu menit, maka nilai tersebut perlu dibagi dengan 60 (1 menit = 60 detik) untuk mendapatkan jumlah injeksi per detik. Tabel berikut ini merupakan hasil perhitungan jumlah injeksi bahan bakar per detik untuk mendapatkan rentan waktu penginjeksian bahan bakar.

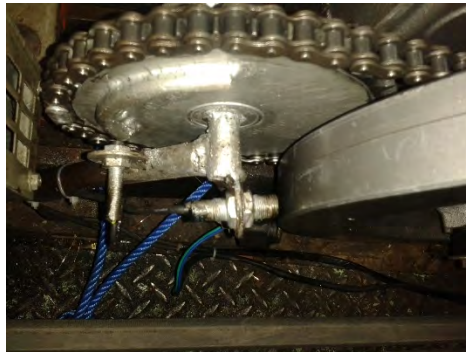
Data	RPM			
	2200	2000	1800	1500
X	1100	1000	900	750
Y	18.33	16.67	15.00	12.50
Z	0.0545	0.06	0.0667	0.08
A	0.0036	0.0039	0.0044	0.0052
B	0.0510	0.0561	0.0623	0.0748

Tabel 4.8 Waktu Penginjeksian Bahan Bakar Solar Berdasarkan Variasi Putaran

- Dimana: X = Banyak injeksi dalam 1 menit
 Y = Banyak injeksi dalam 1 detik
 Z = Durasi waktu untuk satu kali penginjeksian (masih termasuk *over lapping valve*) [s]
 A = Durasi waktu *over lapping valve*
 $= 47 \times Z / 720$ [s]
 B = Durasi waktu untuk satu kali penginjeksian (tidak termasuk *over lapping valve*)

$$= Z - A \text{ [s]}$$

Sedangkan untuk waktu penginjeksian bahan bakar gas, diperoleh dari seberapa panjang sensor dapat membaca tanda yang dibuat. Waktu membukanya katup *timing* adalah selama 0,035 detik. Pada gambar dibawah ini menunjukkan panjang metal yang digunakan oleh sensor untuk membuka dan menutup *valve timing*.



Gambar 4.2 Sensor Bukaan Katup *Timing*

IV.5. Sistem Penginjeksian Gas dan Data Teknis Spesifikasi Komponen

IV.5.1. Sistem Kerja Penginjeksian Bahan Bakar Gas

Secara umum, sistem kerja dari penginjeksian bahan bakar gas yang diterapkan pada konverter kit ini adalah :

- a. Bahan bakar gas (CNG) yang berada dalam tabung bertekanan tinggi (200 bar) dikeluarkan dengan menurunkan terlebih dahulu tekanannya dengan menggunakan Pressure Regulator sampai tekanannya sesuai dengan kebutuhan konsumsi bahan bakar.
- b. Setelah dilakukan penurunan tekanan, gas akan dilewatkan ke safety valve dengan tujuan jika ada over

- pressure gas akan dikeluarkan dari sistem. Safety valve juga dapat difungsikan sebagai emergency stop.
- c. Katup kedua yang dilewati oleh CNG adalah *cut off valve*. Fungsi utama dari katup ini adalah sebagai katup on dan off dari sistem ini. Jadi ada 2 katup yang berfungsi sebagai *safety system* dari konverter kit ini.
 - d. Pada sistem ini, *flow control* berfungsi sebagai pengatur atau pengendali besar kecilnya aliran fluida (debit).
 - e. Untuk mengkalibrasi jumlah debit dari CNG, dapat dilihat dengan menggunakan *flowmeter* yang diletakan setelah *flow control* ini.
 - f. CNG akan masuk kedalam intake manifold bersamaan dengan terbukanya katup timing. Katup timing ini terbuka jika sensor yang dipasang pada flywheel (gambar 4.2) memberi input ke PLC (Programmable Logic Control)

Bahan bakar alternatif (CNG) dicampurkan dengan udara segar di intake manifold (atau disuntikkan ke dalam silinder) dan dimasukkan ke dalam silinder dan dinyalakan oleh sejumlah kecil bahan bakar diesel ketika piston mendekati akhir langkah kompresi (TMA kompresi). Partikel-partikel bahan bakar halus bercampur dengan udara untuk membentuk campuran yang mudah terbakar yang kemudian menyatu karena suhu tinggi. Ledakan yang menghasilkan pembakaran dari kompresi tersebut kemudian ikut membakar gas secara langsung karena sudah bercampur dengan udara dan solar.

Sebelum pengoperasian converter kit atau penginjeksian bahan bakar gas, motor diesel tersebut dijalankan terlebih dahulu selama kurun waktu tertentu dengan bahan bakar solar. Beban yang diberikan untuk proses ini kurang lebih hanya setengah beban maksimal. Beban ini dipertahankan sampai motor mencapai kondisi operasi normal (idle). Untuk dioperasikan dengan

menggunakan mode dual fuel, kondisi motor tetap dipertahankan pada kondisi yang sama ketika hanya membutuhkan bahan bakar diesel saja. Dengan tanpa mengurangi kuantitas bahan bakar diesel (solar) dan sekaligus membuka katup kontrol CNG, motor bisa dioperasikan untuk kecepatan dan beban yang diinginkan.

Untuk menginjeksikan bahan bakar gas (CNG) ke *intake manifold*, dibutuhkan waktu (*timing*) yang tepat. Waktu penginjeksian gas ini diatur oleh katup *timing* yang letaknya berada didekat *intake manifold*. Setiap kali sensor membaca tanda yang sudah dibuat di gear, *timing valve ini* secara otomatis akan membuka. Dan ketika sudah tidak ada inputan dari sensor, katup *timing ini* akan menutup. Durasi membukanya katup *intake* adalah selama 0,035 detik.

IV.5.2. Spesifikasi Teknis Komponen

Memodifikasi sistem bahan bakar pada dasarnya mengubah standar keamanan dan kenyamanan yang sudah dirancang oleh pabrikan (*maker*). Di Indonesia sudah keluar Peraturan Menteri Perindustrian Republik Indonesia Nomor : 70/M-IND/PER/7/2012 tentang pemberlakuan persyaratan teknis rangkaian komponen converter kit untuk kendaraan bermotor secara wajib. Beberapa persyaratan teknis yang ditetapkan dalam Peraturan Menteri Perindustrian adalah persyaratan yang wajib dipenuhi oleh pelaku usaha dari dalam negeri maupun luar negeri terkait dengan penerapan standar yang digunakan yang berhubungan dengan keselamatan, kesehatan, keamanan manusia, hewan dan tumbuhan serta perlindungan lingkungan hidup.

Berdasarkan peraturan ini, konverter kit dengan bahan bakar CNG, sekurang – kurangnya terdiri dari :

- Pipa penyaluran,
- Pengatur (*regulator*),

- Pencampur (*mixer*) / Injector,
- Katup silinder (*cylinder valve*),
- Katup isolasi (*isolation valve*),
- Pengisi katup non-balik (*refuelling non-return valve*),
- Sambungan pengisian (*refueling connection*),
- Alat pemutus otomatis (*safety cut-off device*),
- Peralatan control tekanan gas,
- Indikator volume bahan bakar gas,
- Alat kontrol elektronik (*ECU*), dan
- Perkabelan (*electrical wiring*) untuk rangkaian komponen konversi gas.

Selain peraturan dari kementerian perindustrian, Biro Klasifikasi Indonesia (BKI) juga mengeluarkan peraturan perihal modifikasi *dual fuel*, yaitu pada BKI 2013 Part 1. Vol 24 *Guidelines For The Use of Gas As Fuel For Ships 2013 Edition*.

Dalam memodifikasi sistem bahan bakar motor diesel menjadi *dual fuel diesel engine*, penelitian ini akan diperlukan peralatan – peralatan konversi yang mendukung. Data peralatan yang akan dipasang untuk memodifikasi sistem *diesel fuel* menjadi sistem *dual fuel* pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Tabung gas CNG

Tabung Gas CNG adalah tabung yang digunakan sebagai penyimpanan bahan bakar gas yang terbuat dari logam maupun non logam yang dipasang pada kendaraan bermotor. (Peraturan Menteri Perindustrian Republik Indonesia Nomor : 70/M-IND/PER/7/2012). Tabung CNG memiliki syarat khusus yaitu mampu menahan tekanan simpan dari CNG sebesar 200 – 250 bar.

Tabung CNG pada konverter kit *dual fuel* harus memiliki sertifikasi ISO 11439 (international) yang

berhubungan dengan standar internasional untuk manufaktur tabung CNG. Selain peraturan dari ISO 11439 dan Peraturan yang dikeluarkan oleh Kementerian Perindustrian, Tabung CNG yang dipakai dalam konverter kit harus sesuai dengan *Rules* BKI 2013 Part 1, Volume 24, Section 2, I.2.1. jika diterapkan di Indonesia, terutama dibidang perkapalan dan kelautan. Di Indonesia selain BKI, aturan mengenai tabung Gas Alam juga diatur dalam SNI ISO 7408:2009. Dalam peraturan ini dijelaskan cara pengujian tabung gas alam bertekanan (CNG) untuk kendaraan bermotor. Berikut ini adalah spesifikasi dari tabung CNG yang digunakan :

CNG Type	: steel cylinder
Material	: BS5045 steel
Cyl. Volume	: 45 Liters
Weight	: 70-80 kg
Dimension	: 462 mm x 1143 mm
Working Pressure	: 200 bars



Gambar 4.3 Tabung CNG

2. Pressure Regulator

Pressure Regulator (pengatur tekanan) adalah katup yang secara otomatis memutuskan aliran cairan

atau gas pada tekanan tertentu. Regulator digunakan untuk memungkinkan cairan atau gas dengan tekanan tinggi dikurangi menjadi tekanan yang aman untuk digunakan pada berbagai aplikasi. Pressure Regulator yang digunakan untuk CNG pada konverter kit *dual fuel* harus memiliki sertifikasi ISO 11439 (international) yang berhubungan dengan standar internasional untuk komponen sistem CNG sub regulator gas.

Gas regulator tekanan digunakan untuk mengatur tekanan gas tapi tidak sesuai digunakan untuk mengukur laju aliran. *Flowmeters*, *Rotometers* atau *Mass Flow Controllers* harus digunakan untuk mengatur tingkat aliran gas secara akurat. Dalam penelitian ini, digunakan pressure regulator dengan spesifikasi :

Kode : RO2-YAMATO
Jenis : Regulator
Tipe : Industrial Oxygen Regulator
Merk : Yamato
No.REG : 240767
Adjustment Pressure Range : 0 - 3500 lbf/in²



Gambar 4.4 Regulator O₂ (RO2 – Yamato)

Penggunaan regulator (Oxygen) O₂ pada penelitian ini hanya digunakan untuk memenuhi tekanan tabung CNG yang senilai 200 bar. Untuk penelitian selanjutnya, penggunaan regulator khusus untuk CNG sangat direkomendasikan.

3. Katup Pneumatik (Solenoid)

Katup pneumatik ini berfungsi mengalirkan atau menghentikan aliran CNG dari tangki ke *intake manifold*. Membuka dan menutupnya katup ini diatur dengan menggunakan program kontrol on/off pada sistem kontrol PLC. Dalam penelitian ini digunakan 3 buah katup pneumatik dengan dengan spesifikasi yang sama namun memiliki fungsi yang berbeda. Berikut ini merupakan spesifikasi dari katup solenoid pneumatik yang dipakai dalam penelitian ini :



Gambar 4.5. Pneumatik Valve (SPC DL-6C)

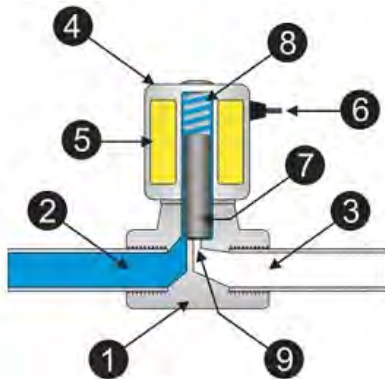
Merk	: SPC DL-6C
Acting type	: Normally closed
Working medium	: Air, Gas
Motion Pattern	: Direct Drive Type
Aperture of Flow Rate	: 2.5

CV Value	: 0.23
Joint Pipe Bore	: G5mm
Operating Fluid Viscos:	20 CST below
Working Pressure	: 1 – 16 Bar
Operating Temperature:	-5 to +180°C
Voltage	: AC220V
Material of Body	: Brass

Fungsi dari ketiga katup tersebut adalah sebagai ¹*safety* (keselamatan), ²*cut off* (on/off), dan ³*timing*. Dengan fungsi masing – masing adalah sebagai berikut

- *Safety Valve*
Katup ini memiliki fungsi sebagai sistem keselamatan dari konverter kit. Dimana jika terjadi *over pressure* pada CNG yang sudah direduksi tekanannya oleh regulator, maka sistem kontrol akan otomatis mati dan menutup buka tutupnya katup. Mekanisme katup ini mengakibatkan laju gas dalam *gas tubing* terhenti dan akan kembali beroperasi jika kebocoran sudah teratasi. *Safety valve* juga dapat difungsikan sebagai emergency stop dalam kondisi tertentu.
- *Cut Off Valve*
Katup *Cut Off* pada dasarnya sama dengan fungsi dari *safety valve*. Jadi dalam sistem penginjeksian bahan bakar gas ini akan digunakan 2 katup sebagai alat keamanannya. Desain ini dibuat jika tekanan yang diterima katup lebih dari 16 MPa yang berarti tekanan tersebut sudah melebihi tekanan maksimal yang mampu diterapkan pada katup.
- *Timing Valve*
Timing valve berfungsi sebagai katup yang mengontrol waktu masuknya bahan bakar gas kedalam *intake manifold*. Katup ini berhubungan dengan sensor yang ada pada instalasi gear

ambahan untuk mengetahui kapan gas akan diinjeksikan dan kapan katup akan menutup. Pada dasarnya waktu untuk membuka katup harus menyesuaikan putaran motor diesel. Namun karena kecepatan aliran data yang mampu ditransferkan dari sensor ke PLC dan PLC ke katup hanya sebesar 0.1 detik, maka *timing valve* ini hanya dapat menginjeksikan bahan bakar gas sebanyak 600 kali dalam satu menit untuk semua variasi putaran diatas 1200 RPM.



Keterangan :

1. Valve body
2. Inlet Port
3. Outlet Port
4. Coil/Solenoid
5. Coil Windings
6. Lead Wires
7. Plunger
8. Spring
9. Orifice

Gambar 4.6. Bagian – bagian Katup Pneumatik

Media (gas atau fluida) yang dikontrol oleh solenoid valve melewati inlet port. Media harus mengalir melewati orifice sebelum diteruskan ke outlet port. Orifice ini terbuka dan tertutup sesuai dengan plunger. Tipe katup pneumatik yang normally-closed, menggunakan pegas (spring) untuk menekan plunger sehingga tekanan yang ada di inlet port turun ketika mencapai outlet port.

4. Flow Control

Flow control pada dasarnya adalah katup yang berfungsi untuk mengontrol / mengendalikan besar kecilnya aliran fluida, baik dalam fase gas maupun cairan. Karena output dari *flow control* ini tidak dapat dibaca dari sistem kontrol maupun dilihat secara kasat mata, perlu ditambahkan alat untuk mengkalibrasi jumlah debit dari CNG yang akan diatur oleh alat ini. Alat yang dimaksud adalah *Flowmeters*, *Rotometers* atau *Mass Flow Controllers*.



Gambar 4.7. Flow Control AutoTech RE-02

Dibawah ini merupakan spesifikasi dari katup flow control manual yang dipakai dalam penelitian ini :

Merk	: AutoTech RE-02
Working medium	: Air, Gas, Fluids
Working Pressure	: 0.15 – 0.8 MPa (1.5 – 8 Bar)
Joint Pipe Bore	: G5mm
Metode	: Manual

Dalam sistem penginjeksian bahan bakar gas, peran dan fungsi flow control sebagai pengatur besar

debit gas yang akan diinjeksikan, sangat besar. Namun karena pada setiap kenaikan beban, flow control tidak bisa secara otomatis, maka untuk penelitian selanjutnya flow control manal ini perlu diganti dengan flow control electric yang mampu membaca sensor yang ditempatkan pada setiap perubahan pembebanan.

5. Flow Meter

Flow meter berfungsi sebagai alat kalibrasi untuk jumlah debit dari gas yang akan diinjeksikan kedalam *intake manifold*. Ketika mengatur bukaan dari *flow control*, alat ini akan mengkalibrasi besarnya debit. Jadi fungsi kedua komponen ini saling berhubungan. Dari pabrikan, diperoleh spesifikasi dari *flow meter* yang dipakai dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

Gas Service	: CO ₂ and Argon
Max. Inlet	: 23 MPa
Max. Outlet	: 4 MPa
Max. Flow	: 25 LPM
Inlet Connection	: G5mm



Gambar 4.8. Flow Meter

6. Gas Tubing (Selang)

Komponen ini berfungsi untuk mengalirkan bahan bakar gas dari tangki ke *converter* dan dari *converter* ke intake manifold. Selang yang digunakan adalah selang khusus untuk gas dengan tekanan maksimal sampai 10 bar. Peraturan internasional ditetapkan oleh ISO 15500 – 17:2001 terhadap *flexible fuel line*. Dan berikut ini adalah spesifikasi dari *gas tubing* untuk transfer CNG dari tabung ke *intake manifold*.

Material	: Silicone epdm
Temperature	: -60 ⁰ C to 200 ⁰ C
Color	: Blue
Quality System	: ISO9001-2008
Max Pressure	: 1 MPa (10 Bars)



Gambar 4.9. Gas Tubing

7. Sensor

Sensor yang digunakan pada penelitian ini adalah proximity sensor. Sensor ini digunakan untuk membaca putaran motor diesel dan valve timingnya. Jadi lama waktu penginjeksian bahan bakar gas bergantung dari data yang didapat oleh sensor sebagai data masukan bagi sistem control.

8. Sistem Kontrol

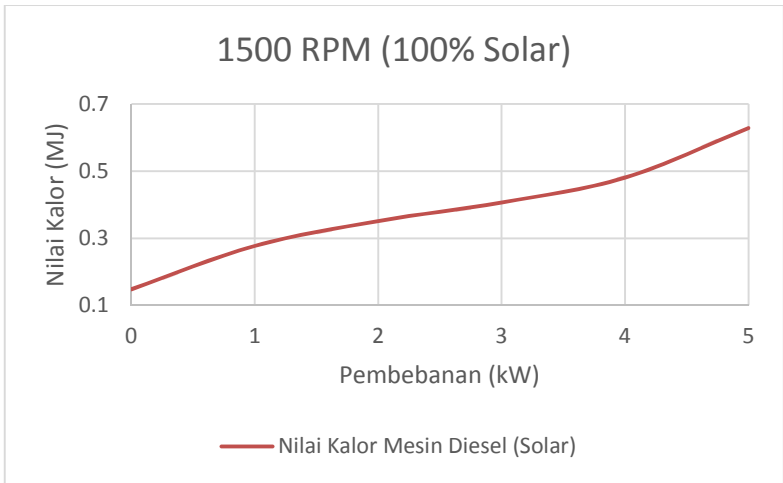
Sistem kontrol pada penelitian ini menggunakan PLC (*Programmable Logic Control*). PLC memiliki peran yang sangat penting yaitu untuk menentukan waktu penyemprotan bahan bakar. Lamanya katup pneumatik akan membuka dan kapan akan menutuplah yang diatur dalam sistem kontrol ini. Selain itu, PLC ini juga digunakan untuk pengaman apa bila ada terjadi kebocoran pada saluran gas dan secara otomatis memutus laju aliran bahan bakar gas didalam *gas tubing*.

IV.6. Perbandingan Nilai Kalor Solar – CNG dan Solar

IV.6.1. Solar Normal

Nilai kalor dari bahan bakar solar dalam kondisi mesin standar (100%) diuji dalam putaran mesin konstan dengan variasi pembebanan dari 1000 sampai 5000 sebagai acuan untuk percobaan selanjutnya. Gambar 4.10 merupakan grafik nilai kalor yang dihasilkan oleh mesin dengan putaran 1500 dalam waktu 1 menit. Nilai kalor yang paling rendah terbentuk dari konsumsi bahan bakar sebesar 4 mL atau sebesar 0.0033 kg dalam waktu 60 detik (1 menit), yaitu 0.1479 MJ. Pada pembebanan 1 kW atau 1000 Watt mengalami peningkatan nilai kalor sebesar 46.6% dibandingkan dengan tanpa beban. Konsumsi bahan bakarnya adalah sebesar 8 mL untuk setiap menitnya. Untuk pembebanan 2 kW, peningkatan sebesar 57% dibandingkan dengan tanpa beban dan dihasilkan konsumsi bahan bakar sebesar 10 mL. Pada pembebanan

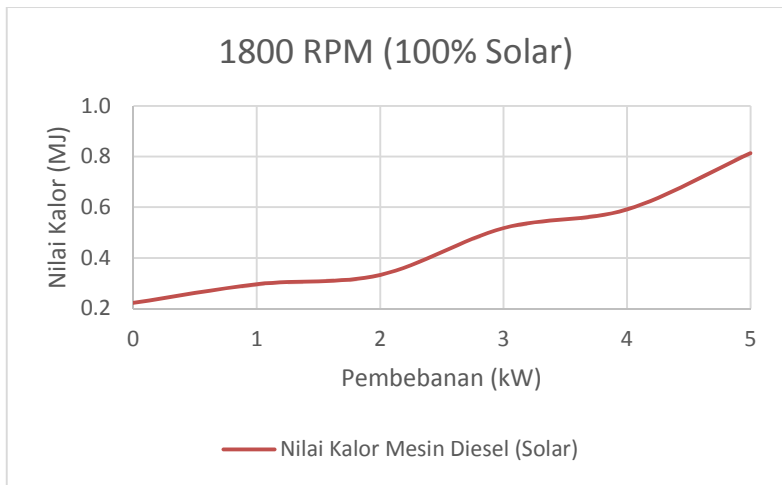
3 kW, terjadi pula peningkatan nilai kalor dengan prosentase sebesar 63% jika dibandingkan dengan tanpa pembebanan. Sedangkan untuk beban 4 kW, nilai kalor naik mengalami kenaikan sebesar 69% dibandingkan dengan pembebanan 0 kW. Dan pada pembebanan yang terakhir sebesar 5 kW, nilai kalor naik sampai 76,5% dan konsumsi bahan bakar sebesar 17 mL.



Gambar 4.10. Grafik Nilai Kalor Vs Pembebanan Pada 1500 RPM Untuk Bahan Bakar Solar Normal

Gambar 4.11 dibawah ini merupakan grafik nilai kalor yang dihasilkan oleh mesin dengan putaran 1800 RPM dalam waktu 1 menit. Nilai kalor yang paling rendah terbentuk dari konsumsi bahan bakar sebesar 6 mL atau sebesar 0.005 kg dalam waktu 60 detik (1 menit), yaitu 0.2219 MJ. Pada pembebanan 1 kW atau 1000 Watt mengalami peningkatan nilai kalor sebesar 25% lebih besar dengan konsumsi bahan bakar sebesar 8 mL untuk setiap menitnya. Untuk pembebanan 2 kW, peningkatan sebesar 33% diperoleh dengan konsumsi

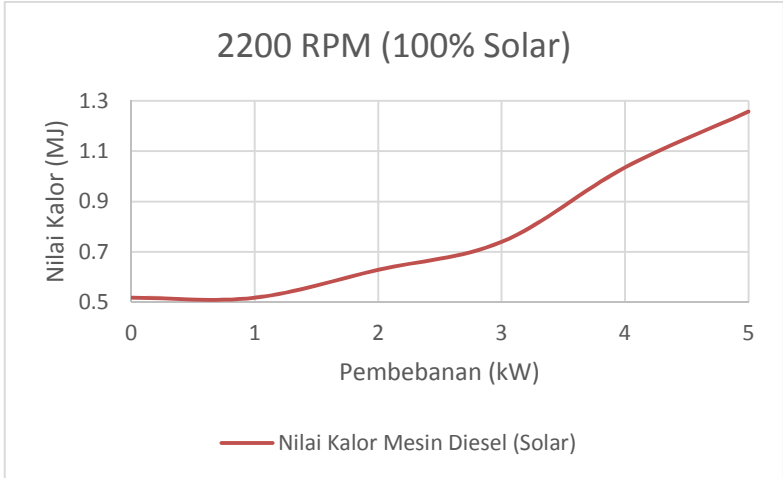
bahan bakar sebesar 9 mL. Pada pembebanan 3 kW, terjadi pula peningkatan nilai kalor dengan prosentase sebesar 57%. Sedangkan untuk beban 4 kW, nilai kalor naik mengalami kenaikan hanya sebesar 62.5% jika dibandingkan dengan pembebanan 0 kW. Dan pada pembebanan yang terakhir sebesar 5 kW, nilai kalor naik sampai 72.7% untuk konsumsi bahan bakar sebesar 17 mL.



Gambar 4.11. Grafik Nilai Kalor Vs Pembebanan Pada 1800 RPM Untuk Bahan Bakar Solar

Gambar 4.12 dibawah ini merupakan grafik nilai kalor yang dihasilkan oleh mesin dengan putaran maksimal yaitu sebesar 2200 RPM dalam waktu 1 menit. Nilai kalor yang paling rendah terbentuk pada kondisi pembebanan 0 kW dan 1 kW, yaitu 0.0511 MJ. Untuk pembebanan 2 kW, peningkatan sebesar 17,6% diperoleh dengan konsumsi bahan bakar sebesar 17 mL. Pada pembebanan 3 kW, terjadi pula peningkatan nilai kalor dengan prosentase sebesar 30%. Sedangkan untuk beban 4

kW, nilai kalor naik mengalami kenaikan hanya sebesar 50% untuk konsumsi solar sebesar 28 mL. Dan pada pembebanan yang terakhir sebesar 5 kW, nilai kalor naik sampai 58,8% untuk konsumsi bahan bakar sebesar 34 mL.



Gambar 4.12. Grafik Nilai Kalor Vs Pembebanan Pada 2200 RPM Untuk Bahan Bakar Solar

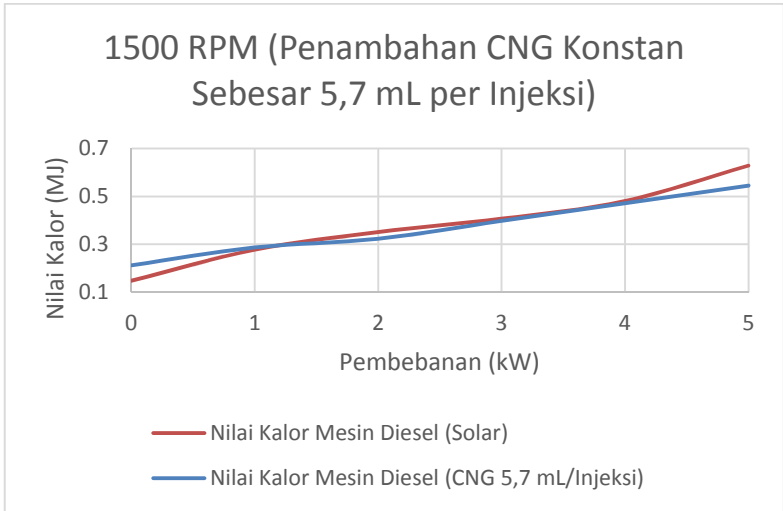
IV.6.2. Solar Normal Dengan Adanya Penambahan CNG Konstan Sebesar 5,7 mL

Setelah dilakukan penambahan CNG sebesar 5,7 mL kedalam mesin, nilai kalor dari masing – masing bahan bakar solar diuji dalam putaran mesin konstan dengan variasi pembebanan dari 1000 sampai 5000. Tujuan penambahan ini adalah untuk mengetahui apakah dengan menggunakan penambahan CNG tanpa pengurangan solar akan berpengaruh terhadap jumlah konsumsi bahan bakar solar. Dimana volume CNG per injeksi adalah 5,7 mL.

Gambar 4.13 merupakan grafik nilai kalor yang dihasilkan oleh mesin dengan putaran 1500 dalam waktu 1

menit yang sudah ditambahkan CNG sebesar 5,7 mL. Nilai kalor yang paling rendah terbentuk dari konsumsi bahan bakar solar sebesar 2 mL dan penambahan CNG sebesar 5,7 mL per injeksi dalam waktu 60 detik (1 menit), yaitu 0.2126 MJ. Pada pembebanan 1 kW atau 1000 Watt mengalami peningkatan nilai kalor sebesar 3.35% terhadap nilai kalor yang dihasilkan jika hanya menggunakan solar 100%, dengan konsumsi bahan bakar sebesar 4 mL untuk setiap menitnya. Volume tersebut lebih kecil dari konsumsi bahan bakar solar murni pada pembebanan dan putaran yang sama (8mL). Penghematan volume bahan bakar solar adalah sebesar 50% jika dibandingkan dengan konsumsi bahan bakar solar pada kondisi standar. Untuk pembebanan 2 kW, terjadi penurunan nilai kalor sebesar 7,88% jika dibandingkan dengan hasil dari penggunaan solar saja pada beban dan putaran yang sama. Namun volume yang dibutuhkan lebih kecil dari konsumsi bahan bakar solar murni pada pembebanan dan putaran yang sama. Penghematan volume bahan bakar solar adalah sebesar 52% jika dibandingkan dengan konsumsi bahan bakar solar pada kondisi standar.

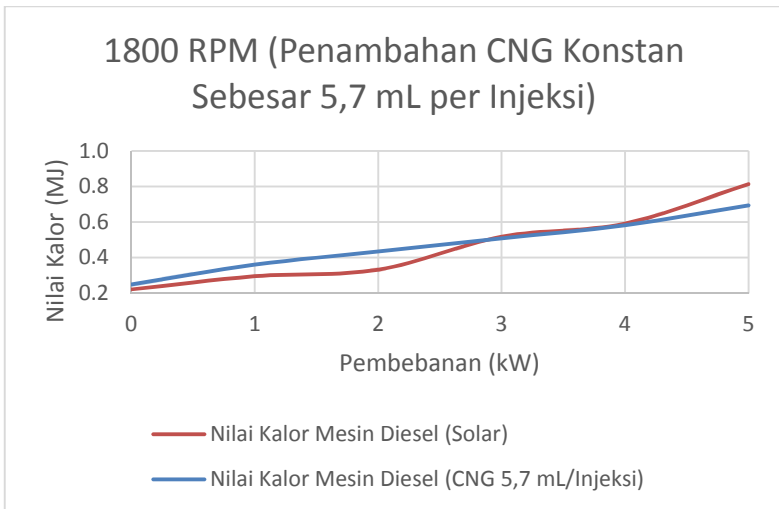
Pada pembebanan 3 kW, terjadi pula penurunan konsumsi bahan bakar solar menjadi 7 mL dengan prosentase penghematan sebesar 63,64%. Selain itu nilai kalor yang dihasilkan mengalami penurunan sebesar 2,26% dari nilai kalor yang dihasilkan oleh diesel dengan hanya menggunakan solar. Sedangkan untuk beban 4 kW, nilai kalor juga mengalami penurunan hanya sebesar 1,91%. dan penghematan bahan bakar solar sebesar 69,23%. Pada pembebanan yang terakhir yakni sebesar 5 kW, nilai kalor turun sampai 13.23% dan penghematan konsumsi bahan bakar solar hanya sebesar 35,29%. Jadi ketika dicoba dengan tanpa beban, nilai kalornya naik dan jika ditambahkan beban, nilai kalornya turun. Namun bahan bakar solar tetap lebih hemat.



Gambar 4.13. Grafik Nilai Kalor Vs Pembebanan Pada 1500 RPM Untuk Penambahan CNG Konstan Sebesar 5,7 mL

Gambar 4.14 merupakan grafik nilai kalor yang dihasilkan oleh mesin dengan putaran 1800 RPM dalam waktu 1 menit dan yang sudah ditambahkan CNG sebesar 5,7 mL. Nilai kalor yang paling rendah terbentuk dari konsumsi bahan bakar solar sebesar 3 mL dan penambahan CNG sebesar 5,7 mL per injeksi dalam waktu 60 detik (1 menit), yaitu 0.249 MJ. Pada pembebanan 1 kW atau 1000 Watt, terjadi peningkatan nilai kalor sebesar 21,89% terhadap nilai kalor yang dihasilkan dengan solar 100%, dengan konsumsi bahan bakar sebesar 6 mL untuk setiap menitnya. Volume tersebut lebih kecil dari konsumsi bahan bakar solar murni pada pembebanan dan putaran yang sama. Penghematan volume bahan bakar solar adalah sebesar 25% jika dibandingkan dengan konsumsi bahan bakar solar pada kondisi standar. Untuk pembebanan 2

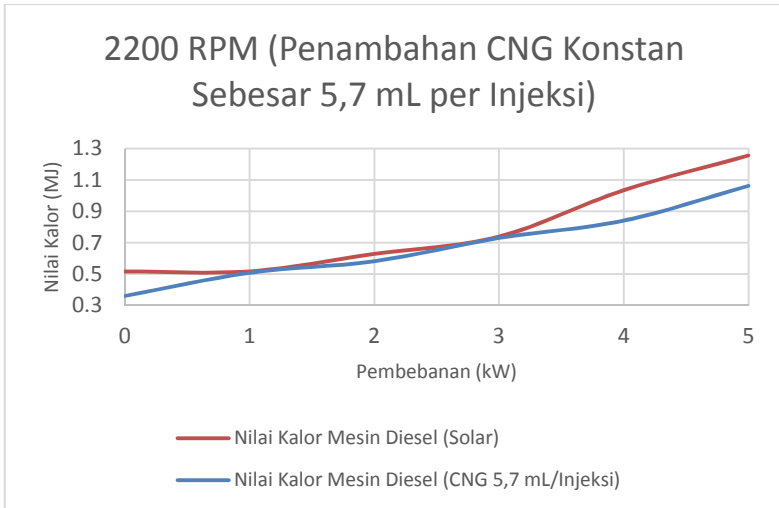
kW, nilai kalor naik sebesar 30,57% dibandingkan dengan diuji dengan solar saja pada putaran dan beban yang sama. Penghematan konsumsi solar yang terjadi hanya sebesar 11%. Pada pembebanan 3 kW, terjadi penurunan konsumsi bahan bakar solar menjadi 8 mL dengan prosentase penghematan sebesar 11,11%. Nilai kalor yang dihasilkan pun mengalami penurunan sebesar 1,78% dari nilai kalor yang dihasilkan oleh diesel dengan hanya menggunakan solar. Sedangkan untuk beban 4 kW, nilai kalor juga mengalami penurunan hanya sebesar 1,55%. dan penghematan bahan bakar solar sebesar 25%. Pada pembebanan yang terakhir yakni sebesar 5 kW, nilai kalor turun sampai 14,77% dan penghematan konsumsi bahan bakar solar adalah sebesar 31,82%.



Gambar 4.14. Grafik Nilai Kalor Vs Pembebanan Pada 1800 RPM Untuk Penambahan CNG Konstan Sebesar 5,7 mL

Gambar 4.15 merupakan grafik nilai kalor yang dihasilkan oleh mesin dengan putaran 1800 RPM dalam waktu 1 menit dan yang sudah ditambahkan CNG sebesar 5,7 mL. Nilai kalor yang paling rendah terbentuk dari konsumsi bahan bakar solar sebesar 6 mL dan penambahan CNG sebesar 5,7 mL per injeksi dalam waktu 60 detik (1 menit), yaitu 0.36 MJ. Pada pembebanan 1 kW atau 1000 Watt, terjadi penurunan nilai kalor sebesar 30,35% terhadap nilai kalor yang dihasilkan dengan menggunakan solar saja. Dan konsumsi bahan bakar adalah sebesar 10 mL untuk setiap menitnya. Volume tersebut lebih kecil dari konsumsi bahan bakar solar murni pada pembebanan dan putaran yang sama (14mL). Penghematan volume bahan bakar solar adalah sebesar 28,57% jika dibandingkan dengan konsumsi bahan bakar solar pada kondisi standar. Untuk pembebanan 2 kW, nilai kalor hanya turun sebesar 7,35% jika dibandingkan dengan nilai kalor yang dihasilkan saat menggunakan solar saja pada putaran dan beban yang sama. Penghematan konsumsi solar adalah sebesar 29,41%.

Pada pembebanan 3 kW, terjadi penurunan konsumsi bahan bakar solar menjadi 16 mL dengan prosentase penghematan sebesar 20%. Nilai kalor yang dihasilkan mengalami penurunan sebesar 7.35% dari nilai kalor yang dihasilkan oleh diesel dengan hanya menggunakan solar. Sedangkan untuk beban 4 kW, nilai kalor juga hanya mengalami penurunan sebesar 1,24% dari nilai kalor yang dihasilkan oleh diesel dengan hanya menggunakan solar. Dan penghematan bahan bakar solar sebesar 32%. Pada pembebanan yang terakhir yakni sebesar 5 kW, nilai kalor turun sampai 15,44% dan penghematan konsumsi bahan bakar solar adalah sebesar 26,47%.



Gambar 4.15. Grafik Nilai Kalor Vs Pembebanan Pada 2200 RPM Untuk Penambahan CNG Konstan Sebesar 5,7 mL

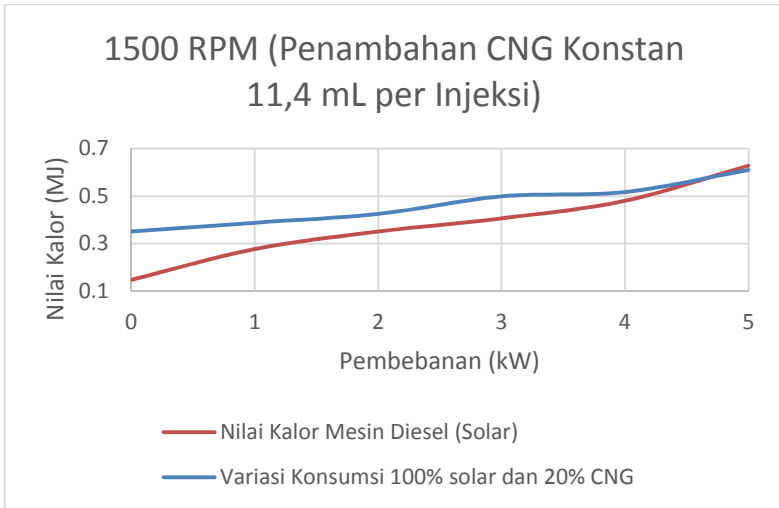
IV.6.3. Solar Normal Dengan Adanya Penambahan CNG Konstan Sebesar 11,4 mL

Setelah dilakukan penambahan CNG sebesar 11,4 mL kedalam mesin, nilai kalor dari masing – masing bahan bakar solar diuji dalam putaran mesin konstan dengan variasi pembebanan dari 1000 sampai 5000. Tujuan penambahan ini adalah untuk mengetahui apakah dengan menggunakan penambahan CNG tanpa pengurangan solar akan berpengaruh terhadap jumlah konsumsi bahan bakar solar, dimana volume per injeksi adalah 11,4 mL.

Gambar 4.16 merupakan grafik nilai kalor yang dihasilkan oleh mesin dengan putaran 1500 dalam waktu 1 menit yang sudah ditambahkan CNG sebesar 11,4 mL. Nilai kalor yang paling rendah terbentuk dari konsumsi bahan bakar solar sebesar 2 mL dan penambahan CNG sebesar 11,4 mL per injeksi dalam waktu 60 detik (1

menit), yaitu 0.35136 MJ. Pada pembebanan 1 kW atau 1000 Watt mengalami peningkatan nilai kalor sebesar 40,03% terhadap nilai kalor yang dihasilkan dengan solar 100%, dengan konsumsi bahan bakar sebesar 3 mL untuk setiap menitnya. Volume tersebut lebih kecil dari konsumsi bahan bakar solar murni pada pembebanan dan putaran yang sama (8mL). Penghematan volume bahan bakar solar adalah sebesar 40% jika dibandingkan dengan konsumsi bahan bakar solar pada kondisi standar. Untuk pembebanan 2 kW, terjadi kenaikan nilai kalor sebesar 21,08%. Dan volume yang dibutuhkan lebih kecil dari konsumsi bahan bakar solar murni pada pembebanan dan putaran yang sama. Penghematan volume bahan bakar solar adalah sebesar 42,11% jika dibandingkan dengan konsumsi bahan bakar solar pada kondisi standar.

Pada pembebanan 3 kW, terjadi pula penurunan konsumsi bahan bakar solar menjadi 6 mL dengan prosentase penghematan solar sebesar 54,55%. Selain itu nilai kalor yang dihasilkan mengalami kenaikan sebesar 22,75% dari nilai kalor yang dihasilkan oleh diesel dengan hanya menggunakan solar. Sedangkan untuk beban 4 kW, nilai kalor juga mengalami kenaikan hanya sebesar 7,71%. dan penghematan bahan bakar solar sebesar 50%. Pada pembebanan yang terakhir yakni sebesar 5 kW, nilai kalor turun sampai 2,93% dan penghematan konsumsi bahan bakar solar adalah sebesar 52,94%.

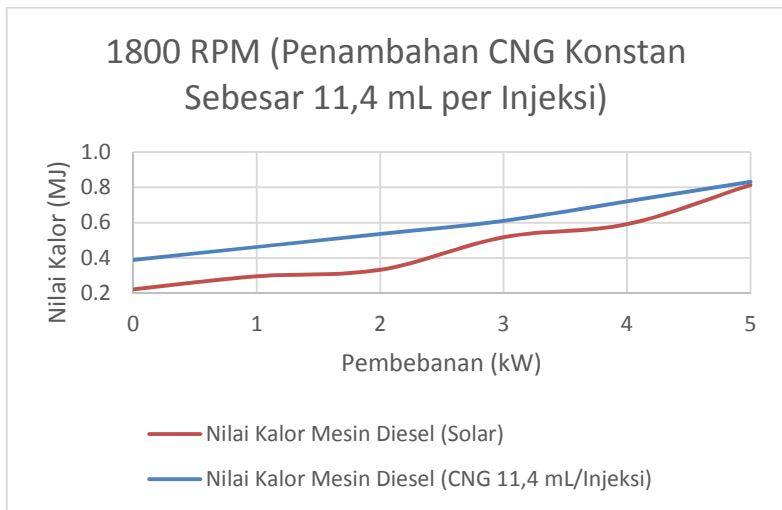


Gambar 4.16. Grafik Nilai Kalor Vs Pembebanan Pada 1500 RPM Untuk Penambahan CNG Konstan Sebesar 11.4 mL

Gambar 4.17 merupakan grafik nilai kalor yang dihasilkan oleh mesin dengan putaran 1800 RPM dalam waktu 1 menit dan yang sudah ditambahkan CNG sebesar 11,4 mL. Nilai kalor yang paling rendah terbentuk dari konsumsi bahan bakar solar sebesar 3 mL dan penambahan CNG sebesar 11,4 mL per injeksi dalam waktu 60 detik (1 menit), yaitu 0.388 MJ. Pada pembebanan 1 kW atau 1000 Watt, terjadi peningkatan nilai kalor sebesar 56,28% terhadap nilai kalor yang dihasilkan dengan solar 100%, dengan konsumsi bahan bakar sebesar 5 mL untuk setiap menitnya. Volume tersebut lebih kecil dari konsumsi bahan bakar solar murni pada pembebanan dan putaran yang sama (8mL). Penghematan volume bahan bakar solar adalah sebesar 62,50% jika dibandingkan dengan konsumsi bahan bakar solar pada kondisi standar. Untuk

pembebanan 2 kW, nilai kalor naik sebesar 61,145%. Penghematan konsumsi solar adalah sebesar 77,78%.

Pada pembebanan 3 kW, terjadi penurunan konsumsi bahan bakar solar menjadi 9 mL dengan prosentase penghematan sebesar 64,29%. Nilai kalor yang dihasilkan pun mengalami kenaikan sebesar 17,8% dari nilai kalor yang dihasilkan oleh diesel dengan hanya menggunakan solar. Sedangkan untuk beban 4 kW, nilai kalor juga mengalami kenaikan hanya sebesar 21,89%. dan penghematan bahan bakar solar sebesar 75%. Pada pembebanan yang terakhir yakni sebesar 5 kW, nilai kalor naik sampai 2,28% dan penghematan konsumsi bahan bakar solar adalah sebesar 68,18%.

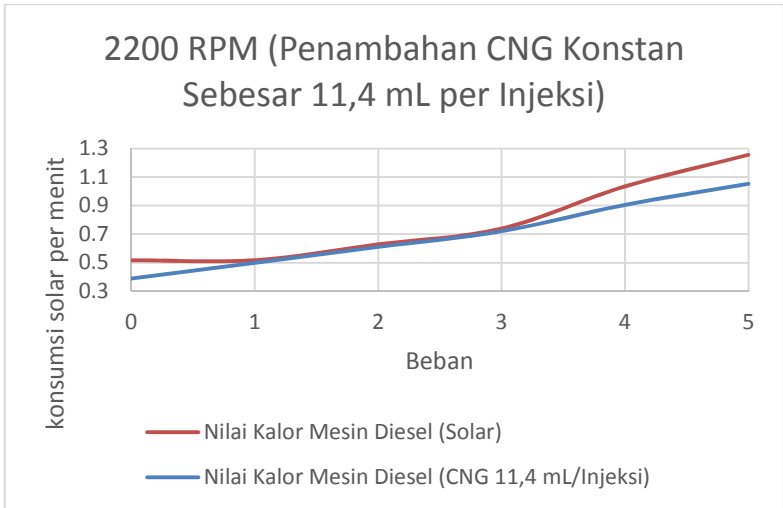


Gambar 4.17. Grafik Nilai Kalor Vs Pembebanan Pada 1800 RPM Untuk Penambahan CNG Konstan Sebesar 11.4 mL

Gambar 4.18 merupakan grafik nilai kalor yang dihasilkan oleh mesin dengan putaran 2200 RPM dalam

waktu 1 menit dan yang sudah ditambahkan CNG sebesar 11,4 mL. Nilai kalor yang paling rendah terbentuk dari konsumsi bahan bakar solar sebesar 3 mL dan penambahan CNG sebesar 11,4 mL per injeksi dalam waktu 60 detik (1 menit), yaitu 0.388 MJ. Pada pembebanan 1 kW atau 1000 Watt, terjadi penurunan nilai kalor sebesar 24,98% terhadap nilai kalor yang dihasilkan hanya dengan solar saja, dan mengkonsumsi bahan bakar sebesar 6 mL untuk setiap menitnya. Volume tersebut lebih kecil dari konsumsi bahan bakar solar murni pada pembebanan dan putaran yang sama (14mL). Penghematan volume bahan bakar solar adalah sebesar 96,45% jika dibandingkan dengan konsumsi bahan bakar solar pada kondisi standar. Untuk pembebanan 2 kW, nilai kalor turun sebesar 2,93% jika dibandingkan dengan nilai kalor yang dihasilkan hanya dengan solar saja pada percobaan awal. Penghematan konsumsi solar juga tetap terjadi, kurang lebih sebesar 97,07%.

Pada pembebanan 3 kW, terjadi penurunan konsumsi bahan bakar solar menjadi 12 mL dengan prosentase penghematan sebesar 97,51%. Nilai kalor yang dihasilkan mengalami penurunan sebesar 2,49% dari nilai kalor yang dihasilkan oleh diesel dengan hanya menggunakan solar. Sedangkan untuk beban 4 kW, nilai kalor yang dihasilkan juga mengalami penurunan sebesar 12,49% dan penghematan bahan bakar solar sebesar 87,51%. Pada pembebanan yang terakhir yakni sebesar 5 kW, nilai kalor turun sampai 16,17% terhadap nilai kalor yang dihasilkan hanya dengan solar saja. Namun bahan bakar yang dikonsumsi mengalami penghematan sebesar 83,83%.



Gambar 4.18. Grafik Nilai Kalor Vs Pembebanan Pada 2200 RPM Untuk Penambahan CNG Konstan Sebesar 11.4 mL

LAMPIRAN

Tabel Konversi Volume Bahan Bakar CNG Untuk Kalibrasi Awal

% CNG	% Solar	Vol % _{CNG}	Kalibrasi % _{CNG}
10%	100%	5.7 mL	3.42 LPM
20%	100%	11.4 mL	6.84 LPM

Tabel Hasil Pengujian Mesin saat Menggunakan Solar 100% (Normal)

No	Putaran Engine [RPM]	Waktu [s]	Beban [kW]	Jumlah Solar [mL]	m Solar [kg]	HV Solar [MJ]
1	1500	60	0	4	0.0033	0.1479
2		60	1	7.5	0.0062	0.2773
3		60	2	10	0.0079	0.3513
4		60	3	11	0.0092	0.4067
5		60	4	13	0.0108	0.4807
6		60	5	17	0.0142	0.6286
1	1800	60	0	6	0.0050	0.2219
2		60	1	8	0.0067	0.2958
3		60	2	9	0.0075	0.3328
4		60	3	14	0.0117	0.5177
5		60	4	16	0.0133	0.5916
6		60	5	22	0.0183	0.8135
1	2200	60	0	14	0.0117	0.5177
2		60	1	14	0.0117	0.5177
3		60	2	17	0.0142	0.6286
4		60	3	20	0.0167	0.7395
5		60	4	28	0.0233	1.0353
6		60	5	34	0.0283	1.2572

Tabel Hasil Pengujian Mesin saat Menggunakan Solar 100% dan 5,7 mL CNG per injeksi

No	Putaran Engine [RPM]	Waktu [s]	Beban [kW]	Jumlah Solar [mL]	m Solar [kg]	HV Solar [MJ]	M CNG [kg]	HV CNG [MJ]	HV total [MJ]	% Vol. Solar [%]	%HV [%]
1	1500	60	0	2	0.001666	0.073951	0.00267	0.13871	0.212657	50.00%	43.78%
2		60	1	4	0.003332	0.147903	0.00267	0.13871	0.286608	46.67%	3.35%
3		60	2	5	0.004165	0.184879	0.00267	0.13871	0.323584	47.37%	-7.88%
4		60	3	7	0.005831	0.25883	0.00267	0.13871	0.397536	36.36%	-2.26%
5		60	4	9	0.007497	0.332781	0.00267	0.13871	0.471487	30.77%	-1.91%
6		60	5	11	0.009163	0.406733	0.00267	0.13871	0.545438	35.29%	-13.2%
1	1800	60	0	3	0.002499	0.110927	0.00267	0.13871	0.249633	50.00%	12.52%
2		60	1	6	0.004998	0.221854	0.00267	0.13871	0.36056	25.00%	21.89%
3		60	2	8	0.006664	0.295806	0.00267	0.13871	0.434511	11.11%	30.57%
4		60	3	10	0.00833	0.369757	0.00267	0.13871	0.508463	28.57%	-1.78%
5		60	4	12	0.009996	0.443708	0.00267	0.13871	0.582414	25.00%	-1.55%
6		60	5	15	0.012495	0.554636	0.00267	0.13871	0.693341	31.82%	-14.7%
1	2200	60	0	6	0.004998	0.221854	0.00267	0.13871	0.36056	57.14%	-30.3%
2		60	1	10	0.00833	0.369757	0.00267	0.13871	0.508463	28.57%	-1.78%
3		60	2	12	0.009996	0.443708	0.00267	0.13871	0.582414	29.41%	-7.35%
4		60	3	16	0.013328	0.591611	0.00267	0.13871	0.730317	20.00%	-1.24%
5		60	4	19	0.015827	0.702538	0.00267	0.13871	0.841244	32.14%	-18.7%
6		60	5	25	0.020825	0.924393	0.00267	0.13871	1.063098	26.47%	-15.4%

Tabel Hasil Pengujian Mesin saat Menggunakan Solar 100% dan 11,4 mL CNG per injeksi.

No	Putaran Engine [RPM]	Waktu [s]	Beban [kW]	Jumlah Solar [mL]	m Solar [kg]	HV Solar [MJ]	m CNG [kg]	HV CNG [MJ]	HV total [MJ]	% Vol. Solar	%HV
										[%]	[%]
1	1500	60	0	2	0.001666	0.073951	0.00533	0.27741	0.351363	50.00%	137.6%
2		60	1	3	0.002499	0.110927	0.00533	0.27741	0.388338	40.00%	40.03%
3		60	2	4	0.003332	0.147903	0.00533	0.27741	0.425314	42.11%	21.08%
4		60	3	6	0.004998	0.221854	0.00533	0.27741	0.499265	54.55%	22.75%
5		60	4	6.5	0.005414	0.240342	0.00533	0.27741	0.517753	50.00%	7.71%
6		60	5	9	0.007497	0.332781	0.00533	0.27741	0.610193	52.94%	-2.93%
1	1800	60	0	3	0.002499	0.110927	0.00533	0.27741	0.388338	50.00%	75.04%
2		60	1	5	0.004165	0.184879	0.00533	0.27741	0.46229	62.50%	56.28%
3		60	2	7	0.005831	0.25883	0.00533	0.27741	0.536241	77.78%	61.14%
4		60	3	9	0.007497	0.332781	0.00533	0.27741	0.610193	64.29%	17.88%
5		60	4	12	0.009996	0.443708	0.00533	0.27741	0.72112	75.00%	21.89%
6		60	5	15	0.012495	0.554636	0.00533	0.27741	0.832047	68.18%	2.28%
1	2200	60	0	3	0.002499	0.110927	0.00533	0.27741	0.388338	21.43%	-24.9%
2		60	1	6	0.004998	0.221854	0.00533	0.27741	0.499265	42.86%	-3.55%
3		60	2	9	0.007497	0.332781	0.00533	0.27741	0.610193	52.94%	-2.93%
4		60	3	12	0.009996	0.443708	0.00533	0.27741	0.72112	60.00%	-2.49%
5		60	4	17	0.014161	0.628587	0.00533	0.27741	0.905998	60.71%	-12.4%
6		60	5	21	0.017493	0.77649	0.00533	0.27741	1.053901	61.76%	-16.1%

Tabel Hasil Pengujian Mesin Pada RPM 1500 (Solar 100%)

No	Putaran Engine	Waktu	Beban	Jumlah Solar	m Solar	HV Solar
	[RPM]	[s]	[kW]	[mL]	[kg]	[MJ]
1	1500	60	0	4	0.0033	0.1479
2		60	1	7.5	0.0062	0.2773
3		60	2	10	0.0079	0.3513
4		60	3	11	0.0092	0.4067
5		60	4	13	0.0108	0.4807
6		60	5	17	0.0142	0.6286

Tabel Hasil Pengujian Mesin Pada RPM 1800 (Solar 100%)

No	Putaran Engine	Waktu	Beban	Jumlah Solar	m Solar	HV Solar
	[RPM]	[s]	[kW]	[mL]	[kg]	[MJ]
1	1800	60	0	6	0.0050	0.2219
2		60	1	8	0.0067	0.2958
3		60	2	9	0.0075	0.3328
4		60	3	14	0.0117	0.5177
5		60	4	16	0.0133	0.5916
6		60	5	22	0.0183	0.8135

Tabel Hasil Pengujian Mesin Pada RPM 2200 (Solar 100%)

No	Putaran Engine	Waktu	Beban	Jumlah Solar	m Solar	HV Solar
	[RPM]	[s]	[kW]	[mL]	[kg]	[MJ]
1	2200	60	0	14	0.0117	0.5177
2		60	1	14	0.0117	0.5177
3		60	2	17	0.0142	0.6286
4		60	3	20	0.0167	0.7395
5		60	4	28	0.0233	1.0353
6		60	5	34	0.0283	1.2572

Tabel Hasil Pengujian Mesin Pada RPM 1500 (Solar 100% dan 5,7 mL CNG per injeksi)

No	Putaran Engine	Waktu	Beban	Jumlah Solar	m Solar	HV Solar	m CNG	HV CNG	HV total	% Hemat Vol. Solar	%HV
	[RPM]	[s]	[kW]	[mL]	[kg]	[MJ]	[kg]	[MJ]	[MJ]	[%]	[%]
1	1500	60	0	4	0.0033	0.1479	0.002668	0.138705	0.212657	50.00%	43.78%
2		60	1	7.5	0.0062	0.2773	0.002668	0.138705	0.286608	46.67%	3.35%
3		60	2	10	0.0079	0.3513	0.002668	0.138705	0.323584	47.37%	-7.88%
4		60	3	11	0.0092	0.4067	0.002668	0.138705	0.397536	36.36%	-2.26%
5		60	4	13	0.0108	0.4807	0.002668	0.138705	0.471487	30.77%	-1.91%
6		60	5	17	0.0142	0.6286	0.002668	0.138705	0.545438	35.29%	-13.23%

Tabel Hasil Pengujian Mesin Pada RPM 1800 (Solar 100% dan 5,7 mL CNG per injeksi)

No	Putaran Engine	Waktu	Beban	Jumlah Solar	m Solar	HV Solar	m CNG	HV CNG	HV total	% Hemat Vol. Solar	%HV
	[RPM]	[s]	[kW]	[mL]	[kg]	[MJ]	[kg]	[MJ]	[MJ]	[%]	[%]
1	1800	60	0	6	0.0050	0.2219	0.002668	0.138705	0.249633	50.00%	12.52%
2		60	1	8	0.0067	0.2958	0.002668	0.138705	0.36056	25.00%	21.89%
3		60	2	9	0.0075	0.3328	0.002668	0.138705	0.434511	11.11%	30.57%
4		60	3	14	0.0117	0.5177	0.002668	0.138705	0.508463	28.57%	-1.78%
5		60	4	16	0.0133	0.5916	0.002668	0.138705	0.582414	25.00%	-1.55%
6		60	5	22	0.0183	0.8135	0.002668	0.138705	0.693341	31.82%	-14.77%

Tabel Hasil Pengujian Mesin Pada RPM 2200 (Solar 100% dan 5,7 mL CNG per injeksi)

No	Putaran Engine	Waktu	Beban	Jumlah Solar	m Solar	HV Solar	m CNG	HV CNG	HV total	% Hemat Vol. Solar	%HV
	[RPM]	[s]	[kW]	[mL]	[kg]	[MJ]	[kg]	[MJ]	[MJ]	[%]	[%]
1	2200	60	0	14	0.0117	0.5177	0.002668	0.138705	0.36056	57.14%	-30.35%
2		60	1	14	0.0117	0.5177	0.002668	0.138705	0.508463	28.57%	-1.78%
3		60	2	17	0.0142	0.6286	0.002668	0.138705	0.582414	29.41%	-7.35%
4		60	3	20	0.0167	0.7395	0.002668	0.138705	0.730317	20.00%	-1.24%
5		60	4	28	0.0233	1.0353	0.002668	0.138705	0.841244	32.14%	-18.75%
6		60	5	34	0.0283	1.2572	0.002668	0.138705	1.063098	26.47%	-15.44%

Tabel Hasil Pengujian Mesin Pada RPM 1500 (Solar 100% dan 11,4 mL CNG per injeksi)

No	Putaran Engine	Waktu	Beban	Jumlah Solar	m Solar	HV Solar	m CNG	HV CNG	HV total	% Hemat Vol. Solar	%HV
	[RPM]	[s]	[kW]	[mL]	[kg]	[MJ]	[kg]	[MJ]	[MJ]	[%]	[%]
1	1500	60	0	4	0.0033	0.1479	0.00534	0.277411	0.351363	50.00%	137.56%
2		60	1	7.5	0.0062	0.2773	0.00534	0.277411	0.388338	40.00%	40.03%
3		60	2	10	0.0079	0.3513	0.00534	0.277411	0.425314	42.11%	21.08%
4		60	3	11	0.0092	0.4067	0.00534	0.277411	0.499265	54.55%	22.75%
5		60	4	13	0.0108	0.4807	0.00534	0.277411	0.517753	50.00%	7.71%
6		60	5	17	0.0142	0.6286	0.00534	0.277411	0.610193	52.94%	-2.93%

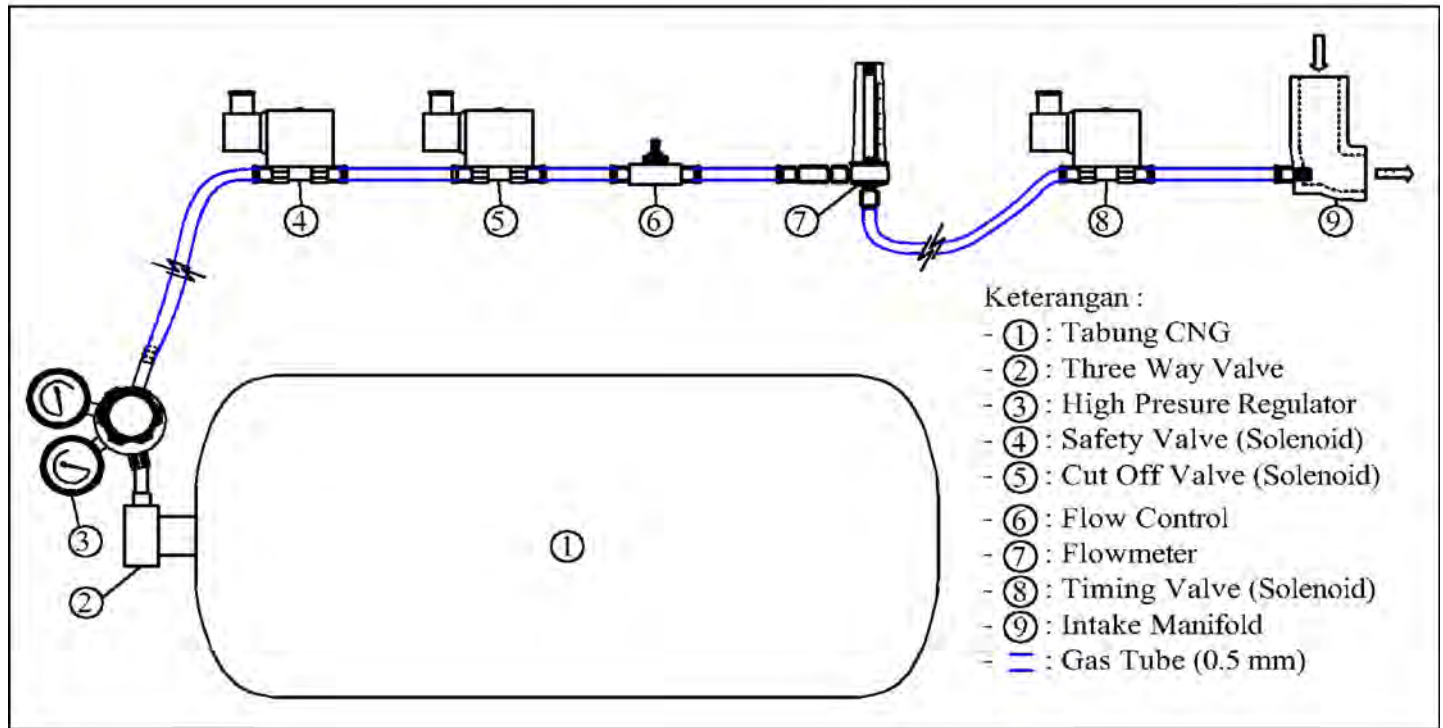
Tabel Hasil Pengujian Mesin Pada RPM 1800 (Solar 100% dan 11,4 mL CNG per injeksi)

No	Putaran Engine	Waktu	Beban	Jumlah Solar	m Solar	HV Solar	m CNG	HV CNG	HV total	% Hemat Vol. Solar	%HV
	[RPM]	[s]	[kW]	[mL]	[kg]	[MJ]	[kg]	[MJ]	[MJ]	[%]	[%]
1	1800	60	0	6	0.0050	0.2219	0.00534	0.277411	0.388338	50.00%	75.04%
2		60	1	8	0.0067	0.2958	0.00534	0.277411	0.46229	62.50%	56.28%
3		60	2	9	0.0075	0.3328	0.00534	0.277411	0.536241	77.78%	61.14%
4		60	3	14	0.0117	0.5177	0.00534	0.277411	0.610193	64.29%	17.88%
5		60	4	16	0.0133	0.5916	0.00534	0.277411	0.72112	75.00%	21.89%
6		60	5	22	0.0183	0.8135	0.00534	0.277411	0.832047	68.18%	2.28%

Tabel Hasil Pengujian Mesin Pada RPM 2200 (Solar 100% dan 11,4 mL CNG per injeksi)

No	Putaran Engine	Waktu	Beban	Jumlah Solar	m Solar	HV Solar	m CNG	HV CNG	HV total	% Hemat Vol. Solar	%HV
	[RPM]	[s]	[kW]	[mL]	[kg]	[MJ]	[kg]	[MJ]	[MJ]	[%]	[%]
1	2200	60	0	14	0.0117	0.5177	0.00534	0.277411	0.388338	21.43%	-24.98%
2		60	1	14	0.0117	0.5177	0.00534	0.277411	0.499265	42.86%	-3.55%
3		60	2	17	0.0142	0.6286	0.00534	0.277411	0.610193	52.94%	-2.93%
4		60	3	20	0.0167	0.7395	0.00534	0.277411	0.72112	60.00%	-2.49%
5		60	4	28	0.0233	1.0353	0.00534	0.277411	0.905998	60.71%	-12.49%
6		60	5	34	0.0283	1.2572	0.00534	0.277411	1.053901	61.76%	-16.17%

Gambar Desain 2 D dari Sistem Penginjeksian Bahan Bakar CNG



Gambar Komponen – Komponen Konverter Kit





Penulis dilahirkan di Pati Jawa Tengah pada tanggal 15 Januari 1993. Penulis telah menempuh pendidikan formal di SDN Pati Lor 05, SMPN 03 Pati, dan Lulus dari SMAN 01 Pati pada tahun 2010. Penulis melanjutkan studi Strata-1 sebagai mahasiswa Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada tahun 2010-2014. Selama masa perkuliahan, penulis aktif dalam berbagai kegiatan tingkat jurusan, fakultas dan institut serta aktif dalam berbagai seminar dan kegiatan yang diselenggarakan baik oleh pihak jurusan, fakultas, maupun dari pihak ITS sendiri. Dalam berorganisasi, penulis aktif dalam kegiatan SENTA 2012 sebagai koordinator mahasiswa dan juga dalam Marine Icon 2013 sebagai ketua pelaksana. Penulis mendapatkan ABS Award pada tahun 2012. Selain itu, penulis juga pernah mengikuti lomba penulisan skripsi dari BKI pada tahun 2014 dan menjadi salah satu pemenangnya.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

V.1. Kesimpulan

Dari perhitungan, pembahasan dan analisa yang telah dilakukan penulis, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Waktu penginjeksian bahan bakar gas (CNG) adalah selama 0,035 detik pada saat langkah hisap, dimana debit CNG per injeksi adalah sebesar 5,7 mL dan 11,4 mL. Pada sistem yang dirancang ini, CNG mampu mensubstitusi kebutuhan solar sampai 75%.
2. Sistem penginjeksian bahan bakar gas yang dirancang adalah bahan bakar gas (CNG) yang berada dalam tabung bertekanan tinggi (200 bar) diturunkan dengan menggunakan Pressure Regulator, gas akan dilewatkan ke *safety valve* dan *cut off valve* yang berfungsi sebagai *safety system* dari konverter kit ini. Kemudian *flow control* mengatur besar kecilnya aliran fluida (debit) dan dikalibrasi dengan *flowmeter*. CNG akan masuk kedalam intake manifold bersamaan dengan terbukanya katup timing dimana katup timing ini terbuka jika sensor yang dipasang pada flywheel memberi input ke PLC.

V.2. Saran

1. Perlu adanya simulasi pada *intake manifold* tentang pengaruh penambahan CNG dengan tekanan tertentu terhadap udara (O₂)

“Halaman ini sengaja dikosongkan”