



SKRIPSI – ME184834

***STRESS ANALYSIS CARGO OIL SYSTEM
PADA FLOATING FUEL STATION 197 FEET
UNTUK NELAYAN DAN MASYARAKAT PULAU BAWEAN***

Ryo Ardhi Surya Gumelar
NRP 04211745000024

Dosen Pembimbing
Ir. Tony Bambang M, PGD., M.MT
Ir. Hari Prastowo, M.Sc.

**DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2019**



SKRIPSI - ME 184834

***STRESS ANALYSIS CARGO OIL SYSTEM
PADA FLOATING FUEL STATION 197 FEET
UNTUK NELAYAN DAN MASYARAKAT PULAU BAWEAN***

Ryo Ardhi Surya Gumelar
NRP 04211745000024

Dosen Pembimbing
Ir. Tony Bambang M, PGD., M.MT.
Ir. Hari Prastowo, M.Sc

**DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
2019**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



BACHELOR THESIS – ME184834

**STRESS ANALYSIS CARGO OIL SYSTEM
ON FLOATING FUEL STATION 197 FEET
FOR FISHERMAN AND COMMUNITIES ON BAWEAN ISLAND**

Ryo Ardhi Surya Gumelar
NRP. 04211745000024

Supervisor

Ir. Tony Bambang M, PGD., M.MT.
Ir. Hari Prastowo, M.Sc.

**DEPARTEMENT OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2019**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

STRESS ANALYSIS CARGO OIL SYSTEM PADA FLOATING FUEL STATION 197 FEET UNTUK NELAYAN DAN MASYARAKAT PULAU BAWEAN

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada
Bidang Studi *Marine Machinery and System (MMS)*
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:
Ryo Ardhi Surya Gumelar
NRP. 0421174500024

Disetujui Oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir:

Ir. Tony Bambang M, PGD., M.MT.
NIP: 195904191987011001

()

Ir. Hari Prastowo, M.Sc.
NIP: 196510301991021001



SURABAYA
Juli, 2019

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

***STRESS ANALYSIS CARGO OIL SYSTEM
PADA FLOATING FUEL STATION 197 FEET
UNTUK NELAYAN DAN MASYARAKAT PULAU BAWEAN***

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada

Bidang Studi *Marine Operation and Maintenance (MMS)*
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Oleh:

Ryo Ardhi Surya Gumelar
NRP. 04211745000024

Disetujui Oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan



Dr. Eng. Muhammad Badrus Zaman, S.T., M.T.
NIP. 197708022008011007

**SURABAYA
JULI, 2019**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Stress Analysis Cargo Oil System Pada Floating Fuel Station 197 Feet Untuk Nelayan dan Masyarakat Pulau Bawean

Nama Mahasiswa : Ryo Ardhi Surya Gumelar
NRP : 04211745000024
Jurusan / Fakultas : Teknik Sistem Perkapalan
Dosen Pembimbing : 1. Ir. Tony Bambang M, PGD., M.MT.
2. Ir. Hari Prastowo, M.Sc.

ABSTRAK

Analisis tegangan pipa (piping stress analysis) lebih diarahkan pada analisis fleksibilitas dan tekanan yang terjadi sebagai akibat dari gaya dalam keadaan bekerja atau siap (steady). Agar, sistem dapat bekerja secara optimal dan aman sesuai dengan standar yang berlaku. Dalam tulisan ini, menggunakan dua modifikasi untuk mengurangi tekanan yang terjadi di bongkar muat sistem perpipaan Floating Fuel Station 190 feet menggunakan perangkat lunak CAESAR II v5.10. Pertama, modifikasi yang dibuat adalah modifikasi untuk menghilangkan overstress dapat dilakukan oleh mempertimbangkan jarak dengan mengubah jenis dukungan sesuai dengan pergerakan pipa yang terjadi (defleksi). Kedua adalah perangkat modifikasi yang dibuat berdasarkan perhitungan rumus rentang pipa yang diijinkan, kemudian dengan analisis menggunakan perangkat lunak kita bisa membandingkan dan menentukan model sistem perpipaan terbaik untuk Floating Fuel Station 190 feet. Sehingga dapat membandingkan 3 jenis system bongkar muat dan memilih manakah yang paling efisien setelah melalui analisa tegangan dan didapatkan ring 137449 Kpa, independent 120949 Kpa dan direct 101949 Kpa. Sehingga Cargo oil system tipe ring di gunakan karena memenuhi allowed stress dan memiliki stress yang paling kecil dari ketiga cargo oil system yang di uji dengan standart ASME 31.3.

Kata kunci: Stress analysis, Desain perpipaan, Cargo Oil System, *Floating Fuel Station*.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Stress Analysis Cargo Oil System In Floating Fuel Station 197 Feet For Fisherman And Communities On Bawean Island

Nama Mahasiswa : Ryo Ardhi Surya Gumear
NRP : 04211745000024
Jurusan / Fakultas : Teknik Sistem Perkapalan
Supervisor : 1. Ir. Tony Bambang M, PGD., M.MT.
2. Ir. Hari Prastowo, M.Sc.

ABSTRACT

Piping stress analysis is more directed at the analysis of flexibility and pressure that occur as a result of the force working or steady. In order, the system can work optimally and safely in accordance with applicable standards. In this paper, using two modifications to reduce the pressure that occurs in loading and unloading the 190 feet Floating Fuel Station pipeline system using CAESAR II v5.10 software. First, the modifications made are modifications to eliminate overstress can be done by considering the distance by changing the type of support in accordance with the pipe movement that occurs (deflection). The second is a modification device made based on the calculation of the allowable pipe range formula, then by using software analysis we can compare and determine the best piping system model for the 190 feet Floating Fuel Station. So that it can compare 3 types of loading and unloading systems and choose which one is the most efficient after going through a stress analysis and obtained ring 137449 Kpa, independent 120949 Kpa and direct 101949 Kpa. So that the direct type Cargo oil system is used because it fulfills the allowed stress and has the smallest stress of the three cargo oil systems that are tested according to ASME 31.3 standards.

Keywords: Stress analysis, Piping Desain, Cargo Oil System , *Floating Fuel Station*.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Puji syukur alhamdulillah atas kehadiran Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan hidayahnya sehingga penulis mampu menyelesaikan tugas akhir yang berjudul “*Stress Analysis Cargo Oil System Pada Floating Fuel Station 197 Feet Untuk nelayan dan Masyarakat Pulau Bawean*” Tugas akhir ini disusun sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik dari Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis menyadari bahwa terselesaikannya Tugas Akhir ini tidak lepas dari bantuan dari berbagai pihak. Oleh karena itu penulis menyampaikan banyak rasa terimakasih kepada:

1. Kedua orangtua terkasih, Bapak Tatit Suryantoro dan Ibu Titis Indah herawati, doa mereka membuat penulis mampu melewati segala rintangan dalam mengerjakan Tugas Akhir ini.
2. Bapak Ir. Tony Bambang M, PGD., M.MT selaku dosen pembimbing pertama. Dan juga bapak-bapak dosen yang amat penulis hormati.
3. Bapak Ir. Hari Prastowo, M.Sc. selaku dosen pembimbing penulis yang senantiasa memotivasi dan mengarahkan alur pengerjaan Tugas Akhir penulis.
4. Bapak Indra Ranu K ST., M.Sc selaku dosen wali.
5. Bapak Dr. Eng. Muhammad Badrus Zaman, ST., MT, selaku kepala departemen Teknik sistem perkapalan.
6. Seluruh mahasiswa Teknik Sistem Perkapalan Lj 17 Gasal, Lj 17 Genap, Salvage'15, Voyage'16 dan Badrikara'17 yang telah memberikan semangat dan support selama perkuliahan.
7. Pihak-pihak yang terlibat dalam penyusunan skripsi yang tidak dapat penulis sebutkan satu per satu.

Penulis menyadari bahwa penelitian yang dilakukan dalam tugas akhir ini masih memiliki kekurangan. Oleh karena itu, kritik dan saran yang membangun sangat penulis harapkan.

Akhir kata, semoga Tugas Akhir ini dapat menjadi ilmu yang barokah bagi kita semua dan menjadi pedoman untuk penulisan selanjutnya.

Surabaya, Juli 2019

Penulis

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	v
LEMBAR PENGESAHAN	vii
ABSTRAK	ix
ABSTRACT	xi
KATA PENGANTAR	xiii
DAFTAR ISI	xv
DAFTAR GAMBAR	xvii
DAFTAR TABEL.....	xix
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Tugas Akhir	2
1.5 Manfaat.....	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	3
TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1 Kondisi Perairan Pulau Bawean	5
2.2 Bahan Bakar Minyak	5
2.2.1. Jenis-Jenis Bahan Bakar Minyak.....	6
2.3 Data ukuran utama kapal.....	8
2.4 Data General Arrangement.....	8
2.5 Jenis Jenis system Perpipaan pada Kapal.....	9
2.6 Cargo Oil System.....	10
2.7 Jenis jenis Cargo Oil System.....	10
2.8 Pengertian Pipa	11
2.9 Sambungan Pada Pipa	12
2.10 Aliran Melalui Pipa.....	12
2.11 Pompa Pada Kapal	13
2.12 Kehilangan Tenaga Aliaran Melalui Pipa	13
2.13 Kehilangan tenaga Kibat Gesekan Pada Pipa.....	14
2.14 Jenis Stress Pada Pipa	14
2.15 Beban Tetap (Sustained Load)	15
2.16 Beban Ekspansi (Expansion Load)	16
2.17 Beban Berkala (Occasional Load)	16

2.18	Beban Operasi (Operation Load)	17
2.19	Pengenalan Software Caesar II	17
METODOLOGI PENELITIAN		19
3.1	Studi Literatur	20
3.2	Studi Lapangan	20
3.3	Analisa Dan Pengolahan Data	20
HASIL DAN PEMBAHASAN		21
4.1.	Lokasi Floating Beroperasi.....	21
4.2.	Data Kapal Nelayan	21
4.3.	Kalkulasi Kapasitas Muatan Sesuai Kebutuhan Di Pulau Bawean.	22
4.4.	Perhitungan Tangki harian	23
4.5.	Perhitungan Ukuran Pipa Menurut ASME 31. 3	23
4.5.1	Ukuran Pipa Inlet Dari Sort Conneccion.....	23
4.5.2	Ukuran Pipa Cargo Oil System	24
4.5.3	Ukuran Pipa Ballast System.....	25
4.5.4	Ukuran Pipa Bilga.....	25
4.5.5	Ukuran Pipa fire Fighting.....	26
4.6.	Perhitungan Pemilihan Pompa.....	27
4.6.1	Perhitungan pemilihan pompa ballast system	27
4.6.2	Perhitungan pemilihan pompa bilga system	29
4.6.3	Perhitungan pemilihan pompa fire fighting	31
4.6.4	Perhitungan pemilihan pompa ring cargo oil system	33
4.6.5	Perhitungan pemilihan pompa independent cargo oil system.....	35
4.6.6	Perhitungan pemilihan pompa direct cargo oil system.....	37
4.7.	Perbandingan instalasi, fitting dan spesifikasi pompa dari ketiga cargo oil system... 39	
4.8.	Hasil stress analisis pada ketiga tipe cargo oil system.....	40
PENUTUP.....		47
4.1.	Kesimpulan.....	47
4.2	Saran	47
DAFTAR PUSTAKA		49
LAMPIRAN		51

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Peta Geografis Pulau Bawean	5
Gambar 2.2 Rencana garis.....	8
Gambar 2.3 Rencana Umum	9
Gambar 2.4 <i>Direct Line system</i>	10
Gambar 2.5 <i>Ring Line system</i>	11
Gambar 2.6 <i>Independent line system</i>	11
Gambar 2.7 <i>Marine pipe</i>	12
Gambar 2.8 <i>Fitting pipe</i>	12
Gambar 2.9 <i>Stress</i> pada pipa	15
Gambar 2.10 <i>Software Caesar II</i>	17
Gambar 4.1 <i>Peta lokasi pulau bawean</i>	21
Gambar 4.2. <i>Tangki Harian</i>	23
Gambar 4.3 desain p&id perbandingan 3 cargo oil system.....	39
Gambar 4.4 3D <i>Independent system</i> Caesar II	43
Gambar 4.5 3D <i>Ring system</i> Caesar II	43
Gambar 4.6 3D <i>Direct system</i> Caesar II.....	44
Gambar 4.7 <i>Input data</i> Caesar II.....	45
Gambar 4.8 <i>Cargo oil system direct line</i>	45

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1	Kebutuhan bahan bakar kapal nelayan	21
Tabel 4.2	Ukuran pipa <i>inlet</i> pertalite	23
Tabel 4.3	Ukuran pipa <i>inlet</i> solar	24
Tabel 4.4	Ukuran pipa <i>cargo oil system</i>	24
Tabel 4.5	Ukuran pipa <i>ballast</i>	25
Tabel 4.6	Ukuran pipa <i>bilga</i>	25
Tabel 4.7	Ukuran pipa <i>fire fighting</i>	26
Tabel 4.8	Semua ukuran pipa pada <i>floating fuel station 197 feet</i>	26
Tabel 4.9	<i>Fitting</i> pada <i>suction ballast</i>	27
Tabel 4.10	<i>Fitting</i> pada <i>discharge ballast</i>	28
Tabel 4.11	<i>Fitting</i> pada <i>suction bilga</i>	29
Tabel 4.12	<i>Fitting</i> pada <i>discharge bilga</i>	30
Tabel 4.13	<i>Spesifikasi pompa bilga</i>	30
Tabel 4.14	<i>Fitting</i> pada <i>suction fire fighting</i>	31
Tabel 4.15	<i>Fitting</i> pada <i>discharge fire fighting</i>	32
Tabel 4.16	<i>Spesifikasi pompa fire fighting</i>	32
Tabel 4.17	<i>Fitting</i> pada <i>suction ring line system</i>	33
Tabel 4.18	<i>Fitting</i> pada <i>discharge ring line system</i>	34
Tabel 4.19	<i>Spesifikasi pompa ring line system</i>	34
Tabel 4.20	<i>Fitting</i> pada <i>suction independent line system</i>	35
Tabel 4.21	<i>Fitting</i> pada <i>discharge independent line system</i>	36
Tabel 4.22	<i>Spesifikasi independent line system</i>	36
Tabel 4.23	<i>Fitting</i> pada <i>suction direct line system</i>	37
Tabel 4.24	<i>Fitting</i> pada <i>discharge direct line system</i>	38
Tabel 4.25	<i>Spesifikasi pompa direct line system</i>	38
Tabel 4.26	Perbandingan 3 <i>isntalsi cargo oil system</i>	39
Tabel 4.27	Hasil uji tegangan SUS pipa pada <i>independent system</i>	40
Tabel 4.28	Hasil uji tegangan EXP pipa pada <i>independent system</i>	40
Tabel 4.29	Hasil uji tegangan OPE pipa pada <i>independent system</i>	40
Tabel 4.30	Hasil uji tegangan SUS pipa pada <i>ring system</i>	41
Tabel 4.31	Hasil uji tegangan EXP pipa pada <i>ring system</i>	41
Tabel 4.32	Hasil uji tegangan OPE pipa pada <i>ring system</i>	41
Tabel 4.33	Hasil uji tegangan SUS pipa pada <i>direct system</i>	42
Tabel 4.34	Hasil uji tegangan EXP pipa pada <i>direct system</i>	42
Tabel 4.35	Hasil uji tegangan ope pipa pada <i>direct system</i>	42
Tabel 4.36	Perbandingan <i>Cargo oil System</i>	44

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Sebagai negara maritim Indonesia memiliki luas laut mencapai 7,9 juta km dan juga memiliki 17.508 pulau. Indonesia memiliki lautan yang sangat luas dan memiliki potensi sumber daya maritim yang berada di laut berupa ikan, kerang, minyak bumi dan biota laut lainnya. Indonesia juga masih memiliki banyak permasalahan sosial dan juga pemerataan ekonomi untuk masyarakat pesisir yang tersebar di seluruh Indonesia.. Permasalahan utama untuk memenuhi kebutuhan BBM kapal nelayan dan masyarakat pulau bawean adalah pendistribusian bahan bakar yang masih kurang, hal ini dikarenakan pendistribusian bahan bakar untuk pulau bawean banyak mengalami kendala diantaranya keterlambatan pasokan BBM kelangkaan BBM yang biasanya di sebabkan oleh cuaca buruk. Untuk mengatasi permasalahan pendistribusian BBM di pulau Bawean maka diperlukan solusi yaitu dengan membuat *floating fuel station* yang selalu ada di pulau bawean untuk membawa BBM dengan jumlah banyak dalam waktu 1-2 bulan. Sehingga kebutuhan BBM bagi para nelayan dan masyarakat di Pulau Bawean dapat teratasi.

Dikarenakan muatan yang diangkut oleh *floating fuel station* merupakan muatan cair (fluida) maka sistem bongkar muatnya menggunakan pipa dan pompa didalam suatu sistem perpipaan bongkar muat. *Cargo oil system* haruslah dapat beroperasi secara optimal, aman dan dengan konstruksi yang sederhana. Terlebih lagi *cargo oil system* ini harus selalu siap karena akan banyak nelayan dan masyarakat yang akan mengisi BBM setiap saat.

Dalam desain system *cargo oil System* harus diperhatikan adalah karakteristik dari fluida yang digunakan, misalnya: sifat korosi, *explosive*, suhu dan tekanan. Karena fluida dilewatkan ke dalam pipa maka akan terjadi gesekan antara pipa dengan fluida tersebut. Besarnya gesekan yang terjadi tergantung pada kecepatan, kekerasan pipa, diameter dan viskositas fluida yang digunakan. Bentuk-bentuk kerugian energi pada aliran fluida antara lain di akibatkan oleh faktor pemilihan *system cargo oil system* yang di gunakan akan menentukan berapa banyak losses yang disebabkan oleh belokan pada sistem tersebut, Pada belokan atau lengkungan kerugian energi aliran yang terjadi lebih besar dibandingkan dengan pipa lurus. Losses yang terjadi dapat mengakibatkan perubahan temperature pada bagian yang mengalami losses tersebut, sehingga stress dapat terjadi pada bagian tersebut sehingga dapat mengganggu kinerja dari instalasi *cargo oil system* tersebut. Hal ini penting di perhatikan karena system cargo oil System ini lebih sering di gunakan dari kapal tanker dikarenakan system ini kan bekerja secara rutin untuk memasok tangki penampung bila tangki penampung sudah kosong karna banyaknya pembelian BBM oleh nelayan dan masyarakat sekitar.

1.2 Rumusan Masalah

Dari penjelasan latar belakang di atas, dapat dirumuskan masalah yang dihadapi dalam penyusunan Tugas Akhir ini, yaitu sebagai berikut :

1. Bagaimanakah hasil dari desain seluruh sistem perpipaan pada kapal *floating fuel station 197 feet*?
2. Bagaimana p&id seluruh sistem perpipaan dan permodelan 3D pada 3 jenis *cargo oil system*?
3. Berapakah *stress* yang diakibatkan oleh sambungan dan belokan yang pada *cargo oil system*?
4. Bagaimana hasil *stress analysis* dari 3 jenis *cargo oil system* yang telah di desain dan di uji menggunakan perangkat lunak Caesar II?
5. *Cargo oil system* manakah yang paling efisien untuk di gunakan pada *floating fuel station 197 feet* di lihat dari *stress analysis*?

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan sebagai arahan serta acuan dalam penulisan Tugas Akhir sehingga sesuai dengan permasalahan serta tujuan yang diharapkan. Adapun batasan permasalahan yang dibahas dalam Tugas Akhir ini, yaitu:

1. Penelitian ini di tujukan untuk mendesain sistem perpipaan yang efisien untuk di gunakan pada *floating fuel station 197 feet* pada *cargo oil system*.
2. Penelitian dilakukan pada 3 jenis *cargo oil system*, yaitu *ring*, *direct* dan *independent* system.
3. Data yang di gunakan adalah data dari *floating fuel station 190 feet*.
4. Sistem yang di kerjakan yaitu semua sistem perpipaan pada *floating fuel station 190 feet* beserta 3 jenis *cargo oil system*.
5. Penggambaran 3D dan *stress analysis* hanya pada perbandingan 3 jenis system *cargo oil system*.

1.4 Tujuan Tugas Akhir

Berdasarkan latar belakang di atas, maka maksud dan tujuan dalam penulisan Tugas Akhir ini, Yaitu:

1. Mendesain semua sistem perpipaan dari 3 variasi *cargo oil system* dengan penggambaran p&id dan permodelan 3D serta pemilihan pompa.
2. Mengetahui *stress* dari 3 jenis *cargo oil system* menggunakan aplikasi Caesar II.
3. Pemilihan jenis system *cargo oil system* yang paling efisien untuk di gunakan dari hasil simulasi.
4. Mengetahi *allowed stress* pada *cargo oil system* yang di ijinakan oleh standart yang di gunakan.

1.5 Manfaat

1. Secara akademis, diharapkan hasil pengerjaan Tugas Akhir ini dapat membantu menunjang proses belajar mengajar dan turut memajukan pendidikan di Indonesia.
2. Secara praktek, diharapkan hasil dari Tugas Akhir ini dapat berguna sebagai referensi pengadaan *Floating Fuel Station* untuk distribusi BBM (Bahan Bakar Minyak) wilayah kepulauan di Indonesia, khususnya Kepulauan Bawean.

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan laporan yang disusun untuk pengerjaan tugas akhir ini adalah, sebagai berikut :

LEMBAR JUDUL

LEMBAR PENGESAHAN

KATA PENGANTAR

ABSTRAK

ABSTRACT

DAFTAR ISI

DAFTAR GAMBAR

DAFTAR TABEL

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Kondisi Perairan Pulau Bawean

Pulau Bawean merupakan salah satu wilayah kabupaten Gresik di Jawa Timur pada gambar 2.1 secara geografis terletak pada koordinat 112 45' Bujur Timur dan 5 45' Lintang Selatan. Luas wilayah sebesar 196,27 Km. kepulauan Bawean terdiri dari 2 kecamatan, yaitu Kecamatan Sangkapura dan Kecamatan Tambak.. dengan luas wilayah 196,27 Km² Ha. Batas wilayah Pulau Bawean:



Gambar 2.1 Peta Geografis Pulau Bawean

Secara Administrasi luas wilayah Pulau Bawean adalah 196,27 Km² yang terbagi dalam 2 kecamatan, 30 desa dan 6 kelurahan Dengan total jumlah penduduk 107. 761 jiwa.

2.2 Bahan Bakar Minyak

Bahan bakar minyak atau BBM adalah salah satu jenis bahan bakar yang diperoleh dari hasil penyulingan Minyak Bumi. Minyak Bumi merupakan hasil proses alami berupa hidrokarbon yang dalam kondisi tekanan dan temperatur atmosfer berupa fasa cair atau padat, termasuk aspal, lilin mineral atau ozokerit, dan bitumen yang diperoleh dari proses penambangan

2.2.1. Jenis-Jenis Bahan Bakar Minyak

Ada beberapa jenis BBM yang dikenal di Indonesia, diantaranya adalah: (<http://www.bphmigas.go.id>, 2013)

1. Bensin

Jenis Bahan Bakar Minyak Bensin merupakan nama umum untuk beberapa jenis BBM yang diperuntukkan untuk mesin dengan pembakaran dengan pengapian. Di Indonesia terdapat beberapa jenis bahan bakar jenis bensin yang memiliki nilai mutu pembakaran berbeda. Nilai mutu jenis BBM bensin ini dihitung berdasarkan nilai RON (Randon Otcane Number). Berdasarkan RON tersebut maka BBM bensin dibedakan menjadi 3 jenis yaitu:

2. Premium (RON 88) :

Premium adalah bahan bakar minyak jenis distilat berwarna kekuningan yang jernih. Warna kuning tersebut akibat adanya zat pewarna tambahan (dye). Penggunaan premium pada umumnya adalah untuk bahan bakar kendaraan bermotor bermesin bensin, seperti : mobil, sepeda motor, motor tempel dan lain-lain. Bahan bakar ini sering juga disebut motor *gasoline* atau *petrol*.

3. Pertamina (RON 92) :

Ditujukan untuk kendaraan yang mempersyaratkan penggunaan bahan bakar beroktan tinggi dan tanpa timbal (unleaded). Pertamina juga direkomendasikan untuk kendaraan yang diproduksi diatas tahun 1990 terutama yang telah menggunakan teknologi setara dengan *electronic fuel injection* dan *catalytic converters*.

4. Pertamina Plus (RON 95)

Jenis BBM ini telah memenuhi *standar performance International World Wide Fuel Charter (WWFC)*. Ditujukan untuk kendaraan yang berteknologi mutakhir yang mempersyaratkan penggunaan bahan bakar beroktan tinggi dan ramah lingkungan. Pertamina Plus sangat direkomendasikan untuk kendaraan yang memiliki kompresi ratio > 10,5 dan juga yang menggunakan teknologi *Electronic Fuel Injection (EFI)*, *Variable Valve Timing Intelligent (VVTI)*, *(VTI)*, *Turbochargers* dan *catalytic converters*.

5. Minyak Tanah (Kerosene)

Minyak tanah atau *kerosene* merupakan bagian dari minyak mentah yang memiliki titik didih antara 150 °C dan 300 °C dan tidak berwarna. Digunakan selama bertahun-tahun sebagai alat bantu penerangan, memasak, water heating, dan lain-lain. Umumnya merupakan pemakaian domestik (rumahan), usaha kecil.

6. Minyak Solar (HSD)

High Speed Diesel (HSD) merupakan BBM jenis solar yang memiliki angka performa *cetane number* 45, jenis BBM ini umumnya digunakan untuk mesin transportasi mesin diesel yang umum dipakai dengan sistem injeksi pompa mekanik (*injection pump*) dan *electronic injection*, jenis BBM ini diperuntukkan untuk jenis kendaraan bermotor transportasi dan mesin industri.

7. Minyak Diesel (MDF)

Minyak Diesel adalah hasil penyulingan minyak yang berwarna hitam yang *berbentuk* cair pada temperatur rendah. Biasanya memiliki kandungan sulfur yang rendah dan dapat diterima oleh Medium Speed Diesel Engine di sektor industri. Oleh karena itulah, diesel oil disebut juga *Industrial Diesel Oil* (IDO) atau *Marine Diesel Fuel* (MDF).

8. Minyak Bakar (MFO)

Minyak Bakar bukan merupakan produk hasil destilasi tetapi hasil dari jenis residu yang berwarna hitam. Minyak jenis ini memiliki tingkat kekentalan yang tinggi dibandingkan minyak diesel. Pemakaian BBM jenis ini umumnya untuk pembakaran langsung pada industri besar dan digunakan sebagai bahan bakar untuk steam power station dan beberapa penggunaan yang dari segi ekonomi lebih murah dengan penggunaan minyak bakar. Minyak Bakar tidak jauh berbeda dengan *Marine Fuel Oil* (MFO)

9. Biodiesel

Jenis Bahan Bakar ini merupakan alternatif bagi bahan bakar diesel berdasar-petroleum dan terbuat dari sumber terbarui seperti minyak nabati atau hewan. Secara kimia, ia merupakan bahan bakar yang terdiri dari campuran *monoalkyl ester* dari rantai panjang asam lemak. Jenis Produk yang dipasarkan saat ini merupakan produk biodiesel dengan campuran 95 % *diesel petroleum* dan mengandung 5 persen CPO yang telah dibentuk menjadi *Fatty Acid Methyl Ester* (FAME)

10. Pertamina Dex

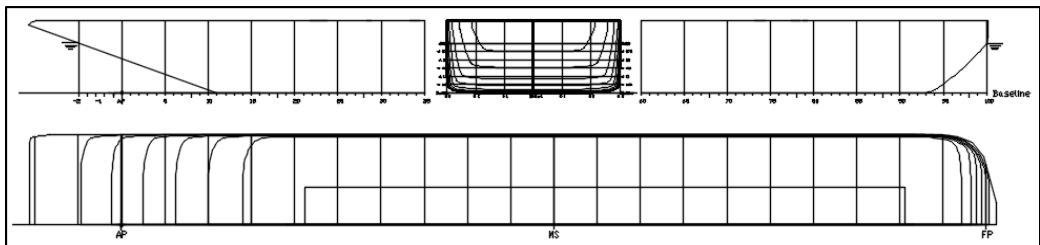
Adalah bahan bakar mesin diesel modern yang telah memenuhi dan mencapai standar emisi gas buang EURO 2, memiliki angka performa tinggi dengan *cetane number* 53 keatas, memiliki kualitas tinggi dengan kandungan sulfur di bawah 300 ppm, jenis BBM ini direkomendasikan untuk mesin diesel teknologi injeksi terbaru (*Diesel Common Rail System*), sehingga pemakaian bahan bakarnya lebih irit dan ekonomis serta menghasilkan tenaga yang lebih besar. Dari berbagai jenis BBM di atas, yang paling banyak digunakan oleh masyarakat luas dalam keseharian khususnya di Indonesia adalah Premium, Solar (Transportasi)

2.3 Data ukuran utama kapal

Ukuran utama *Floating fuel station* yang didapatkan melalui metode optimasi dengan menggunakan ukuran utama awal (*initial value*) sebagai acuan untuk melakukan perhitungan awal. Dengan mengambil data dari TA Arul Muklsin “Desain Sistem Floating Fuel Station 197 feet Untuk Nelayan Dan masyarakat DI Pulau Bawean”

Ukuran utama *Floating Fuel Station* sebagai berikut :

Lpp	=	60	m
Lwl.	=	63	m
Loa	=	64.2	m
B	=	12	m
H	=	4.8	m
T	=	3.3	m
Cb	=	0.857	
Cp	=	0.871	
Cm	=	0.984	

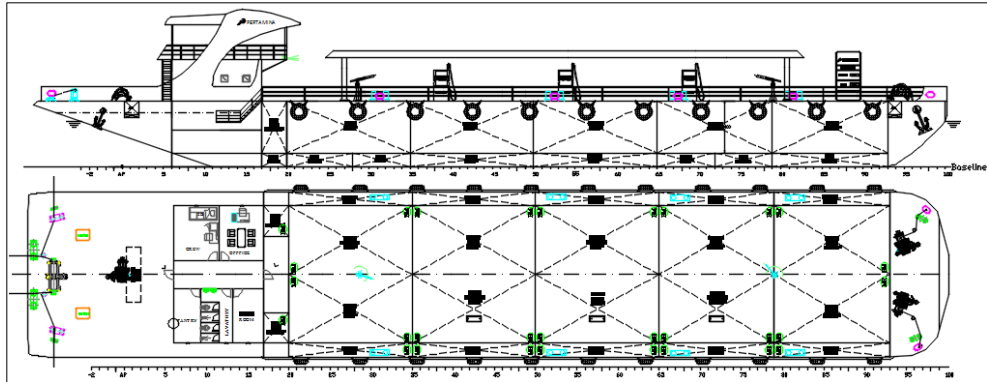


Gambar 2.2 Rencana garis

2.4 Data General Arrangement

Dengan mengambil data dari TA Arul Muklsin “Desain Sistem Floating Fuel Station 197 feet Untuk Nelayan Dan masyarakat DI Pulau Bawean”. Didapatkan rencana umum yang di tunjukan pada gambar 2.7. Rencana umum dari sebuah kapal dapat didefinisikan sebagai perancangan di dalam penentuan atau penandaan dari semua ruangan yang dibutuhkan, ruangan yang di maksud seperti ruang muat dan ruang kamar mesin dan akomodasi, dalam hal ini di sebut *superstructure* (bangunan atas) [7] di tunjukana pada gambar 4.5. Di samping itu juga direncanakan penempatan peralatan-peralatan dan letak jalan- jalan dan beberapa sistem dan perlengkapan lainnya. Ada 4 bagian/karakteristik rencana umum menurut *Ship Design and Construction*:

1. Penentuan lokasi ruang muat.
2. Penentuan batas-batas ruang termasuk kamar pribadi.
3. Penentuan dan pemilihan perlengkapan kamar mandi.
4. Penentuan jalan atau lintasan yang cukup.



Gambar 2.3 Rencana Umum

2.5 Jenis Jenis system Perpipaan pada Kapal

Cara kerja dari sistem bilga ini adalah menampung berbagai zat cair tersebut kedalam sebuah tempat yang dinamakan dengan bilge well, kemudian zat cair tersebut dihisap dengan menggunakan pompa bilga dengan ukuran tertentu untuk dikeluarkan dari kapal melalui Overboard. Sedangkan zat cair yang mengandung minyak, yaitu yang tercecer didalam Engine room akan ditampung didalam Bilge Well yang terletak dibawah Main Engine, kemudian akan disalurkan menuju Incinerator dan Oily Water Separator untuk dipisahkan antara air, kotoran dan minyaknya. Untuk minyaknya dapat digunakan lagi sedangkan untuk air dan kotoran yang tercampur akan dikeluarkan melalui Overboard Sistem

Air Laut. Jika dengan instalasi sistem saniter air laut diantaranya pompa dan hidrofor air laut, katup-katup, pipa-pipa, dan perlengkapan lainnya. Hidrofor dihubungkan dengan instalasi sistem pipa balas untuk mendapatkan suplai air laut, yang kemudian didistribusikan ke tempat-tempat yang membutuhkan.

Sistem Bahan Bakar. Sistem aliran bahan bakar diambil tanki port dan tanki starboard bahan bakar didasar ganda dengan pompa pemindah bahan bakar sesudah sebelumnya melewati filter penyaring bahan bakar. Kemudian aliran bahan bakar dibagi dua ke tanki harian bahan bakar untuk mesin induk dan mesin bantu pada sisi port dan starboard dan seterusnya disalurkan kepada mesin-mesin yang membutuhkan. Bahan bakar sisa pembakaran disalurkan kembali ke tanki harian sesudah melewati filter penyaring. Pipa-pipa sistem bahan bakar dibuat dari pipa baja hitam, dilengkapi dengan perlengkapan pipa yang terbuat dari bahan yang sesuai dengan standard dan peraturan BKI.

Sistem bilga, ballast, dan Fire Fighting system ini berhubungan dengan fluida yang mempunyai kegunaan tersendiri. Pada bilga biasanya di gunakan untuk penanganan saat terjadi kebocoran, maka pompa bilga akan di sedot dan di dikeluarkan dari kapal. Ballast berfungsi sebagai penyeimbang kapal dan juga penyeimbang pada saat bongkar muat, sedangkan fire fighting digunakan untuk keadaan kebakaran pada kapal.

2.6 Cargo Oil System

Cargo oil pump system menerima minyak di terminal pemuatan, mendistribusikannya ke tangki kargo selama pemuatan, dan mengeluarkan minyak dari tangki ke terminal selama pembongkaran. Jumlah kelas minyak yang berbeda yang harus dibawa oleh kapal secara bersamaan harus ditentukan sejak awal dalam desain karena memiliki pengaruh besar pada kompleksitas sistem, yang berdampak pada jumlah pompa kargo, pipa hisap, tajuk pembersih tangki, tajuk pembersih tangki, pengupas stripping, dan tank slop. Perpipaan sistem harus diatur untuk menjaga tingkat muatan yang berbeda tetap terpisah saat mereka melewati sistem.

Total kapasitas pompa kargo harus mencukupi untuk mengeluarkan kargo pada waktu bongkar yang diperlukan. Waktu bongkar merupakan pertimbangan utama dalam ekonomi operasi kapal, dan tergantung pada waktu penyelesaian pelabuhan yang diinginkan, kapasitas penerimaan terminal, dan daya yang tersedia untuk mengoperasikan pompa. Waktu bongkar biasanya 12 hingga 14 jam. Untuk pembawa minyak mentah besar. Setidaknya satu pompa harus dipasang untuk setiap kargo kelas. Pompa cadangan biasanya tidak disediakan.

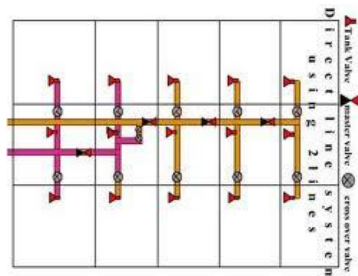
Pompa muatan dapat digerakkan oleh turbin uap, mesin diesel, atau motor listrik. Pengemudi mungkin tidak berada di ruang pompa pembawa minyak mentah karena potensi ledakan muatan uap; Oleh karena itu, driver pompa terletak di ruang yang terpisah dan terhubung ke pompa, yang terletak di ruang pompa, dengan melewati poros jack melalui kotak isian sekat gastight. Untuk tanker dengan ruang pompa sentral terletak di belakang, driver terletak di ruang mesin utama. Tindakan pencegahan ini tidak perlu dilakukan pada kapal tanker produk yang membawa kargo dengan titik nyala di atas 65,5oC.

2.7 Jenis jenis Cargo Oil System

Ada beberapa jenis cargo oil system, biasanya di gunakan sesuai kebutuhan dari type kapal atau muatan yang di angkut

1. Direct Line System

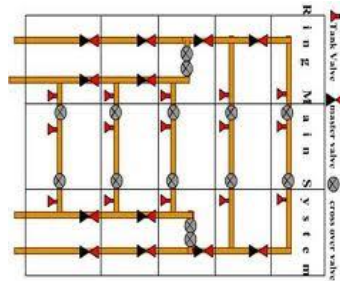
Sistem perpipaan dan pompa yang melayani dikelompokkan berdasarkan jenis muatan, sehingga satu pompa hanya melayani satu jenis muatan saja.



Gambar 2.4 Direct Line system

2. Ring Line System

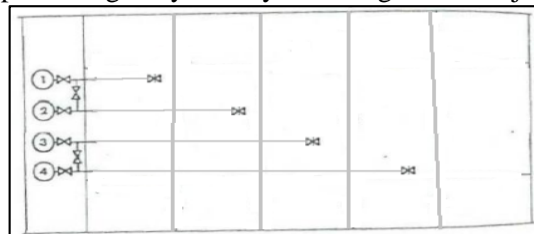
Sistem perpipaan dirancang dimana setiap pompa dapat melayani setiap tangki muat (untuk lebih dari satu jenis muatan), dimana masing-masing memiliki pipa utama sendiri.



Gambar 2.5 Ring Line system

3. Independent Line System

System perpipaan yang di rancang memiliki cabang yang lurus menuju tiap tangki muat dengan tiap cabang menuju salah satu tangki muat, setiap cabang hanya melayani 1 tangki muat saja.



Gambar 2.6 Independent line system

2.8 Pengertian Pipa

Pipa adalah saluran tertutup sebagai sarana pengaliran atau transportasi fluida, sarana pengaliran atau transportasi energi dalam aliran. Pipa biasanya ditentukan berdasarkan ukuran nominalnya, sedangkan *tube* merupakan salah satu jenis pipa yang ditetapkan berdasarkan diameter luarnya.

Dalam suatu perusahaan industri, pipa merupakan salah satu peralatan pokok diluar rangkaian proses yang dipergunakan untuk mengalirkan suatu fluida, yaitu berupa fluida cair dan fluida gas. Fluida yang mengalir ini memiliki temperatur dan tekanan yang berbeda-beda. Bentuk konstruksi pipa yang terdapat di suatu perusahaan industri dipengaruhi oleh jenis fluida yang akan dialirkan melalui pipa tersebut dengan mempertimbangkan pengaruh lingkungan yang ada.

Pipa digunakan sebagai saluran untuk mengalirkan air, minyak, gas dan cairan-cairan lain. Pipa yang dimaksud dalam hal ini terdiri dari pipa itu sendiri dan juga termasuk fitting, katup dan komponen-komponen lainnya yang merupakan sistem perpipaan, komponen-komponen pipa adalah : Pipa, flens (*flanges*), katup (*valves*), alat penyambung (*fittings*), dan lain sebagainya. (Solomo, 2010)



Gambar 2.7 *Marine pipe*

2.9 Sambungan Pada Pipa

Ada berbagai macam faktor yang mempengaruhi hilangnya energi di dalam pipa. Jenis-jenis sambungan ikut mempengaruhi hilangnya energi pada aliran fluida. Dengan adanya sambungan dapat menghambat aliran normal dan menyebabkan gesekan

tambahan. Pada pipa yang pendek dan mempunyai banyak sambungan, fluida yang mengalir di dalamnya akan mengalami banyak kehilangan energi.

Dalam sistem pipa salah satu konstruksinya adalah menggunakan sambungan yang berfungsi untuk membelokkan arah aliran fluida ke suatu tempat tertentu. Salah satu efek yang muncul pada aliran ketika melewati suatu sambungan yang berkaitan dengan pola aliran adalah adanya ketidakstabilan aliran atau fluktuasi aliran. Fluktuasi aliran yang terjadi terus-menerus pada belokan pipa akan memberikan beban dampak secara acak pada sambungan tersebut. Akibat pembebanan dampak secara acak yang berlangsung terus-menerus bisa menyebabkan getaran pada pipa.



Gambar 2.8 *Fitting pipe*

2.10 Aliran Melalui Pipa

Pipa merupakan saluran tertutup yang biasanya berpenampang lingkaran dan digunakan untuk mengalirkan fluida dengan tampang aliran penuh. Fluida yang dialirkan melalui pipa biasanya bisa berupa zat cair atau gas, dan tekanan bisa lebih besar atau lebih kecil dari tekanan atmosfer. Sistem tata pipa merupakan rangkaian pengaturan penyambungan pipa untuk mengatur jalan keluarnya air sesuai yang dikehendaki. Sistem perpipaan yang berfungsi untuk mengalirkan zat cair dari satu tempat ke tempat lain. Aliran terjadi karena adanya perbedaan tinggi tekanan di kedua tempat yang disebabkan oleh adanya perbedaan elevasi muka air atau karena digunakannya pompa.

Diameter pipa di rumuskan dengan persamaan di bawah ini:

$$D = \sqrt[4]{4 \times Q / \pi \times v} \dots \dots \dots (1)$$

Dimana:

- D= diameter luar pipa
- Q= kapasitas dari tangki
- V= kecepatan aliran

2.11 Pompa Pada Kapal

Pada industri maritim terutama pada bidang perkapalan, pompa mempunyai peranan penting dalam pendistribusian berbagai jenis fluida. Maka dalam sebuah kapal komersial pompa sangat penting dalam sistem penggerak dan kebutuhan ABK di atas kapal. Definisi pompa pada bidang perkapalan adalah “*Pompa-pompa (Pumps), alat untuk memindahkan zat cair seperti air tawar, air laut, bahan bakar dan lain-lain, yang biasanya dilengkapi dengan sistem perpipaan, termasuk katup isap, katup tekan dan katup-katup lain, saringan, tangki-tangki, alat-alat pengaman dll. (<http://punokawandiesel.wordpress.com/2010/03/17/istilah-pada-permesinan-kapal/>)*”.

Diameter pipa di rumuskan dengan persamaan di bawah ini:

$$HP = h_s + h_v + h_p + h_{fs} + h_{ls} + h_{fd} + h_{lds} \dots \dots \dots (2)$$

Dimana:

- Hs = head static = (T+0,75) - 0,5 well
- Hv = head velocity = (v_{2dis} - v_{2suc})/2g
- Hp = head pressure = (P_{dis} - P_{suc})/γ
- Hfs = head mayor suction = f x L x v² / (D x 2g)
- Hls = head minor suction = k total x v² / (2g)
- Hfd = head mayor discharge = f x L x v² / (D x 2g)
- Hlds = head minor discharge = k total x v² / (2g)

2.12 Kehilangan Tenaga Aliaran Melalui Pipa

Pada zat cair yang mengalir di dalalam bidang batas, misalnya pipa akan terjadi tegangan geser dan gradient kecepatan pada seluruh medan aliran karena adanya kekentalan. Tegangan geser tersebut akan menyebabkan treadinya kehilangan tenaga selama pengaliran. Persamaan Bernoulli di bawah ini :

Apabila pipa mempunyai penampang yang konstan, maka V₁ = V₂, dan persamaan diatas dapat ditulis dalam bentuk yang lebih sederhana untuk kehilangan tenaga akibat gesekan.

$$h^1 = (Z_1 + \frac{P_1}{\gamma}) - (Z_2 + \frac{P_2}{\gamma}) \quad Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + h_f \dots \dots \dots (3)$$

Dimana:

- h₁ = kehilangan tenaga (m)
- Z₁ = Tinggi elevasi di titik 1 (m)
- Z₂ = Tinggi elevasi di titik 2 (m)
- P₁ = Tekanan di titik 1 (N/m²)

2.13 Kehilangan tenaga Kibat Gesekan Pada Pipa

Kehilangan energi akibat gesekan disebut juga kehilangan primer atau mayor lose. Terjadi akibat adanya kekentalan zat cair dan turbulensi karena adanya kekasaran dinding batas pipa dan akan menimbulkan gaya gesek yang akan menyebabkan kehilangan tenaga di sepanjang pipa dengan diameter konstan pada aliran seragam. Kehilangan tenaga sepanjang satuan panjang akan konstan selama kekasaran tidak berubah. (Triatmodjo, 1996)

Kehilangan tenaga karena gesekan antara zat cair dengan dinding pipa berbanding lurus dengan panjang pipa dan kekasaran pipa dan berbanding terbalik dengan diameter pipa :

$$h = \frac{L}{D} = \frac{v^2}{2g} \dots\dots\dots(4)$$

- h = Tinggi tekan yang hilang
- L = Panjang pipa (m)
- V = Kecepatan aliran (m/s)
- D = Diameter (m)
- g = Percepatan gravitasi (m/s²)

2.14 Jenis Stress Pada Pipa

Primary Stress adalah jenis stress yang ditimbulkan akibat Sustained Load. Stress kategori ini dikelompokkan dalam stress yang berbahaya (hazardous type of stress). Disebut berbahaya karena jika stress ini terjadi pada pipa dan melewati yield strength, maka akan mengakibatkan terjadinya kegagalan pada material pipa, yang akhirnya dapat menimbulkan kecelakaan atau malapetaka. Primary Stress terdiri atas komponen sebagai berikut :

1. Longitudinal Stress

Yaitu stress yang terjadi akibat gaya dalam (axial force) + gaya tekanan dalam (internal pressure) + tegangan lentur (bending stress).

Besarnya Longitudinal Stress yang terjadi dibandingkan dengan Code Allowable Stress atau juga dikenal dengan nama Basic Allowable Stress pada temperatur operasi.

2. Hoop Stress (Circumferential Stress)

Yaitu stress yang terjadi akibat gaya yang bekerja tegak lurus terhadap dinding pipa

Formula Hoop Stress ini bias dikatakan sama untuk sepanjang dinding pipa. Sama halnya dengan Longitudinal Stress, Hoop Stress ini juga dibandingkan dengan Basic Allowable Stress pada temperatur operasi.

Secondary stress adalah stress yang diakibatkan oleh thermal load.

Yaitu akibat temperatur fluida yang mengalir, yang menyebabkan pipa mengalami pemuaian atau pengkerutan (expansion or contraction). Pipa akan menerima apa yang disebut dengan *bending nature* yang bekerja pada penampang pipa yang

bervariasi dari negative ke positive dan timbul karena terjadinya beda defleksi secara radial dari dinding pipa. Secondary stress bukanlah sebagai penyebab terjadinya kegagalan material secara langsung akibat beban tunggal. Kalaupun terjadi stress yang melewati yield strength, maka efeknya hanyalah terjadinya “local deformation” yang berakibat berkurangnya stress pada kondisi operasi. Hanya saja jika hal ini terjadi berulang-ulang (cyclic), maka akan timbul apa yang disebut “local strain range” yang berpotensi menjadi penyebab timbulnya *Fatigue Failure*. Secondary stress ini disebut juga dengan Expansion Stress atau Displacement



Gambar 2.9 Stress pada pipa

2.15 Beban Tetap (Sustained Load)

Beban tetap (*sustained load*) adalah beban yang bekerja secara terus-menerus pada pipa. Faktor yang mempengaruhi beban tetap adalah tekanan desain (P) yaitu tekanan maksimum yang mungkin terjadi pada kondisi operasional dan berat operasi (W) yaitu berat pipa, berat fluida, berat insulasi, dan berat komponen lain yang ada pada pipa tersebut. Tegangan yang terjadi pada beban tetap merupakan jumlah dari seluruh tegangan logitudinal (S_L) akibat gaya aksial dan momen bending. Berikut adalah persamaan tegangan yang terjadi pada beban tetap.

$$S_L = S_{ax} + S_b \dots \dots \dots (5)$$

Keterangan:

S_L = Tegangan longitudinal (N/mm²)

S_{ax} = Tegangan longitudinal akibat gaya aksial (N/mm²)

S_b = Tegangan longitudinal akibat momen bending (N/mm²)

Nilai tegangan longitudinal harus memenuhi persamaan sebagai berikut:

$$S_L \leq S_h \dots \dots \dots (6)$$

Dimana S_h merupakan nilai *hot allowable stress* untuk tegangan longitudinal berdasarkan ASME B31.3.

2.16 Beban Ekspansi (Expansion Load)

Beban ekspansi (*expansion load*) adalah beban yang terjadi akibat adanya pertambahan panjang pada pipa. Beban ekspansi diartikan sebagai beban yang ditimbulkan akibat ditahannya pemuaian suatu pipa akibat kenaikan temperatur fluida yang mengalir didalamnya. Apabila pemuaiannya itu ditahan, maka ia akan menimbulkan tegangan yang sangat tinggi, oleh karenanya diperlukan mengendalikan perubahan panjang pipa yang biasanya menggunakan *expansion loop*. Beban ekspansi dapat dibagi menjadi:

- Beban ekspansi akibat pembatasan gerak oleh tumpuan saat pipa mengalami ekspansi.
- Beban ekspansi akibat perbedaan temperatur yang besar dan sangat cepat dalam dinding pipa sehingga mampu menimbulkan tegangan.
- Beban ekspansi akibat perbedaan koefisien ekspansi pipa yang tersusun dari dua atau lebih material logam yang berbeda.

Berikut adalah persamaan tegangan yang terjadi pada beban ekspansi.

$$S_E = \sqrt{4S_T^2 + S_B^2} \dots\dots\dots(7)$$

Keterangan:

- S_E = Tegangan ekspansi (N/mm²)
- S_T = Tegangan torsional (N/mm²)
- S_B = Resultan tegangan tekuk (N/mm²)

Nilai tegangan ekspansi harus memenuhi persamaan sebagai berikut:

$$S_A = f(1.25(S_C + S_h) - S_L) \dots\dots\dots(8)$$

$$S_E \leq S_A \dots\dots\dots(9)$$

Dimana S_A merupakan nilai *allowable stress* untuk *thermal expansion stress*, S_C merupakan *cold allowable stress* pada temperatur lingkungan, dan S_h merupakan *hot allowable stress* pada temperatur operasional berdasarkan ASME B31.3.

2.17 Beban Berkala (Occasional Load)

Beban berkala (*occasional load*) adalah beban yang terjadi dalam waktu yang singkat dan jarang terjadi. Misalnya akibat angin, gempa bumi, benda yang terjatuh, dan lain sebagainya. Karena beban ini hanya bekerja sebentar, beban ini tidak akan mengakibatkan kegagalan pada sistem perpipaan, sehingga tegangan yang terjadi diperbolehkan melebihi tegangan akibat beban tetap (*sustained load*). Berikut adalah persamaan tegangan yang terjadi pada beban berkala.

$$S_O = S_L + S_{OF} \dots\dots\dots(10)$$

Nilai tegangan pada beban berkala harus memenuhi persamaan sebagai berikut.

$$S_O < 1.33S_h \dots\dots\dots(11)$$

Dimana S_O merupakan nilai tegangan pada beban berkala, S_{of} merupakan nilai tegangan yang diakibatkan angin, gempa bumi, benda yang terjatuh, dan S_h merupakan nilai *hot allowable stress* untuk tegangan longitudinal berdasarkan ASME B31.3.

2.18 Beban Operasi (Operation Load)

Beban operasi adalah beban yang diterima oleh pipa selama pipa dioperasikan. Beban ini tidak memiliki *allowable stress* karena tidak diatur oleh standar, fungsinya untuk mengetahui besar tegangan apabila beberapa beban di kombinasikan.

2.19 Pengenalan Software Caesar II

Caesar II adalah sebuah *software Computer Aided Engineering (CAE)* yang digunakan untuk *mechanical design and analysis* pada sebuah sistem perpipaan. Program Caesar II dikembangkan oleh COADE *Engineering Software*, yaitu sebuah perusahaan pembuat *software* khusus dibidang *mechanical engineering* yang sudah terkenal dan bermarkas di Amerika Serikat. Caesar II memiliki banyak pilihan dan kemampuan dibandingkan *software* sejenisnya. Pengguna Caesar II dapat mendesain program yang benar-benar sesuai dengan kebutuhan dalam menganalisa tegangan pada pipa. Caesar II memiliki kemampuan analisa statik dan dinamis berdasarkan standar internasional yang berlaku.



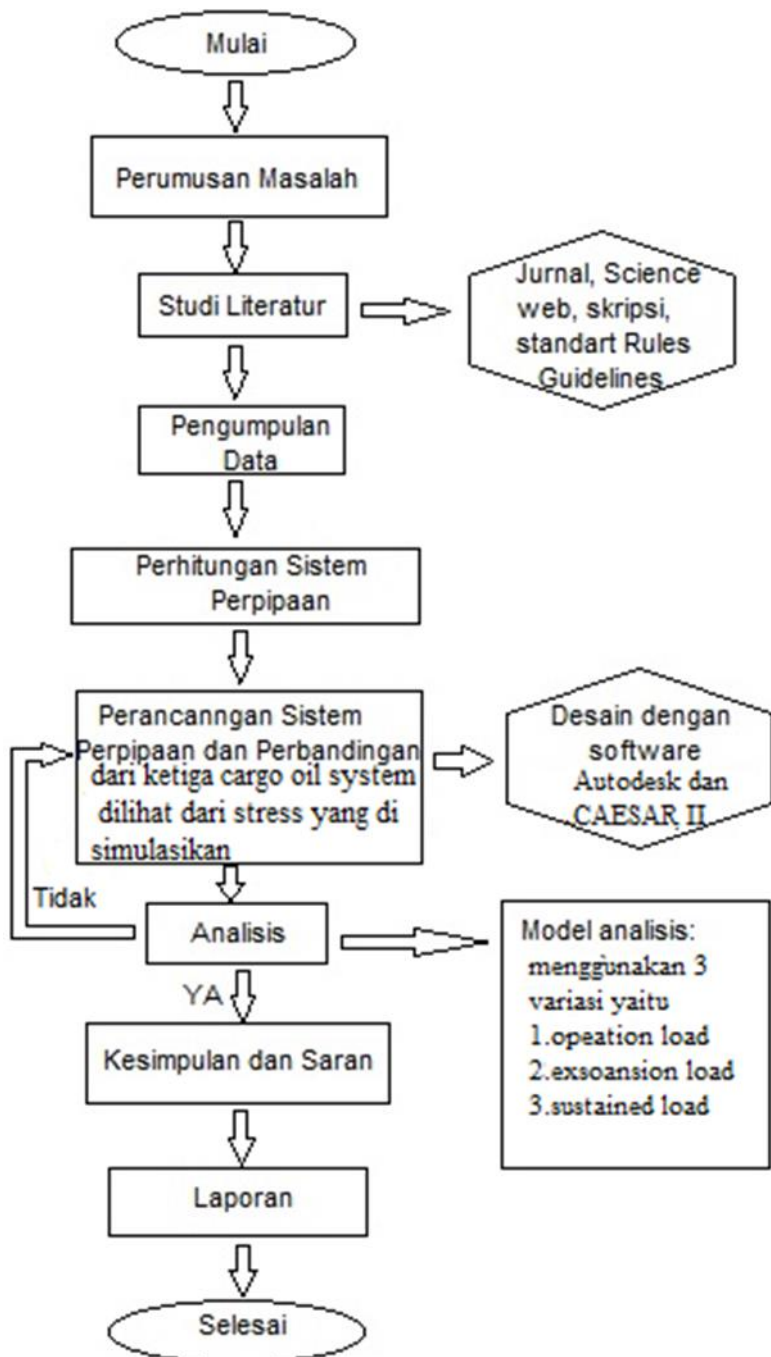
Gambar 2.10 *Software Caesar II*

Sumber: www.coade.com

Cara pengoperasian *software* ini yaitu diawali dengan melakukan *input* data spesifikasi pipa yang akan dianalisa sekaligus spesifikasi fluida yang bekerja di dalamnya. Kemudian dilanjutkan dengan membentuk sebuah model dari sistem perpipaan berdasarkan kondisi sebenarnya. Selanjutnya Caesar II akan mengolah data dan melakukan perhitungan untuk kemudian menampilkan hasil perhitungan dalam bentuk *displacement*, gaya-gaya yang bekerja pada tumpuan dan *stress* pada seluruh bagian sistem perpipaan tersebut. Dengan menggunakan hasil perhitungan tersebut, Caesar II kemudian membandingkannya dengan batas-batas nilai yang diijinkan sesuai dengan standar internasional yang sudah diakui. Sumber: www.coade.com

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III METODOLOGI PENELITIAN



3.1 Studi Literatur

- A. Metode pengumpulan data yang diperoleh dari buku-buku, arsip majalah, artikel, jurnal, dan melalui internet.
- B. Dosen yang menguasai permasalahan yang ada di dalam pembuatan Tugas Akhir ini.

3.2 Studi Lapangan

Studi lapangan untuk pengumpulan data yang dilakukan dengan mengumpulkan data secara langsung dan wawancara kepada pihak-pihak serta perusahaan yang terkait dalam penelitian ini.

3.3 Analisa Dan Pengolahan Data

Data didapat dari berbagai referensi, yaitu buku-buku, arsip, majalah, artikel, jurnal, dan internet. Untuk mengetahui lebih spesifik tentang kebutuhan bahan bakar nelayan dan masyarakat pulau bawean pulau guna merancang *Floating fuel station* yang sesuai dengan kebutuhan, maka dilakukan pula survey lapangan ke Pulau Bawean/ Dinas perhubungan kabupaten Gresik, dan Dinas Kelautan dan Perikanan Pulau Bawean untuk mengambil data jumlah kebutuhan bahan bakar nelayan di Pantai Pulau Bawean.

Hal-hal tersebut merupakan aspek dasar dan pedoman dalam perancangan *Floating fuel station dan cargo oil system*. Dari berbagai referensi yang didapatkan tersebut kemudian dapat ditentukan kapasitas muatan *Floating fuel station* yang optimal berupa solar dan pertalite sesuai kebutuhan nelayan dan masyarakat pulau bawean.

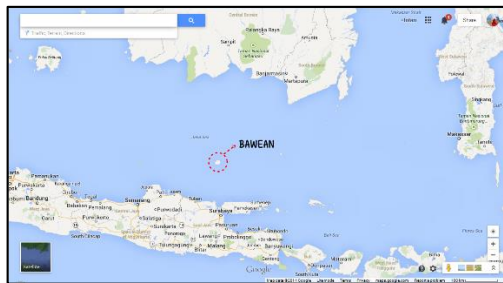
Tahapan pengolahan data tersebut meliputi :

1. Menghitung kapasitas cargo oil tank dari *Floating fuel station*.
2. Pembuatan p&id semua system perpipaan yang ada berdasarkan cargo oil tank yang telah di buat
3. Perhitungan diameter pipa dan spesifikasi pompa yang di gunakan pada tiap system perpipaan yang di rencanakan.
4. Penggambaran 3 jenis cargo oil system menjadi 3D dan input data cargo oil system pada software CAESAR II.
5. Melakukan stress alaysis pada ketiga jenis cargo oil system.
6. menentukan jenis cargo oil system yang memenuhi allowed stress yang di ijinakan berdasarkan standart yang di gunakan.

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Lokasi Floating Beroperasi

Pulau Bawean adalah pulau yang terletak di Laut Jawa, sekitar 120 kilometer sebelah utara Gresik. Pada gambar 4.1 secara administratif, pulau ini termasuk ke dalam wilayah Kabupaten Gresik (sebelumnya bernama Kabupaten Surabaya), Jawa Timur. Pasukan VOC menguasai pulau ini pada tahun 1743.



Gambar 4.1 Peta lokasi pulau bawean

Floating fuel station dirancang untuk dapat beroperasi di perairan laut pantai bawean, pulau bawean. Menurut data yang didapat dari studi lapangan bahwa dermaga di pulau bawean memiliki kedalaman perairan berkisar 6-9 meter. Dalam tugas akhir ini menentukan ukuran utama *Floating fuel station* menggunakan Metode Spiral dimana dalam metode ini didapatkan ukuran utama sesuai dari aspek kebutuhan yang direncanakan dan dibutuhkan seperti ukuran tanki utama BBM, *Freshwater Tank*, perhitungan dasar lambung ganda, perhitungan *Double Hull*, perhitungan ruang kamar mesin dan lain-lain.

4.2. Data Kapal Nelayan

Dari hasil pengambilan data dengan wawancara kepada Ketua Paguyuban Nelayan Morodemak Bapak Mulyadi didapatkan data berupa kebutuhan bahan bakar nelayan untuk satu kapal yaitu :

Tabel 4.1 Kebutuhan bahan bakar kapal nelayan.

Ukuran Kapal	Jeni	Mesin	Jumlah Mesin	Kebutuhan solar per mesin untuk	Total
2 - 5 GT	Kapal Arat	Panther	3	3	105 L
2 - 5 GT	Kapal Jaring	Panther	1	3	35 L
10 - 20 GT	Kapal Tongkol	P	3	4	120 L
10 - 19 GT	Kapal Bagan	P	4	4	160L

4.3. Kalkulasi Kapasitas Muatan Sesuai Kebutuhan Di Pulau Bawean.

Floating Fuel Station. akan mengalami pengurangan pada ruang muat kapal tersebut, yang akibat di beri penambahan sekat, double bottom, double hull dan juga ruang mesin. Maka hasil muatan yang mampu di dapatkan pada kapal tersebut :

$$\begin{aligned} \text{Volume cargo} &= P \times L \times T \\ &= 43.8 \times 10 \times 3.8 \\ &= 1664,4 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Kebutuhan solar nelayan tiap bulan yang berada di pulau bawean diketahui: Jumlah 3000 nelayan, dan dari hasil data lapangan di *dinas perikanan dan nelayan Kab. Gresik* yang aktif menggunakan mesin sebesar 1000-1300 nelayan. Melaut 20 kali sebulan 40 liter dalam sekali melaut

$$\begin{aligned} \text{Maka :} &= 1300 \times 40 \\ &= 52.000 \text{ liter solar} \\ &= 52.000 \times 22 \text{ (berlayar dalam sebulan)} \\ &= 1.144.000 \text{ liter} \\ &1.144.000 \text{ liter Konversi ke } 1144 \text{ m}^3 \\ &1144 \times 0.83 = 949.52 \text{ Ton} \end{aligned}$$

Jumlah penduduk pada pulau bawean saat ini tercatat di 107.000 jiwa di asumsikan jumlah keluarga 4 orang per/rumah. Dalam satu rumah ada 1 kendaraan Konsumsi bahan bakar tiap bulan per motor yaitu rata-rata 8 liter Dan dari data sementara berupa wawancara dengan dinas perhubungan kabupaten gresik. Bahwa rata-rata 80% sudah menggunakan kendaraan bermotor. setiap rumah 50% sudah memiliki lebih dari satu kendaraan. Maka dari data lapangan minimal membutuhkan 500 m³ dalam sebulan untuk memenuhi kebutuhan bahan bakar di pulua bawean untuk kendaraan.

Total kebutuhan bahan bakar : (masa jenis solar 0.83, masa jenis pertalite 0.715)

$$\begin{aligned} 1144 \text{ m}^3 + 500 \text{ m}^3 &= 1556 \text{ m}^3 \\ (114 \text{ m}^3 \times 0.83) + (500 \text{ m}^3 \times 0.715) & \\ &= 949,52 \text{ ton} + 357.5 \text{ Ton} \\ &= 1307,02 \text{ Ton} \end{aligned}$$

Total cargo hold capacity
1307,02 Ton
1664: 1556 = 1

Kapal dapat membawa 1 kali jumlah kebutuhan bahan bakar di pulau bawean. maka kebutuhan bahan bakar yang di angkut kapal akan habis dalam waktu 1 bulan sekali.

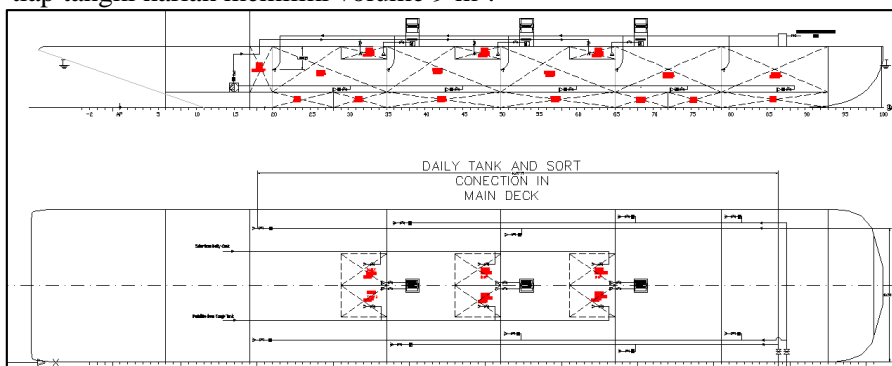
4.4. Perhitungan Tangki harian

Dalam satu bulan floating fuel station dapat menjual 1556 m^3

Maka : $1556 \text{ m}^3 / 30 = 51,86 \text{ m}^3$

Dalam satu hari di sediakan 52 m^3 sebagai kapasitas tangki harian.

Tangki harian di bagi menjadi 6 sesuai dengan penempatan dispenser. Dimana tiap tangki harian memiliki volume 9 m^3 .



Gambar 4.2. Tangki Harian

4.5. Perhitungan Ukuran Pipa Menurut ASME 31.3

Untuk perhitungan ukuran pipa menggunakan standat ASME 31.3
Dengan perhitungan sebagai berikut:

4.5.1 Ukuran Pipa Inlet Dari Sort Connection

Untuk pengisian tangki muat dari sort connection saat bersandar.

- a. Ukuran Pipa sort connection pertalite

Dimana :

Volume = 500 m^3

Waktu = 12 jam

$$Q = 500 / 12 = 41,666 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q = 0,01157 \text{ m}^3/\text{s}$$

Perhitungan diameter Minimal:

$$V = 3 \text{ m/s}$$

$$D = \sqrt{(4 \times Q / \pi \times v)}$$

$$D = \sqrt{(4 \times 0,0288 / 3,14 \times 3)}$$

$$= 0,0701 \text{ m} = 70,10 \text{ mm} = 2,76 \text{ inc}$$

Untuk standar pipa di gunakan ASME 31.3 dengan material stainless steel TP 304L

Tabel 4.2 Ukuran pipa inlet pertalite

Diameter dalam (dm)	65,24 mm
Ketebalan	5,48 mm
Diameter luar	76,2 mm
Nominal ukuran pipa	3 schedule - 40a

b. Ukuran Pipa sort connection Solar

Dimana :

$$\text{Volume} = 1,144 \text{ m}^3$$

$$\text{Waktu} = 12 \text{ jam}$$

$$Q = 1,144 / 12 = 95,333 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q = 0,0264 \text{ m}^3/\text{s}$$

Perhitungan diameter Minimal:

$$V = 3 \text{ m/s}$$

$$D = \sqrt{(4 \times Q / \pi \times v)}$$

$$D = \sqrt{(4 \times 0,0264 / 3,14 \times 3)}$$

$$= 0,1060 \text{ m} = 106,04 \text{ mm} = 4,17 \text{ inc}$$

Untuk standar pipa di gunakan ASME 31.3 dengan material stainless steel TP 304L

Tabel 4.3 Ukuran pipa *inlet* solar

Diameter dalam (dm)	114 mm
Ketebalan	6,5 mm
Diameter luar	127 mm
Nominal ukursn pipa	5 schedule - 40a

4.5.2 Ukuran Pipa Cargo Oil System

Untuk ukuran pipa cargo oil system ketiga jenis nya memiliki kapasitas yang sama, maka untuk ukuranya akan sama untuk 3 jenis cargo oil system (independent, ring dan direct)

a. Ukuran Pipa cargo oil system

Dimna :

$$\text{Volume} = 52 \text{ m}^3 \text{ (volume tangki harian)}$$

$$\text{Waktu} = 0,5 \text{ jam}$$

$$Q = 52 / 0,5 = 104 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q = 0,0288 \text{ m}^3/\text{s}$$

Perhitungan diameter Minimal:

$$V = 3 \text{ m/s}$$

$$D = \sqrt{(4 \times Q / \pi \times v)}$$

$$D = \sqrt{(4 \times 0,0288 / 3,14 \times 3)}$$

$$= 0,11076 \text{ m} = 110,76 \text{ mm} = 4,36 \text{ inc}$$

Untuk standar pipa di gunakan ASME 31.3 dengan material stainless steel TP 304L

Tabel 4.4 Ukuran pipa *cargo oil system*

Diameter dalam (dm)	113,9 mm
Ketebalan	6,55 mm
Diameter luar	127 mm
Nominal ukursn pipa	5 schedule - 40a

4.5.3 Ukuran Pipa Ballast System

Untuk diameter pipa bilga menggunakan perhitungan sebagai berikut:

a. Ukuran Pipa ballat

Dimna :

Volume = 225,6 m³ (volume tangki harian)

Waktu = 12 jam

$$Q = 225,6 / 12 = 18,8 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q = 0,00522 \text{ m}^3/\text{s}$$

Perhitungan diameter Minimal:

$$V = 3 \text{ m/s}$$

$$D = \sqrt{(4 \times Q / \pi \times v)}$$

$$D = \sqrt{(4 \times 0,0288 / 3,14 \times 3)}$$

$$= 0,04709 \text{ m} = 47,09 \text{ mm} = 1,86 \text{ inc}$$

Untuk standar pipa di gunakan ASME 31.3 dengan material stainless steel TP 304L

Tabel 4.5 Ukuran pipa *ballast*

Diameter dalam (dm)	42,8 mm
Ketebalan	4 mm
Diameter luar	50,8 mm
Nominal ukursn pipa	2 schedule - 40a

4.5.4 Ukuran Pipa Bilga

Untuk diameter pipa bilga menggunakan perhitungan sebagai berikut:

$$D = 25 + 1,68 \sqrt{L(B + T)}$$

$$= 25 + 1,68 \sqrt{60(12 + 3,3)}$$

$$= 0,7802$$

$$= 78,02 \text{ mm} = 3,07 \text{ inc}$$

Untuk standar pipa di gunakan ASME 31.3 dengan material stainless steel TP 304L

Tabel 4.6 Ukuran pipa *bilga*

Diameter dalam (dm)	77,42 mm
Ketebalan	5,74 mm
Diameter luar	88,9 mm
Nominal ukursn pipa	3 1/2 schedule - 40a

4.5.5 Ukuran Pipa fire Fighting

Untuk ukuran pipa FI menggunakan ketentuan 4/3 dari kapasitas dari pompa bilga, untuk pompa bilga memiliki kapasitas sebesar 45 m³/h.

$$\begin{aligned} \text{Jadi: } Q_{fi} &= Q_{bg} \times \frac{4}{3} \\ &= 45 \times \frac{4}{3} \\ &= 60 \text{ m}^3/\text{h} \\ &= 0,0166 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Perhitungan diameter Minimal:

$$V = 3 \text{ m/s}$$

$$D = \sqrt[4]{\frac{4 \times Q}{\pi \times v}}$$

$$D = \sqrt[4]{\frac{4 \times 0,0166}{3,14 \times 3}}$$

$$= 0,08413 \text{ m} = 84,13 \text{ mm} = 3,07 \text{ inc}$$

Untuk standar pipa di gunakan ASME 31.3 dengan material stainless steel TP 304L

Tabel 4.7 Ukuran pipa *fire fighting*

Diameter dalam (dm)	77,42 mm
Ketebalan	5,74 mm
Diameter luar	88,9 mm
Nominal ukursn pipa	3 1/2 schedule - 40a

Tabel 4.8 Semua ukuran pipa pada *floating fuel station 197 feet*

No	Nama	Diameter Dalam	Ketebalan	Diameter Luar	Nominal
1	Inlet pertalite	65,24 mm	5,48 mm	76,2 mm	3 schedule - 40a
2	Inlet solar	113,9 mm	6,55 mm	127 mm	5 schedule - 40a
3	Cargo oil system	113,9 mm	6,55 mm	127 mm	5 schedule - 40a
4	Ballast	42,8 mm	4 mm	50,8 mm	2 schedule - 40a
5	Bilga	77,42 mm	5,74 mm	88,9 mm	3 1/2 schedule - 40a
6	Fire fighting	77,42 mm	5,74 mm	88,9 mm	3 1/2 schedule - 40a

4.6. Perhitungan Pemilihan Pompa

4.6.1 Perhitungan pemilihan pompa ballast system

Perhitungan instalasi pompa di runag pompa:

$$\begin{aligned} H_s &= (T+0,75) - 0,5 \text{ well} \\ &= (3,3+0,75) - 0,5 \text{ well} \\ &= 3,55 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_p &= (P_{dis} - P_{suc})/\gamma \quad \text{Dimana: (1 atm - 1 atm)} \\ &= 0 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_v &= (v_{dis}^2 - v_{suc}^2)/2g \quad \text{Dimana: (v dis = v suc)} \\ &= 0 \text{ m} \end{aligned}$$

Perhitungan head losses pada suction pipe

Reynold number (Rn) :

$$\begin{aligned} \text{Viscosity} &= 1,025 \text{ cst on } 30^\circ\text{C} \\ &= 1,025 \times 10^6 \\ &= 0,000001025 \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

$$D_s = 42,8 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} R_n &= (V_s \times d_s) / \nu \\ &= (3 \times (42,8/1000))/0.0007 \\ &= 125268 \text{ (turbulen } < 2000) \end{aligned}$$

Karna turbulen menggunakan rumus sebagai berikut;

$$\begin{aligned} F &= 64/R_n \\ &= 64/125268 \\ &= 0,000510 \text{ m} \end{aligned}$$

$$L = 50 \text{ m}$$

$$V = 3 \text{ m/s}$$

Mayor losses

$$\begin{aligned} H_f &= f \times L \times v^2 / (D \times 2g) \\ &= 0,000510 \times 50 \times 3^2 / (42,8/1000 \times 2 \times 9.8) \\ &= 0,274 \text{ m} \end{aligned}$$

Tabel 4.9 *Fitting pada suction ballast*

No	type	N	k	n x k
1	Elbow 90°	2	1,15	2,3
2	Filter	10	1,5	15
3	Gate valve	1	1,23	1,23
4	Butterfly Valve	10	0,6	6
5	Conjunction T	10	0,7	7
6	Bell mounted	10	0,05	0,5
Total =				32,03

$$\begin{aligned} \text{Minor losses } h_l &= k_{\text{total}} \times v^2 / (2g) \\ &= 32,03 \times 3^2 / 2 \times 9,8 \\ &= 14,708 \text{ m} \end{aligned}$$

Perhitungan head losses pada discharge pipe

Reynold number (Rn) :

$$\begin{aligned} \text{Viscosity} &= 1,25 \text{ cst on } 50^\circ\text{C} \\ &= 1,25 \times 10^{-6} \\ &= 0,00000125 \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

$$D_s = 42,8 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} R_n &= (V_s \times d_s) / \nu \\ &= (3 \times (42,8/1000)) / 0,0007 \\ &= 125268 (\text{turbulen } < 2000) \end{aligned}$$

Karna turbulen menggunakan rumus sebagai berikut;

$$\begin{aligned} F &= 64/Re \\ &= 64/125268 \\ &= 0,000510 \text{ m} \end{aligned}$$

$$L = 35 \text{ m}$$

$$V = 3 \text{ m/s}$$

Mayor losses

$$\begin{aligned} H_f &= f \times L \times v^2 / (D \times 2g) \\ &= 0,000510 \times 35 \times 3^2 / (42,8/1000 \times 2 \times 9,8) \\ &= 0,0548 \text{ m} \end{aligned}$$

Tabel 4.10 *Fitting pada discharge ballast*

No	type	N	k	n x k
1	Elbow 90°	2	1,15	2,3
2	SDNRV	2	1,23	2,46
3	Conjunction T	1	0,7	0,7
Total =				5,46

$$\begin{aligned} \text{Minor losses } h_l &= k_{\text{total}} \times v^2 / (2g) \\ &= 5,46 \times 3^2 / 2 \times 9,8 \\ &= 2,51 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Perhitungan otal head } H_P &= h_s + h_v + h_p + h_{fs} + h_{ls} + h_{fd} + h_{ls} \\ &= 3,55 + 0 + 0 + 0,274 + 14,708 + 0,0548 + 2,51 \\ &= 21,09 \text{ m} \end{aligned}$$

4.6.2 Perhitungan pemilihan pompa bilga system

Perhitungan instalasi pompa di runag pompa:

$$\begin{aligned} H_s &= (T+0,75) - 0,5 \text{ well} \\ &= (3,3+0,75) - 0,5 \text{ well} \\ &= 3,55 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_p &= (P_{\text{dis}} - P_{\text{suc}})/\gamma \quad \text{Dimana: (1 atm - 1 atm)} \\ &= 0 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_v &= (v_{2\text{dis}}^2 - v_{2\text{suc}}^2)/2g \quad \text{Dimana: (v dis = v suc)} \\ &= 0 \text{ m} \end{aligned}$$

Perhitungan head losses pada suction pipe

Reynold number (Rn) :

$$\begin{aligned} \text{Vicoscity} &= 1,025 \text{ cst on } 30\text{oC} \\ &= 1,025 \times 10^6 \\ &= 0,000001025 \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

$$D_s = 77,42 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} R_n &= (V_s \times d_s) / v \\ &= (3 \times (77,42/1000))/0.0007 \\ &= 226595 \text{ (turbulen } < 2000) \end{aligned}$$

Karna turbulen menggunakan rumus sebagai berikut;

$$\begin{aligned} F &= 64/R_n \\ &= 64/125268 \\ &= 0,000282 \text{ m} \end{aligned}$$

$$L = 80 \text{ m}$$

$$V = 3 \text{ m/s}$$

Mayor losses

$$\begin{aligned} H_f &= f \times L \times v^2 / (D \times 2g) \\ &= 0.000282 \times 80 \times 3^2 / (77,42/1000 \times 2 \times 9.8) \\ &= 0,134 \text{ m} \end{aligned}$$

Tabel 4.11 *Fitting pada suction bilga*

No	type	N	k	n x k
1	Elbow 90°	13	1,15	14,95
2	Filter	13	1,5	19,5
4	Butterflay Valve	10	0,6	6
5	Conjunction T	14	0,7	9,8
6	Bell mounted	12	0,05	0,6
Total =				50,85

$$\begin{aligned} \text{Minor losses } h_l &= k_{\text{total}} \times v^2 / (2g) \\ &= 50,85 \times 3^2 / 2 \times 9,8 \\ &= 23,34 \text{ m} \end{aligned}$$

Perhitungan head losses pada discharge pipe

Reynold number (Rn) :

Viscosity = 1,25 cst on 50oC

$$= 1,25 \times 10^6$$

$$= 0,00000125 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$D_s = 77,4 \text{ mm}$$

$$R_n = (V_s \times d_s) / \nu$$

$$= (3 \times (77,4/1000))/0.0007$$

$$= 226595 (\text{turbulen} < 2000)$$

Karna turbulen menggunakan rumus sebagai berikut;

$$F = 64/Re$$

$$= 64/125268$$

$$= 0,000282 \text{ m}$$

$$L = 12 \text{ m}$$

$$V = 3 \text{ m/s}$$

Mayor losses

$$H_f = f \times L \times v^2 / (D \times 2g)$$

$$= 0.000282 \times 12 \times 3^2 / (77,4/1000 \times 2 \times 9.8)$$

$$= 0,0201 \text{ m}$$

Tabel 4.12 *Fitting pada discarge bilga*

No	type	N	k	n x k
1	Elbow 90°	2	1,15	2,3
2	SDNRV	2	1,23	2,46
3	Butterflay	2	0,7	1,4
Total =				6,16

Minor losses $h_l = k \text{ total} \times v^2 / (2g)$

$$= 6,16 \times 3^2 / 2 \times 9,8$$

$$= 2,83 \text{ m}$$

Perhitungan otal head $HP = h_s + h_v + h_p + h_{fs} + h_{ls} + h_{fd} + h_{ls}$

$$= 3,55 + 0 + 0 + 0,134 + 23,34 + 0,0201 + 2,83$$

$$= 29,88 \text{ m}$$

$$Q = (5.65 \times 77,4^2) / 10^3 = 33,87 \text{ m}^3/\text{h}$$

Tabel 4.13 *Spesifikasi pompa bilga*

Spesifikasi pompa	
Merek	SILI PUMP
Tipe	65CLH-8,5
Kapasitas	4,5 m ³ /h
Head	30 m
Power	5,5 KW

4.6.3 Perhitungan pemilihan pompa fire fighting

Perhitungan instalasi pompa di runag pompa:

$$\begin{aligned} H_s &= (T+0,75) - 0,5 \text{ well} \\ &= (3,3+0,75) - 0,5 \text{ well} \\ &= 3,55 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_p &= (P_{dis} - P_{suc})/\gamma \quad \text{Dimana: (1 atm - 1 atm)} \\ &= 0 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_v &= (v_{2dis}^2 - v_{2suc}^2)/2g \quad \text{Dimana: (v dis = v suc)} \\ &= 0 \text{ m} \end{aligned}$$

Perhitungan head losses pada suction pipe

Reynold number (Rn) :

$$\begin{aligned} \text{Viscosity} &= 1,025 \text{ cst on } 30^\circ\text{C} \\ &= 1,025 \times 10^6 \\ &= 0,000001025 \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_s &= 77,42 \text{ mm} \\ R_n &= (V_s \times d_s) / \nu \\ &= (3 \times (77,42/1000))/0.0007 \\ &= 226595 \text{ (turbulen } < 2000) \end{aligned}$$

Karna turbulen menggunakan rumus sebagai berikut;

$$\begin{aligned} F &= 64/R_n \\ &= 64/125268 \\ &= 0,000282 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L &= 12 \text{ m} \\ V &= 3 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Mayor losses

$$\begin{aligned} H_f &= f \times L \times v^2 / (D \times 2g) \\ &= 0.000282 \times 12 \times 3^2 / (77,42/1000 \times 2 \times 9.8) \\ &= 0,0117 \text{ m} \end{aligned}$$

Tabel 4.14 *Fitting pada suction fire fighting*

No	type	N	k	n x k
1	Elbow 90°	1	1,15	1,15
2	Filter	2	1,5	3
3	Gate valve	1	1,23	1,23
5	Conjunction T	2	0,7	1,4
Total =				6,78

$$\begin{aligned} \text{Minor losses } h_l &= k_{\text{total}} \times v^2 / (2g) \\ &= 6,78 \times 3^2 / 2 \times 9,8 \\ &= 3,11 \text{ m} \end{aligned}$$

Perhitungan head losses pada discharge pipe

Reynold number (Rn) :

Viscosity = 1,25 cst on 50oC

$$= 1,25 \times 10^6$$

$$= 0,00000125 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$D_s = 77,4 \text{ mm}$$

$$R_n = (V_s \times d_s) / \nu$$

$$= (3 \times (77,4/1000))/0.0007$$

$$= 226595 (\text{turbulen} < 2000)$$

Karna turbulen menggunakan rumus sebagai berikut;

$$F = 64/Re$$

$$= 64/125268$$

$$= 0,000282 \text{ m}$$

$$L = 60 \text{ m}$$

$$V = 3 \text{ m/s}$$

Mayor losses

$$H_f = f \times L \times v^2 / (D \times 2g)$$

$$= 0.000282 \times 60 \times 3^2 / (77,4/1000 \times 2 \times 9.8)$$

$$= 0,1005 \text{ m}$$

Tabel 4.15 *Fitting pada discharge fire fighting*

No	type	N	k	n x k
1	Elbow 90°	11	1,15	12,65
2	SDNRV	2	1,23	2,46
3	Conjunction T	4	0,7	2,8
Total =				17,91

Minor losses $h_l = k_{\text{total}} \times v^2 / (2g)$

$$= 17,91 \times 3^2 / 2 \times 9,8$$

$$= 8,22 \text{ m}$$

Perhitungan otal head HP = $h_s + h_v + h_p + h_{fs} + h_{ls} + h_{fd} + h_{ls}$

$$= 3,55 + 0 + 0 + 0,0177 + 3,11 + 0,1005 + 8,22$$

$$= 15 \text{ m}$$

$Q = Q_f \times 4/3$ $Q_b = 45 \times 4/3$

$$= 60 \text{ m}^3/\text{h}$$

Tabel 4.16 *Spesifikasi pompa fire fighting*

Spesifikasi pompa	
Merek	Sili Pump
Tipe	80CLH-16
Kapasitas	60 m ³ /h
Head	20 m
Power	11 Kw

4.6.4 Perhitungan pemilihan pompa ring cargo oil system

Perhitungan instalasi pompa di runag pompa:

$$\begin{aligned} H_s &= (T+0,75) - 0,5 \text{ well} \\ &= (3,3+0,75) - 0,5 \text{ well} \\ &= 3,55 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_p &= (P_{dis} - P_{suc})/\gamma \quad \text{Dimana: (1 atm - 1 atm)} \\ &= 0 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_v &= (v_{2dis}^2 - v_{2suc}^2)/2g \quad \text{Dimana: (v dis = v suc)} \\ &= 0 \text{ m} \end{aligned}$$

Perhitungan head losses pada suction pipe

Reynold number (Rn) :

$$\begin{aligned} \text{Viscosity} &= 700 \text{ cst on } 50^\circ\text{C} \\ &= 700 \times 10^6 \\ &= 0,0007 \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

$$D_s = 113,9 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} R_n &= (V_s \times d_s) / \nu \\ &= (3 \times (113,9/1000))/0,0007 \\ &= 488,1 \text{ (lamiler } < 2000) \end{aligned}$$

Karna lamiler menggunakan rumus sebagai berikut;

$$\begin{aligned} F &= 0,02 + 0,0005/D \\ &= 0,02 + 0,0005/113,9 \\ &= 0,02439 \text{ m} \end{aligned}$$

$$L = 115 \text{ m}$$

$$V = 3 \text{ m/s}$$

Mayor losses

$$\begin{aligned} H_f &= f \times L \times v^2 / (D \times 2g) \\ &= 0,02439 \times 115 \times 3^2 / (113,9/1000 \times 2 \times 9,8) \\ &= 11,307 \text{ m} \end{aligned}$$

Tabel 4.17 *Fitting pada suction ring line system*

No	type	N	k	n x k
1	Elbow 90°	13	1,15	14,95
2	Filter	10	1,5	15
3	SDNRV	1	1,23	1,23
4	Butterflay Valve	13	0,6	7,8
5	Conjunction T	12	0,7	8,4
6	Bell mounted	10	0,05	0,5
Total =				47,88

$$\begin{aligned} \text{Minor losses } h_l &= k_{\text{total}} \times v^2 / (2g) \\ &= 47,88 \times 3^2 / 2 \times 9,8 \\ &= 21,98 \text{ m} \end{aligned}$$

Perhitungan head losses pada discharge pipe

Reynold number (Rn) :

$$\begin{aligned} \text{Viscosity} &= 700 \text{ cst on } 50^\circ\text{C} \\ &= 700 \times 10^6 \\ &= 0,0007 \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

$$D_s = 113,9 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} R_n &= (V_s \times d_s) / \nu \\ &= (3 \times (113,9/1000))/0,0007 \\ &= 488,1 \text{ (lamiler } < 2000) \end{aligned}$$

Karna lamiler menggunakan rumus sebagai berikut;

$$\begin{aligned} F &= 0,02 + 0,0005/D \\ &= 0,02 + 0,0005/113,9 \\ &= 0,02439 \text{ m} \end{aligned}$$

$$L = 35 \text{ m}$$

$$V = 3 \text{ m/s}$$

Mayor losses

$$\begin{aligned} H_f &= f \times L \times v^2 / (D \times 2g) \\ &= 0,02439 \times 35 \times 3^2 / (113,9/1000 \times 2 \times 9,8) \\ &= 3,44 \text{ m} \end{aligned}$$

Tabel 4.18 *Fitting pada discharge ring line system*

No	type	N	k	n x k
1	Elbow 90°	3	1,15	3,45
2	Filter	1	1,5	1,5
3	Conjunction T	4	0,7	2,8
Total =				7,75

$$\begin{aligned} \text{Minor losses } h_l &= k_{\text{total}} \times v^2 / (2g) \\ &= 7,75 \times 3^2 / 2 \times 9,8 \\ &= 3,56 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Perhitungan total head HP} &= h_s + h_v + h_p + h_{fs} + h_{ls} + h_{fd} + h_{ls} \\ &= 3,55 + 0 + 0 + 11,307 + 21,98 + 3,44 + 3,56 \\ &= 43,84 \text{ m} \end{aligned}$$

Tabel 4.19 *Spesifikasi pompa ring line system*

Spesifikasi pompa	
Merek	EBARA
Tipe	3(L)M 65-200/18,5
Kapasitas	108 m ³ /h
Head	44 m
Power	25 HP

4.6.5 Perhitungan pemilihan pompa independent cargo oil system

Perhitungan instalasi pompa di runag pompa:

$$\begin{aligned} H_s &= (T+0,75) - 0,5 \text{ well} \\ &= (3,3+0,75) - 0,5 \text{ well} \\ &= 3,55 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_p &= (P_{dis} - P_{suc})/\gamma \quad \text{Dimana: (1 atm - 1 atm)} \\ &= 0 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_v &= (v_{2dis}^2 - v_{2suc}^2)/2g \quad \text{Dimana: (v dis = v suc)} \\ &= 0 \text{ m} \end{aligned}$$

Perhitungan head losses pada suction pipe

Reynold number (Rn) :

$$\begin{aligned} \text{Viscosity} &= 700 \text{ cst on } 50^\circ\text{C} \\ &= 700 \times 10^6 \\ &= 0,0007 \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

$$D_s = 113,9 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} R_n &= (V_s \times d_s) / \nu \\ &= (3 \times (113,9/1000))/0,0007 \\ &= 488,1 \text{ (lamiler } < 2000) \end{aligned}$$

Karna lamiler menggunakan rumus sebagai berikut;

$$\begin{aligned} F &= 0,02 + 0,0005/D \\ &= 0,02 + 0,0005/113,9 \\ &= 0,02439 \text{ m} \end{aligned}$$

$$L = 210 \text{ m}$$

$$V = 3 \text{ m/s}$$

Mayor losses

$$\begin{aligned} H_f &= f \times L \times v^2 / (D \times 2g) \\ &= 0,02439 \times 210 \times 3^2 / (113,9/1000 \times 2 \times 9,8) \\ &= 20,648 \text{ m} \end{aligned}$$

Tabel 4.20 *Fitting pada suction independent line system*

No	type	N	k	n x k
1	Elbow 90°	12	1,15	13,8
2	Filter	10	1,5	15
3	SDNRV	1	1,23	1,23
4	Butterflay Valve	12	0,6	7,2
5	Conjunction T	10	0,7	7
6	Bell mounted	10	0,05	0,5
Total=				44,73

$$\begin{aligned} \text{Minor losses } h_l &= k_{\text{total}} \times v^2 / (2g) \\ &= 44,73 \times 3^2 / 2 \times 9,8 \\ &= 20,539 \text{ m} \end{aligned}$$

Perhitungan head losses pada discharge pipe

Reynold number (Rn) :

Viscosity = 700 cst on 50°C

$$= 700 \times 10^6$$

$$= 0,0007 \text{ m}^2/\text{s}$$

Ds = 113,9 mm

$$Rn = (Vs \times ds) / \nu$$

$$= (3 \times (113,9/1000))/0.0007$$

$$= 488,1 \text{ (lamiler } < 2000)$$

Karna lamiler menggunakan rumus sebagai berikut;

$$F = 0,02 + 0,0005/D$$

$$= 0,02 + 0,0005/113,9$$

$$= 0,02439 \text{ m}$$

L = 35 m

V = 3 m/s

Mayor losses

$$H_f = f \times L \times v^2 / (D \times 2g)$$

$$= 0,02439 \times 35 \times 3^2 / (113,9/1000 \times 2 \times 9,8)$$

$$= 3,44 \text{ m}$$

Tabel 4.21 *Fitting pada discarge independent line system*

No	type	N	k	n x k
1	Elbow 90°	3	1,15	3,45
2	Filter	1	1,5	1,5
3	Conjunction T	4	0,7	2,8
Total =				7,75

Minor losses $h_l = k \text{ total} \times v^2 / (2g)$

$$= 7,75 \times 3^2 / 2 \times 9,8$$

$$= 3,56 \text{ m}$$

Perhitungan otal head HP = $h_s + h_v + h_p + h_{fs} + h_{ls} + h_{fd} + h_{ls}$

$$= 3,55 + 0 + 0 + 20,648 + 20,539 + 3,44 + 3,56$$

$$= 51,74 \text{ m}$$

Tabel 4.22 *Spesifikasi independent line system*

Spesifikasi pompa	
Merek	EBARA
Tipe	3(L)M 65-200/22
Kapasitas	108 m ³ /h
Head	52 m
Power	30 HP
	22 KW

4.6.6 Perhitungan pemilihan pompa direct cargo oil system

Perhitungan instalasi pompa di runag pompa:

$$\begin{aligned} H_s &= (T+0,75) - 0,5 \text{ well} \\ &= (3,3+0,75) - 0,5 \text{ well} \\ &= 3,55 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_p &= (P_{dis} - P_{suc})/\gamma \quad \text{Dimana: (1 atm - 1 atm)} \\ &= 0 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_v &= (v_{2dis}^2 - v_{2suc}^2)/2g \quad \text{Dimana: (v dis = v suc)} \\ &= 0 \text{ m} \end{aligned}$$

Perhitungan head losses pada suction pipe

Reynold number (Rn) :

$$\begin{aligned} \text{Viscosity} &= 700 \text{ cst on } 50^\circ\text{C} \\ &= 700 \times 10^6 \\ &= 0,0007 \text{ m}^2/\text{s} \\ D_s &= 113,9 \text{ mm} \\ R_n &= (V_s \times d_s) / \nu \\ &= (3 \times (113,9/1000))/0,0007 \\ &= 488,1 \text{ (lamiler } < 2000) \end{aligned}$$

Karna lamiler menggunakan rumus sebagai berikut;

$$\begin{aligned} F &= 0,02 + 0,0005/D \\ &= 0,02 + 0,0005/113,9 \\ &= 0,02439 \text{ m} \end{aligned}$$

$$L = 65 \text{ m}$$

$$V = 3 \text{ m/s}$$

Mayor losses

$$\begin{aligned} H_f &= f \times L \times v^2 / (D \times 2g) \\ &= 0,02439 \times 65 \times 3^2 / (113,9/1000 \times 2 \times 9,8) \\ &= 6,39 \text{ m} \end{aligned}$$

Tabel 4.23 *Fitting pada suction direct line system*

No	type	N	k	n x k
1	Elbow 90°	10	1,15	11,5
2	Filter	10	1,5	15
3	SDNRV	1	1,23	1,23
4	Butterflay Valve	10	0,6	6
5	Conjunction T	10	0,7	7
6	Bell mounted	10	0,05	0,5
Total =				41,23

$$\begin{aligned} \text{Minor losses } h_l &= k_{\text{total}} \times v^2 / (2g) \\ &= 41,23 \times 3^2 / 2 \times 9,8 \\ &= 18,93 \text{ m} \end{aligned}$$

Perhitungan head losses pada discharge pipe

Reynold number (Rn) :

Viscosity = 700 cst on 50oC

$$= 700 \times 10^6$$

$$= 0,0007 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$D_s = 113,9 \text{ mm}$$

$$R_n = (V_s \times d_s) / \nu$$

$$= (3 \times (113,9/1000))/0.0007$$

$$= 488,1 \text{ (lamiler } < 2000)$$

Karna lamiler menggunakan rumus sebagai berikut;

$$F = 0,02 + 0,0005/D$$

$$= 0,02 + 0,0005/113,9$$

$$= 0,02439 \text{ m}$$

$$L = 35 \text{ m}$$

$$V = 3 \text{ m/s}$$

Mayor losses

$$H_f = f \times L \times v^2 / (D \times 2g)$$

$$= 0.02439 \times 35 \times 3^2 / (113,9/1000 \times 2 \times 9.8)$$

$$= 3,44 \text{ m}$$

Tabel 4.24 *Fitting pada discharge direct line system*

No	type	N	k	n x k
1	Elbow 90°	3	1,15	3,45
2	Filter	1	1,5	1,5
3	Conjunction T	4	0,7	2,8
Total =				7,75

Minor losses $h_l = k_{\text{total}} \times v^2 / (2g)$

$$= 7,75 \times 3^2 / 2 \times 9,8$$

$$= 3,56 \text{ m}$$

Perhitungan otal head HP = $h_s + h_v + h_p + h_{fs} + h_{ls} + h_{fd} + h_{ls}$

$$= 3,55 + 0 + 0 + 6,39 + 18,93 + 3,44 + 3,56$$

$$= 35,87 \text{ m}$$

Tabel 4.25 Spesifikasi pompa *direct line system*

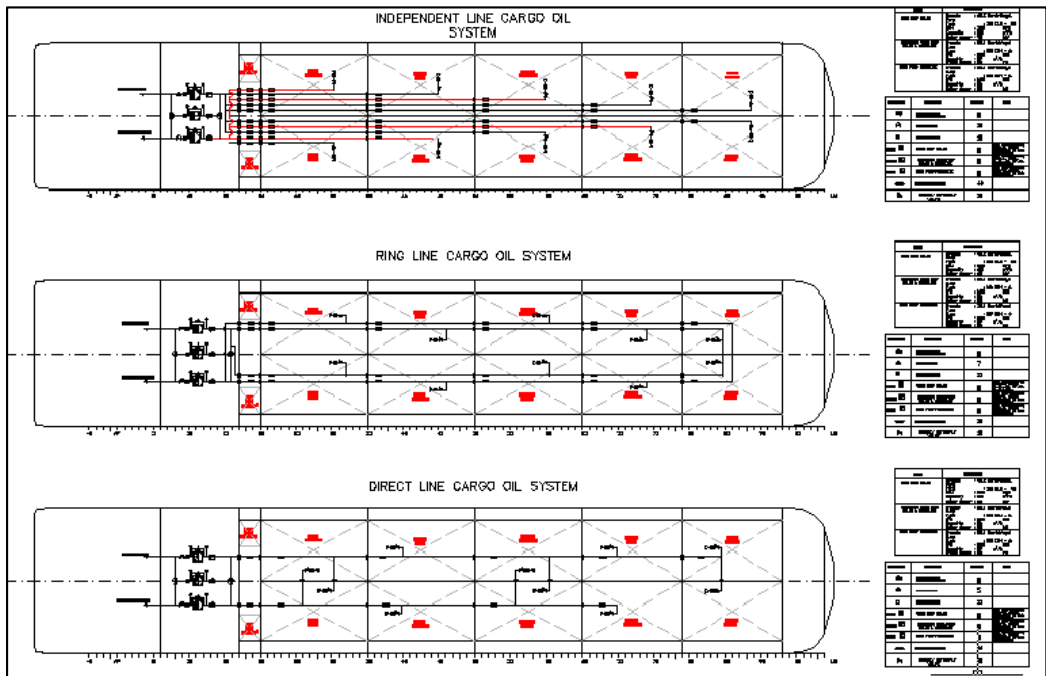
Spesifikasi pompa	
Merek	EBARA
Tipe	3(L)M 65-200/15
Kapasitas	108 m ³ /h
Head	36 m
Power	20 HP
	25 KW

4.7. Perbandingan instalasi, fitting dan spesifikasi pompa dari ketiga cargo oil system

Dari hasil perhitungan 3 macam Cargo oil system telah di ambil beberapa kesimpulan berdasarkan bebrapa aspek, yaitu spesifikasi pompa yang di peroleh dari maisng-masing cargo oil system, komponen yang di butuhkan dalam instalasinya, serta panjang instalasinya

Tabel 4.26 Perbandingan 3 isntalsi cargo oil system

NO	Type	Kapasitas	Head	Panjang Instalasi	Fitting	Pompa
1	Ring line	108	44	115	55	EBARA 3(L)M 65-200/18,5
2	independent	108	52	210	58	EBARA 3(L)M 65-200/22
3	Direct line	108	36	65	51	EBARA 3(L)M 65-200/15



Gambar 4.3 desain p&id perbandingan 3 cargo oil system

4.8. Hasil stress analisis pada ketiga tipe cargo oil system

1. Dari hasil analisa stress analisis menggunakan simulasi dari Caesar II dengan simple percobaan independent line dengan hasil sebagai berikut:

Tabel 4.27 Hasil uji tegangan SUS pipa pada *independent system*

```

Piping Code: B31.3      = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED      : LOADCASE 2 (SUS) W+P1

Highest Stresses: (KPa      )
Ratio (%):                    523.9      @Node 380
Code Stress:                   137449.3   Allowable Stress:   137892.0
Axial Stress:                   2504.1    @Node 740
Bending Stress:                 135613.4  @Node 350
Torsion Stress:                 85380.9   @Node 389
Hoop Stress:                    0.0      @Node 170
Max Stress Intensity:          135444.1   @Node 380

```

Pada percobaan sustained load menggunakan CAESAR II dan didapatkan nilai tegangan max intensity sebesar 135444,1 KPa. Sedangkan untuk nilai Allowed Stress didapat dari standar ASME sebesar 137892 KPa. Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*

Tabel 4.28 Hasil uji tegangan EXP pipa pada *independent system*

```

CODE STRESS CHECK PASSED      : LOADCASE 3 (EXP) L3=L1-L2

Highest Stresses: (KPa      )
Ratio (%):                    30.3      @Node 250
Code Stress:                   152769.2   Allowable Stress:   206838.0
Axial Stress:                   88801.1    @Node 840
Bending Stress:                 9733.7    @Node 320
Torsion Stress:                 92935.0   @Node 750
Hoop Stress:                    0.0      @Node 170
Max Stress Intensity:          95659.3    @Node 320

```

Pada percobaan expansion load menggunakan CAESAR II dan didapatkan nilai tegangan max intensity sebesar 95659 KPa. Sedangkan untuk nilai Allowed Stress didapat dari standar ASME sebesar 206838 KPa. Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

Tabel 4.29 Hasil uji tegangan OPE pipa pada *independent system*

```

Piping Code: B31.3      = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

NO CODE STRESS CHECK PROCESSED: LOADCASE 1 (OPE) W+P1+T1

Highest Stresses: (KPa      )
Ratio (%):                    0.0      @Node 380
OPE Stress:                   1631669.2   Allowable Stress:    0.0
Axial Stress:                   85201.4    @Node 840
Bending Stress:                 1837394.4  @Node 380
Torsion Stress:                 86517.4    @Node 389
Hoop Stress:                    0.0      @Node 170
Max Stress Intensity:          1943720.5  @Node 380

```

Pada percobaan operation load menggunakan CAESAR II dan didapatkan nilai tegangan max intensity sebesar 1943720 KPa. Sedangkan untuk nilai Allowed Stress didapat dari standar ASME

2. Dari hasil analisa stress analysys menggunakan simulasi dari Caesar II dengan simple percobaan ring line dengan hasil sebagai berikut:

Tabel 4.30 Hasil uji tegangan SUS pipa pada ring system

```

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 2 (SUS) W+P1

Highest Stresses: (KPa )
Ratio (%): 574.3 @Node 380
Code Stress: 120949.3 Allowable Stress: 137892.0
Axial Stress: 2504.1 @Node 760
Bending Stress: 135413.4 @Node 380
Torsion Stress: 45380.9 @Node 389
Hoop Stress: 0.0 @Node 170
Max Stress Intensity: 135844.1 @Node 380

```

Pada percobaan sustained load menggunakan CAESAR II dan didapatkan nilai tegangan max intensity sebesar 120949 KPa. Sedangkan untuk nilai Allowed Stress didapat dari standar ASME sebesar 137892 KPa. Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

Tabel 4.31 Hasil uji tegangan EXP pipa pada ring system

```

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 3 (EXP) L3=L1-L2

Highest Stresses: (KPa )
Ratio (%): 30.3 @Node 250
Code Stress: 102769.2 Allowable Stress: 206838.0
Axial Stress: 48801.1 @Node 840
Bending Stress: 4733.7 @Node 320
Torsion Stress: 62935.0 @Node 750
Hoop Stress: 0.0 @Node 170
Max Stress Intensity: 65659.3 @Node 320

```

Pada percobaan expansion load menggunakan CAESAR II dan didapatkan nilai tegangan max intensity sebesar 65659 KPa. Sedangkan untuk nilai Allowed Stress didapat dari standar ASME sebesar 206838 KPa. Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

Tabel 4.32 Hasil uji tegangan OPE pipa pada ring system

```

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

NO CODE STRESS CHECK PROCESSED: LOADCASE 1 (OPE) W+P1+T1

Highest Stresses: (KPa )
Ratio (%): 0.0 @Node 380
OPE Stress: 1361626.9 Allowable Stress: 0.0
Axial Stress: 52801. @Node 840
Bending Stress: 1439374.8 @Node 380
Torsion Stress: 54617.4 @Node 389
Hoop Stress: 0.0 @Node 170
Max Stress Intensity: 1483920.5 @Node 380

```

Pada percobaan operation load menggunakan CAESAR II dan didapatkan nilai tegangan max intensity sebesar 1403920 KPa. Sedangkan untuk nilai Allowed Stress didapat dari standar ASME

3. Dari hasil analisa stress analysys menggunakan simulasi dari Caesar II dengan semple percobaan direct line dengan hasil sebagai berikut:

Tabel 4.33 Hasil uji tegangan SUS pipa pada *direct system*

```

Piping Code: B31.3      = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED      : LOADCASE 2 (SUS) W+P1

Highest Stresses: (KPa      )
Ratio (%):                   574.3      @Node 380
Code Stress:                  101949.3   Allowable Stress: 137892.0
Axial Stress:                 4504.2    @Node 760
Bending Stress:              115623.4   @Node 380
Torsion Stress:              35380.9    @Node 389
Hoop Stress:                  0.0       @Node 170
Max Stress Intensity:        115844.3   @Node 380

```

Pada percobaan sustained load menggunakan CAESAR II dan didapatkan nilai tegangan max intensity sebesar 115644 KPa. Sedangkan untuk nilai Allowed Stress didapat dari standar ASME sebesar 137892 KPa. Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

Tabel 4.34 Hasil uji tegangan EXP pipa pada *direct system*

```

Piping Code: B31.3      = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED      : LOADCASE 3 (EXP) L3=L1-L2

Highest Stresses: (KPa      )
Ratio (%):                   30.3       @Node 250
Code Stress:                  62769.2   Allowable Stress: 206838.0
Axial Stress:                 28801.1   @Node 840
Bending Stress:              34733.7   @Node 320
Torsion Stress:              2935.0    @Node 750
Hoop Stress:                  0.0       @Node 170
Max Stress Intensity:        35659.3   @Node 320

```

Pada percobaan expansion load menggunakan CAESAR II dan didapatkan nilai tegangan max intensity sebesar 35659,3 KPa. Sedangkan untuk nilai Allowed Stress didapat dari standar ASME sebesar 206838 KPa. Hal ini membuktikan bahwa sistem perpipaan tidak mengalami *overstress*.

Tabel 4.35 Hasil uji tegangan ope pipa pada *direct system*

```

Piping Code: B31.3      = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

NO CODE STRESS CHECK PROCESSED: LOADCASE 1 (OPE) W+P1+T1

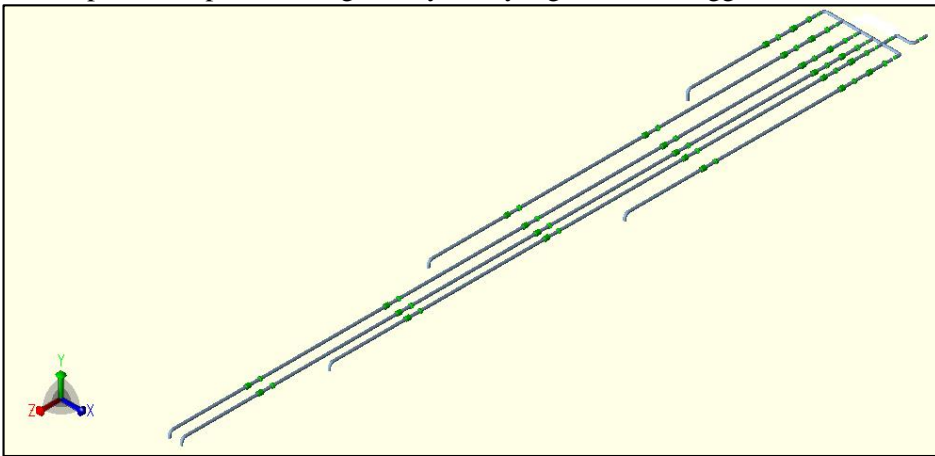
Highest Stresses: (KPa      )
Ratio (%):                   0.0       @Node 380
OPE Stress:                   1066626.9 Allowable Stress: 0.0
Axial Stress:                 28801.1   @Node 840
Bending Stress:              1039374.5 @Node 380
Torsion Stress:              34647.1   @Node 389
Hoop Stress:                  0.0       @Node 170
Max Stress Intensity:        1083290.5 @Node 380

```

Pada percobaan operation load menggunakan CAESAR II dan didapatkan nilai tegangan max intensity sebesar 1083290,5 KPa. Sedangkan untuk nilai Allowed Stress didapat dari standar ASME tidak memakai allowed stress karena tidak di atur pada standar ASME.

4. Independent cargo oil system

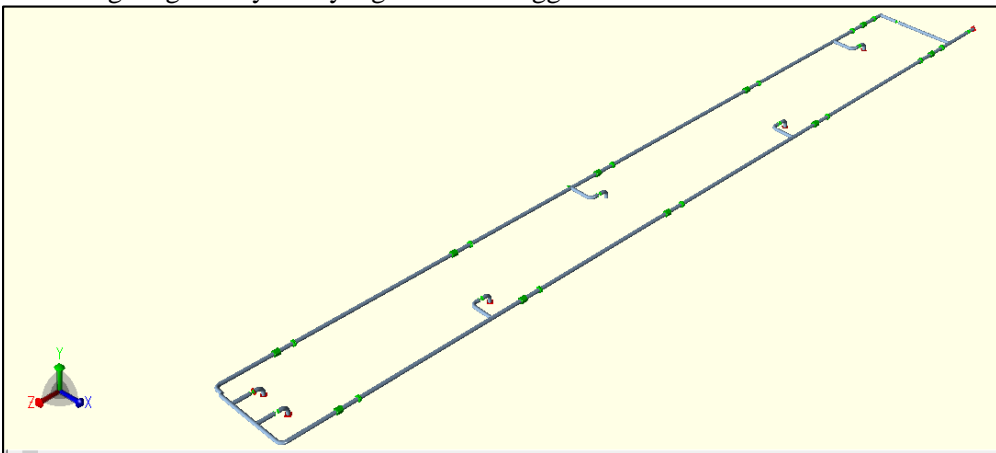
Hasil penggambaran 3D menggunakan CAESAR II yang di samakan dengan p&id independent cargo oil system yang di buat menggunakan autocad.



Gambar 4.4 3D *Independent system* Caesar II

Ring cargo oil system

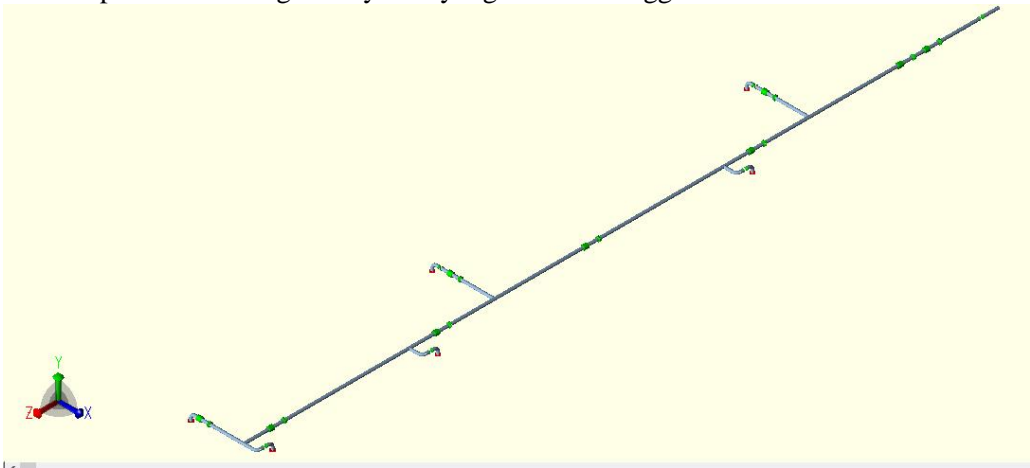
Hasil penggambaran 3D menggunakan CAESAR II yang di samakan dengan p&id ring cargo oil system yang di buat menggunakan autocad.



Gambar 4.5 3D *Ring system* Caesar II

5. Direct system cargo oil system

Hasil penggambaran 3D menggunakan CAESAR II yang di samakan dengan p&id direct cargo oil system yang di buat menggunakan autocad.



Gambar 4.6 3D *Direct system* Caesar II

6. Penentuan system cargo oil mana yang akan di pakai untuk floating fuel station 197 feet.

Dari hasil stress analisis yang telah di kerjakan dengan simulasi Caesar II di dapatkan hasil sebagai berikut:

Tabel 4.36 Perbandingan *Cargo oil System*

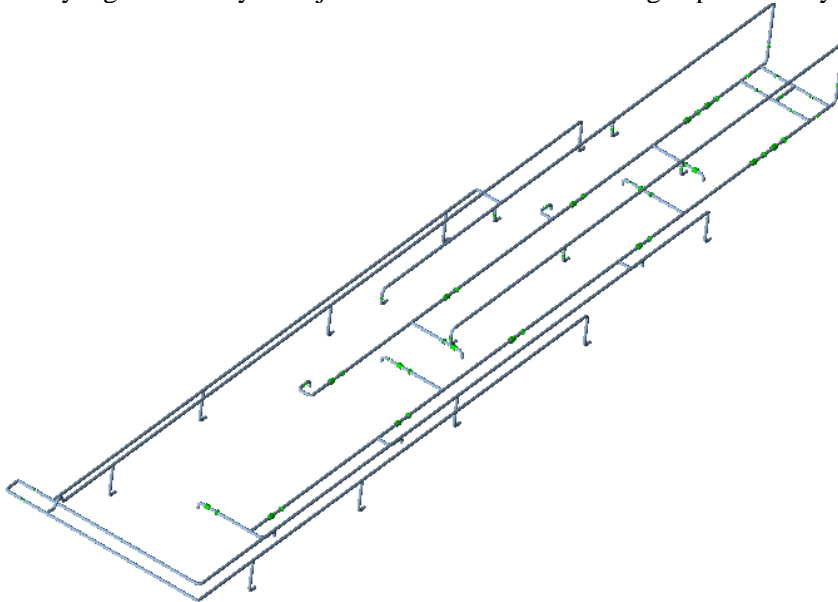
No	Type	sus	exp	ope
1	independent	137449	95659	1943720
2	Ring line	120949	65659	1403920
3	Direct line	101949	35659	1083290

Dari hasil simulasi di atas di dapatkan kesimpulan bahwa Direct cargo oil system mengalami stress yang paling sedikit dengan diameter pipa, outside thicknes, density fluida, dan material yang sama serta menggunakan ketentuan yang sama pula pada ASME 31.3. Dengan data seperti berikut:

From: 120	<input type="checkbox"/> Bend	<input type="checkbox"/> Reducer	Code: B31.3
To: 130	<input type="checkbox"/> Rigid	<input type="checkbox"/> SIFs & Tees	SC: 1378.920
<input type="checkbox"/> Expansion Joint	<input type="checkbox"/> Restraints	<input type="checkbox"/> Displacements	SH1: 1378.920 F1:
DX: <input type="text"/>	<input type="checkbox"/> Hangers	<input type="checkbox"/> Flange Checks	SH2: 1378.920 F2:
DY: <input type="text"/>	<input type="checkbox"/> Nozzle Flex	<input type="checkbox"/> Nozzle Lmt Check	SH3: 1378.920 F3:
DZ: -400.000 mm	<input type="checkbox"/> Forces/Moments		SH4: 1378.920 F4:
<input type="checkbox"/> Offsets	<input type="checkbox"/> Uniform Loads		SH5: 1378.920 F5:
Diameter: 165.2000	<input type="checkbox"/> Wind / Wave		SH6: 1378.920 F6:
Wt/Sch: 7.1000	Material: [155A312 TP304]		SH7: 1378.920 F7:
<input type="checkbox"/> Seam Welded	<input checked="" type="checkbox"/> Allowable Stress		SH8: 1378.920 F8:
Wt Factor: 1.0000	Elastic Modulus (C): 1.9512E+006		SH9: 1378.920 F9:
Mill Tol %: 12.5000	Elastic Modulus (H1): 1.9360E+006		Eff: <input type="text"/> Fac: <input type="text"/>
Corrosion: 0.0125	Elastic Modulus (H2): 1.9512E+006		Sy: 2068.380 PVar: <input type="text"/>
Pipe Den: 0.00803	Elastic Modulus (H3): 1.9512E+006		< f > Allowed Maximum of 1.2
Fluid Den 1: 0.08600	Poisson's Ratio: 0.2920		<input type="radio"/> On
Fluid Den 2: <input type="text"/>	Refract Thk: <input type="text"/>		<input checked="" type="radio"/> Off
Hydro Den: <input type="text"/>	Refract Density: <input type="text"/>		Fatigue Curves...
Temp 1: 40.0000	Insul Thk: <input type="text"/>		
Temp 2: <input type="text"/>	Clad Thk: <input type="text"/>		
Temp 3: <input type="text"/>			

Gambar 4.7 Input data Caesar II

Dari pernyataan di atas maka floating fuel station 197 feet akan menggunakan direct cargo oil system. Karena stress nya yang lebih sedikit di dibandingkan dengan ketiga system yang sebelumnya di uji secara bersamaan dan dengan perlakuan yang sama



Gambar 4.8 Cargo oil system direct line

Hasil akhir dari desain cargo oil system dengan memilih tipe direct dikarenakan memiliki fitting yang paling sedikit dan stress yang lebih rendah di dibandingkan lainnya.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V PENUTUP

4.1. Kesimpulan

Berdasarkan hasil dari penelitian tugas akhir yang telah dilakukan yaitu i perancangan system perpipaan *Floating Fuel Station 174 feet*. Dan membandingkan 3 jenis cargo oil system untuk mendapatkan hasil yang paling baik sebelum di uji ketiga system cargo oil tersebut telah melalui stsdart ASME31.3.

1. Semua desain perpipaan sudah di desain dan di pilihkan pula pompa dan penggambaranya.
2. Dari ketiga jenis cargo oil system telah di uji stress dengan menggunakan software Caesar dan di dapatkan stress sustansion masing masing sebesar, ring 137449 Kpa, independent 120949 Kpa dan direct 101949 Kpa.
stress exspantion masing masing sebesar,ring 65659 Kpa, independent 95659 Kpa dan direct 1083290 Kpa
stress operation masing masing sebesar,ring 1403920 Kpa, independent 1943720 Kpa dan direct 1083290 Kpa
3. Pemilihan di tujuan kepada direct line system dikarenakan memiliki stress yang paling sedikit dan memerlukan fitting yang sedikit pula. Dengan data sebagai berikut substation load 101949 Kpa. Exspantion load 35659 Kpa dan operating load 1083290 Kpa

4.2 Saran

Untuk menghasilkan penelitian yang lebih baik lagi maka penulis memberikan saran sebagai berikut:

1. Adanya sumbangsih dari penelitian- penelitian serupa yang menggunakan model secara fisik dan diuji dengan fasilitas kolam uji sangat diharapkan. Dengan harapan dapat menghasilkan data - data yang lebih riil sehingga kajian optimalisasi hullform semakin maksimal.
2. Adanya penelitian lebih lanjut mengenai konstruksi serta analisa teknis terhadap kekuatan dan getaran kapal *Floating Fuel Station*.
3. Diharapkan adanya penelitian yang mempelajari sistem kerja diatas *Floating Fuel Station* serta manajemen kerja yang tepat untuk melayani pendistribusian BBM.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Dinas Kelautan dan Perikanan Kabupaten Gresik, “Data Nelayan di Pulau Bawean , 2019.
- [2] Dinas perhubungan darat dan laut Kabupaten Gresik” Data umlah kendaraan di pulau bawean”
- [3] *Sandy Nugraha, Eko Sasmito Hadi, Berlian Arswendo Adietya*”Studi Perancangan Floating Fuel Station Untuk Memenuhi Kebutuhan Bahan Bakar Masyarakat Nelayan Pesisir Di Kabupaten Demak” *Departemen Teknik Perkapalan, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro Jl. Prof. Soedarto, SH, Kampus Undip Tembalang, Semarang, Indonesia 50275*
- [4] S. Martin, “Pola Distribusi BBM Di Indonesia Paling Kompleks Sedunia,” *Pola Distribusi BBM Di Indonesia Paling Kompleks Sedunia*, 2014. [Online]. Available: <http://industri.bisnis.com/read/20140415/4/219762/pola-distribusi-bbm-diindonesia-paling-kompleks-sedunia>.
- [5] S. M. Darmawan, “Indonesia Sebagai Negara Maritim,” *Indones. Sebagai Negara Marit.*, 2012.
- [7] N. B. A. Prayoga Wasis Dwi, “Desain Self-Propelled Oil Barge (SPOB) Untuk Distribusi Crude Oil di Kabupaten Sorong, Papua Barat,” *J. Tek. ITS*, no. Vol 5, No 1, 2016. [5] Yudiyana, Murdjito, Irwan Tri Y “Desain Konseptual dan Pola Operasi Kapal CNG (*Compressed Natural Gas*) untuk Mendukung Pembangunan PLTG di Pulau Bawean” Jurusan Teknik Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia.
- [8] IMO, *Code on intact stability Part B For Pontoon*s.
- [9] BMKG, “Prakiraan Tinggi Gelombang,” 2017. [Online]. Available: <http://petamaritim.bmkg.go.id/static/>.
- [10] Choiri, Ardiansyah. 2018. *Mengenal Jenis-Jenis Logam Stainless Steel (SS201, SS304, SS316, dan SS430)*. <URL: <https://www.jayastainless.co.id/2018/07/19/>>

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LAMPIRAN

168 Appendix I

PROPERTIES OF PIPE (CONTINUED)
(Courtesy of Anvil International)

nominal pipe size outside diameter, in.	schedule number*			wall thickness, in.	inside diam., in.	inside area, sq. in.	metal area, sq. in.	sq ft outside surface, per ft	sq ft inside surface, per ft	weight per ft, lb†	weight of water per ft, lb	moment of inertia, in. ⁴	section modulus, in. ³	radius gyration, in.
	a	b	c											
1½ 1.900	40	Std	40S	0.145	1.610	2.036	0.799	0.497	0.421	2.718	0.882	0.310	0.326	0.623
	80	XS	80S	0.200	1.500	1.787	1.068	0.497	0.393	3.631	0.765	0.391	0.412	0.605
	160	—	—	0.281	1.338	1.406	1.429	0.497	0.350	4.859	0.608	0.483	0.508	0.581
	—	XXS	—	0.400	1.100	0.950	1.885	0.497	0.288	6.408	0.412	0.568	0.598	0.549
	—	—	—	0.525	0.850	0.567	2.287	0.497	0.223	7.710	0.246	0.6140	0.6470	0.5200
—	—	—	0.650	0.600	0.283	2.551	0.497	0.157	8.678	0.123	0.6340	0.6670	0.4980	
2 2.375	—	—	5S	0.065	2.245	3.96	0.472	0.622	0.588	1.604	1.716	0.315	0.2652	0.817
	—	—	10S	0.109	2.157	3.65	0.776	0.622	0.565	2.638	1.582	0.499	0.420	0.802
	40	Std	40S	0.154	2.067	3.36	1.075	0.622	0.541	3.653	1.455	0.666	0.561	0.787
	80	XS	80S	0.218	1.939	2.953	1.477	0.622	0.508	5.022	1.280	0.868	0.731	0.766
	160	—	—	0.343	1.689	2.240	2.190	0.622	0.442	7.444	0.971	1.163	0.979	0.729
—	XXS	—	0.436	1.503	1.774	2.656	0.622	0.393	9.029	0.769	1.312	1.104	0.703	
—	—	—	0.562	1.251	1.229	3.199	0.622	0.328	10.882	0.533	1.442	1.2140	0.6710	
—	—	—	0.687	1.001	0.787	3.641	0.622	0.282	12.385	0.341	1.5130	1.2740	0.6440	
2½ 2.875	—	—	5S	0.083	2.709	5.76	0.728	0.753	0.709	2.475	2.499	0.710	0.494	0.988
	—	—	10S	0.120	2.635	5.45	1.039	0.753	0.690	3.531	2.361	0.988	0.687	0.975
	40	Std	40S	0.203	2.469	4.79	1.704	0.753	0.646	5.793	2.076	1.530	1.064	0.947
	80	XS	80S	0.278	2.323	4.24	2.254	0.753	0.608	7.661	1.837	1.925	1.339	0.924
	160	—	—	0.375	2.125	3.55	2.945	0.753	0.556	10.01	1.535	2.353	1.637	0.894
—	XXS	—	0.552	1.771	2.464	4.03	0.753	0.464	13.70	1.067	2.872	1.998	0.844	
—	—	—	0.675	1.525	1.826	4.663	0.753	0.399	15.860	0.792	3.0890	2.1490	0.8140	
—	—	—	0.800	1.275	1.276	5.212	0.753	0.334	17.729	0.554	3.2250	2.2430	0.7860	
3 3.500	—	—	5S	0.083	3.334	8.73	0.891	0.916	0.873	3.03	3.78	1.301	0.744	1.208
	—	—	10S	0.120	3.260	8.35	1.274	0.916	0.853	4.33	3.61	1.822	1.041	1.196
	40	Std	40S	0.218	3.068	7.39	2.228	0.916	0.803	7.58	3.20	3.02	1.724	1.164
	80	XS	80S	0.300	2.900	6.61	3.02	0.916	0.759	10.25	2.864	3.90	2.226	1.136
	160	—	—	0.437	2.626	5.42	4.21	0.916	0.687	14.32	2.348	5.03	2.876	1.094
—	XXS	—	0.600	2.300	4.15	5.47	0.916	0.602	18.58	1.801	5.99	3.43	1.047	
—	—	—	0.725	2.050	3.299	6.317	0.916	0.537	21.487	1.431	6.5010	3.7150	1.0140	
—	—	—	0.850	1.800	2.543	7.073	0.916	0.471	24.057	1.103	6.8530	3.9160	0.9840	
3½ 4.000	—	—	5S	0.083	3.834	11.55	1.021	1.047	1.004	3.47	5.01	1.960	0.980	1.385
	—	—	10S	0.120	3.760	11.10	1.463	1.047	0.984	4.97	4.81	2.756	1.378	1.372
	40	Std	40S	0.228	3.548	9.89	2.680	1.047	0.929	9.11	4.28	4.79	2.394	1.337
	80	XS	80S	0.318	3.364	8.89	3.68	1.047	0.881	12.51	3.85	6.28	3.14	1.307
	—	XXS	—	0.636	2.728	5.845	6.721	1.047	0.716	22.850	2.530	9.8480	4.9240	1.2100
4 4.500	—	—	5S	0.083	4.334	14.75	1.152	1.178	1.135	3.92	6.40	2.811	1.249	1.562
	—	—	10S	0.120	4.260	14.25	1.651	1.178	1.115	5.61	6.17	3.96	1.782	1.549
	—	—	—	0.188	4.124	13.357	2.547	1.178	1.082	8.560	5.800	5.8500	2.6000	1.5250
	40	Std	40S	0.237	4.026	12.73	3.17	1.178	1.054	10.79	5.51	7.23	3.21	1.510
	80	XS	80S	0.337	3.826	11.50	4.41	1.178	1.002	14.98	4.98	9.61	4.27	1.477
120	—	—	0.437	3.626	10.33	5.58	1.178	0.949	18.96	4.48	11.65	5.18	1.445	
160	—	—	0.500	3.500	9.621	6.283	1.178	0.916	21.360	4.160	12.7710	5.6760	1.4250	
—	XXS	—	0.531	3.438	9.28	6.62	1.178	0.900	22.51	4.02	13.27	5.90	1.416	
—	—	—	0.674	3.152	7.80	8.10	1.178	0.825	27.54	3.38	15.29	6.79	1.374	
—	—	—	0.800	2.900	6.602	9.294	1.178	0.759	31.613	2.864	16.6610	7.4050	1.3380	
—	—	—	0.925	2.650	5.513	10.364	1.178	0.694	35.318	2.391	17.7130	7.8720	1.3060	
5 5.563	—	—	5S	0.109	5.345	22.44	1.868	1.456	1.399	6.35	9.73	6.95	2.498	1.929
	—	—	10S	0.134	5.295	22.02	2.285	1.456	1.386	7.77	9.53	8.43	3.03	1.920
	40	Std	40S	0.258	5.047	20.01	4.30	1.456	1.321	14.62	8.66	15.17	5.45	1.878
	80	XS	80S	0.375	4.813	18.19	6.11	1.456	1.260	20.78	7.89	20.68	7.43	1.839
	120	—	—	0.500	4.563	16.35	7.95	1.456	1.195	27.04	7.09	25.74	9.25	1.799
160	—	—	0.625	4.313	14.61	9.70	1.456	1.129	32.96	6.33	30.0	10.80	1.760	
—	XXS	—	0.750	4.063	12.97	11.34	1.456	1.064	38.55	5.62	33.6	12.10	1.722	
—	—	—	0.875	3.813	11.413	12.880	1.456	0.998	43.810	4.951	36.6450	13.1750	1.6860	
—	—	—	1.000	3.563	9.966	14.328	1.456	0.933	47.734	4.232	39.1110	14.0610	1.6520	

Piping Specification 210	Date: March 16, 2009	Revision: 0	Page 1 of 1
--------------------------	----------------------	-------------	-------------

DESIGN PARAMETERS

P-Spec	PS-210(A, B)							Calculation Reference:	00-00-CALC-M-0004-R0
Design Pressure (psig)	600	480	445	405	260	125	35	Code of Reference:	B31.3 - 2002
Design Temperature (°F)	300	500	800	900	1000	1150	1400	Fluid Service:	Normal
Minimum Temperature (°F)	-425	-425	-425	-425	-425	-425	-425	Material:	Stainless Steel (304L)
Minimum Test Pressure (psig)	900	815	860	855	835	785	340	Pressure Rating:	600 psi
Maximum Test Pressure (psig)	935							External Pressure Rating:	15 psi

GENERAL NOTES

Refer to General Notes 1-12, 16, 19.

ALLOWABLE PIPE MATERIALS

Component	Size	Rating	Standard	Material	Material Grade	Additional Requirements
Piping	¼ - 12	Schedule Tables	ASME B36.19	ASTM A312	TP 304L	Seamless

REQUIRED SCHEDULES FOR NON-THREADED PIPE

P-Spec	Corrosion Allowance	Pipe Size	¼	½	¾	1	1 ½	2	2 ½	3	5	6	8	10	12
A	0.00	Schedule	10S	10S	10S	10S	10S	10S	10S	10S	10S	40S	40S	40S	40S
B	0.03	Schedule	10S	10S	10S	10S	10S	10S	10S	40S	40S	40S	40S	40S	40S

REQUIRED SCHEDULES FOR THREADED PIPE

P-Spec	Corrosion Allowance	Pipe Size	¼	½	¾	1	1 ½	2	2 ½	3	5	6
A	0.00	Schedule	40S	40S	40S	40S	40S	40S	40S	40S	40S	40S
B	0.03	Schedule	80S	80S	80S	80S	80S	80S	80S	80S	80S	80S

FITTINGS

Component	Size	Rating	Standard	Material	Material Grade	Additional Requirements
Threaded Fittings	¼ - 4	2000#	ASME B16.11	ASTM A182	F304/F304L	Only for fit up to threaded components
Socket-Weld Fittings	¼ - 2	3000#	ASME B16.11	ASTM A182	F304L	
Buttweld Fittings	½ - 12	Schedule Tables	ASME B16.9	ASTM A403	WP304L	
Buttweld Fittings	½ - 12	Schedule Tables	ASME B16.28	ASTM A403	WP304L	

FLANGES

Component	Size	Rating	Standard	Material	Material Grade	Additional Requirements
Socket-Weld Flange	½ - 2	See note 19	ASME B16.5	ASTM A182	See note 19	
Threaded Flange	½ - 6	See note 19	ASME B16.5	ASTM A182	See note 19	
Weldneck Flange	½ - 8	See note 19	ASME B16.5	ASTM A182	See note 19	
Slip-on Flange	½ - 8	See note 19	ASME B16.5	ASTM A182	See note 19	
Blind Flange	½ - 8	See note 19	ASME B16.5	ASTM A182	See note 19	
Backup Flange	½ - 8	See note 19	ASME B16.5	ASTM A105	N/A	See note 8

MECHANICAL FASTENERS

Component	Size	Standard	Material	Material Grade	Additional Requirements
Fasteners	B16.5	ASME B18.2.1	ASTM A193	B8 Cl. 2-HH	Limited to 1000°F, See note 10
Nuts	B16.5	ASME B18.2.2	ASTM A194	8F-HH	Limited to 1000°F



SILI PUMP

Marine pump specialist in China



On board ship pumps

Offing platform



Offshore platform



Shanghai SILI Pump Manufacture Co., Ltd

—Maritime pump specialist in China























Pump Specification(50Hz/380V/3phase, 2900rpm, 2 poles motor)

Item	Model	Cap. (m ³ /h)	capacity range (m ³ /h)	Head (m)	Head range (m)	shaft power (kw)	NPSH (m)	Power (kw)	motor model	Wt (kg)
1	25CLH-6.5	3	2 - 4	8	6 - 9	0.16	4	0.75	Y80L1-2H	50
2	40CLH-5	10	8 - 12	30	22 - 32	1.82	4	2.2	Y90L-2H	73
3	40CLH-3.5	5	4 - 6	30	22 - 32	1.26	4	1.5	Y90S-2H	65
4	40CLH-3	10	8 - 12	50	37 - 53	3.24	2.8	4	Y112M-2H	110
5	40CLH-2.5	10	8 - 12	65	48 - 68	4.66	3	5.5	Y132S1-2H	130
6	40CLH-2	5	4 - 6.5	50	37 - 52	2.23	2.8	3	Y100L-2H	104
7	50CLH-7	20	16 - 23	30	22 - 32	2.47	3	4	Y112M-2H	83
8	50CLH-7A	18	14 - 21	25	18 - 27	1.92	3	3	Y100L-2H	72
9	50CLH-4.5	20	16 - 23	50	37 - 52	4.54	3	5.5	Y132S1-2H	98
10	50CLH-3.5	20	16 - 23	65	48 - 68	8.85	3.5	11	Y160M1-2H	145
11	65CLH-8.5	45	33 - 45	30	22 - 32	4.02	3	5.5	Y132S1-2H	125
12	65CLH-8.5A	25	20 - 28	26	19 - 28	2.95	3	4	Y112M-2H	106
13	65CLH-5.5	30	24 - 34	50	37 - 52	6.92	3	11	Y160M1-2H	171
14	65CLH-5.5A	27	21 - 31	45	33 - 47	5.7	3	7.5	Y132S2-2H	140
15	65CLH-4.5	30	24 - 34	65	48 - 68	9.48	3	5.5	Y160M1-2H	200
16	65CLH-4.5A	27	21 - 31	58	43 - 60	7.9	3	11	Y160M1-2H	141
17	80CLH-16	60	40 - 68	20	15 - 22	3.6	3.5	11	Y132S2-2H	156
18	80CLH-11	70	70 - 85	30	22 - 32	6.19	3.5	7.5	Y132S2-2H	162

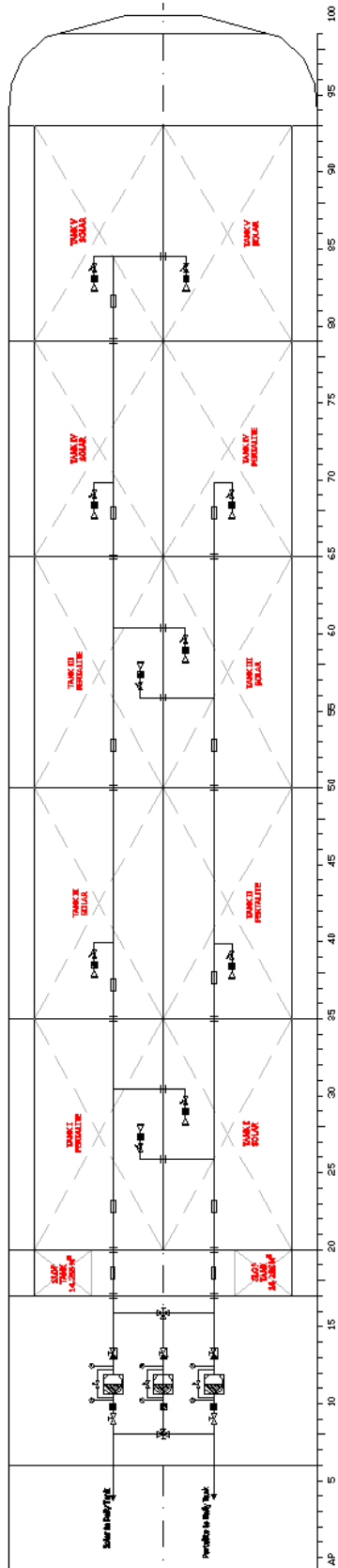
WEIGHT OF PIPING MATERIALS
(Courtesy of Anvil International)

5.563" O.D. **5"** PIPE

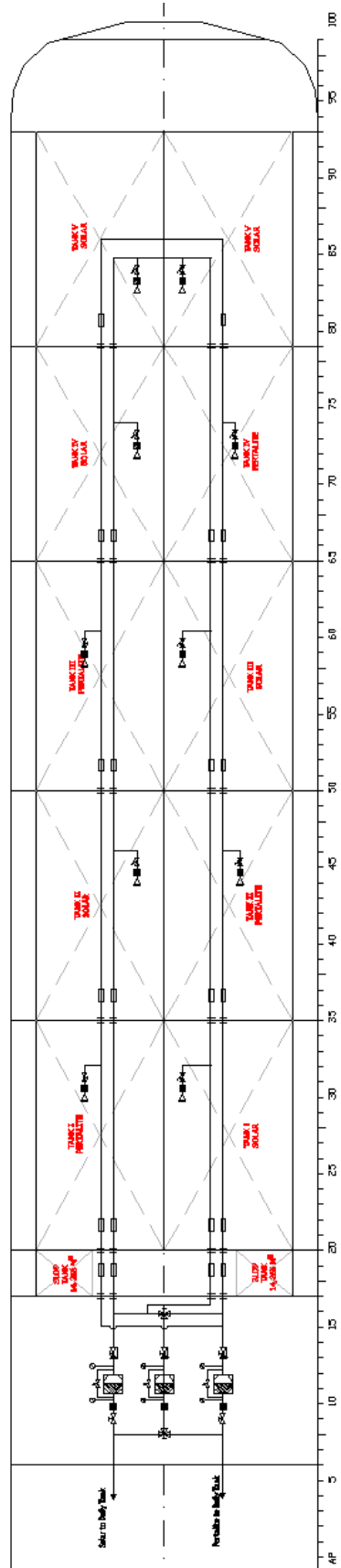
PIPE	Schedule No.	5S	10S	40	80	120	160										
	Wall Designation			Std.	XS					XXS							
	Thickness — In.	.109	.134	.258	.375	.500	.625	.750	.875	1.000							
	Pipe — Lbs./Ft	6.35	7.77	14.62	20.78	27.04	32.96	38.55	43.81	47.73							
	Water — Lbs./Ft	9.73	9.53	8.66	7.89	7.09	6.33	5.62	4.95	4.23							
WELDING FITTINGS	 L.R. 90° Elbow	6.0 1.3	7.4 1.3	16.0 1.3	21.4 1.3			33 1.3	34 1.3								
	 S.R. 90° Elbow	4.2 .8	5.2 .8	10.4 .8	14.5 .8												
	 L.R. 45° Elbow	3.1 .5	3.8 .5	8.3 .5	10.5 .5			14 .5	18 .5								
	 Tee	9.8 1.2	12.0 1.2	19.8 1.2	26.9 1.2			38.5 1.2	43.4 1.2								
	 Lateral	15.3 2.5	18.4 2.5	31 2.5	49 2.5												
	 Reducer	2.5 .4	4.3 .4	5.9 .4	8.3 .4			12.4 .4	14.2 .4								
	 Cap	1.3 .7	1.6 .7	4.2 .7	5.7 .7			11 .7	11 .7								
		Temperature Range °F	100-199	200-299	300-399	400-499	500-599	600-699	700-799	800-899	900-999	1000-1099	1100-1200				
INSULATION	85% Magnesia Calcium Silicates	Nom. Thick., in.	1	1½	1½	2	2½	2½	3	3½	3½	4	4				
		Lbs./Ft	1.86	2.92	2.92	4.08	5.38	5.38	6.90	8.41	8.41	10.4	10.4	10.4			
Combina- tion		Nom. Thick., in.						2½	3	3½	3½	4	4				
		Lbs./Ft						7.01	9.30	11.8	11.8	14.9	14.9	14.9			
FLANGES	Pressure Rating psi	Cast iron			Steel												
		125	250	150	300	400	600	900	1500	2500							
	 Screwed or Slip-On	17	28	18	32	37	73	106	162	259							
		1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5							
	 Welding Neck	22	36	49	78	103	162	293									
		1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5									
 Lap Joint	18	32	35	71	98	179	253										
	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5										
 Blind	21	35	23	39	50	78	104	172	272								
	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5								
FLANGED FITTINGS	 S.R. 90° Elbow	55	91	80	113	123	295	268	435								
		4.3	4.3	4.3	4.3	4.5	4.7	4.8	5.2								
	 L.R. 90° Elbow	65		91	128												
		4.7		4.7	4.7												
 45° Elbow	48	80	66	98	123	180	239	350									
	3.8	3.8	3.8	3.8	4	4.2	4.3	4.5									
 Tee	84	139	119	172	179	304	415	665									
	5.4	6.5	6.4	6.4	6.8	7	7.2	7.8									
VALVES	 Flanged Bonnet Gate	38	264	150	265	310	455	615	1340								
		7.3	7.9	4.3	4.9	5.3	5.5	6	7								
	 Flanged Bonnet Globe or Angle	38	247	155	215	355	515	555	950								
		7.6	8	4.3	5	5.2	5.8	5.8	6								
	 Flanged Bonnet Check	118	216	110	165	185	350	570	1150								
		7.6	8	4.3	5	5	5.8	6	7								
 Pressure Seal Bonnet — Gate						350	520	865									
						31	3.8	4.5									
 Pressure Seal Bonnet — Globe							280	450									
							4	4.5									

Boldface type is weight in pounds.
 Lightface type beneath weight is weight factor for insulation.
 Insulation thicknesses and weights are based on average conditions and do not constitute a recommendation for specific thicknesses of materials. Insulation weights are based on 85% magnesia and hydrous calcium silicate at 11 lbs/cubic foot. The listed thicknesses and weights of combination covering are the sums of the inner layer of diatomaceous earth at 21 lbs/cubic foot and the outer layer at 11 lbs/cubic foot.
 Insulation weights include allowances for wire, cement, canvas, bands and paint, but not special surface finishes.
 To find the weight of covering on flanges, valves or fittings, multiply the weight factor by the weight per foot of covering used on straight pipe.
 Valve weights are approximate. When possible, obtain weights from the manufacturer.
 Cast iron valve weights are for flanged end valves; steel weights for welding end valves.
 All flanged fitting, flanged valve and flange weights include the proportional weight of bolts or studs to make up all joints.

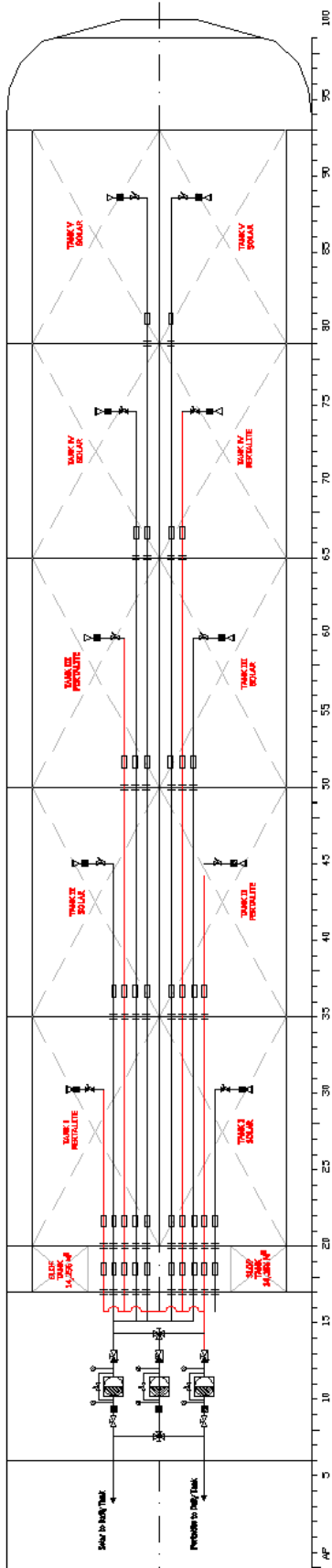
DIRECT LINE CARGO OIL SYSTEM



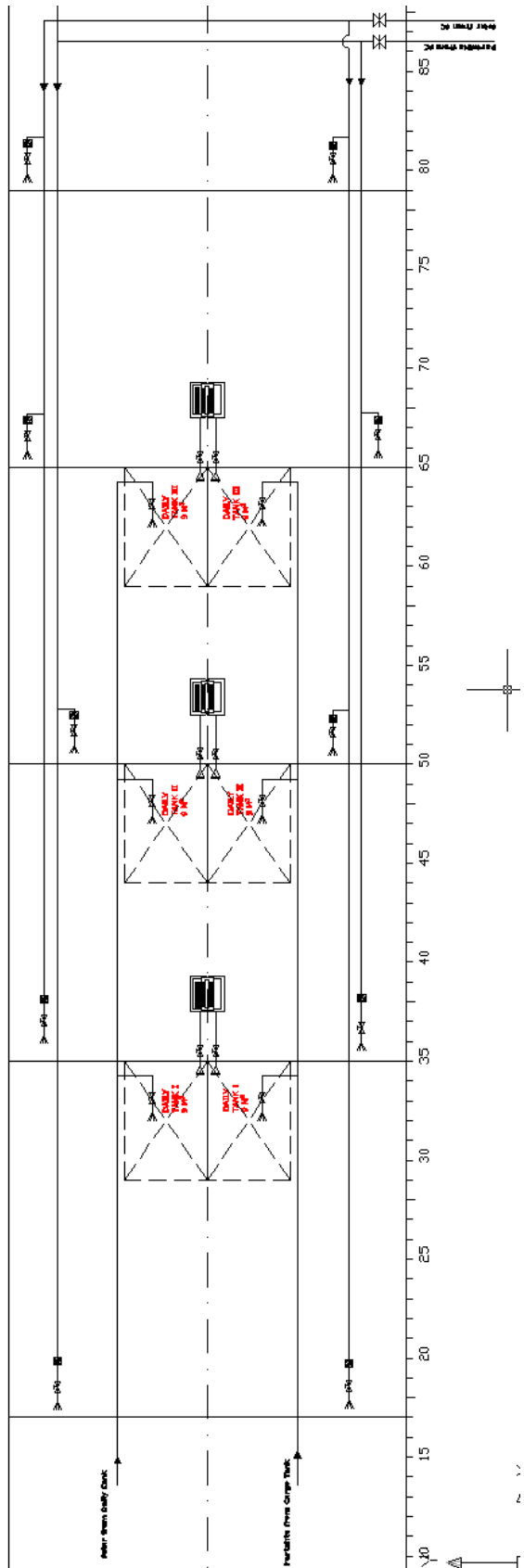
RING LINE CARGO OIL SYSTEM



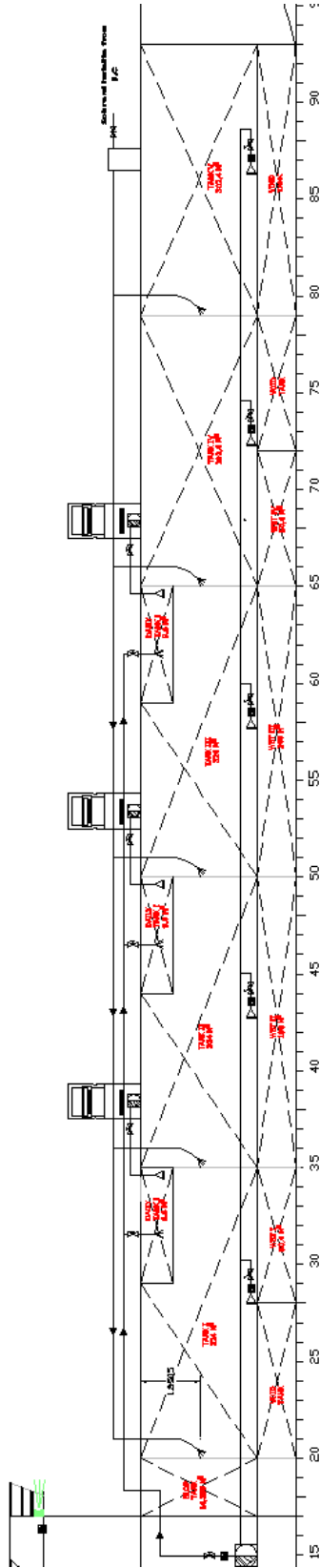
INDEPENDENT LINE CARGO OIL SYSTEM



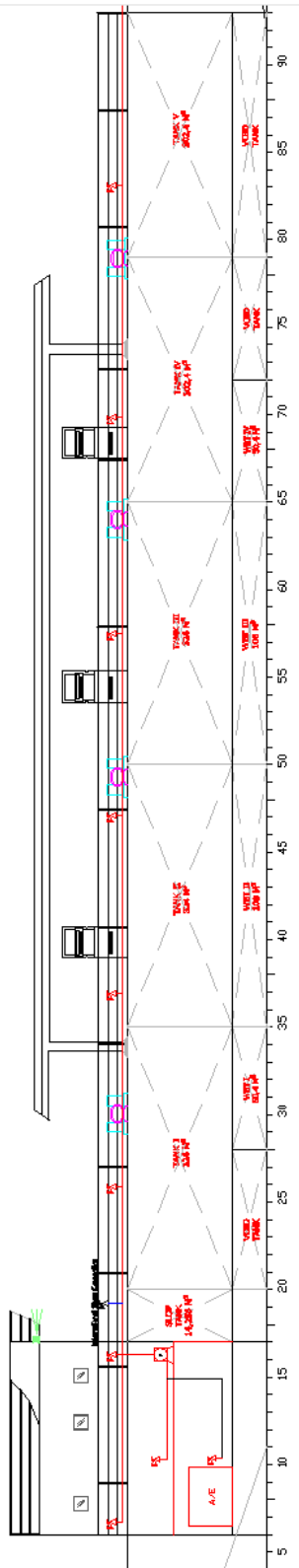
CONNECTION IN MAIN DECK

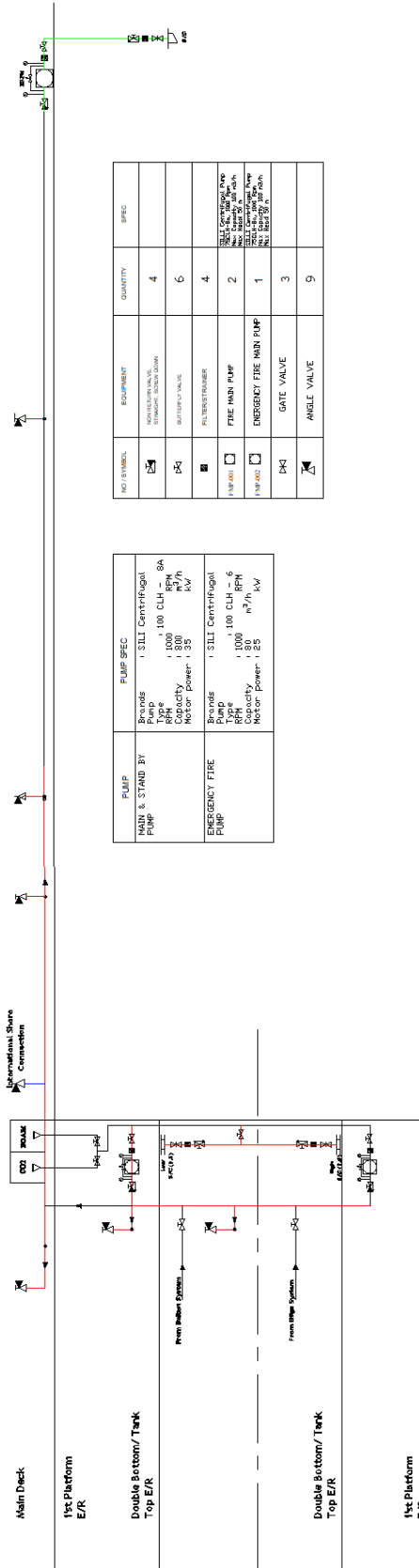


SIDE VIEW CARGO OIL SYSTEM



ARRANGEMENT FIRE MAIN SYSTEM

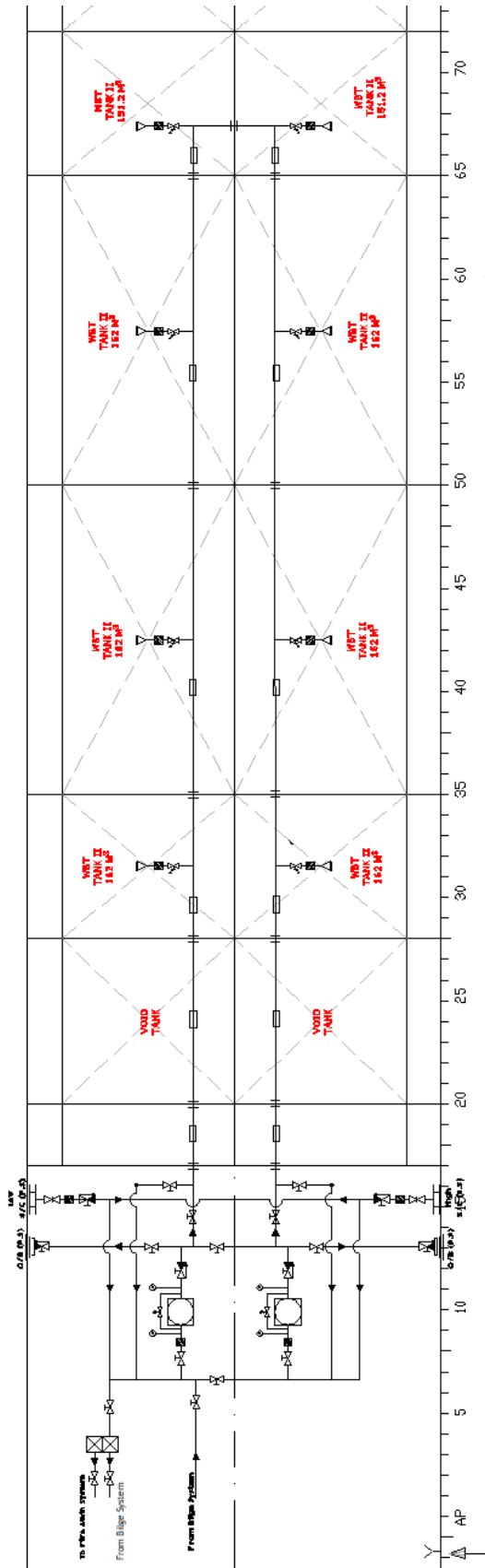


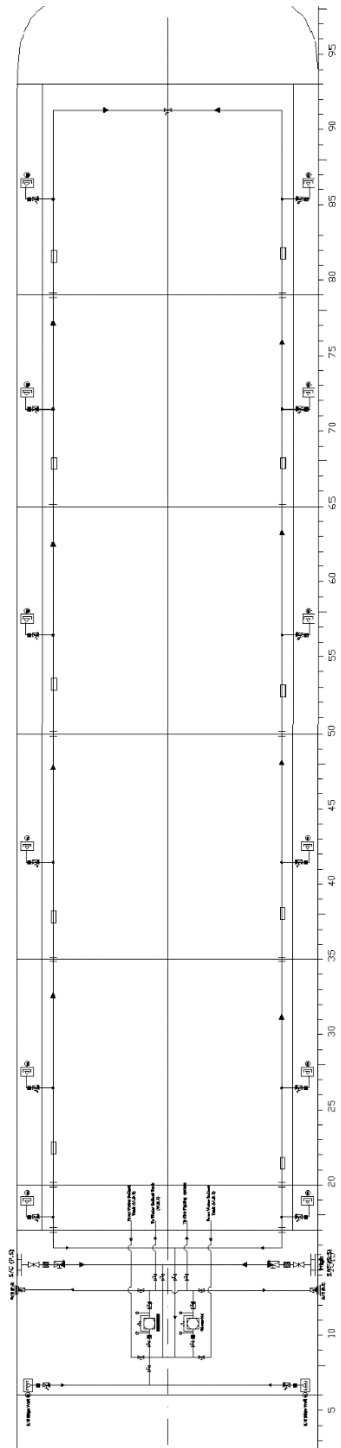


NO SYMBOL	EQUIPMENT	QUANTITY	SPEC
EM	EMERGENCY FIRE MAIN VALVE STANDARD, DESIGN DOWNS	4	
EM	EMERGENCY FIRE MAIN VALVE	6	
EM	FILTERSTRAINER	4	
EM	FIRE MAIN PUMP	2	STILL CENTRIFUGAL PUMP Brand : 100 CLH Type : ES Capacity : 800 m ³ /h Motor Power : 35 KW
EM	EMERGENCY FIRE MAIN PUMP	1	STILL CENTRIFUGAL PUMP Brand : 100 CLH Type : ES Capacity : 800 m ³ /h Motor Power : 35 KW
EM	GATE VALVE	3	
EM	ANGLE VALVE	9	

PUMP	PUMP SPEC
MAIN & STANDBY PUMP	Brand : 100 CLH Type : ES Capacity : 800 m ³ /h Motor Power : 35 KW
EMERGENCY FIRE PUMP	Brand : 100 CLH Type : ES Capacity : 800 m ³ /h Motor Power : 35 KW

BALLAST SYSTEM







FUEL DISPENSER JSA2222AMD-A New

Generation

★★★★★ 0 Ulasan

0 Transaksi Sukses Dari 0 Transaksi ●

Rp 57.600.000

← Bagian

Jumlah

− 1 +

Catatan untuk Penjual (Optional)

Contoh: Warna Putih, Ukuran XL, Edisi ke-2

0/144 karakter

Cicilan bunga 0% mulai dari Rp 2.400.000 **Bandingkan Cicilan**

📅 Diklat 68

📁 Terjemah 0

📄 Kondisi Baru

📄 W/ok. Baru 1

📄 Asuransi Optional

Power : Ac 220 / 230 V , 750 watt
Kecepatan Arus Minyak : Kecepatan Nozzel Standar 38 liter/Menit ,
Kecepatan Arus Minyak : Kecepatan Nozzel Penuh 40 liter/Menit
Type Pompa Hisap: Gear Pump Unit dengan putaran 680 ~ 980rpm
Motor: EX Explotion proof ,AC 220/230V, 750 Watt ,50/60Hz, 1 Phase,1440rpm
Flowmeter : Assymeter DJT4A Akurasi : $\pm 0,25\%$ 20L
Spesifikasi Produk
<ul style="list-style-type: none"> 2 Produk (Pertamax,Pertalite atau jeis minyak lainnya) 2 Pompa Hisap (Jenis Gear Pump type Tatsuno) 2 Nozel (OPN 3/4 "Spout 13/16" Stainles Automatis) 4 Meter Slang Futura 3/4" Plus Swivel Coupling 2 Indikator Minyak StandarNPT3/4" 2 CPU Controller versi JTK New Generation 2 Display (LCD BlackLigth) 6 Digit satuan Harga, 4 Digit Satuan Liter, 5 Digit Harga Produk) 2 Printer Termall 2 Preset Keypad (JTK 5x5 Castum) 2 Totalisator Electronik Digital & Counter Mekanik 2 Assymeter (DTJ4A dengan Expulser FBCGQ-4) 2 Selenoid Double Valve 220V 2 Motor Penggerak EX Expostionproff 750Watt

BIODATA PENULIS



Penulis, **Ryo Ardhi Surya Gumelar**, lahir di Ngawi, Jawa Timur pada tanggal 16 Juli 1995. Merupakan anak Pertama dari 2 bersaudara dari Bapak yang bernama Tatit Suryantoro dan Ibu yang bernama Titis Indah Herawati. Penulis, memulai pendidikan formal yaitu di SD Negeri 6 Widodaren, Ngawi (2002-2008), kemudian melanjutkan jenjang sekolah menengah pertama di SMP Negeri 1 Widodaren, Ngawi (2008-2011) dan melanjutkan jenjang Sekolah Menengah Atas di SMA Negeri 1 Widodaren (2011-2014). Penulis melanjutkan studi ke jenjang perkuliahan di Progam Studi di Universitas Diponegoro Semarang (2014-2017), yang terdaftar sebagai mahasiswa Diploma III Teknik Perkapalan Kapal dengan NRP. 21090114060054. Setelah lulus dari Diploma III penulis memilih untuk melanjutkan kuliah di tahap Strata 1 di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan Jurusan Teknik Sistem Perkapalan yang terdaftar sebagai mahasiswa Lintas Jalur Angkatan 2017 Semester Ganjil dengan NRP. 04211745000024 sampai dengan saat ini.

Ryo Ardhi Surya Gumelar
ryoasg@gmail.com